

Объемный гидропривод машинного регулирования с гидродвигателями возвратнопоступательного движения

04, апрель 2015

Никитин О. Ф.^{1,*}

УДК: 62-82

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

^{*}nof1936@yandex.ru

Введение

В данной работе рассматривается гидропривод с регулированием выходных параметров движения выходного звена общего штока скорость - нагрузка $V=f(R)$ при использовании нескольких гидроцилиндров, с жестким или последовательным соединением штоков. Регулирование скорости движения осуществляется путем подключения необходимого числа эффективных рабочих площадей гидроцилиндров, обеспечивающих требуемую скорость движения соединенных штоков всех гидроцилиндров. Изменение эффективной скорости при сохранении нагрузки может приводить к изменениям давления в полостях участвующих в совершении работы гидропривода и увеличению преодолеваемой нагрузки.

Основная часть

Объемным гидроприводом называется привод, содержащий гидравлический механизм, в котором рабочая жидкость находится под давлением, с одним или более объемными гидродвигателями. *Гидропривод с управлением* - это гидропривод, в котором возможно изменение параметров движения выходного звена гидродвигателя с использованием каких-либо внешних средств.

На практике широко распространены гидроприводы с управлением (регулируемые гидроприводы), в которых помимо изменения направления движения выходного звена имеется также возможность изменения параметров движения выходного звена объемного гидродвигателя (регулирование скорости движения). Способы управления параметрами движения выходного звена объемных гидроприводов основаны на изменении (регулировании) скорости (V_{Π} или $n_{зм}$) движения выходного звена путем регулирования расхода Q рабочей жидкости, поступающей в гидродвигатель, либо в случае использования регулируемого гидромотора за счет изменения его рабочего объема $V_{0зм}$ (при вращательном дви-

жения выходного звена) или эффективной площади поршня гидроцилиндра (при возвратно-поступательном движении). Последний способ в гидроприводах поступательного движения не используется, так как сложно, и в большинстве случаев, как это считают, осуществить регулирование эффективной площади поршня гидроцилиндра. Однако регулирование скорости движения выходного звена - штока можно получить при одновременном переменном подключении нескольких гидроцилиндров, синхронно и синфазно движущихся в одном направлении движения.

При исследовании статических характеристик гидроприводов с машинным регулированием при постоянной подаче насоса (нерегулируемый насос с постоянной частотой вращения вала насоса) с несколькими гидроцилиндрами определяются основные статические рабочие характеристики: $V_{\Pi} = f(R_{\text{гц}}; U)$ и $N_{\text{ГП}} = f(R_{\text{гц}}; V_{\Pi}; U)$, где V_{Π} и $R_{\text{гц}}$ - скорость перемещения и преодолеваемое усилие на общем штоке гидроцилиндра; $N_{\text{ГП}}$ - полезная мощность гидропривода; η - КПД гидропривода; U - параметр регулирования.

Параметр регулирования - относительная величина суммарной эффективной рабочей площади числа поршней гидроцилиндров из сочетаний по j от 1 до k , участвующих в рассматриваемый момент времени в работе, к сумме эффективных площадей всех k поршней, имеющихся в составе обобщенного гидроцилиндра, по выражению $U_j = \frac{\sum_{j=1..k} F_j}{\sum_1^k F_i}$. При общем числе имеющихся поршней, равном k , число сочетаний равно $j = 2^k - 1$.

На рис.1 показана принципиальная гидравлическая схема рассматриваемого гидропривода машинного регулирования с 3-х гидроцилиндрами. Гидропривод состоит из нерегулируемого насоса (Н) с приводящим электродвигателем, гидробака (Б), предохранительного гидроклапана (К), 1-го направляющего гидрораспределителя (Р), 3-х управляющих гидрораспределителей (Р1, Р2 и Р3) и 3-х двухштоковых гидроцилиндров (Ц1, Ц2 и Ц3). Принцип работы гидропривода заключается в следующем.

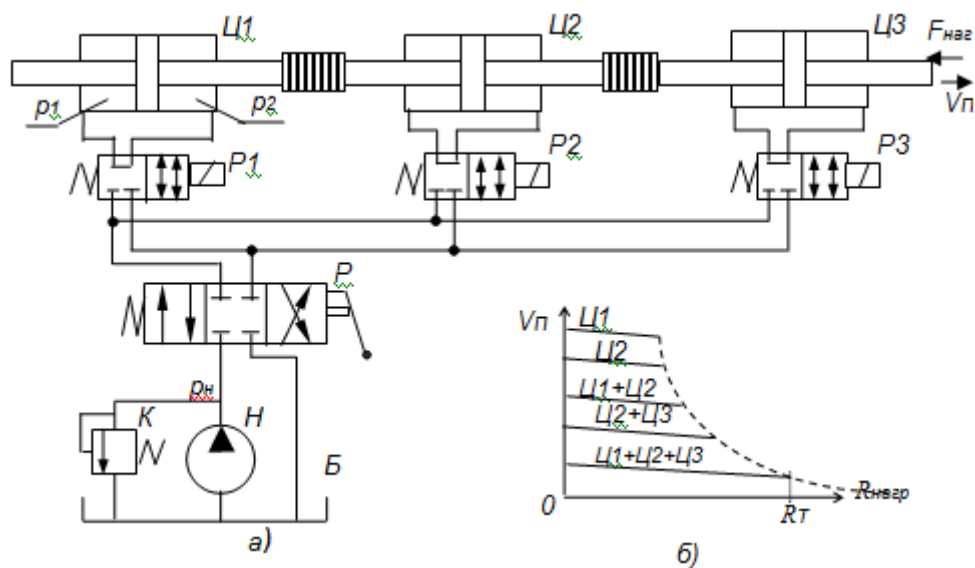


Рис.1. Гидропривод с машинным регулированием путем установки 3-х гидроцилиндров: принципиальная гидравлическая схема (а), рабочие характеристики (б).

При решении задействовать гидроцилиндр Ц1 включением Р1 гидрораспределители Р2 и Р3 не задействованы (находятся в исходном положении). Рабочая жидкость в этом случае поступает через гидрораспределитель Р1 в одну из полостей гидроцилиндра Ц1 вместе со штока гидроцилиндров Ц1, например, в левую. Под действием рабочей жидкости шток гидроцилиндра Ц1 вместе со штоками гидроцилиндров Ц2 и Ц3 перемещаются вправо. Из правой полости гидроцилиндра Ц1 вытесняемая рабочая жидкость через гидрораспределитель Р1 и по сливной линии поступает в гидробак. В гидроцилиндрах Ц2 и Ц3 рабочая жидкость из правых полостей через гидрораспределители Р2 и Р3 соответственно поступает в левые полости гидроцилиндров Ц2 и Ц3. Таким образом, поршни не задействованных гидроцилиндров перемещаются пассивно, т.к. их полости каждого цилиндра соединены между собой через соответствующие гидрораспределители 4/2, находящиеся в этом исходном положении при отсутствии сигнала на электромагните управления.

Направление движения обобщенного штока изменяют с помощью направляющего гидрораспределителя Р.

Изменение (уменьшение) скорости движения общего штока в соответствии с изменением эффективной рабочей площадью подключенных гидроцилиндров, что обеспечивается дополнительным включением гидрораспределителя Р2 или одновременно Р2 и Р3. С увеличением эффективной рабочей площади может быть увеличена преодолеваемая общая сила нагрузки на обобщенном штоке при давлении нагнетания, не превышающем допустимое, т.е. наблюдается возможность работы гидропривода с постоянной мощностью.

Скорость поступательного движения V_{Π} поршня гидроцилиндра определяется величиной подачи Q_{Π} нерегулируемого насоса и эффективной рабочей площадью поршня S_{Π} гидроцилиндра и, значит, является постоянной величиной (нерегулируемой). При отсутствии объемных потерь в элементах гидропривода $V_{\Pi} = Q_{\Pi} / S_{\Pi} = \text{const}$.

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

Внешняя сила, действующая на поршень, преодолевается гидравлической силой $R_{\text{вн}} = R_{\text{ц}} = \Delta p_{\text{гц}} S_{\Pi} \cdot \eta_{\text{мех.гц}}$, где $\Delta p_{\text{гц}} = p_1 - p_2$ - перепад давлений в полостях гидроцилиндра.

Развиваемое насосом давление, согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе, равно $p_{\text{нг}} = p_1 + \Delta p_{\Phi 1} + \Delta p_{P1}$, где Δp_{Φ} - потери давления (энергии) при прохождении расхода рабочей жидкости Q_{Π} через фильтр $\Phi 1$ в напорной гидролинии (на схеме не показан); $\Delta p_{P1\text{нагн}}$ - потери давления в напорной гидролинии гидрораспределителя Р.

При вытеснении рабочей жидкости из полости 2 гидроцилиндра Ц1 в ней развивается давление p_2 , определяемое потерями при прохождении расхода Q_2 вытесняемой жидкости через гидрораспределитель Р1 (сливная линия), фильтр $\Phi 2$ на сливе рабочей жидкости в гидробак (на схеме не показан), согласно уравнению потерь энергии на простом трубопроводе имеем $p_2 = \Delta p_{P1\text{сл}} + \Delta p_{\Phi 2}$.

Окончательно имеем

$$p_{нг} = p_1 - p_2 + \Delta p_{\phi 1} + \Delta p_{P1нагн} + \Delta p_{P1сл} + \Delta p_{\phi 2} = \Delta p_{гц} + \sum \Delta p_{г.уст},$$

где: $\Delta p_{гц}$ - перепад давления на поршне; $\sum \Delta p_{г.уст} = kQ^m$ - суммарные потери на всех гидроустройствах и гидролиниях.

Максимальное усилие при движении штока определяется давлением нагнетания насоса $p_n = p_{о\text{ кл}}$, равном давлению открытия предохранительного гидроклапана. Сила торможения (удержание нагрузки при нулевой скорости движения штока) $R_{торм} = S_{п} p_{max} \eta_{мех.гц}$, где p_{max} - давление в момент открытия ($Q_{кл} = Q_n$) гидроклапана.

Внешнюю статическую характеристику $V_{п} = f(F_{гц})$ на участке $0 \leq F_{гц} \leq F_{торм}(p_{кл})$ можно представить в виде $V_{п} = Q_n / S_{п}$. Полученное выражение определяет рабочую (нагрузочную) характеристику гидропривода $V_{п} = f(F_{нагр})$, которая графически имеет вид прямой линии.

КПД гидропривода с учетом всех потерь энергии определяется из выражений, определяющих полезную мощность (на выходе гидроцилиндра) $N_{пол} = R_{вн} V = \Delta p_{гц} S_{п} V_{гц\text{ мех}}$, и потребляемую насосом мощность $N_{потр} = Q_n p_n / \eta_n$, и равен $\eta_{гп} = N_{пол} / N_{потр} = (\Delta p_{гц} / p_n) \eta_n \eta_{гц} \eta_{об.густ} \eta_{мех.густ}$, где $\eta_{об.густ}$ - объемный КПД, учитывающий утечки в гидроустройствах, и $\eta_{мех.густ}$ - гидромеханический КПД, учитывающий потери давления на преодоление трения и в гидравлических сопротивлениях по всем гидроустройствам и гидролиниям.

В двухштоковом гидроцилиндре с равными диаметрами штоков расходы в полостях гидроцилиндра Q_n и $Q_{шт}$ взаимно равны и $Q_n = Q_n = Q_{шт}$.

Гидропривод может иметь в своем составе несколько гидродвигателей, и поэтому для одновременной работы такого гидропривода с обобщенным гидроцилиндром необходима синхронизация движения выходных звеньев входящих в его состав гидродвигателей. В идеале синхронизация предполагает обеспечение строго согласованных во времени перемещений движущихся выходных звеньев. в общем виде это представляет $k_1 x_1 = \dots = k_i x_i = \dots = k_n x_n$ при $t = idem$, где x_i - текущее значение перемещения (линейного - для гидроцилиндра, углового - для гидромотора и неполно поворотного гидродвигателя) i - го из синхронизируемых гидродвигателей; $i = 1, 2, \dots, n$; n - число гидродвигателей, синхронизацию движения выходных звеньев которых необходимо обеспечить; k_i - коэффициент пропорциональности для перемещения выходного звена i - го из синхронизируемых гидродвигателей; t - время. В большинстве случаев $k_1 = \dots = k_i = \dots = k_n = 1$.

Системы, в основе которых лежит обеспечение равенства перемещений, называют *синфазными* (синхронными по перемещению).

На практике применительно к гидрофицированным машинам предъявляются требования автоматического обеспечения для произвольного момента времени согласования скоростей и ускорений движения выходных звеньев синхронизируемых гидродвигателей.

Системы, в основе которых лежит обеспечение равенства скоростей перемещений, называют *синхронными*. В основе работы таких систем обеспечение согласования скоростей и при этом текущие координаты выходных звеньев во внимание не принимаются. Очевидно, что любая синфазная система одновременно является и синхронной.

Использование синфазных и синхронных систем синхронизации обеспечиваются лишь с той или иной степенью точности из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости, упругих деформаций стенок гидроканалов, трения в опорных и уплотнительных узлах,

противодавления в гидролиниях слива, различия размеров деталей гидравлических устройств в пределах технологических допусков, во времени, ограниченность быстродействия регулирующих гидравлических устройств. Следовательно, при работе синхронных систем может накапливаться ошибка в относительном положении звеньев гидродвигателей, что в подавляющем большинстве случаев является нежелательным.

Для периодического устранения данной ошибки и восстановления исходного соотношения координат выходных звеньев гидродвигателей в состав синхронных систем приходится вводить дополнительные устройства и связи. Синфазные системы свободны от указанного недостатка синхронных систем, однако характеризуются преимущественно более высокой сложностью. Поэтому в тех случаях, когда не требуется высокой точности синхронизации координат выходных звеньев гидродвигателей, используют синхронные системы.

Гидропривод может иметь в своем составе несколько гидродвигателей с различными видами соединения - параллельная или последовательная схемы соединения.

При соединении гидродвигателей по параллельной схеме воздействия на приводимый механизм расход рабочей жидкости, поступающей от насосной установки, делится между всеми участвующими в выполнении работы гидродвигателями в зависимости от множества параметров полезной нагрузки и потерь в опорных узлах и уплотнительных устройствах и в сливных гидролиниях. Схема параллельного соединения гидродвигателей используется в тех случаях, когда необходимо обеспечить возможность одновременной работы гидродвигателей и не предъявляются жесткие требования по синхронизации движения выходных звеньев гидродвигателей.

При последовательном механическом соединении гидродвигателей рабочая жидкость поступает одновременно и параллельно в напорную полость каждого включенного гидродвигателя. В результате этого скорость движения выходного звена гидродвигателя, если не учитывать объемные утечки и упругие свойства рабочей жидкости и стенок гидролиний, определяется величиной эффективной рабочей площади напорных полостей подключенных гидродвигателей и скоростью движения общего штока, жестко связывающего штоки всех гидроцилиндров и обеспечивающего синхронное и синфазное их движение. Создаваемое давление на входе этих подключенных гидродвигателей будет определяться величиной внешней нагрузки и суммарной величиной потерь на трение потерь в опорных узлах и уплотнительных устройствах и в сливных гидролиниях, в том числе при перетекании рабочей жидкости из одной полости в другую в не участвующем в преодолении внешней нагрузки гидродвигателе. Общая величина нагрузки может быть значительно большей, чем может преодолеть один гидроцилиндр без повышения общей величины давления в системе. Для преодоления увеличивающейся внешней нагрузки подключают дополнительный гидродвигатель с соответствующим изменением скорости движения при сохранении заданного расхода.

Гидропривод может содержать любое количество гидродвигателей с разным соотношением рабочих параметров (эффективные площади поршней гидроцилиндров или не регулируемые рабочие объемы гидромоторов). Это позволяет обеспечить получение *к* количества ступенчатых изменений (например, уменьшение) величин скоростей и увели-

чение в κ раз максимального силового параметра (усилия или момента) на выходном звене гидродвигателя в диапазоне $\kappa = n \dots (2^n - 1)$.

Проведенный аналитический анализ показал перспективность применения гидропривода, содержащего три последовательно и жестко соединенных двухсторонних штоков гидроцилиндров Ц1, Ц2 и Ц3, выполненных с поршнями, эффективные рабочие площади которых относятся как $S_{Ц1} : S_{Ц2} : S_{Ц3} = 1 : 2 : 4$.

Алгоритм переключения распределителей Р, Р1, Р2 и Р3 устанавливается и реализуется с помощью программируемого устройства управления или вручную с помощью коммутирующих средств.

На рис.2 показано семейство относительных рабочих характеристик $V_{Пj} = f(\bar{R}_{внj})$ при соотношении площадей поршней $1 : 2 : 4$; число сочетаний - 7 и обозначены $V_{Пj}$ – скорость штока 4, где j – обозначение общего числа сочетаний задействованных поршней (эффективной рабочей площади), $R_{внj}$ – усилие на штоке. Пунктиром показаны границы рабочего поля при постоянной мощности насоса.

В случае изменения настройки напорного гидроклапана или использования насоса с другой подачей характеристики сместятся, но их характер останется таким же - граница рабочего поля будет представлять собой гиперболу.

Характеристики на рис.2 построены качественно, без учета гидравлических потерь и потерь на трение.

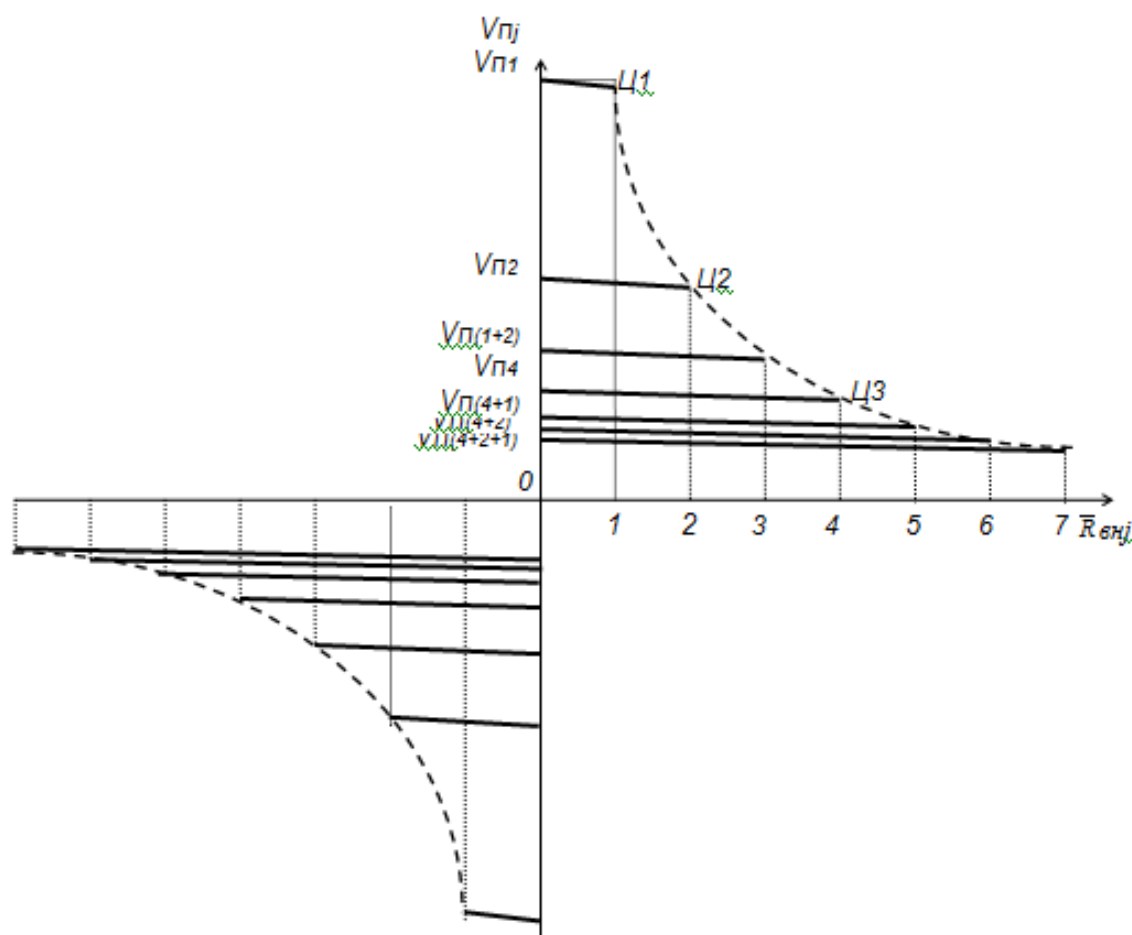


Рис. 2. Семейство рабочих характеристик $V_{Пj} = f(\bar{R}_{внj})$.

Рассмотренная схема с включением гидроцилиндров может быть использована для гидропривода с использованием гидромоторов (рис.3). Приведенные рабочие объемы каждого гидромотора через редуктор к общему выходному валу могут быть выполнены с помощью выбора числа редукции даже при использовании гидромоторов с равными рабочими объемами.

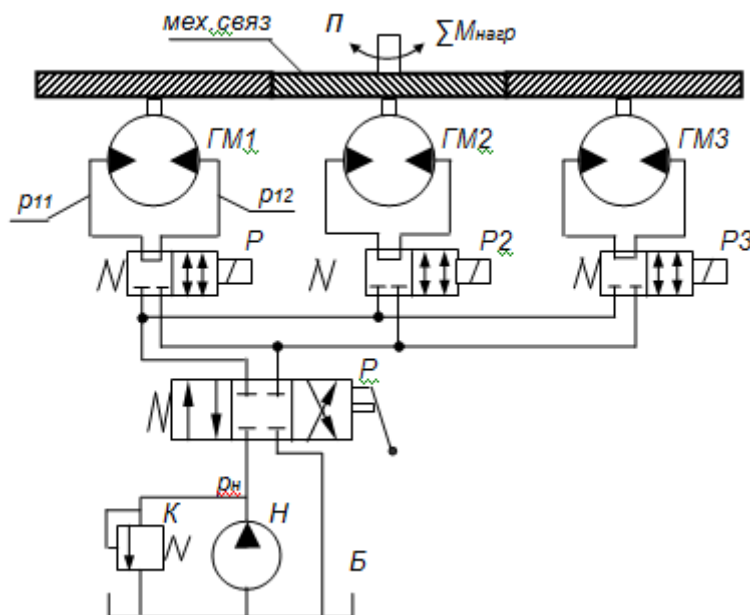


Рис.3. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода с машинным регулированием путем установки 3-х гидромоторов.

Выводы

Рассмотренный объемный гидропривод машинного регулирования с несколькими гидродвигателями возвратно-поступательного движения обладает следующими преимуществами:

- гидропривод может содержать любое количество гидродвигателей с разным соотношением рабочих параметров (эффективные площади поршней гидроцилиндров или нерегулируемые рабочие объемы гидромоторов), что позволяет обеспечить получение k количества ступенчатых изменений (например, уменьшение) величин скоростей и увеличение в k раз максимального силового параметра (усилия или момента) на выходном звене гидродвигателя в диапазоне $k = n \dots (2^n - 1)$;
- общая величина преодолеваемой нагрузки может быть значительно большей, чем может преодолеть один гидроцилиндр без повышения общей величины давления в системе, и соответствующим изменением скорости движения при сохранении заданного расхода;
- семейство относительных рабочих характеристик $V_{Пj} = f(\bar{R}_{вн})$ при постоянной мощности насоса образует зону гиперболического типа; границы рабочего поля соответствуют постоянной мощности гидропривода;

- проведенный аналитический анализ показал перспективность применения гидропривода, содержащего три последовательно и жестко соединенных двухсторонних штоков гидроцилиндров, выполненных с поршнями, эффективные рабочие площади которых относятся как 1 : 2 : 4.

Список литературы

1. Никитин О.Ф. Объемный гидропривод со ступенчатым переключением скорости и силовой нагрузки на выходном звене гидродвигателя: патент РФ на полезную модель № 140941. Начало действия: 16.04.2014. Опубликовано: 20.05.2014. Бюл. № 14. 8 с.
2. Солодовников В.В., Плотников В.Н., Яковлев А.В.. Теория автоматического управления техническими системами. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 1993. 492 с.