

УДК 62-52

Исследование энергетических характеристик гидропривода с дроссельным регулированием

А.А. Грибалев, студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»*

В.А. Труханов, студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»*

Научные руководители: В.Н. Пильгунов, к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»*

К.Д. Ефремова, к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины, и гидропневмоавтоматика»*

averina@power.bmstu.ru

Введение

Для управления скоростью движения выходного звена исполнительного гидродвигателя применяют регулируемые дроссели и регуляторы расхода. Дроссель как устройство управления объемным расходом рабочего тела, в силу особенностей своей расходно-перепадной характеристики, не обеспечивает независимость скорости движения выходного звена от нагрузки:

$$Q_{др} = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

где $\mu=0,61\div0,64$ – коэффициент расхода рабочей щели дросселя; $A, м^2$ – площадь проходного сечения рабочей щели; $\Delta p, Па$ – перепад давлений на дросселе, зависящий от нагрузки на выходном звене; $\rho, кг\cdot м^{-3}$ – плотность рабочей жидкости.

При неизменном давлении на входе в дроссель $p_1=inv$, перепад давлений на его выходе Δp определяется значением давления на его выходе p_2 , связанным с нагрузкой.

В зависимости от месторасположения дросселя будем различать схемы *первичного регулирования* (дроссель установлен в напорной линии исполнительного двигателя) и

вторичного регулирования (дроссель установлен в сливной линии исполнительного двигателя). Схемы дроссельного регулирования представлены на рис. 1.

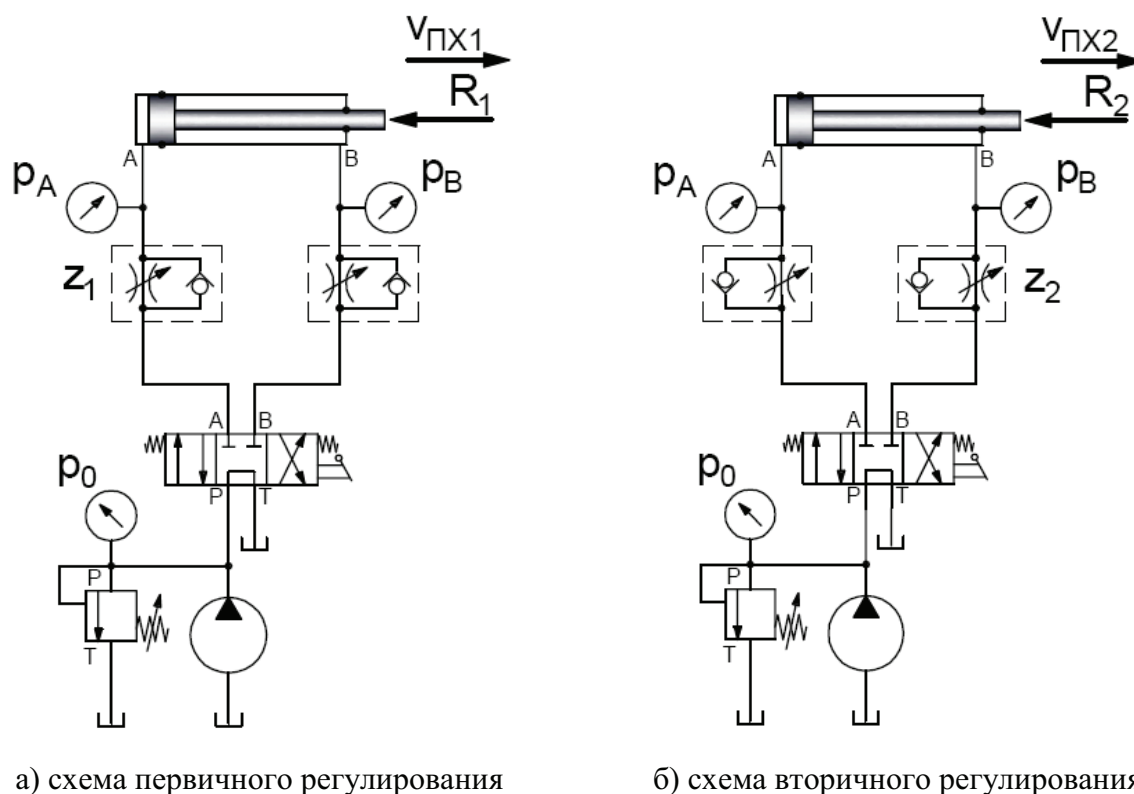


Рис. 1. Дроссельное регулирование гидропривода

Раздельное регулирование скорости движения выходного звена обеспечивается установкой регулируемых дросселей с обратным клапаном в обеих линиях гидроцилиндра. Схема регулирования методом подпора на сливе (см. рис. 1б) предпочтительнее схемы установки дросселя в напорную линию (см. рис. 1а) в силу ряда причин:

- дроссель, установленный в сливной линии, обеспечивает повышенный уровень давления в обеих полостях гидроцилиндра, что препятствует выделению из жидкости растворенного воздуха, увеличивает равномерность скорости движения выходного звена;
- выделяемое в дросселе тепло, обусловленное преобразованием энергий, отводится непосредственно в бак и не вызывает дополнительный нагрев гидроцилиндра;
- метод подпора на сливе предотвращает опасные последствия аварийных ситуаций при несанкционированном изменении знака нагрузки.

В данной работе проводится сравнительная оценка энергетических характеристик двух способов регулирования.

1. Прямой ход поршня гидроцилиндра

1.1. Установка дросселя в напорную линию гидроцилиндра

Схема гидропривода с первичным регулированием представлена на рис. 1а. Примем следующие допущения:

- избыточное давление на выходе сливной линии $T=0$;
- рабочий объем нерегулируемого насоса постоянный ($Q_H=inv$);
- гидравлическое сопротивление рабочих щелей гидравлического распределителя, обратных клапанов и магистралей малы по сравнению с сопротивлением дросселя.

Рассмотрим *прямой* ход поршня, преодолевающего внешнюю нагрузку R_1 , H и силы трения в уплотнениях поршня $F_{П1}$, H и штока $F_{Ш1}$, H .

Уравнение неразрывности имеет вид

$$Q_H = Q_{ид} + Q_{к1}, \quad (2)$$

где Q_H , $м^3 \cdot с^{-1}$ – объемная подача насоса; $Q_{к1}$, $м^3 \cdot с^{-1}$ – объемный расход через переливной клапан, $Q_{ид}=Q_{др1}$, $м^3 \cdot с^{-1}$ – объемный расход через дроссель. Скорость прямого хода поршня связана с расходом соотношением:

$$Q_{H1} = v_{ПХ1} A_{П}, \quad (3)$$

где $v_{ПХ}$, $м \cdot с^{-1}$ – скорость прямого хода поршня; $A_{П}$, $м^2$ – площадь поршня.

Запишем уравнение динамики исполнительного двигателя, принимая $p_B=T=0$:

$$p_A A_{П} - R_1 - F_{П1} - F_{Ш1} = 0, \quad (4)$$

где p_A – давление в поршневой полости гидроцилиндра. Выразим из (4) значение p_A :

$$p_A = \frac{R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}}{A_{П}}. \quad (5)$$

Расходно-перепадная характеристика дросселя имеет вид:

$$Q_{др1} = \mu A_{др1} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_A)}{\rho}}, \quad (6)$$

где $A_{др1}$, $м^2$ – площадь проходного сечения рабочей щели дросселя; p_0 , $Па$ – давление на выходе питающей установки; ρ , $кг \cdot м^{-3}$ – плотность рабочей жидкости.

Введем понятия «проводимость» дросселя:

$$z_{др1} = \mu A_{др1} \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (7)$$

в этом случае уравнение (6) принимает вид:

$$Q_{др1} = z_{др1} \sqrt{p_0 - p_A}. \quad (8)$$

Расходно-перепадную характеристику переливного клапана $Q_{\text{к1}}=Q_{\text{к1}}(p_0)$ запишем в виде:

$$Q_{\text{к1}} = \mu A_{\text{к1}} \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} = z_{\text{к1}} \sqrt{p_0}, \quad (9)$$

где $A_{\text{к1}}, \text{ м}^2$ – площадь проходного сечения запорно-регулирующего элемента клапана;

$Q_{\text{к1}} = \mu A_{\text{к1}} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – проводимость запорно-регулирующего элемента.

С учетом равенства (3) и принимая во внимание соотношение $Q_{\text{н1}} = v_{\text{пх1}} A_{\text{п}}$, из уравнений (7), (8) следует

$$z_{\text{др1}} \sqrt{p_0 - p_{\text{а}}} = v_{\text{пх1}} A_{\text{п}} \quad (10)$$

или, после подстановки значения $p_{\text{а}}$ (5), получим:

$$z_{\text{др1}} = \frac{v_{\text{пх1}} A_{\text{п}}}{\sqrt{[p_0 - (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}) / A_{\text{п}}]}}. \quad (11)$$

После преобразования уравнения (11) давление на выходе питающей установки равно:

$$p_0 = \frac{v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^2}{z_{\text{др1}}^2} + \frac{R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}}{A_{\text{п}}}. \quad (12)$$

Из равенства (12) следует, что давление на выходе питающей установки определяется скоростью движения выходного звена гидроцилиндра и нагрузкой. Для определения значения проводимости переливного клапана $z_{\text{к}}$ при заданных значениях скорости прямого хода $v_{\text{пх}}$ и нагрузки R_1 , преобразуем равенство (9) с учетом уравнения неразрывности:

$$z_{\text{к1}} = \frac{Q_{\text{н1}} - v_{\text{пх1}} A_{\text{п}}}{\sqrt{[v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^2 / z_{\text{др1}}^2 + (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}) / A_{\text{п}}]}}. \quad (13)$$

Уравнение (13) устанавливает связь между проводимостями переливного клапана и дросселя на заданном режиме движения выходного звена исполнительного двигателя ($v_{\text{пх}}, R_1$) при неизменной подаче насоса $Q_{\text{н1}} = inv$.

Оценим мощность гидравлических потерь при первичном регулировании:

$$\begin{aligned} N_{\text{п1}} &= N_{\text{др1}} + N_{\text{к1}} = (p_0 - p_{\text{а}}) Q_{\text{др1}} + p_0 Q_{\text{к1}} = p_0 Q_{\text{н1}} - p_{\text{а}} Q_{\text{др1}} = \\ &= \left(\frac{v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^2}{z_{\text{др1}}^2} + \frac{R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}}{A_{\text{п}}} \right) Q_{\text{н1}} - (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}) v_{\text{пх1}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Гидравлическую мощность насоса определим в соответствии с равенством (12):

$$N_{\text{н1}} = p_0 Q_{\text{н1}} = \left(\frac{v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^2}{z_{\text{др1}}^2} + \frac{R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}}{A_{\text{п}}} \right) Q_{\text{н1}}. \quad (15)$$

Эффективность способа первичного регулирования скорости прямого хода оценим с помощью КПД:

$$\eta_1 = \frac{R_1 A_{\text{п}} z_{\text{др1}}^2 v_{\text{пх1}}}{Q_{\text{н1}} [v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^3 + (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}) z_{\text{др1}}^2]}. \quad (16)$$

1.2. Установка дросселя в сливную линию гидроцилиндра

Схема гидропривода с вторичным регулированием представлена на рис. 16. С учетом принятых ранее допущений, динамика исполнительного двигателя представлена уравнением:

$$p_A A_{\text{п}} - R_2 - F_{\text{п2}} - F_{\text{ш2}} - p_B A_{\text{ш}} = 0, \quad (17)$$

где p_B , p_A – давление в штоковой полости гидроцилиндра; $p_A = p_0$; $F_{\text{п2}}$ и $F_{\text{ш2}}$ – силы трения в уплотнении поршня и штока соответственно, которые могут отличаться от аналогичных сил трения в первичном способе регулирования из-за различных условий нагружения уплотнительных элементов; $A_{\text{ш}}$, м^2 – площадь поршня со стороны штоковой полости.

Давление в штоковой полости определим на основании уравнения (17):

$$p_A = \frac{p_0 A_{\text{п}} - R_2 - F_{\text{п2}} - F_{\text{ш2}}}{A_{\text{ш}}}. \quad (18)$$

Как и прежде, расходно-перепадную характеристику дросселя представим в уравнением:

$$Q_{\text{др2}} = \mu A_{\text{др2}} \sqrt{\frac{2p_B}{\rho}} = z_{\text{др2}} \sqrt{p_B}, \quad (19)$$

где $z_{\text{др2}} = \mu A_{\text{др2}} \sqrt{2/\rho}$ – гидравлическая проводимость дросселя во вторичном регулировании; $A_{\text{др2}}$, м^2 – площадь проходного сечения рабочей щели дросселя. Расходно-перепадную характеристику переливного клапана представим уравнением:

$$Q_{\text{к2}} = \mu A_{\text{к2}} \sqrt{\frac{2p_0}{\rho}} = z_{\text{к2}} \sqrt{p_0}, \quad (20)$$

где $z_{\text{к2}} = \mu A_{\text{к2}} \sqrt{2/\rho}$ – гидравлическая проводимость запорно-регулирующего элемента во вторичном регулировании. С учетом равенства $Q_{\text{др2}} = v_{\text{пх2}} A_{\text{ш}}$ уравнение (19) принимает вид:

$$z_{\text{ДР2}} \sqrt{p_B} = v_{\text{ПХ2}} A_{\text{Ш}}, \quad (21)$$

или после подстановки значения давления p_B из равенства (18),

$$z_{\text{ДР2}} = \frac{v_{\text{ПХ2}} A_{\text{Ш}}}{\sqrt{(p_0 A_{\text{П}} - R_2 - F_{\text{П2}} - F_{\text{Ш2}}) / A_{\text{Ш}}}}, \quad (22)$$

или

$$p_0 = \frac{v_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^3}{z_{\text{ДР2}}^2 A_{\text{П}}} + \frac{R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{П}}}. \quad (23)$$

Для определения проводимости переливного клапана $z_{\text{К2}}$ при заданных значениях $v_{\text{ПХ2}}$ и R_2 преобразуем уравнение (20) с учетом уравнения неразрывности (2):

$$z_{\text{К2}} = \frac{Q_{\text{Н2}} - v_{\text{ПХ2}} A_{\text{П}}}{\sqrt{[v_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^3 / z_{\text{ДР1}}^2 A_{\text{П}} + (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) / A_{\text{П}}]}}. \quad (24)$$

Уравнение (24) устанавливает зависимость между гидравлическими проводимостями запорно-регулирующего элемента переливного клапана и дросселя при вторичном регулировании на заданных режимах работы исполнительного двигателя и подаче насоса $Q_{\text{Н2}} = \text{inv}$.

Мощность гидравлических потерь при вторичном регулировании оценивается выражением:

$$\begin{aligned} N_{\text{П2}} &= N_{\text{ДР2}} + N_{\text{К2}} = p_B Q_{\text{ДР2}} + p_0 Q_{\text{К2}} = p_B Q_{\text{ДР2}} + p_0 (Q_{\text{Н2}} - v_{\text{ПХ2}} A_{\text{П}}) = \\ &= \left(\frac{v_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^3}{z_{\text{ДР2}}^2} + (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) \right) \frac{Q_{\text{Н2}}}{A_{\text{П}}} - (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) v_{\text{ПХ2}}. \end{aligned} \quad (25)$$

Гидравлическая мощность насоса в соответствии с (23) равна:

$$N_{\text{Н2}} = p_0 Q_{\text{Н2}} = \left(\frac{v_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^3}{z_{\text{ДР2}}^2 A_{\text{П}}} + \frac{R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{П}}} \right) Q_{\text{Н2}}. \quad (26)$$

Эффективность вторичного регулирования выходного звена исполнительного двигателя оценим механическим КПД:

$$\eta_{\text{П}} = \frac{R_2 A_{\text{П}} z_{\text{ДР2}}^2 v_{\text{ПХ2}}}{Q_{\text{Н2}} [v_{\text{ПХ2}}^2 A_{\text{Ш}}^3 + (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) z_{\text{ДР2}}^2]}. \quad (27)$$

Если при первичном и вторичном регулировании давление на выходе принять равным $p_0 = \text{inv}$ при одинаковой скорости $v_{\text{ПХ1}} = v_{\text{ПХ2}}$, нагрузке на штоке $R_1 = R_2$ и при одинаковых силах трения в уплотнениях $F_{\text{П1}} = F_{\text{П2}}$, $F_{\text{Ш1}} = F_{\text{Ш2}}$, то соотношение проводимостей дросселей будут соответствовать уравнению:

$$\frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} = \sqrt{\frac{A_{\text{Ш}}^3}{A_{\text{П}}^3}}. \quad (28)$$

2. Обратный ход поршня гидроцилиндра

2.1. Установка дросселя в напорную линию гидроцилиндра

При обратном ходе гидроцилиндра вышеприведенные уравнения примут новую форму.

Расход исполнительного двигателя:

$$Q_{\text{ИД1}} = v_{\text{ОХ1}} A_{\text{Ш}}. \quad (29)$$

Уравнение динамики исполнительного двигателя:

$$p_{\text{В}} A_{\text{Ш}} - R_1 - F_{\text{П1}} - F_{\text{Ш1}} = 0. \quad (30)$$

Давление в штоковой полости гидроцилиндра:

$$p_{\text{В}} = \frac{R_1 + F_{\text{П1}} + F_{\text{Ш1}}}{A_{\text{П}}}. \quad (31)$$

Расходно-перепадная характеристика дросселя:

$$Q_{\text{ДР1}} = \mu A_{\text{ДР1}} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{\text{В}})}{\rho}} = z_{\text{ДР1}} \sqrt{p_0 - p_{\text{В}}}, \quad (32)$$

где $z_{\text{ДР1}} = \mu A_{\text{ДР1}} \sqrt{2/\rho}$ – гидравлическая проводимость дросселя на обратном ходе при первичном регулировании.

Расходно-перепадная характеристика переливного клапана:

$$Q_{\text{К1}} = z_{\text{К1}} \sqrt{p_0}, \quad (33)$$

где $z_{\text{К1}} = \mu A_{\text{К1}} \sqrt{2/\rho}$ – проводимость переливного клапана.

С учетом равенства $Q_{\text{ДР1}} = v_{\text{ОХ1}} A_{\text{Ш}}$, уравнение (32) принимает вид:

$$z_{\text{ДР1}} = \frac{v_{\text{ОХ1}} A_{\text{Ш}}}{\sqrt{[p_0 - (R_1 + F_{\text{П1}} + F_{\text{Ш1}}) / A_{\text{Ш}}]}}. \quad (34)$$

Давление на выходе питающей установки определяется выражением:

$$p_0 = \frac{v_{\text{ОХ1}}^2 A_{\text{Ш}}^2}{z_{\text{ДР1}}^2} + \frac{R_1 + F_{\text{П1}} + F_{\text{Ш1}}}{A_{\text{Ш}}}. \quad (35)$$

С учетом равенства $Q_{\text{К1}} = Q_{\text{Н1}} - v_{\text{ОХ1}} A_{\text{Ш}}$, проводимости переливного клапана и дросселя будут связаны зависимостью:

$$z_{K1} = \frac{Q_{H1} - v_{OX1} A_{Ш}}{\sqrt{[v_{OX1}^2 A_{Ш}^2 / z_{ДР1}^2 + (R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}) / A_{Ш}]}}. \quad (36)$$

Суммарная мощность гидравлических потерь равна:

$$N_{П1} = \left(\frac{v_{OX1}^2 A_{Ш}^2}{z_{ДР1}^2} + \frac{R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}}{A_{Ш}} \right) Q_{H1} - (R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}) v_{OX1}. \quad (37)$$

Мощность, развиваемая насосом:

$$N_{H1} = p_0 Q_{H1} = \left(\frac{v_{OX1}^2 A_{Ш}^2}{z_{ДР1}^2} + \frac{R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}}{A_{Ш}} \right) Q_{H1}. \quad (38)$$

Эффективность первичного регулирования скорости обратного хода оценим значением КПД:

$$\eta_1 = \frac{R_1 A_{Ш} z_{ДР1}^2 v_{OX1}}{Q_{H1} [v_{OX1}^2 A_{Ш}^3 + (R_1 + F_{П1} + F_{Ш1}) z_{ДР1}^2]}. \quad (39)$$

2.2. Установка дросселя в напорную линию гидроцилиндра

Уравнение динамики исполнительного двигателя:

$$p_B A_{Ш} - R_2 - F_{П2} - F_{Ш2} - p_A A_{П} = 0, \quad (40)$$

или с учетом $p_B = p_0$:

$$p_B = \frac{p_0 A_{Ш} - R_2 - F_{П2} - F_{Ш2}}{A_{П}}. \quad (41)$$

Расход через дроссель:

$$Q_{ДР2} = z_{ДР2} \sqrt{p_A}, \quad (42)$$

Расход через переливной клапан:

$$Q_{K2} = z_{K2} \sqrt{p_0}, \quad (43)$$

где z_{K2} – проводимость переливного запорно-регулирующего элемента клапана.

С учетом равенства $Q_{ДР2} = v_{OX2} A_{П}$ из равенства (42) следует:

$$z_{ДР2} \sqrt{p_A} = v_{OX2} A_{П}, \quad (44)$$

или с учетом (41):

$$z_{ДР2} = \frac{v_{OX2} A_{П}}{\sqrt{(p_0 A_{Ш} - R_2 - F_{П2} - F_{Ш2}) / A_{П}}}, \quad (45)$$

Из уравнения (45) определяем значение давления p_0 , развиваемого насосом:

$$p_0 = \frac{v_{\text{OX2}}^2 A_{\text{П}}^3}{z_{\text{ДР1}}^2 A_{\text{Ш}}} + \frac{R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{Ш}}}. \quad (46)$$

С учетом уравнения неразрывности $Q_{\text{К2}} = Q_{\text{Н2}} - v_{\text{OX2}} A_{\text{Ш}}$, определим связь между гидравлическими проводимостями переливного клапана и дросселя на заданных режимах работы исполнительного двигателя:

$$z_{\text{К2}} = \frac{Q_{\text{Н2}} - v_{\text{OX2}} A_{\text{Ш}}}{\sqrt{[v_{\text{OX2}}^2 A_{\text{Ш}}^2 / z_{\text{ДР2}}^2 + (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) / A_{\text{Ш}}]}}. \quad (47)$$

Суммарные гидравлические потери по аналогии с уравнением (37):

$$N_{\text{П2}} = \left(\frac{v_{\text{OX2}}^2 A_{\text{П}}^3}{z_{\text{ДР2}}^2 A_{\text{Ш}}} + \frac{R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{Ш}}} \right) Q_{\text{Н2}} - (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) v_{\text{OX2}}. \quad (48)$$

Мощность, развиваемая насосом:

$$N_{\text{Н2}} = \left(\frac{v_{\text{OX2}}^2 A_{\text{П}}^3}{z_{\text{ДР2}}^2 A_{\text{Ш}}} + \frac{R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}}{A_{\text{Ш}}} \right) Q_{\text{Н2}}. \quad (49)$$

Эффективность метода вторичного регулирования скорости обратного хода поршня гидроцилиндра оценим механическим КПД:

$$\eta_{\text{П}} = \frac{R_2 A_{\text{Ш}} z_{\text{ДР2}}^2 v_{\text{OX2}}}{Q_{\text{Н2}} [v_{\text{OX2}}^2 A_{\text{П}}^3 + (R_2 + F_{\text{П2}} + F_{\text{Ш2}}) z_{\text{ДР2}}^2]}. \quad (50)$$

Если, как и в параграфе 1.2 принять $p_0 = inv$ при одинаковой скорости обратного хода поршня v_{OX} , нагрузках на штоке $R_1 = R_2$ и при одинаковых силах трения в уплотнениях $F_{\text{П1}} = F_{\text{П2}}$, $F_{\text{Ш1}} = F_{\text{Ш2}}$, то соотношение проводимостей дросселей будут соответствовать уравнению:

$$\frac{z_{\text{ДР2}}}{z_{\text{ДР1}}} = \sqrt{\frac{A_{\text{Ш}}^3}{A_{\text{П}}^3}}. \quad (51)$$

В целях проверки адекватности предлагаемых оценок энергетических характеристик были проведены исследования двух методов дроссельного регулирования скорости движения выходного звена исполнительного двигателя.

В экспериментальной установке исследовались гидроцилиндры с параметрами 32/16–200, 32/22–200, где первая цифра соответствует диаметру поршня, вторая и третья, соответственно диаметру штока и ходу поршня. Вертикально расположенный гидроцилиндр нагружался массами 20 и 40 кг, при этом давление в гидроприводе было ограничено значением $p_{0\text{max}} = 6$ МПа.

В процессе экспериментального исследования были оценены суммарные силы трения в уплотнениях гидроцилиндра при различных нагрузках и скоростях движения выходного звена гидроцилиндра. Настроенный на заданные значения скорости прямого и обратного хода поршня дроссель переставлялся из схемы первичного регулирования в схему вторичного регулирования и наоборот. При помощи турбинного датчика расхода в процессе эксперимента непрерывно контролировалась подача насоса Q_H , измерялись средние скорости движения поршня, давления на выходе питающей установки p_0 и давления в полостях гидроцилиндра p_A и p_B . Эффективность двух способов регулирования на адекватных режимах движения поршня оценивалась отношением мощностей гидравлических потерь:

$$k_{\text{эф1}} = \frac{N_{\text{п1}}}{N_{\text{п2}}} = \frac{[v_{\text{пх1}}^2 A_{\text{п}}^3 + (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}})z_{\text{др1}}^2]Q_{\text{н1}} / z_{\text{др1}}^2 A_{\text{п}} - (R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}})v_{\text{пх1}}}{[v_{\text{пх2}}^2 A_{\text{ш}}^3 + (R_2 + F_{\text{п2}} + F_{\text{ш2}})z_{\text{др2}}^2]Q_{\text{н2}} / z_{\text{др2}}^2 A_{\text{п}} - (R_2 + F_{\text{п2}} + F_{\text{ш2}})v_{\text{пх2}}}. \quad (52)$$

Ввиду сложностей определения проводимостей дросселей $z_{\text{др1}}$ и $z_{\text{др2}}$, в процессе эксперимента дросселем $z_{\text{др1}}$ можно настроить скорость $v_{\text{пх1}}$ в схеме первичного дросселирования, затем дроссель $z_{\text{др1}}$ перенести в схему вторичного дросселирования и настроить скорость $v_{\text{пх2}}=v_{\text{пх1}}$. С учетом предварительно проведенной оценки значений суммарной силы, преодолеваемой поршнем $R_{\Sigma1} = R_1 + F_{\text{п1}} + F_{\text{ш1}}$ и $R_{\Sigma2} = R_2 + F_{\text{п2}} + F_{\text{ш2}}$, в результате обработки экспериментальных данных при измеренном значении $z_{\text{др1}}$ можно определить значение коэффициента эффективности в соответствии с равенством (52).

Экспериментальная оценка силы трения показала, что суммарная сила трения в уплотнениях штока и поршня при одном и том же перепаде давлений на уплотнениях не зависит от скорости движения поршня. В то же время при одной и той же скорости поршня сила трения в уплотнениях возрастает с увеличением перепада давлений на уплотнениях на прямом ходе поршня. График зависимости $F_{\text{п2}} + F_{\text{ш2}}$ от $|p_A - p_B|$, аппроксимированный полиномом второй степени, представлен на рис. 2.

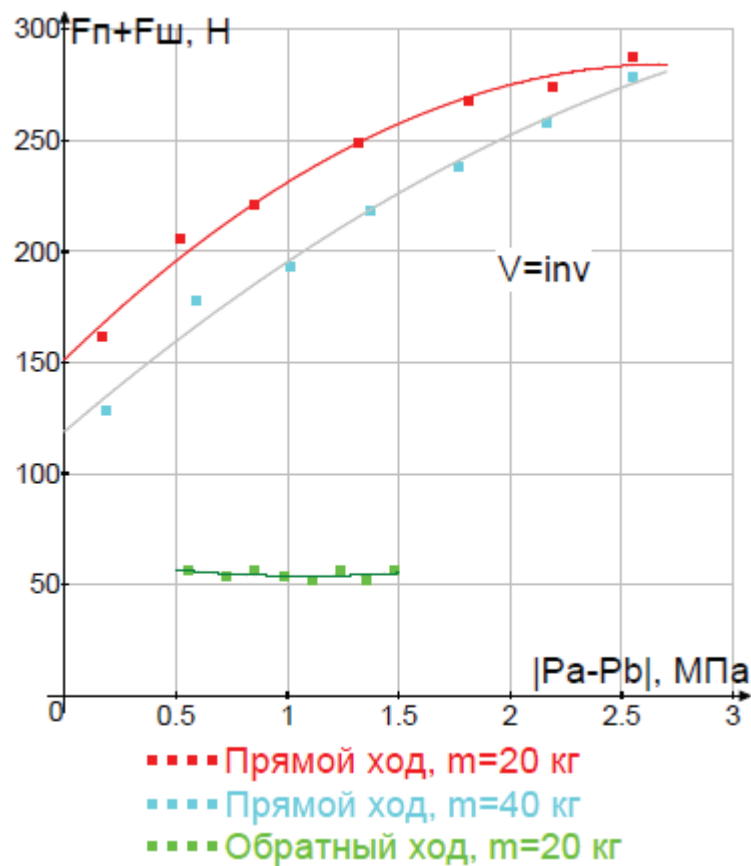


Рис. 2. Зависимость силы трения в уплотнениях от перепада давлений при $v=inv$

Экспериментальная оценка эффективности способов регулирования производилась с помощью сравнения КПД. В пределах ошибки эксперимента были получены одинаковые значения КПД при первичном и вторичном регулировании на прямом и обратном ходах поршня. Полученный результат позволяет рассматривать вторичное регулирование предпочтительным по признакам, указанным в начале данной статьи.

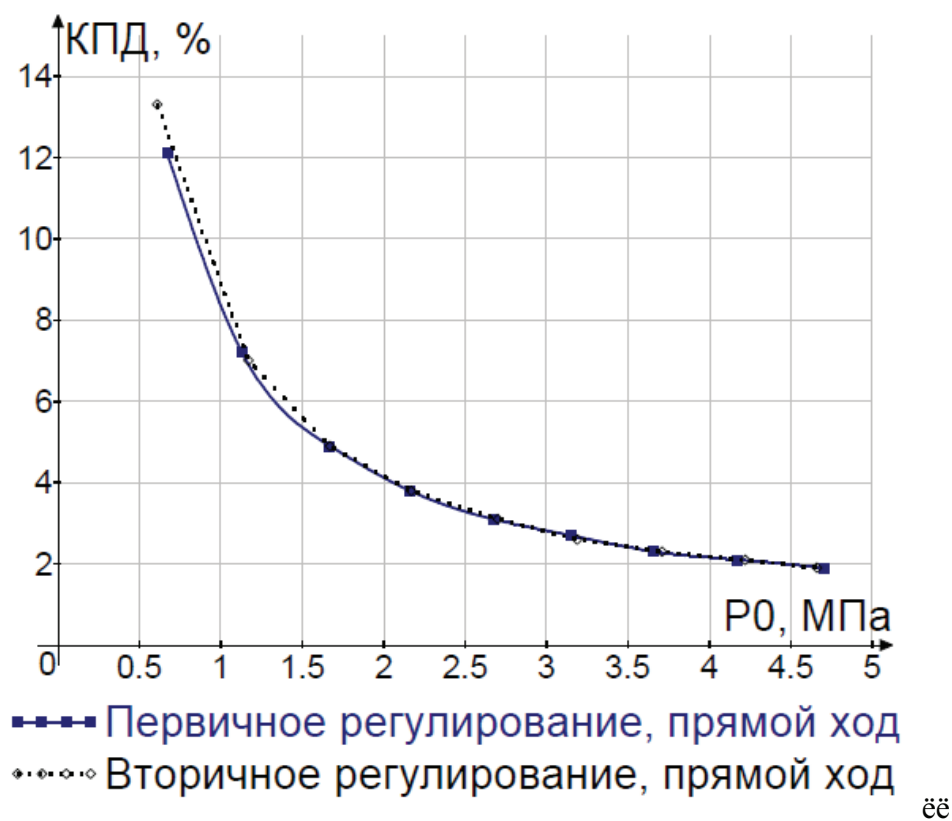


Рис. 3. Зависимость КПД от давления на выходе питающей установки на прямом ходе поршня

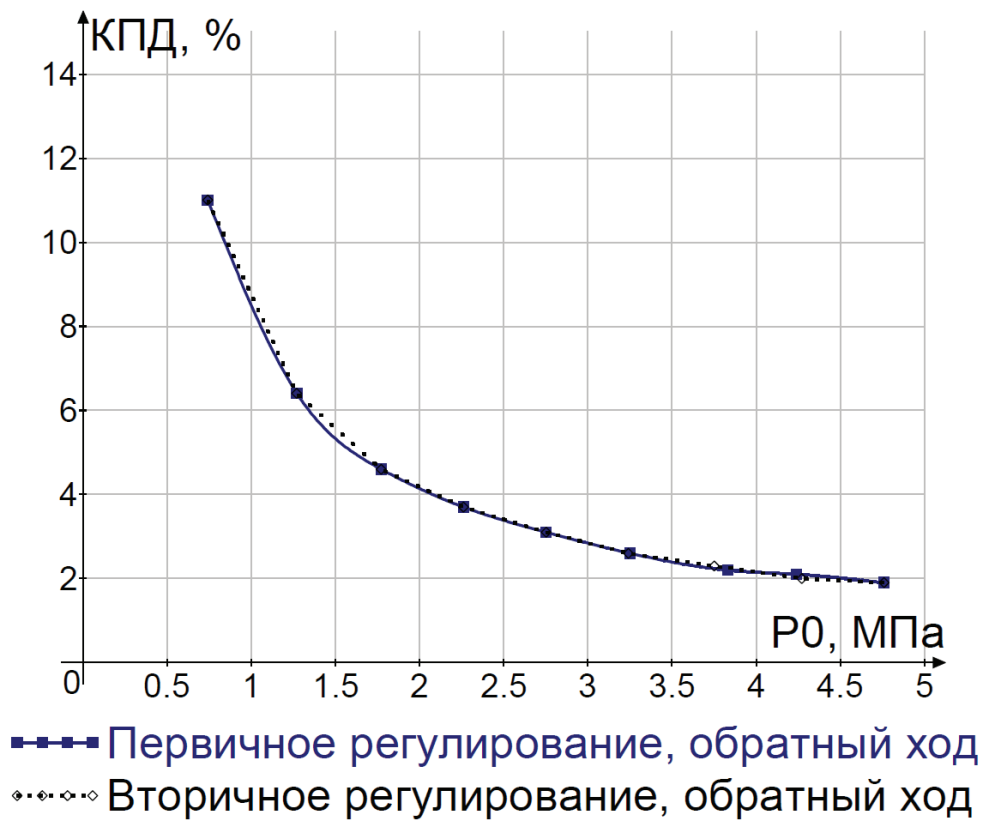


Рис. 4. Зависимость КПД от давления на выходе питающей установки на обратном ходе поршня

Список литературы

1. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы, учебник для машиностроительных вузов. Т.М. Башта, С.С. Руднев и др. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Гидравлический привод, Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. – М.: Машиностроение, 1968. – 502 с.
3. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. 4-е изд. М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
4. Гидравлика и гидропневмопривод: учебное пособие / О.Ф. Никитин, – 2-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2012. – 430 с.