

Исследование энергетических характеристик гидропривода с дроссельным регулированием

© В.Н. Пильгунов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, 105005, Россия

Рассмотрены способы дроссельного регулирования скорости движения выходного звена исполнительного двигателя возвратно-поступательного движения. Проанализирована энергетическая эффективность методов первичного и вторичного регулирования и проведена их оценка путем сравнения мощностей, развиваемых насосом, и КПД гидропривода. Дана сравнительная оценка суммарной силы трения в уплотнениях гидроцилиндра в зависимости от вида нагрузки на штоке и скорости движения поршня на прямом и обратном ходах.

Ключевые слова: *объемный гидропривод, дроссельное регулирование скорости, первичное регулирование, вторичное регулирование, прямой ход поршня, обратный ход поршня.*

Для управления скоростью движения выходного звена исполнительного двигателя гидроприводов применяют регулируемые дроссели и регуляторы расхода [1]. 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 μ — коэффициент расхода рабочей щели дросселя, $\mu = 0,61 \dots 0,64$; A — площадь проходного сечения рабочей щели, m^2 ; Δp — перепад давлений на дросселе, зависящий от нагрузки на выходном звене, Па; ρ — плотность рабочего тела, $kg \cdot m^{-3}$. При постоянном давлении на входе в дроссель $p_1 = inv$, перепад давлений на его выходе Δp определяется значением давления на его выходе p_2 , зависящем от нагрузки на штоке.

В зависимости от месторасположения дросселя различают схемы первичного (дроссель установлен в напорной линии исполнительного двигателя) и вторичного (дроссель установлен в сливной линии исполнительного двигателя) регулирования скорости движения выходного звена (рис. 1).

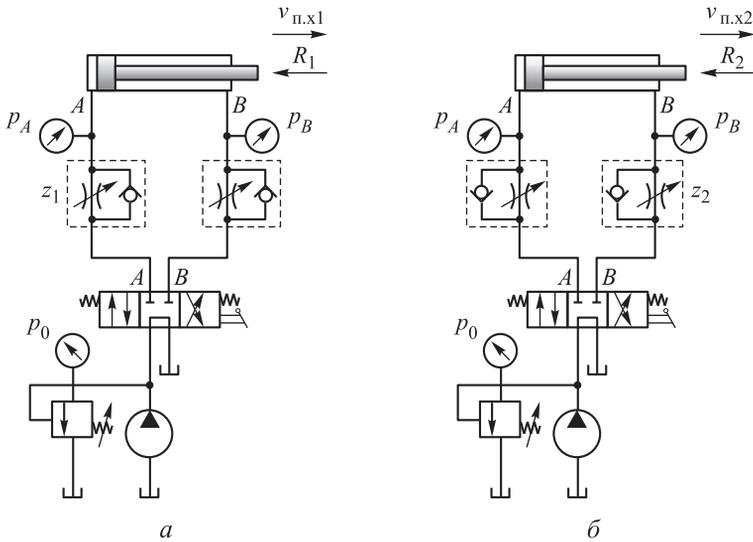


Рис. 1. Схемы первичного (а) и вторичного (б) регулирования

Раздельное регулирование скорости движения выходного звена на прямом и обратном ходах поршня обеспечивается установкой регулируемых дросселей с обратными клапанами в обеих линиях гидроцилиндра [2—4]. Схема регулирования методом подпора на сливе (рис. 1, б) предпочтительнее схемы установки дросселя в на-порную линию (рис. 1, а). Это связано с тем, что:

- дроссель, установленный в сливной линии, обеспечивает повышенный уровень давления в обеих полостях гидроцилиндра, препятствует выделению растворенного воздуха из жидкости и повышает равномерность скорости движения выходного звена;
- выделяемая в дросселе теплота, обусловленная преобразованием механической энергии в тепловую, отводится непосредственно в бак и не вызывает дополнительного нагрева гидроцилиндра;
- подпор на сливе снижает опасность последствий аварийных ситуаций при несанкционированном изменении знака нагрузки.

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

- избыточное давление на выходе сливной линии равно нулю: $T = 0$;
- рабочий объем нерегулируемого насоса постоянен: $Q_H = \text{inv}$;
- гидравлическое сопротивление рабочих щелей распределителя, обратных клапанов и магистралей мало по сравнению с сопротивлением регулируемого дросселя;
- поршень преодолевает внешнюю нагрузку R_1 , Н, и силы трения в уплотнениях поршня $F_{п1}$, Н, и штока $F_{ш1}$, Н.

Уравнение неразрывности имеет вид

$$Q_n = Q_{и.д} + Q_{к1}, \quad (2)$$

где Q_n — объемная подача насоса, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; $Q_{к1}$ — объемный расход через переливной клапан, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$; $Q_{и.д} = Q_{др1}$ — объемный расход через дроссель (объемный расход исполнительного двигателя), $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$. Скорость прямого хода $v_{п.х1}$ поршня связана с расходом соотношением

$$Q_{н1} = v_{п.х1} A_{п}, \quad (3)$$

где $A_{п}$ — площадь поршня, м^2 .

Запишем уравнение динамики исполнительного двигателя при $p_B = T = 0$:

$$p_A A_{п} - R_1 - F_{п1} - F_{ш1} = 0, \quad (4)$$

где p_A — давление в поршневой полости A гидроцилиндра, Па. Выразим из уравнения (4) давление p_A :

$$p_A = \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{п}}. \quad (5)$$

Тогда уравнение (1) с учетом выражения (5) примет вид

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

где $A_{др1}$ — площадь проходного сечения рабочей щели дросселя, м^2 ; p_0 — давление на выходе питающей установки, Па.

Введем проводимость дросселя

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

в этом случае уравнение (6) преобразуется к виду

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

Расходно-перепадная характеристика переливного клапана $Q_{к1} = Q_{к1}(p_0)$:

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

где $A_{к1}$ — площадь проходного сечения запорно-регулирующего элемента клапана, м^2 ; $z_{к1}$ — проводимость запорно-регулирующего элемента клапана, $z_{к1} = \mu A_{к1} (2/\rho)^{0.5}$.

С учетом (3) из (7) и (8) следует, что

$$z_{др1} \sqrt{p_0 - p_A} = v_{п.х1} A_{п}. \quad (10)$$

После подстановки (5) в (10) получим

$$z_{др1} = \frac{v_{п.х1} A_{п}}{\sqrt{[p_0 - (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) / A_{п}]}}. \quad (11)$$

Преобразуем уравнение (11) и определим давление на выходе питающей установки:

$$p_0 = \frac{v_{п.х1}^2 A_{п}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{п}}. \quad (12)$$

Согласно равенству (12), давление на выходе питающей установки характеризуется скоростью движения выходного звена гидроцилиндра и нагрузкой на штоке. Для нахождения проводимости переливного клапана $z_{к}$ при заданных значениях скорости прямого хода $v_{п.х}$ и нагрузки R_1 с учетом уравнения неразрывности преобразуем равенство (9) к виду

$$z_{к1} = \frac{Q_{н1} - v_{п.х1} A_{п}}{\sqrt{[v_{п.х1}^2 A_{п}^2 / z_{др1}^2 + (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) / A_{п}]}}. \quad (13)$$

Уравнение (13) устанавливает связь между проводимостями переливного клапана и дросселя на заданном режиме движения выходного звена исполнительного двигателя ($v_{п.х1}$, R_1) при неизменной подаче насоса $Q_{н1} = \text{inv}$.

Оценим мощность гидравлических потерь при первичном способе регулирования:

$$\begin{aligned} N_1 &= N_{др1} + N_{к1} = (p_0 - p_A) Q_{др1} + p_0 Q_{к1} = p_0 Q_{н1} - p_A Q_{др1} = \\ &= \left(\frac{v_{п.х1}^2 A_{п}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{п}} \right) Q_{н1} - (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) v_{п.х1}. \end{aligned} \quad (14)$$

Гидравлическую мощность насоса определим с учетом (12):

$$N_{н1} = p_0 Q_{н1} = \left(\frac{v_{п.х1}^2 A_{п}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{п}} \right) Q_{н1}. \quad (15)$$

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

$$\eta_{п.х1} = \frac{R_1 A_n z_{др1}^2 v_{п.х1}}{Q_{н1} \left[v_{п.х1}^2 A_n^3 + (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) z_{др1}^2 \right]}. \quad (16)$$

Уравнения, описывающие гидросистему при прямом ходе поршня гидроцилиндра и вторичном регулировании. Схема гидропривода с вторичным регулированием скорости приведена на рис. 1, б. С учетом принятых ранее допущений динамику исполнительного двигателя представим уравнением

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

где p_B — давление в штоковой полости B гидроцилиндра, Па; $p_A = p_0$; $F_{п2}$, $F_{ш2}$ — силы трения в уплотнении поршня и штока, которые могут отличаться от аналогичных сил трения при первичном способе регулирования вследствие различных условий нагружения уплотнительных элементов; $A_{ш}$ — площадь поршня со стороны штоковой полости, м².

Давление в штоковой полости определим из уравнения (17):

$$p_B = \frac{p_0 A_n - R_2 - F_{п2} - F_{ш2}}{A_{ш}}. \quad (18)$$

Расходно-перепадную характеристику дросселя найдем по уравнению

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

где $z_{др2}$ — гидравлическая проводимость дросселя при вторичном способе регулирования, $z_{др2} = \mu A_{др2} \sqrt{2/\rho}$; $A_{др2}$ — площадь проходного сечения рабочей щели дросселя, м². Расходно-перепадная характеристика переливного клапана

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

где $z_{к2}$ — гидравлическая проводимость запорно-регулирующего элемента клапана. С учетом равенства $z_{к2} = \mu A_{к2} \sqrt{2/\rho}$ уравнение (19) принимает вид

$$z_{др2}\sqrt{p_B} = v_{п.х2}A_{ш}. \quad (21)$$

После подстановки в (21) равенства (18), получим

$$z_{др2} = \frac{v_{п.х2}A_{ш}}{\sqrt{(p_0A_{п} - R_2 - F_{п2} - F_{ш2}) / A_{ш}}}, \quad (22)$$

отсюда

$$p_0 = \frac{v_{п.х2}^2 A_{ш}^3}{z_{др2}^2 A_{п}} + \frac{R_2 + F_{п2} + F_{ш2}}{A_{п}}. \quad (23)$$

Для определения проводимости переливного клапана $z_{к2}$ при заданных значениях скорости $v_{п.х2}$ и нагрузки R_2 преобразуем уравнение (20) с учетом уравнения неразрывности (2):

$$z_{к2} = \frac{Q_{н2} - v_{п.х2}A_{п}}{\sqrt{\left[v_{п.х2}^2 A_{ш}^3 / (z_{др1}^2 A_{п}) + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) / A_{п} \right]}}. \quad (24)$$

Уравнение (24) характеризует зависимость гидравлической проводимости запорно-регулирующего элемента переливного клапана от гидравлической проводимости дросселя при вторичном регулировании на заданных режимах работы исполнительного двигателя и постоянной подаче насоса $Q_{н2} = \text{inv}$.

Мощность гидравлических потерь при вторичном регулировании

$$\begin{aligned} N_2 &= N_{др2} + N_{к2} = p_B Q_{др2} + p_0 Q_{к2} = p_B Q_{др2} + p_0 (Q_{н2} - v_{п.х2} A_{п}) = \\ &= \left(\frac{v_{п.х2}^2 A_{ш}^3}{z_{др2}^2} + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) \right) \frac{Q_{н2}}{A_{п}} - (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) v_{п.х2}. \end{aligned} \quad (25)$$

Гидравлическая мощность насоса с учетом выражения (23)

$$N_{н2} = p_0 Q_{н2} = \left(\frac{v_{п.х2}^2 A_{ш}^3}{z_{др2}^2 A_{п}} + \frac{R_2 + F_{п2} + F_{ш2}}{A_{п}} \right) Q_{н2}. \quad (26)$$

Эффективность вторичного регулирования скорости прямого хода выходного звена исполнительного двигателя оценим с помощью КПД гидропривода:

$$\eta_{п.х2} = \frac{R_2 A_n z_{др2}^2 v_{п.х2}}{Q_{н2} [v_{п.х2}^2 A_{ш}^3 + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) z_{др2}^2]} \quad (27)$$

Если при первичном и вторичном регулировании давление на выходе насоса принять равным $p_0 = inv$ при одинаковой скорости ($v_{п.х1} = v_{п.х2}$), нагрузке на штоке ($R_1 = R_2$) и при одинаковых силах трения в уплотнениях ($F_{п1} = F_{п2}$; $F_{ш1} = F_{ш2}$), то отношение проводимостей дросселей составит

$$\frac{z_{др2}}{z_{др1}} = \sqrt{\frac{A_{ш}^3}{A_{п}^3}} \quad (28)$$

Уравнения, описывающие гидросистему при обратном ходе поршня гидроцилиндра и первичном регулировании. При обратном ходе гидроцилиндра уравнения (1)—(28) примут новый вид.

Расход исполнительного двигателя

$$Q_{и.д1} = v_{о.х1} A_{ш}.$$

Уравнение динамики исполнительного двигателя

$$p_B A_{ш} - R_1 - F_{п1} - F_{ш1} = 0.$$

Давление в штоковой полости гидроцилиндра

$$p_B = \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{п}}.$$

Расходно-перепадная характеристика дросселя

$$Q_{др1} = \mu A_{др1} \sqrt{\frac{2(p_0 - p_B)}{\rho}} = z_{др1} \sqrt{p_0 - p_B}, \quad (29)$$

где $z_{др1}$ — гидравлическая проводимость дросселя на обратном ходе при первичном регулировании, $z_{др1} = \mu A_{др1} \sqrt{2/\rho}$.

Расходно-перепадная характеристика переливного клапана

$$Q_{к1} = z_{к1} \sqrt{p_0},$$

где $z_{к1}$ — проводимость переливного клапана, $z_{к1} = \mu A_{к1} \sqrt{2/\rho}$.

С учетом равенства $Q_{др1} = v_{о.х1}A_{ш}$ уравнение (29) принимает вид

$$z_{др1} = \frac{v_{о.х1}A_{ш}}{\sqrt{[p_0 - (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) / A_{ш}]}}$$

Давление на выходе питающей установки определяется по выражению

$$p_0 = \frac{v_{о.х1}^2 A_{ш}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{ш}}$$

Проводимости переливного клапана и дросселя с учетом равенства $Q_{к1} = Q_{н1} - v_{о.х1}A_{ш}$ будут связаны зависимостью

$$z_{к1} = \frac{Q_{н1} - v_{о.х1}A_{ш}}{\sqrt{[v_{о.х1}^2 A_{ш}^2 / z_{др1}^2 + (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) / A_{ш}]}}$$

Суммарная мощность гидравлических потерь

$$N_1 = \left(\frac{v_{о.х1}^2 A_{ш}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{ш}} \right) Q_{н1} - (R_1 + F_{п1} + F_{ш1})v_{о.х1}$$

Мощность, развиваемая насосом, составляет

$$N_{н1} = p_0 Q_{н1} = \left(\frac{v_{о.х1}^2 A_{ш}^2}{z_{др1}^2} + \frac{R_1 + F_{п1} + F_{ш1}}{A_{ш}} \right) Q_{н1}$$

Эффективность первичного регулирования скорости обратного хода оценим с помощью КПД:

$$\eta_{о.х1} = \frac{R_1 A_{ш} z_{др1}^2 v_{о.х1}}{Q_{н1} [v_{о.х1}^2 A_{ш}^3 + (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) z_{др1}^2]}$$

Уравнения, описывающие гидросистему при обратном ходе поршня гидроцилиндра и вторичном регулировании. Уравнение динамики исполнительного двигателя

$$p_B A_{ш} - R_2 - F_{п2} - F_{ш2} - p_A A_{п} = 0,$$

или с учетом $p_B = p_0$

$$p_B = \frac{p_0 A_{ш} - R_2 - F_{п2} - F_{ш2}}{A_{п}}. \quad (30)$$

Расходно-перепадная характеристика дросселя

$$Q_{др2} = z_{др2} \sqrt{p_A}. \quad (31)$$

Расходно-перепадная характеристика переливного клапана

$$Q_{к2} = z_{к2} \sqrt{p_0},$$

где $z_{к2}$ — проводимость запорно-регулирующего элемента клапана.

С учетом баланса расходов $Q_{др2} = v_{о.х2} A_{п}$ из равенства (31) следует, что

$$z_{др2} \sqrt{p_A} = v_{о.х2} A_{п},$$

или, принимая во внимание (30), имеем

$$z_{др2} = \frac{v_{о.х2} A_{п}}{\sqrt{(p_0 A_{ш} - R_2 - F_{п2} - F_{ш2}) / A_{п}}}. \quad (32)$$

Из (32) определим давление p_0 , развиваемое насосом:

$$p_0 = \frac{v_{о.х}^2 A_{п}^3}{z_{др1}^2 A_{ш}} + \frac{R_2 + F_{п2} + F_{ш2}}{A_{ш}}.$$

Установим связь между гидравлическими проводимостями переливного клапана и дросселя на заданных режимах работы исполнительного двигателя с учетом уравнения неразрывности $Q_{к2} = Q_{н2} - v_{о.х2} A_{ш}$:

$$z_{к2} = \frac{Q_{н2} - v_{о.х2} A_{ш}}{\sqrt{\left[v_{о.х2}^2 A_{ш}^2 / z_{др2}^2 + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) / A_{ш} \right]}}.$$

Суммарные гидравлические потери

$$N_2 = \left(\frac{v_{о.х2}^2 A_{п}^3}{z_{др2}^2 A_{ш}} + \frac{R_2 + F_{п2} + F_{ш}}{A_{ш}} \right) Q_{н2} - (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) v_{о.х2}.$$

Мощность, развиваемая насосом:

$$N_{н2} = \left(\frac{v_{о.х2}^2 A_{п}^3}{z_{др2}^2 A_{ш}} + \frac{R_2 + F_{п2} + F_{ш2}}{A_{ш}} \right) Q_{н2}.$$

Эффективность вторичного регулирования скорости обратного хода поршня гидроцилиндра оценим с помощью КПД гидропривода:

$$\eta_{о.х2} = \frac{R_2 A_{ш} z_{др2}^2 v_{о.х2}}{Q_{н2} \left[v_{о.х2}^2 A_{п}^3 + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) z_{др2}^2 \right]}.$$

Если принять $p_0 = inv$ при одинаковой скорости обратного хода поршня ($v_{о.х1} = v_{о.х2}$), нагрузках на штоке $R_1 = R_2$ и при одинаковых силах трения в уплотнениях ($F_{п1} = F_{п2}$; $F_{ш1} = F_{ш2}$), то отношение проводимостей дросселей составит

$$\frac{z_{др2}}{z_{др1}} = \sqrt{\frac{A_{ш}^3}{A_{п}^3}}.$$

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

В экспериментальной установке были использованы гидроцилиндры с параметрами 32/16–200, 32/22–200, где первая цифра соответствует диаметру поршня, вторая и третья — диаметру штока и ходу поршня. Вертикально расположенный гидроцилиндр нагружался массой 20 и 40 кг, а давление в гидроприводе было ограничено значением $p_{0max} = 6$ 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. С помощью турбинного расходомера непрерывно контролировалась расходно-перепадная характеристика насоса Q_n , измерялись средние скорости движения поршня, давление на выходе питающей установки p_0 и давление в полостях гидроцилиндра p_A и p_B . Эффективность двух способов регулирования на адекватных режимах движения поршня оценивалась отношением мощностей гидравлических потерь

$$k_{эф1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{\left[v_{п.х1}^2 A_n^3 + (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) z_{др1}^2 \right] Q_{н1} / (z_{др1}^2 A_n) - (R_1 + F_{п1} + F_{ш1}) v_{п.х1}}{\left[v_{п.х2}^2 A_n^3 + (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) z_{др2}^2 \right] Q_{н2} / (z_{др2}^2 A_n) - (R_2 + F_{п2} + F_{ш2}) v_{п.х2}}. \quad (33)$$

Ввиду сложностей определения проводимостей дросселей $z_{др1}$ и $z_{др2}$ в процессе эксперимента дросселем с проводимостью $z_{др1}$ настраивалась скорость $v_{п.х1}$ в схеме первичного дросселирования, затем дроссель с проводимостью $z_{др1}$ переносился в схему вторичного дросселирования и настраивалась скорость $v_{п.х2} = v_{п.х1}$. С учетом предварительно проведенной оценки значений суммарной силы, преодолеваемой поршнем ($R_{\Sigma 1} = R_1 + F_{п1} + F_{ш1}$ и $R_{\Sigma 2} = R_2 + F_{п2} + F_{ш2}$), в результате обработки экспериментальных данных при измеренном значении проводимости $z_{др1}$ определялось значение коэффициента эффективности (33).

Экспериментальная оценка сил трения показала, что суммарная сила трения в уплотнениях штока и поршня при одном и том же перепаде давления 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 давления на уплотнениях на прямом ходе поршня. Зависимость силы трения в уплотнениях $F_n + F_{ш}$ от перепада давления $|p_A - p_B|$ приведена на рис. 2.

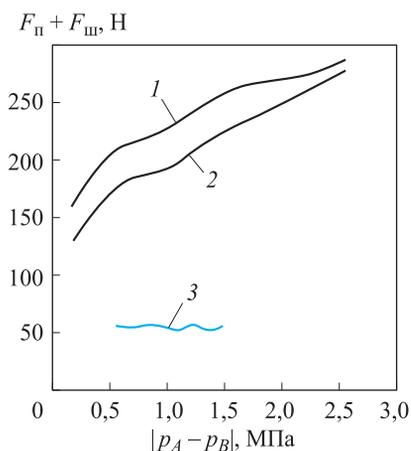


Рис. 2. Зависимость силы трения в уплотнениях от перепада давления ($v = inv$) на прямом (1, 2) и обратном (3) ходах и $m = 20$ (1, 3) и 40 (2) кг

При сравнении КПД гидропривода первичного и вторичного регулирования были получены одинаковые значения КПД на прямом и обратном ходах поршня (рис. 3).

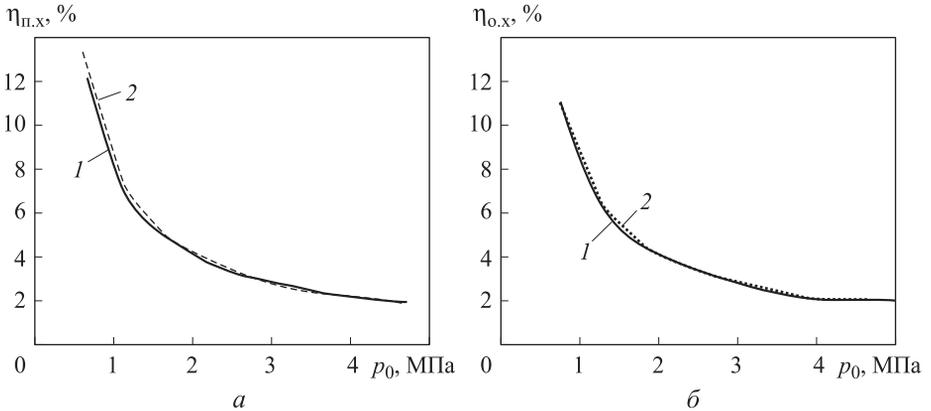


Рис. 3. Зависимость КПД от давления на прямом (а) и обратном (б) ходах поршня при первичном (1) и вторичном (2) регулировании

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. *Гидравлика, гидромашины и гидроприводы*. Москва, Машиностроение, 1982, 423 с.
- [2] Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. *Гидравлический привод*. Москва, Машиностроение, 1968, 502 с.
- [3] Свешников В.К. Станочные гидроприводы. *Справочник: Библиотека конструктора*. Москва, Машиностроение, 2004, 512 с.
- [4] Никитин О.Ф. *Гидравлика и гидропневмопривод*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 430 с.

Статья поступила в редакцию 08.06.2013

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Пильгунов В.Н. Исследование энергетических характеристик гидропривода с дроссельным регулированием. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2013, вып. 4. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hydro/685.html>

Пильгунов Владимир Николаевич родился в 1941 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1964 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидравлические машины и гидропневмоавтоматика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 60 научных работ в области механики жидкости и гидропневмоавтоматики. e-mail: vnp41@yandex.ru