

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ГИДРОПРИВОДА ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ С МАШИНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

Т.С. Малкерова

question35@yandex.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрены различные схемы гидроприводов с объемным управлением. Установлено, что применение схем приводов с насосным и моторным регулированием не обеспечивает широкий диапазон изменения скоростей. Одной из перспективных схем гидропривода с расширенным диапазоном бесступенчатого регулирования скорости выходного вала является гидропривод, в состав которого входит гидромоторный блок, имеющий две гидромашины, работающие на общий вал редуктора. Первая из гидромашин представляет собой нерегулируемый гидромотор, вторая — регулируемый насос-мотор. Гидромоторный блок позволяет получить расширенный диапазон регулирования скорости, по сравнению с регулируемым гидромотором эквивалентного рабочего объема. Регулируемый мотор может осуществлять реверс и переходить в насосный режим, что теоретически позволяет регулировать суммарный объем мотора.

Ключевые слова

Гидропривод с объемным управлением, диапазон регулирования, регулируемый насос, регулируемый гидромотор, нерегулируемый гидромотор, гидромоторный блок, суммарный объем, рабочий объем гидромотора, диапазон изменения скоростей

Поступила в редакцию 22.06.2017

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017

Гидроприводом с машинным управлением называют такой гидропривод, в котором управление параметрами движения выходного звена гидродвигателя осуществляется путем регулирования насоса гидромотором или двумя регулируемыми основными гидравлическими элементами (насосом и гидромотором), например, на морских лебедках. Частота вращения вала насоса для гидроприводов с машинным управлением постоянна. Следовательно, осуществлять управление частотой вращения вала гидромотора можно, изменяя рабочий объем насоса или гидромотора либо одновременно рабочие объемы и насоса и гидромотора.

Запишем основные соотношения рабочих параметров гидропривода.

Мощность выходного звена — вала гидромотора определим как

$$N_{\text{ГМ}} = M_{\text{ГМ}} \omega_{\text{ГМ}} = \text{const.} \quad (1)$$

Крутящий момент на валу гидромотора запишем в виде

$$M_{\text{ГМ}} = V_{\text{ГМmax}} U_{\text{ГМ}} \Delta p_{\text{ГМ}} / 2\pi, \quad (2)$$

где $U_{\text{ГМ}}$ — параметр регулирования рабочего объема гидромотора, изменяющийся в диапазоне $0 \leq U_{\text{ГМ}} \leq 1$, $U_{\text{ГМ}} = V_{\text{ГМ}} / V_{\text{ГМmax}}$; $\Delta p_{\text{ГМ}}$ — перепад давления в гидромоторе, $\Delta p_{\text{ГМ}} = p_{\text{наг}} - p_{\text{сл}}$.

Угловую скорость вращения вала гидромотора, рассчитаем по формуле:

$$\omega_{\text{ГМ}} = \frac{Q2\pi}{60V_{\text{ГМ}}}. \quad (3)$$

Анализ технической литературы [1, 2] выявил, что наиболее универсальным и распространенным способом машинного управления с обеспечением постоянной мощности является регулирование рабочих объемов насоса и гидромотора.

Регулирование скорости движения выходного звена гидродвигателя (частота вращения вала нерегулируемого гидромотора ГМ) осуществляется путем изменения рабочего объема регулируемого насоса Н или регулируемого гидромотора при нерегулируемом насосе.

Для гидропривода, представленного на рис. 1, приведена принципиальная схема регулируемого гидропривода с разомкнутой циркуляцией. Его рабочая характеристика имеет зависимость момента нагрузки $M_{\text{нагр}}$ от угловой скорости $\omega_{\text{ГМ}}$ (частоты $n_{\text{ГМ}}$) вращения вала гидромотора и может быть разделена на участки: $0 \leq \omega_{\text{ГМ}} \leq \omega_A$ (первый) и $\omega_A \leq \omega_{\text{ГМ}} \leq \omega_C$ (второй участок).

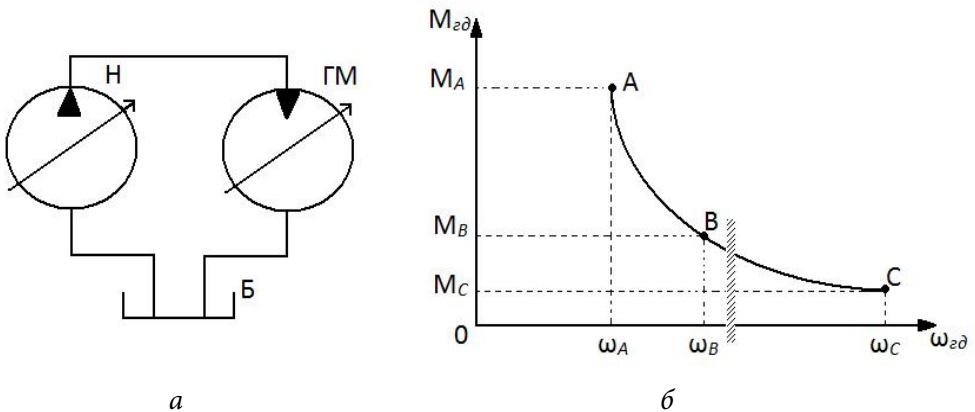


Рис. 1. Принципиальная схема (а) и рабочая характеристика (б) регулируемого гидропривода вращательного движения постоянной мощности с разомкнутой циркуляцией

На первом участке изменение угловой скорости вращения вала происходит вследствие регулирования подачи насоса при постоянном рабочем объеме гидромотора. Допуская, что КПД насоса $\eta_{\text{н}} = 1$, гидромотора $\eta_{\text{ГМ}} = 1$, определим подачу насоса $Q_{\text{н}}$ и гидромотора $Q_{\text{ГМ}}$.

Подача рабочей жидкости, поступающая от насоса в напорную гидролинию

$$Q_H = n_H U_H V_{0H}, \quad (4)$$

где n_H — частота вращения вала насоса, $n_H = \text{const}$; U_H — параметр регулирования рабочего объема насоса, изменяющийся в диапазоне $0 \leq U_H \leq 1$.

Расход, потребляемый гидромотором

$$Q_{GM} = n_{GM} V_{0GM}. \quad (5)$$

Далее запишем уравнение баланса расходов, позволяющее получить закон регулирования скорости выходного звена:

$$Q_H = Q_{GM}. \quad (6)$$

Подставив в уравнение (6), выражения (4) и (5) получим:

$$n_H U_H V_{0H} = n_{GM} V_{0GM}, \quad (7)$$

при этом

$$n_{GM} = n_H U_H V_{0H} / V_{0GM}. \quad (8)$$

Из выражения (8) следует, что в рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора n_{GM} есть функция параметра регулирования рабочего объема насоса U_H .

Максимальный момент $M_{\text{maxнагр}}$ определяет давление открытия предохранительного клапана.

Мощность насоса найдем как

$$N_H = p_{\text{наг}} Q_H. \quad (9)$$

Мощность гидромотора —

$$N_{GM} = \Delta p_{GM} Q_{GM}. \quad (10)$$

Момент на валу гидромотора определим следующим образом:

$$M_{GM} = V_{0GM} \Delta p_{GM} / 2\pi. \quad (11)$$

Из выражений (9)–(11) следует, что частота вращения выходного звена (вала гидромотора) и мощность на выходном валу изменяются прямо пропорционально рабочему объему насоса. Вращающийся момент на валу гидромотора (без учета потерь) является постоянным и не зависит от частоты вращения вала гидромотора — жесткая рабочая характеристика $n_{GM} = f(M_{GM})$ или $M_{GM} = f(n_{GM})$. С учетом потерь частота вращения вала гидромотора будет определяться по формуле:

$$n_{GM} = \left[n_H U_H V_{0H} - k_{уТН} (p_{\text{наг}} - p_{\text{сл}}) - k_{уТГМ} \Delta p_{GM} \right] / V_{0GM}, \quad (12)$$

где $k_{уТН}$ и $k_{уТГМ}$ — коэффициенты объемных утечек насоса и гидромотора от давления в полостях этих машин. После преобразования получим:

$$n_{\text{ГМ}} = K_{\text{ни}} U_{\text{н}} - K_{\text{иГМ}} M_{\text{нагр}} - K_{\text{гидромех}}, \quad (13)$$

здесь

$$K_{\text{ни}} = n_{\text{ГМ}} V_{0\text{н}} / V_{0\text{ГМ}}; \quad K_{\text{иГМ}} = 2\pi(k_{\text{утн}} + k_{\text{утГМ}}) / V_{0\text{ГМ}}^2;$$

$$K_{\text{гидромех}} = \Delta p_{\text{ГМ}} (k_{\text{утн}} + k_{\text{утГМ}}) / V_{0\text{ГМ}}.$$

Давление в напорной линии гидропривода зависит от нагрузки гидромотора и определяется по формуле:

$$p_{\text{наг}} = \Delta p_{\text{ГМ}} + \Delta p_{\text{ГЛ}} + \Delta p_{\text{ГММех}} = 2\pi \frac{M_{\text{ГМ}}}{V_{0\text{ГМ}}} + \Delta p_{\text{ГЛ}} + \Delta p_{\text{ГММех}}, \quad (14)$$

где $\Delta p_{\text{ГЛ}}$ — потери в гидролиниях, $\Delta p_{\text{ГЛ}} = kQ^m$; $\Delta p_{\text{ГММех}}$ — потери в гидромоторе на трение.

Отметим при этом, что момент на валу гидромотора не зависит от параметра регулирования насоса. Полный КПД η гидропривода с машинным регулированием и регулируемым насосом теоретически равен 1. С учетом гидромеханических потерь полный КПД изменяется в зависимости от нагрузки, причем при уменьшении $U_{\text{н}}$ немного снижается.

Значение параметра регулирования насоса $U_{\text{нmin}}$ в основном зависит от давления нагнетания, то есть утечек в гидромашине и других устройствах (гидроклапанах, гидрораспределителях и др.).

Зона нечувствительности гидропривода в соответствии с параметром регулирования определяется по формуле:

$$U_{\text{нmin}} = (k_{\text{утн}} + k_{\text{утГМ}}) \frac{2\pi \frac{M_{\text{нагр}}}{V_{0\text{ГМ}}} + \Delta p_{\text{ГММех}}}{n_{\text{н}} V_{0\text{н}}}, \quad (15)$$

здесь $M_{\text{нагр}} = M_{\text{ГМ}}$.

Отсюда следует, что наибольшее влияние на чувствительность гидропривода оказывают утечки в гидромашине — при увеличении внешней нагрузки нечувствительность увеличивается. Практическое влияние $\Delta p_{\text{ГММех}}$ на параметр $U_{\text{нmin}}$ очень незначительное [1].

В то же время момент гидромотора в явном виде не зависит от параметра регулирования насоса $U_{\text{н}}$ и частоты вращения вала гидромотора $n_{\text{ГМ}}$. В диапазоне значений параметра регулирования насоса $0 \leq U_{\text{н}} \leq U_{\text{нmin}}$ ($0 - n_{\text{ГМmin}}$) гидромотор работает в неустойчивом режиме (рывками), подаваемая насосом подача расходуется на утечки во всех гидроустройствах гидропривода [2, 3].

Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора в рассматриваемом гидроприводе определяется как $D_{\text{ГМ}}^{\text{н}} = n_{\text{ГМmax}} / n_{\text{ГМmin}}$ и теоретически равен

бесконечности, так как при значении параметра регулирования насоса $U_n = 0$ частота вращения вала гидромотора $n_{гм} = 0$. Гидромотор работает устойчиво, начиная с $n_{гм} = n_{гм\min}$, что связано с наличием утечек и перетечек жидкости в гидромоторе.

Рассмотрим второй участок рабочей характеристики регулируемого гидропривода, то есть условие при котором $-\omega_A \leq \omega_{гм} \leq \omega_C$. В данном случае работа гидропривода осуществляется по схеме с регулированием рабочего объема гидромотора и нерегулируемым насосом.

Основные параметры гидропривода без учета потерь определим по формулам, представленным ниже.

Частота вращения вала гидромотора:

$$n_{гм} = Q_n / V_{гм} = n_n V_{0н} / U_{гм} V_{0гм} \quad (16)$$

В рассматриваемом гидроприводе частота вращения вала гидромотора изменяется обратно пропорционально его рабочему объему. Исходя из этого момент на валу гидромотора:

$$M_{гм} = V_{0гм} \Delta p_{гм} U_{гм} / 2\pi \quad (17)$$

Мощность насоса запишем как

$$N_n = p_{нар} Q_n \quad (18)$$

Мощность гидромотора гидромотора найдем по формуле

$$N_{гм} = \Delta p_{гм} Q_{гм} \quad (19)$$

при этом $n_{гм} M_{гм} = \text{const}$.

Минимальную частоту вращения вала гидромотора $n_{гм\min}$ при значении $U_{гм\max} = 1$ можно определить из выражения:

$$n_{гм\min} = n_n V_{0н} / V_{0гм\max} \quad (20)$$

При уменьшении параметра регулирования рабочего объема гидромотора частота вращения вала увеличивается. Очевидно, что невозможно обеспечить работу гидромотора при частоте вращения вала меньше $n_{гм\min}$, так как для этого потребуется уменьшать рабочий объем насоса (что снизит передаваемую гидроприводом мощность) либо увеличивать максимальный рабочий объем гидромотора (что приведет к увеличению габаритов привода).

Теоретически с уменьшением параметра регулирования гидромотора частота вращения вала гидромотора может возрасти до бесконечности, в действительности — до $n_{гм\max}$. Это объясняется тем, что развиваемый гидромотором момент $M_{гм}$ уменьшается с уменьшением параметра регулирования и при $U_{гм} = U_{гм}^I$ становится равным моменту, необходимому для преодоления меха-

нических потерь в самом гидромоторе, то есть при $n_{\text{ГМ}} = n_{\text{ГМ}_{\text{min}}}$ гидропривод (гидромотор) превращается в самотормозящую систему.

Диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора в данном случае равен 3,5–6:

$$D_{\text{ГМ}}^{\text{M}} = n_{\text{ГМ}_{\text{max}}} / n_{\text{ГМ}_{\text{min}}} = \frac{U_{\text{ГМ}_{\text{max}}}}{U_{\text{ГМ}}} = \Delta p_{\text{ГМ}} / \Delta p_{\text{ГМ}_{\text{max}}} \quad (21)$$

В бо́льшем диапазоне изменения параметра регулирования $U_{\text{ГМ}}$ снижается быстродействие привода.

Преимуществом гидропривода с регулируемым гидромотором является возможность работы гидропривода с постоянной мощностью при заданной нагрузке во всем диапазоне регулирования скорости, то есть обеспечение $N = \Delta p_{\text{ГМ}} Q_{\text{ГМ}} = \text{const}$.

К недостаткам гидропривода с регулируемым гидромотором можно отнести:

- сложность управления гидромотором при значительном удалении от оператора и ограничение минимального рабочего объема гидромотора, при котором момент, развиваемый гидромотором, становится равным или меньше момента внутреннего трения, то есть происходит самоторможение;

- невозможность реверса гидромотора путем перевода его рабочего объема через нуль без уменьшения подачи насоса до нуля;

- сложность обеспечения ручным или механическим управлением малых скоростей, при которых начинается движение исполнительных устройств, что существенно при дистанционном управлении.

Рассмотрим вариант смешанного регулирования — гидропривод с регулируемыми рабочими объемами насоса и гидромотора.

Управление скоростью выходного звена (вала гидромотора) в таких приводах может осуществляться двумя способами: путем последовательного изменения рабочих объемов гидромашин или путем одновременного их изменения.

При последовательном изменении рабочих объемов, когда частота вращения вала гидромотора увеличивается от нуля до максимального значения, используют последовательное управление (рис. 2): на первом этапе $U_{\text{ГМ}} = 1 \leq U_{\text{н}} \leq 1$; на втором — $U_{\text{н}} = 1$, $U_{\text{ГМ}_{\text{min}}} \leq U_{\text{ГМ}} \leq 1$.

Минимальное значение параметра регулирования рабочего объема гидромотора определяют из условия необходимости вращения вала гидромотора, нагруженного моментом сопротивления. При этом перепад давления на гидромоторе определяется настройкой предохранительных клапанов и не должен превышать допустимой величины. Если параметр регулирования рабочего объема гидромотора меньше минимального значения ($U_{\text{ГМ}} < U_{\text{ГМ}_{\text{min}}}$), то при том же моменте сопротивления требуемый для вращения вала перепад давления превысит допустимое значение. Это приведет к тому, что в напорной гидролинии давление превысит давление настройки соответствующего предохранительного клапана. Этот клапан откроется, и вал мотора остановится.

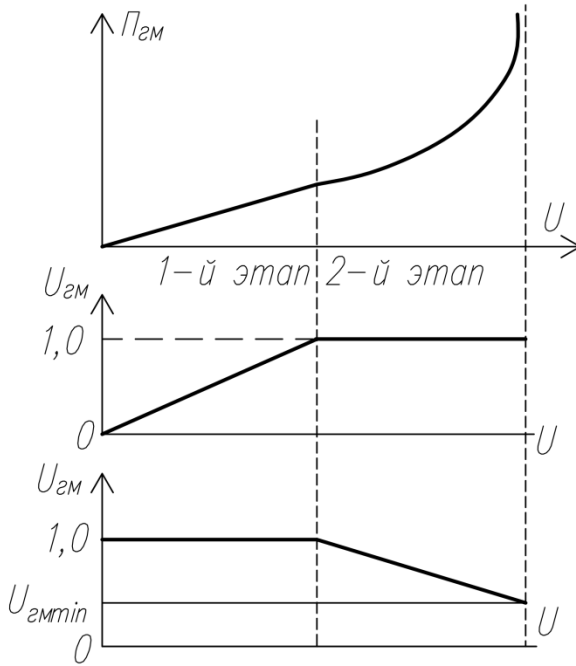


Рис. 2. Регулировочная характеристика гидропривода

Применение схем приводов с регулированием насоса и гидромотора обеспечивает изменение скоростей не в полном диапазоне вследствие самоторможения. Ограничения максимальной частоты вращения вала гидромотора уменьшают диапазон регулирования, как правило, до $D_{гм}^H = 2 - 3$.

Одной из наиболее перспективных схем гидропривода с расширенным диапазоном регулирования скорости выходного вала является гидропривод, в состав которого входит гидромоторный блок, имеющий два агрегата, работающих на общий вал редуктора (рис. 3). Одна из гидромашин представляет собой регулируемый насос-мотор ГМ1-Н, другая — нерегулируемый гидромотор ГМ2.

В этой схеме также присутствует смешанное регулирование, но при существующей механической связи валов моторов регулируемый мотор способен осуществлять реверс и переходить в насосный режим, что существенно расширяет диапазон регулирования скорости и теоретически позволяет получить регулирование суммарного объема мотора от максимального значения до нуля.

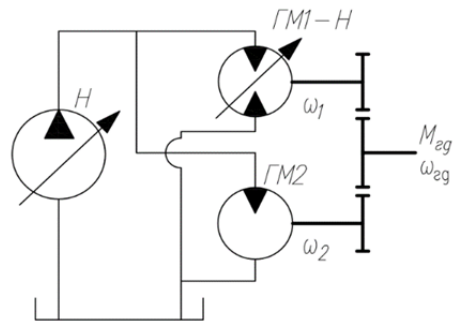


Рис. 3. Гидропривод машинного управления с регулированием рабочих объемов насоса и гидромотора (увеличенный диапазон регулирования)

Рабочая жидкость от насоса поступает в гидромоторный блок, состоящий из двух гидромашин, и совершает полезную работу.

Запишем уравнение расходов во всасывающей полости гидродвигателя:

$$Q_{\text{ГМ}} \equiv Q_{\text{Н}} = n_{\text{ГД}} \left(V_{0\text{ГМ1-Н}} U_{\text{ГМ1-Н}} + V_{0\text{ГМ2}} \right) + \left(k_{\text{утГМ1-Н}} + k_{\text{утГМ2}} \right) p, \quad (22)$$

где $Q_{\text{Н}}$ — расход рабочей жидкости, поступающей во всасывающую полость гидродвигателя; $n_{\text{ГД}}$ — частота вращения выходного вала гидромашин; $V_{0\text{ГМ1-Н}}$, $V_{0\text{ГМ2}}$ — характерные объемы гидромашин; $U_{\text{ГМ1-Н}}$ — параметр регулирования объема насос-мотора ГМ1-Н.

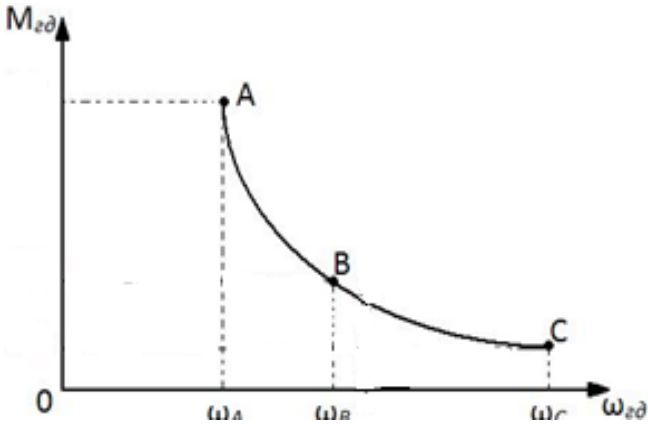


Рис. 4. Рабочая характеристика регулируемого гидропривода

Далее найдем скорость выходного вала гидродвигателя из уравнения (22):

$$n_{\text{ГД}} = \frac{Q_{\text{Н}} - \left(k_{\text{утГМ1-Н}} + k_{\text{утГМ2}} \right) p}{\left(V_{0\text{ГМ1-Н}} U_{\text{ГМ1-Н}} + V_{0\text{ГМ2}} \right)}. \quad (23)$$

Определим крутящий момент на выходном валу: $M_{0-A \text{ вых}} = M_{\text{ГМ1}}$; $M_{A-B \text{ вых}} = M_{\text{ГМ1}} + M_{\text{ГМ2}}$; $M_{B-C \text{ вых}} = M_{\text{ГМ2}} + M_{\text{ГМ1-Н}}$.

Угловая скорость вращения вала рассчитаем по формулам:

$$\omega_{0-A} = \frac{V_{\text{Н}}(\text{var})}{V_{\text{ГМ1}} - V_{\text{ГМ2}}} n_{\text{Н}}; \quad \omega_{A-B} = \frac{V_{\text{Н}}(\text{const})}{V_{\text{ГМ1}}(\text{var}) - V_{\text{ГМ2}}} n_{\text{Н}}; \quad \omega_{B-C} = \frac{V_{\text{Н}}(\text{const})}{V_{\text{ГМ2}} - V_{\text{ГМ1-Н}}(\text{var})} n_{\text{Н}}.$$

С помощью подбора рабочих объемов гидромоторов возможно смещение точки B рабочей характеристики регулируемого гидропривода.

Для моторного режима работы обратимой гидромашин диапазон изменения параметра регулирования составляет $0 < U_{\text{ГМ1-Н}} < 1$, а для насосного режима — $-1 < U_{\text{ГМ1-Н}} < 1$.

Наибольшее значение момента, развиваемого гидромоторным блоком имеет место при наибольшем значении параметра регулирования обратимой гидромашины в моторном режиме. Допустим, что рабочие объемы нерегулируемой и обратимой машин одинаковы, тогда при $U_{гм1-н} = -1$ получим, что момент, развиваемый гидромоторным блоком равен нулю, а теоретическая скорость выходного звена стремится к бесконечности. Для меньших значений рабочего объема обратимой гидромашины теоретическая скорость вращения выходного звена конечна. При $U_{гм1-н} = 1$ скорость выходного звена достигает наименьшего значения.

С учетом потерь энергии граничное значение диапазона $D_{гд}$ определяется максимально возможным значением параметра регулирования обратимой гидромашины $U_{гм1-н}$ в насосном режиме. Более точное определение предельных значений диапазона регулирования требует подробного учета потерь энергии в гидромоторном блоке и проведения в этой связи экспериментальных исследований.

Литература

- [1] Прокофьев В.Н., ред. *Аксиально поршневой регулируемый гидропривод*. Москва, Машиностроение, 1969, 496 с.
- [2] Никитин О.Ф., Феденков В.В. *Гидропривод стационарных и мобильных объектов (конспект лекций)*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000, 96 с.
- [3] Чемоданов Б.К., ред. *Следящие приводы*. Кн. 2. Москва, Энергия, 1976, 384 с.

Малкерова Татьяна Сергеевна — студентка кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — О.Ф. Никитин, канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

SELECTING AND VALIDATING THE HYDRAULIC CIRCUIT OF HYDRAULIC ACTUATING GEAR OF SUSTAINED POWER WITH COMPUTER CONTROL

T.S. Malkerova

question35@yandex.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The article considers different circuits of hydraulic actuators with volumetric control. It is established that the application of the actuators circuits with pump and motor control does not provide a wide range of speed variation. One of the prospective hydraulic circuits with the extended range of regulating the stepless speed of the output shaft is a hydraulic actuating gear comprising a hydraulic motor unit which has two hydraulic machines working for the common gear shaft. The first hydraulic machine is an uncontrolled hydraulic motor; the second one is a controlled pump-motor. The hydraulic motor unit allows getting an extended range of speed regulation compared to the controlled hydraulic motor of the equivalent displacement volume. The controlled motor can perform a reversal and change to the pumping mode, which theoretically allows getting the regulation of the motor total volume from maximum to zero.

Keywords

Hydraulic actuator with volumetric control, range of regulation, controlled pump, controlled hydraulic motor, uncontrolled hydraulic motor, hydraulic motor unit, total volume, displacement volume of hydraulic motor, range of speed variation

© Bauman Moscow State Technical University, 2017

References

- [1] Prokof'yev V.N., ed. Aksial'no porshnevoy reguliruemyy gidroprivod [Axial piston variable hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1969, 496 p.
- [2] Nikitin O.F., Fedenkov V.V. Gidroprivod stacionarnykh i mobil'nykh ob"ektov (konspekt lektsiy) [Hydraulic drive of stationary and mobile objects (compendium of lectures)]. Moscow, Bauman Press, 2000, 96 p.
- [3] Chemozanov B.K., ed. Sledyashchie privody. Kn. 2 [Slave drives. P. 2]. Moscow, Energiya publ., 1976, 384 p.

Malkerova T.S. — student, Department of Hydromechanics, Hydromachines and Hydro-Pneumautomatics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Nikitin O.F., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Hydromechanics, Hydromachines and Hydro-Pneumautomatics, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.