

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

А. А. ГИНЗБУРГ

Гомельское РУП «Головное специализированное конструкторско-технологическое бюро Гидроаппаратуры», Республика Беларусь

В. В. ПИНЧУК

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Введение

Как известно, существуют два основных способа управления скоростью рабочего органа гидропривода – дроссельный и объемный. Суть дроссельного регулирования скорости рабочего органа заключается во введении в гидросистему регулируемого сопротивления, величина которого тем или иным способом определяет величину расхода рабочей жидкости.

Наиболее распространенные схемы дроссельного регулирования скорости приведены на рис. 1 [1].

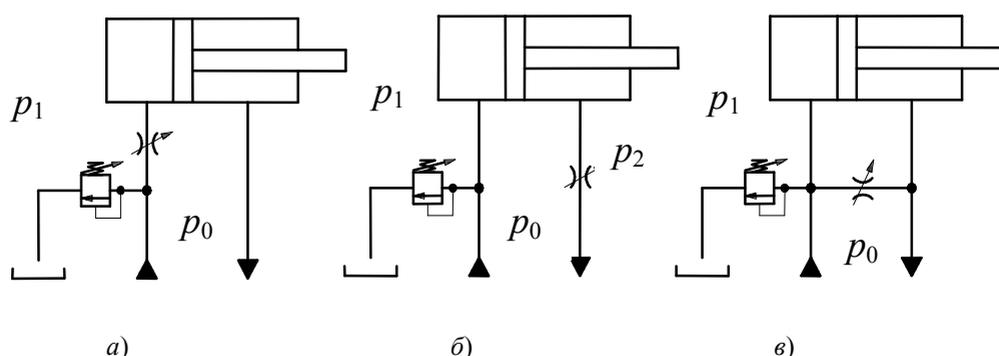


Рис. 1. Схемы дроссельного регулирования скорости

На рис. 1, а и 1, б приведены схемы последовательной установки сопротивления (дросселя) соответственно на входе и выходе исполнительного органа, а на рис. 1, в – схема параллельной установки («в ответвлении»). Регулирование скорости в каждой из этих схем имеет свои особенности, определяющие характер регулирования, давление и энергетические потери в системе. В связи с этим сравнительный анализ каждой из этих схем имеет место установить:

- условия, при которых происходит регулирование скорости рабочего органа;
- зависимость скорости исполнительного органа от нагрузки на нем. Этот фактор определяет точность регулирования и его независимость от внешних условий;
- уровень энергетических потерь при регулировании. Актуальность этого фактора определяется экономическими показателями привода, поскольку при проектировании и эксплуатации оборудования экономическая эффективность является одним из основных критериев. Чрезмерно высокий уровень энергетических потерь не только повышает

эксплуатационные затраты за счет роста стоимости энергоносителей, расходуемых при работе гидропривода, но и может вызвать необходимость оснащения гидропривода дополнительными устройствами кондиционирования рабочей жидкости – теплообменниками – либо привести к росту стоимости уже установленных устройств. В некоторых случаях, например, в мобильных машинах, где применение мощных стационарных теплообменников исключено, длительное регулирование скорости с низким КПД может привести к перегреву рабочей жидкости и выходу системы из строя.

Методика исследования и обсуждение результатов

Анализ схем дроссельного регулирования проводится на основе известной формулы для расхода, протекающего через дроссель [2]:

$$Q = k\sqrt{\Delta p}, \quad (1)$$

где k – коэффициент, определяемый проходным сечением и формой проточной части дросселя; Δp – перепад давлений на дросселе (разность давлений между его входом и выходом).

Исходя из этого, для схемы, приведенной на рис. 1, а, расход, протекающий через дроссель и определяющий скорость движения исполнительного органа, равен

$$Q = k\sqrt{p_0 - p_1} = k\sqrt{p_0 - \Delta p}, \quad (2)$$

где p_0 – давление на входе в дроссель; p_1 – давление в полости подвода рабочего органа (гидроцилиндра).

Принимая здесь и далее сливное давление равным нулю, можно считать, что давление p_1 определяется только нагрузкой на исполнительном органе и равняется перепаду давлений на последнем Δp , который, в свою очередь, равен:

- для гидромотора с рабочим объемом V_0 , нагруженного моментом M

$$\Delta p = \frac{2\pi M}{V_0};$$

- для гидроцилиндра с площадью входной полости S_1 , нагруженного силой F

$$\Delta p = \frac{F}{S_1}.$$

Анализ формулы (2) позволяет сделать несколько важных выводов.

В первую очередь рассмотрим процесс закрытия дросселя при постоянной нагрузке на рабочем органе, а следовательно, при неизменном p_1 , а также при некотором входном расходе Q_0 , определенном, например, подачей насоса. При этом нетрудно видеть, что до определенного предела уменьшение проходного сечения дросселя вообще не будет сказываться на величине расхода через него. В самом деле, закрывая дроссель, что равносильно уменьшению коэффициента k в формулах (1) и (2), мы можем добиться только повышения входного давления p_0 и соответственно потерь давления и мощности в гидросистеме. До тех пор пока входное давление будет меньшим, чем величина давления настройки переливного клапана, вся поступающая в систему рабочая жидкость будет проходить через дроссель в гидроцилиндр и расход на гидроцилиндре будет оставаться неизменным. И только если входное давление достигнет величины настройки переливного клапана, 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 перестанет изменяться (оно поддерживается постоянным посредством переливного клапана) и в соответствии с формулой (2) начнет снижаться величина расхода, проходящего через дроссель на рабочий орган. При этом

излишек рабочей жидкости сливается через переливной клапан. Таким образом, регулирование скорости исполнительного органа будет происходить при максимальном давлении на входе гидросистемы.

Если теперь рассмотрим случай переменной нагрузки на рабочем органе, т. е. изменения величины p_1 при постоянном (и максимальном) p_0 , нетрудно видеть, что при этом величина расхода, проходящего через дроссель, и соответственно скорость рабочего органа также будут существенным образом изменяться – при падении нагрузки расход будет возрастать до максимальной величины Q_0 , а с ее ростом падать практически до нуля. Так, при изменении нагрузки от $0,8 p_0$ до $0,2 p_0$ скорость гидроцилиндра может измениться согласно формуле (2) в два раза – от $0,45 Q_0$ до $0,89 Q_0$. Очевидно, что для точного управления скоростью рабочего органа такой способ регулирования может оказаться неприменимым.

И, наконец, рассмотрим эффективность такого способа регулирования с точки зрения энергетики привода. Для этого определим КПД гидросистемы и величину энергетических потерь при регулировании.

Поскольку регулирование расхода в такой системе возможно только при максимальном входном давлении, равном давлению настройки переливного клапана p_k , входная мощность системы равна

$$N_{\text{вх}} = p_0 Q_0.$$

Выходная (полезная) мощность при величине расхода через дроссель Q_1 определяется как

$$N_{\text{вых}} = p_1 Q_1.$$

Отсюда КПД такой системы равен

$$\eta = \frac{p_1 Q_1}{p_0 Q_0}. \quad (3)$$

Нетрудно понять, что множитель Q_1/Q_0 в правой части формулы представляет собой ту часть потребляемой мощности, которой разработчик системы вынужден поступиться для того, чтобы иметь возможность регулировать скорость рабочего органа, не изменяя подачу насоса. Множитель же p_1/p_k характеризует несовершенство самой схемы – он отражает тот факт, что регулирование осуществляется только при максимальном давлении независимо от реальной величины нагрузки на исполнительном органе. Очевидно, что величина энергетических потерь в такой системе оказывается зависящей от нагрузки, и при малой нагрузке, когда p_1 оказывается существенно меньшим, чем p_k , может достигать недопустимо больших значений.

Анализ схемы, приведенной на рис. 1, б, показывает, что здесь возможны два случая. Если исполнительный орган представляет собой гидромотор или 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

$$p_1 = p_2 + \Delta p. \quad (4)$$

Рассматривая для этого случая процесс закрытия дросселя, нетрудно видеть, что, как и при установке дросселя на входе в исполнительный орган, до тех пор пока входное давление, определяемое формулой (4), не достигнет величины давления настройки переливного клапана, уменьшение проходного сечения дросселя не будет сказываться на скорости исполнительного органа и будет лишь вызывать рост энергетических потерь и

падение КПД системы. Только после того как клапан откроется и пропустит часть рабочей жидкости на слив, давление p_1 перестанет изменяться и начнет изменяться расход, проходящий через исполнительный орган и дроссель. При этом давление на входе в дроссель будет равным

$$p_2 = p_0 - \Delta p = p_k - \Delta p. \quad (5)$$

Таким образом, в этом случае, как и при установке дросселя на входе, регулирование скорости исполнительного органа происходит при максимальном давлении на входе гидросистемы.

Для анализа поведения скорости исполнительного органа при переменной нагрузке, определяем расход, протекающий через дроссель. В рассматриваемом случае он равен

$$Q_1 = k\sqrt{p_2}. \quad (6)$$

Учитывая выражение (5), отсюда приходим к формуле (2)

$$Q_1 = k\sqrt{p_0 - \Delta p}$$

при условии регулирования $p_0 = p_k$.

Очевидно, что при изменении нагрузки скорость исполнительного органа изменяется таким же образом, как и при установке дросселя на входе в исполнительный орган.

И, наконец, поскольку полезная мощность системы при величине расхода через дроссель Q_1 равняется

$$N_{\text{вых}} = \Delta p Q_1 = (p_k - p_2) Q_1,$$

а КПД такой системы определяется выражением

$$\eta = \frac{\Delta p Q_1}{p_k Q_0} = \left(1 - \frac{p_2}{p_k}\right) \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (7)$$

Из формулы (7) следует, что при установке дросселя на выходе из исполнительного органа величина энергетических потерь также зависит от нагрузки и при малых величинах этой нагрузки может оказаться недопустимо большой.

Если же исполнительным органом является дифференциальный гидроцилиндр, площади входной и выходной полостей которого S_1 и S_2 не равны друг другу, то расход Q_2 , протекающий через дроссель, определяется выражением

$$Q_2 = Q_1 \frac{S_2}{S_1}$$

и не равен расходу Q_1 на входе исполнительного органа. Давление во входной полости исполнительного органа p_1 для этого случая, как и для предыдущего, равняется входному давлению системы, но теперь будет определяться по формуле

$$p_1 = p_2 \frac{S_2}{S_1} + \frac{F}{S_1}. \quad (8)$$

Очевидно, что и в этом случае при закрытии дросселя в первоначальный момент давление p_2 будет расти без изменения расхода рабочей жидкости до тех пор пока входное давление p_1 не станет равным величине настройки переливного клапана p_k . При этом давление на входе в дроссель становится равным

$$p_2 = p_k \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}. \quad (9)$$

Начиная с этого момента дальнейшее закрытие дросселя приводит к уменьшению расхода, протекающего через исполнительный орган, а давления в системе стабилизируются.

Расход на исполнительном органе в данном случае равен

$$Q_1 = k\sqrt{p_2} = k\sqrt{p_k \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}}. \quad (10)$$

Нетрудно видеть, что и в этом случае при изменении нагрузки F скорость исполнительного органа существенно изменяется.

Поскольку полезная мощность равна произведению силы F , действующей на исполнительный орган, на его скорость v , которая равняется отношению расхода, поступающего в полость гидроцилиндра, к площади этой полости, имеем:

$$N_{\text{вых}} = F \frac{Q_1}{S_1} = F \frac{Q_2}{S_2},$$

откуда, с учетом (8), полезная мощность равняется

$$N_{\text{вых}} = (p_k - p_2 \frac{S_2}{S_1})Q_1 = (p_k \frac{S_1}{S_2} - p_2)Q_2. \quad (11)$$

Следовательно, КПД системы равен

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{p_k Q_0} = (1 - \frac{p_2 S_2}{p_k S_1}) \frac{Q_2}{Q_0}. \quad (12)$$

Рассматривая формулы (9) и (12) совместно, легко видеть, что, поскольку p_2 зависит от нагрузки F , в данном случае КПД и энергетические потери также оказываются зависимыми от нагрузки. Если нагрузка достаточно мала и в формуле (9) p_2 оказывается достаточно близким к величине $p_k \cdot S_1/S_2$, то выражение в скобках также оказывается малым, а следовательно, и как и в предыдущих случаях, КПД оказывается низким, а энергетические потери – большими.

В целом проведенный анализ позволяет сделать выводы о том, что 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 исполнительном органе, причем с падением нагрузки КПД падает, стремясь к нулю, а энергетические потери растут.

3. Расход, протекающий через дроссель, а следовательно, и скорость исполнительного органа привода, существенно зависят от нагрузки на исполнительном органе.

Случай параллельной установки дросселя, приведенный на рис. 1, в, принципиально отличается от предыдущих тем, что, поскольку входящий поток рабочей жидкости разветвляется, регулирование расхода оказывается возможным при любом положении дросселя.

Анализ этой схемы в данном случае целесообразно проводить, начиная с закрытого положения дросселя. В этом случае расход через дроссель равен нулю, и входящий расход Q_0 равен расходу на исполнительном органе Q_1 . Давление на входе в гидроцилиндр

определяется только нагрузкой на нем и равняется для гидроцилиндра $p_0 = F/S_1$, а для гидромотора $p_0 = 2\pi M/V_0$. Давление на сливе здесь, как и ранее, считается равным нулю.

По мере открытия дросселя через него начинает протекать расход Q_2 , величина которого, согласно формуле (1), равняется

$$Q_2 = k\sqrt{p_0}. \quad (13)$$

При этом расход на исполнительном органе Q_1 становится равным $Q_1 = Q_0 - Q_2$, а давление p_0 на входе в исполнительный орган не изменяется и определяется только нагрузкой. Падение расхода Q_1 и скорости исполнительного органа длится до тех пор, пока в определенном положении дросселя расход Q_2 не становится равным Q_0 . При этом исполнительный орган останавливается, и при дальнейшем открытии дросселя входное давление p_0 начинает падать.

Таким образом, регулирование расхода в схеме с параллельно установленным дросселем происходит при давлении, определяемом нагрузкой на исполнительном органе и меньшем, чем максимальное давление в системе. С точки зрения энергетики этот способ регулирования оказывается более предпочтительным.

Для анализа влияния изменения нагрузки на скорость исполнительного органа запишем величину протекающего через него расхода:

$$Q_1 = Q_0 - k\sqrt{p_0} = Q_0 - k\sqrt{\Delta p}, \quad (14)$$

где Δp , как и формуле (2), – перепад давлений на исполнительном органе.

Сравнивая это выражение с формулами (2) и (10), определяющими расход на исполнительном органе при различных случаях параллельной установки дросселя, можно сделать два вывода.

Во-первых, в отличие от схем последовательной установки дросселя, открытие последнего (увеличение коэффициента k) вызывает торможение исполнительного органа.

Во-вторых, формула (14) определяет более выраженную зависимость расхода и скорости от нагрузки. Это нетрудно увидеть, если задаться вопросом, при каком значении нагрузки происходит остановка рабочего органа при заданном положении дросселя (значении коэффициента k).

При последовательной установке дросселя по схемам рис. 1, а или 1, б в любом его положении, т. е. при любом значении коэффициента k , остановка гидроцилиндра не может произойти ни при каком значении нагрузки до тех пор, пока нагрузка находится в пределах рабочего диапазона. Иными словами, независимо от положения дросселя или даже его наличия в гидросистеме, а также вне зависимости от значений других величин, скорость исполнительного органа становится нулевой, только когда нагрузка на нем достигает максимальных величин:

– для гидроцилиндров

$$F_{\max} = \frac{p_k}{S_1}; \quad (15)$$

– для гидромоторов

$$M_{\max} = \frac{p_k V_0}{2\pi}, \quad (16)$$

где p_k – давление настройки переливного клапана.

Если теперь рассмотреть схему параллельного дросселирования, нетрудно видеть, что, в зависимости от настройки дросселя (значения коэффициента k), возможны два случая. В первом случае при заданном значении k расход, протекающий через дроссель при максимальной нагрузке на исполнительном органе, т. е. при входном давлении, равном

давлению настройки переливного клапана, является меньшим, чем входной расход Q_0 . Второй случай имеет место, когда при данном k и максимальной нагрузке на исполнительном органе через дроссель должен протекать расход, больший Q_0 . Критическая величина $k_{кр}$, при которой расход через дроссель при нагрузке Δp оказывается в точности равным входному расходу, определяется формулой

$$k_{кр} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p}}. \quad (17)$$

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

Принимая в формуле (17) перепад давлений на исполнительном органе равным давлению настройки переливного клапана p_k , получаем условие регулирования скорости при любой, в том числе, максимальной нагрузке:

$$k_{кр0} = \frac{Q_0}{\sqrt{p_k}}. \quad (18)$$

При открытии дросселя на величину, большую $k_{кр0}$, диапазон нагрузок, в котором возможно регулирование скорости исполнительного органа без его торможения, для параллельного дросселирования окажется меньшим, чем для последовательного дросселирования.

В общем случае, если при параллельном дросселировании нагрузка может меняться в диапазоне от Δp_{\min} до Δp_{\max} , то максимально допустимое открытие дросселя задается выражением

$$k_{\max} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p_{\max}}}. \quad (19)$$

Таким образом, независимо от диапазона изменения нагрузки на величину открытия дросселя в системе с параллельным дросселированием накладываются существенные ограничения.

Для иллюстрации зависимости скорости исполнительного органа от нагрузки при параллельном дросселировании рассмотрим случай изменения нагрузки Δp в диапазоне от $0,2 p_k$ до $0,8 p_k$. Поскольку диапазон изменения расходов на исполнительном органе, как следует из выражения (14), при параллельной установке дросселя зависит от настройки последнего, принимаем, что дроссель настроен на величину, заданную формулой (18). При последовательном дросселировании, как сказано ранее, в этих условиях расход и скорость исполнительного органа изменяются в два раза – диапазон изменения расхода составляет от $0,45 Q_0$ до $0,89 Q_0$. Подставляя (18) в (14), получаем, что в этих же условиях при параллельном дросселировании диапазон изменения расхода составит от $0,11 Q_0$ до $0,55 Q_0$, т. е. окажется существенно большим.

Это серьезный недостаток схемы параллельного дросселирования, особенно характерный для систем с большим диапазоном изменения нагрузки. Скорость исполнительного органа оказывается зависящей от нагрузки в большей степени, чем при последовательном дросселировании, но и степень этой зависимости оказывается зависящей от настройки, причем в некоторых положениях дросселя исполнительный орган может останавливаться при нагрузке, находящейся в области рабочего диапазона.

И, наконец, если рассмотреть энергетические потери и КПД схемы параллельного дросселирования, легко видеть, что, поскольку в ней давление на входе в исполнительный орган оказывается равным входному давлению системы, ее полезная мощность задается выражением

$$N_{\text{вых}} = p_0 Q_1$$

и КПД равен

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (20)$$

Сравнивая (20) с (3), (7) и (12), легко видеть, что КПД для схемы параллельного дросселирования выше, чем для схемы последовательного дросселирования, причем при больших нагрузках величины КПД оказываются близкими, а при малых нагрузках КПД схемы параллельного дросселирования оказывается значительно большим.

Этот вывод, в сущности, следует из того, что при установке дросселя параллельно исполнительному органу регулирование скорости последнего осуществляется не при максимальном входном давлении, а при давлении, определяемом нагрузкой.

Таким образом, анализ схемы параллельного дросселирования показывает, что при установке дросселя параллельно рабочему органу:

1. Регулирование скорости происходит при давлениях, меньших по сравнению со схемами последовательного дросселирования и зависящих от нагрузки на исполнительном органе.

2. Энергетические потери в системе оказываются меньшими, а КПД соответственно более высоким, чем при последовательной установке гидродросселя, что особенно проявляется при малых нагрузках.

3. Скорость исполнительного органа, как правило, зависит от нагрузки в большей степени, чем при последовательной установке дросселя. При определенных условиях при возрастании нагрузки возможно торможение исполнительного органа вплоть до его остановки.

Таким образом, преимущественной областью применения схемы параллельного дросселирования должны являться системы с незначительной, слабопеременной или постоянной нагрузкой исполнительных органов, где она является предпочтительной по сравнению со схемой последовательного дросселирования.

Заключение

Проведенные аналитические исследования гидравлических схем дроссельного регулирования позволили дать ряд практических рекомендаций, которые могут быть использованы разработчиками гидросистем приводов при их проектировании.

Литература

1. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы / В. К. Свешников, А. А. Усов. – Москва : Машиностроение, 1988 – 510 с.
2. Чупраков, Ю. И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю. И. Чупраков. – Москва : Машиностроение, 1979. – 231 с.

Получено 26.12.2006 г.