

И.В. Никитаев, В.А. Фадеев
ФГБОУ ВО «ВГУВТ»

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДРОССЕЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГИДРОПРИВОДА ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ ДРОССЕЛЯ

Ключевые слова: дроссель, дроссельное регулирование, гидропривод, гидродвигатель, клапан переливной, гидроцилиндр.

В данной статье рассмотрены различные способы дроссельного регулирования скорости исполнительного органа гидропривода в зависимости от места установки регулируемого дросселя по отношению к гидродвигателю. Проводилось сравнение полезно мощности и значений КПД при различных его положениях в схеме. Были выявлены достоинства и недостатки, а так же особенности каждого из способов.

Дроссельный способ регулирования скорости заключается в изменении величины подаваемого к двигателю потока рабочей среды путем ее дросселирования. В зависимости от места установки регулируемого дросселя по отношению к гидродвигателю различают *гидроприводы с параллельным включением гидродросселя и гидроприводы с последовательным включением гидродросселя.*

Каждая из этих схем имеет свои особенности, определяющие характер регулирования, давление и энергетические потери в системе.

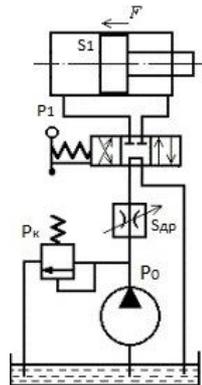


Рис. 1. Схема последовательной установки дросселя на входе исполнительного органа

На рис. 1. приведена схема последовательной установки дросселя соответственно на входе исполнительного органа.

Определяем расход по известной формуле расхода, протекающего через дроссель [1]:

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_{др}} \quad (1)$$

где μ – коэффициент расхода;

$\Delta P_{др}$ – перепад давлений на дросселе (разность давлений между его входом и выходом);

$S_{др}$ – площадь проходного отверстия дросселя.

Для нашей схемы, расход через дроссель будет равен:

$$Q_{дп} = \mu S_{дп} \sqrt{P_0 - \Delta P_1} = \mu S_{дп} \sqrt{P_0 - \Delta P_{зп}} \quad (2)$$

где P_0 – давление на входе в дроссель;

P_1 – давление в полости подвода рабочего органа (гидроцилиндра)

$\Delta P_{зп}$ – перепад давлений на ИО для гидроцилиндра с площадью входной полости S_1 , нагруженного силой F

$$\Delta P = \frac{F}{S_1} \quad (3)$$

Закрывая дроссель при постоянной нагрузке F на рабочем органе, а следовательно, при неизменном P_1 , а также при входном расходе Q_0 , (от подачи насоса.) (уменьшая площадь сечения ΔS) мы получим повышение давления P_0 и соответственно потери давления и мощности системы, пока P_0 будет меньше P клапана (вся поступающая в систему рабочая жидкость будет проходить через дроссель в гидроцилиндр, и расход Q на гидроцилиндре будет оставаться неизменным.)

И если входное давление достигнет величины настройки переливного клапана P_k , т. е. станет максимально возможным в данной системе, клапан откроется и начнет перепускать часть входящего потока на слив. После этого при дальнейшем закрытии дросселя давление на его входе P_0 перестанет изменяться (оно поддерживается постоянным посредством переливного клапана) и начнет снижаться величина расхода Q , проходящего через дроссель на рабочий орган.

Таким образом, регулирование скорости исполнительного органа будет происходить при максимальном давлении на входе гидросистемы.

При переменной нагрузке на ИО (изменение P_1 при постоянной и $\max P_0$) величина расхода, через дроссель, и скорость рабочего органа

$$V_{II} = \frac{Q}{S_{II}} \quad (4)$$

где S_{II} – площадь поршня, также будут меняться – при падении нагрузки расход будет возрастать до максимальной величины Q_0 , а с ее ростом падать практически до нуля.

Т.к. регулирование расхода в такой системе возможно только при максимальном входном давлении $P_0 = P_k$, то входная мощность системы будет равна

$$N_{вх} = P_0 Q_0 \quad (5)$$

Выходная (полезная) мощность при Q_1 (расход через дроссель)

$$N_{вх} = P_1 Q_1 \quad (6)$$

КПД такой системы равен:

$$\eta = \frac{P_1 Q_1}{P_0 Q_0} \quad (7)$$

Величина энергетических потерь зависит от нагрузки, и при малой нагрузке, когда P_1 оказывается существенно меньшим, чем P_k , может достигать больших значений.

(КПД мал)

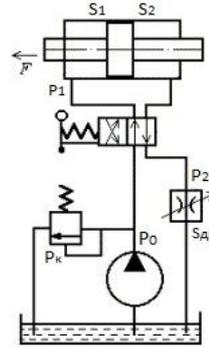


Рис. 2. Схема последовательной установки дросселя на выходе исполнительного органа.

Рассмотрим случай установки дросселя на выходе, когда исполнительный орган представляет собой гидроцилиндр, площади входной и выходной полостей которого S_1 и S_2 равны между собой, то расход Q_2 , протекающий через дроссель, равен расходу Q_1 на входе исполнительного органа, а давление во входной полости исполнительного органа P_1 равняется входному давлению системы P_0 и определяется по формуле:

$$P_1 = P_2 + \Delta P_{гц} \quad (8)$$

При закрытии дросселя, как и при установке дросселя на входе, пока входное давление P_1 , не достигнет величины давления настройки переливного клапана P_k , уменьшение S проходного сечения дросселя будет вызывать рост энергетических потерь и падение КПД системы. Только после того как клапан откроется и пропустит часть жидкости на слив, давление $P_0 = P_1$ перестанет изменяться (расти). Давление на входе в дроссель будет равным:

$$P_2 = P_1 - \Delta P = P_k - \Delta P_{сл} \quad (9)$$

Таким образом регулирование скорости исполнительного органа происходит до достижения максимального давления на входе гидросистемы.

Определяем расход, протекающий через дроссель:

$$Q_{дп} = \mu S_{дп} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P_2} \quad (10)$$

Учитывая (9) получаем:

$$Q_{дп} = \mu S_{дп} \sqrt{\frac{(P_k - \Delta P_{сл})^2}{\rho}} \quad (11)$$

При переменной нагрузке скорость исполнительного органа изменяется таким же образом, как и при установке дросселя на входе в исполнительный орган.

Полезная мощность системы при величине расхода через дроссель ($Q_1 = Q_2$):

$$N_{е\text{л\text{е}к}} = \Delta P Q_1 = (P_k - P_2) Q \quad (11)$$

А КПД будет:

$$\eta = \frac{\Delta P Q_1}{P_k Q_0} = \left(\frac{P_k - P_2}{P_k} \right) \frac{Q_1}{Q_0} \quad (12)$$

Из формулы (12) следует, что при установке дросселя на выходе из и о величина энергетических потерь также зависит от нагрузки и при малых величинах этой нагрузки может оказаться недопустимо большой. (если $F=0$, $P_2 = \max = P_k$, $\eta = 0$)

При дроссельном регулировании посредством дросселя, установленного последовательно с исполнительным органом:

1. Регулирование расхода возможно только при постоянном и максимальном входном давлении.
2. Энергетические потери в системе и ее КПД также зависят от величины нагрузки на ио, причем с падением нагрузки КПД падает, стремясь к 0, а энергетические потери растут.
3. Расход, протекающий через дроссель, а следовательно, и скорость исполнительного органа привода, существенно зависят от нагрузки на исполнительном органе.

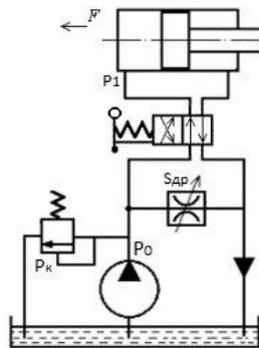


Рис. 3. Схема параллельной установки дросселя.

При параллельной установке дросселя, рабочая жидкость, подаваемая насосом, разделяется на два потока, один поток проходит через гидродвигатель, другой – через регулируемый дроссель.

При закрытом положения дросселя расход через него равен нулю, и входящий расход Q_0 равен расходу на исполнительном органе Q_1

Давление на входе в гидроцилиндр определяется нагрузкой на нем и равняется:

$$P_0 = \frac{F}{S_1} \quad (13)$$

Давление на сливе здесь, как и ранее, считается равным нулю.

По мере открытия дросселя через него начинает протекать расход Q_2 :

$$Q_{др} = \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_0} \quad (14)$$

Падение расхода на ИО (Q_1) и скорости исполнительного органа длится до тех пор, пока в определенном положении дросселя расход Q_1 не становится равным Q_0 . При этом исполнительный орган останавливается, и при дальнейшем открытии дросселя входное давление P_0 начинает падать:

$$Q_1 = Q_0 - \mu S_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} P_0} = \mu S_{др} \sqrt{\Delta P} \quad (15)$$

В отличие от схем последовательной установки дросселя, открытие последнего (увеличение $S_{др}$) вызывает торможение исполнительного органа.

В зависимости от настройки дросселя ($S_{др}$), возможны два случая.

В первом случае при заданном значении $S_{др}$ расход, протекающий через дроссель при максимальной нагрузке на ИО, т. е. при входном давлении, равном давлению настройки переливного клапана, является меньшим, чем входной расход Q_0 ($Q_2 < Q_0$)

Второй случай, когда при данном $S_{др}$ и максимальной нагрузке на исполнительном органе через дроссель должен протекать расход, больший Q_0 .

Критическая величина $S_{др}$ – когда расход через дроссель при нагрузке $\Delta P P$ оказывается в точности равным входному расходу, при крит. величине $S_{др}$ определяется формулой:

$$\mu S_{др\ крит} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta P}} \quad (16)$$

Принимая перепад давлений на исполнительном органе равным давлению настройки переливного клапана P_k , получаем условие регулирования скорости при любой, в том числе, максимальной нагрузке:

$$\mu S_{др\ крит} = \frac{Q_0}{\sqrt{P_k}} \quad (17)$$

При открытии дросселя на величину, большую критической, исполнительный орган будет остановлен.

Полезная мощность будет равна ($P_1 = P_0$):

$$N_{вх} = P_0 Q_1 \quad (18)$$

КПД будет равняться:

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0} \quad (19)$$

Сравнивая КПД, видим что для схемы параллельного дросселирования он выше, чем для последовательного, особенно при малых нагрузках, а при больших нагрузках величины КПД оказываются у них близкими.

Это следует из того, что при установке дросселя параллельно исполнительному органу регулирование скорости последнего осуществляется не при максимальном входном давлении (P_0), а при давлении, определяемом нагрузкой.

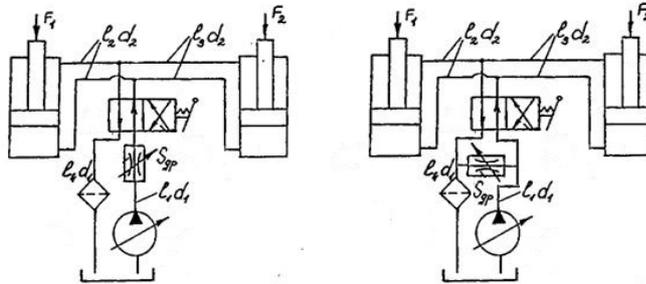
Таким образом, при установке дросселя параллельно рабочему органу:

1. Регулирование скорости происходит при давлениях, меньших по сравнению со схемами последовательного дросселирования.
2. Энергетические потери в системе оказываются меньшими, а КПД более высоким, чем при последовательной установке дросселя, что проявляется при малых нагрузках.
3. Скорость исполнительного органа, зависит от нагрузки в большей степени, чем при последовательной установке дросселя. При определенных условиях при возрастании нагрузки возможно торможение ИО вплоть до его остановки.

Одним из недостатков таких гидроприводов является то, что в них система регулирования позволяет управлять скоростью только, если направление внешней нагрузки F противоположно направлению движения выходного звена гидропривода (нагрузка создает сопротивление движению выходного звена). Этот недостаток исключает использование данного способа регулирования скорости в гидроприводах, где необ-

ходимо обеспечить уменьшение скорости движения поршня гидроцилиндра, нагруженного некоторой массой. В этом гидроприводе уменьшение скорости будет происходить с запаздыванием, так как на поршень гидроцилиндра будет действовать (сила инерции), направление действия которой совпадает с направлением движения поршня.

Рассмотрим схему автоподъемника с последовательным и параллельным включением дросселя и сравним мощность гидропривода.



$$V_{H \max} = 60 \text{ см}^3; n_H = 1200 \text{ мин}^{-1}; \eta_{MH} = 0,9; K_{OH} = 0,0171 \text{ МПа};$$

$$K_p = 0,0005 \frac{\text{М}^3}{\text{МПа} \cdot \text{с}}; D = 80 \text{ мм}; d_{ш} = 40 \text{ мм}; \eta_{MH} = 0,9; l_1 = 3 \text{ м}; d_1 = 16 \text{ мм};$$

$$l_2 = 6 \text{ м}; d_2 = 8 \text{ мм}; l_3 = 10 \text{ м}; l_4 = 2,5 \text{ м}; l_{3\phi} = 500 d_1;$$

для каждого канала распределителя

$$l_{\text{ЭР}} = 300 d_1; \mu_{\text{ЭР}} = 0,75; \nu = 0,4 \frac{\text{см}^2}{\text{с}};$$

$$\rho = 900 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; S_{\text{др}} = 15 \text{ мм}^2; F_1 = 33 \text{ кН}; F_2 = 29 \text{ кН}.$$

	Последовательное	Параллельное
Подача Q , л/с	0,34	1,13
Давление P , МПа	9,6	4,5
Мощность $N_{\text{в.в.}}$, кВт	3,23	5,085

В конечном итоге мы видим, что при одинаковых условиях полезная мощность системы в случае с параллельной установкой дросселя будет выше, как и КПД. Так же, при выборе места установки дросселя нужно учитывать характер нагрузки, её значительность, величину, постоянность и качество, и количество источников питания.

Список литературы:

- [1] Артемьева Т.В. «Гидравлика, гидромашин и гидропневмопривод: учеб. пособие для студ. высш. учебных заведений/Т.В.Артемьева, Т.М.Лысенко, А.Н.Румянцев, С.П.Степин; под ред. С.П.Степина. – 3-е изд., – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 336 с.
- [2] Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. «Гидравлика и гидропневмопривод: Учебник /Под ред. А.А. Шейпака. – 5-е изд., – М.: МГИУ, [1] 2008. – 352 с.
- [3] Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В. К. Свешников, А. А. Усов. – Москва: Машиностроение, 1988 – 510 с.
- [4] Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. –Москва: Машиностроение, 1979. – 231 с.