



Министерство образования Республики Беларусь

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

Кафедра «Гидропневмоавтоматика»

**ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
В ГИДРОСИСТЕМАХ И АДАПТАЦИЯ
ГИДРОПРИВОДА К НАГРУЗКЕ
(LS-ПРИНЦИП)**

КУРС ЛЕКЦИЙ

для студентов специальности 1-36 01 07

**«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»**

дневной и заочной форм обучения

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 621.225(075.8)
ББК 30.123я73
Д75

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 1 от 26.09.2005 г.)*

Автор-составитель: *А. А. Гинзбург*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Технология машиностроения»
ГГТУ им. П. О. Сухого *М. П. Кульгейко*

Дроссельное регулирование в гидросистемах и адаптация гидропривода к нагрузке (*LS*-принцип) : курс лекций для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» днев. и заоч. форм обучения / авт.-сост. А. А. Гинзбург. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 77 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-498-7.

Курс лекций освещает теоретические основы построения и описание примеров применения гидравлических систем, построенных на основе принципа адаптации гидросистемы к нагрузке (*LS*-принципа).

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.225(075.8)
ББК 30.123я73

ISBN 978-985-420-498-7

© Гинзбург А. А., составление, 2007
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Развитие современной техники сопровождается усложнением используемого оборудования и повышением требований к его функциональным характеристикам, технической эффективности, экономическим и эргономическим показателям. Соответственно уровень задач, решаемых при создании приводов, систем управления и их аппаратного обеспечения, постоянно повышается. В частности, это относится к объемному гидроприводу, поэтому в результате постоянного повышения функциональных и технических требований к гидрофицированному оборудованию последние десятилетия сопровождаются постоянным развитием системотехники и элементной базы гидравлики. В рамках этого процесса традиционные и еще недавно широко применявшиеся технические решения достаточно быстро исчерпывают потенциал развития комплектуемого оборудования и сменяются новыми и более прогрессивными решениями.

Характерным примером прогресса современной гидравлики является развитие и внедрение принципа адаптации гидросистем к нагрузке (load sensing). Несколько десятилетий назад считалось, что объемный гидропривод принципиально неспособен решать задачу одновременного независимого управления скоростями нескольких рабочих органов машины, или, по крайней мере, эта задача решается путем существенного усложнения и удорожания привода. Это не только сдерживало развитие смежных отраслей техники, но и часто служило причиной отказа от применения гидравлического привода в пользу конкурирующих видов приводов, в первую очередь, электрического. Современные системотехнические решения в области дроссельного регулирования гидроприводов позволяют решить эту задачу в полном объеме, а следовательно, значительно расширить область применения гидроприводов и повысить технический уровень и качество гидрофицированных машин.

Целью настоящего курса является знакомство с основами реализации одновременного и независимого управления рабочими органами объемного гидропривода на основе принципа адаптации гидросистем к нагрузке (load sensing).

Глава 1. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА

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.

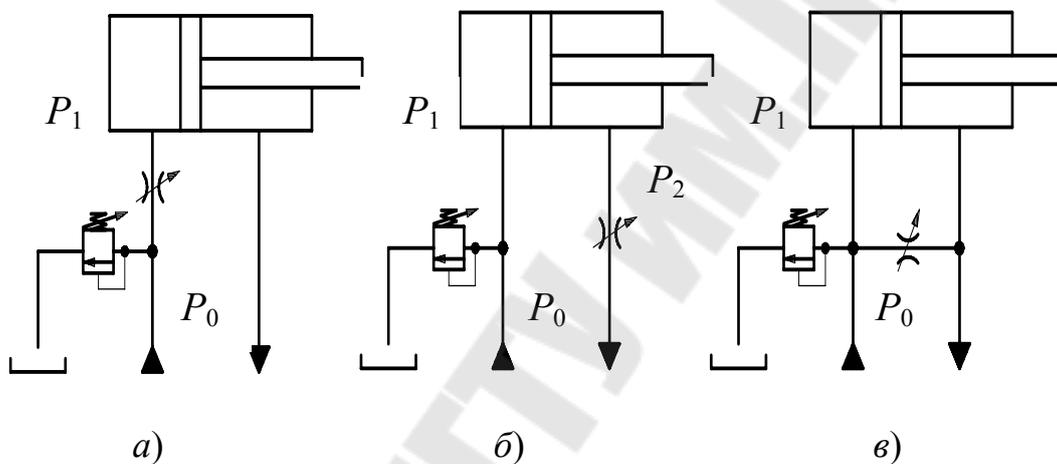


Рис. 1.1

На рис. 1.1, а и б приведены схемы последовательной установки сопротивления (гидродросселя) соответственно на входе и выходе исполнительного органа, а на рис. 1.1, 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 при сравнительном анализе каждой из этих схем необходимо 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 кри-

териев. 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 стационарных мощных теплообменников исключено, длительное регулирование скорости с низким КПД может привести к перегреву рабочей жидкости и выходу системы из строя.

Анализ схем дроссельного регулирования проводится на основе известной формулы для расхода, протекающего через гидродроссель:

$$Q = k\sqrt{\Delta p}, \quad (1.1)$$

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

Исходя из этого, для схемы, приведенной на рис. 1.1, *a*, расход, протекающий через гидродроссель, равен

$$Q = k\sqrt{p_0 - p_1} = k\sqrt{p_0 - \Delta p_A}, \quad (1.2)$$

где p_0 – давление на входе в гидродроссель; 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_A , который, в свою очередь, равен:

– для гидромотора с рабочим объемом V_0 , нагруженного моментом M ,

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

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

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

Анализ формулы (1.2) 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 (1.1) и (1.2), 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 последнем будет оставаться неизменным. И только когда входное давление достигнет величины настройки переливного клапана, то есть 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 (1.2), начнет снижаться величина расхода, проходящего через гидродроссель на рабочий орган. При этом излишек рабочей жидкости сливается через переливной гидроклапан. Таким образом, регулирование скорости исполнительного органа будет происходить при максимальном давлении на входе гидросистемы.

Если теперь рассмотреть случай переменной нагрузки на рабочем органе, то есть, изменения величины p_1 при постоянном (и максимальном) p_0 , нетрудно видеть, что при этом величина расхода, проходящего через гидродроссель, 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, например, при изменении нагрузки от $0,8 p_0$ до $0,2 p_0$ скорость гидроцилиндра может измениться согласно формуле (1.2) в два раза. 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 ко-

эffiциент полезного действия гидросистемы и величину энергетических потерь при регулировании.

Поскольку регулирование расхода в такой системе возможно только при максимальном входном давлении p_0 , входная мощность системы равна

$$N_{\text{вх}} = p_0 Q_0.$$

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

$$N_{\text{вых}} = p_1 Q_1.$$

Отсюда КПД такой системы равен

$$\eta = \frac{p_1}{p_0} \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (1.3)$$

Нетрудно понять, что множитель Q_1 / Q_0 в правой части формулы является, в конечном итоге, необходимым злом. Он представляет собой ту часть потребляемой мощности, которой разработчик системы вынужден поступиться для того, чтобы иметь возможность регулировать скорость рабочего органа, не изменяя подачу насоса. А вот множитель p_1 / p_0 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 малых величинах этой нагрузки, когда p_1 оказывается существенно меньшим, чем p_0 , может достигать недопустимо больших значений.

Аналогично можно проанализировать схему, приведенную на рис. 1.1, б. 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 гидродроссель, 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

$$p_1 = p_2 + \Delta p_A. \quad (1.4)$$

Рассматривая для этого случая процесс закрытия дросселя, трудно видеть, что как и при установке гидродросселя на входе в исполнительный орган до тех пор, пока входное давление, определяемое формулой (1.4), 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 гидродроссель. При этом давление на входе в гидродроссель будет равным

$$p_2 = p_0 - \Delta p_A, \quad (1.5)$$

где p_0 – давление настройки клапана.

Таким образом, в этом случае, как и при установке гидродросселя 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 гидродроссель. В рассматриваемом случае он равен

$$Q_1 = k\sqrt{p_2}. \quad (1.6)$$

Учитывая выражение (1.5), приходим к формуле (1.2):

$$Q_1 = k\sqrt{p_0 - \Delta p_A}.$$

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

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

$$N_{\text{вых}} = \Delta p_A Q_1 = (p_0 - p_2) Q_1.$$

КПД такой системы определяется выражением

$$\eta = \frac{\Delta p_A}{p_0} \frac{Q_1}{Q_0} = \left(1 - \frac{p_2}{p_0}\right) \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (1.7)$$

Из формулы (1.7) следует, что при установке гидродросселя 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 гидродроссель, 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

$$p_1 = p_2 \frac{S_2}{S_1} + \frac{F}{S_1}. \quad (1.8)$$

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. Как и ранее, считая, что переливной клапан настроен на давление p_0 , получаем, что при этом давление на входе в гидродроссель становится равным

$$p_2 = p_0 \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}. \quad (1.9)$$

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

$$Q_1 = k\sqrt{p_2} = k\sqrt{p_0 \frac{S_1}{S_2} - \frac{F}{S_2}}. \quad (1.10)$$

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 (1.8), полезная мощность равняется

$$N_{\text{вых}} = (p_0 - p_2 \frac{S_2}{S_1}) Q_1 = (p_0 \frac{S_1}{S_2} - p_2) Q_2. \quad (1.11)$$

Следовательно, КПД системы равен

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{p_0 Q_0} = (1 - \frac{p_2 S_2}{p_0 S_1}) \frac{Q_2}{Q_0}. \quad (1.12)$$

Рассматривая формулы (1.9) и (1.12) 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 (1.9) p_2 оказывается достаточно близким к величине $p_0 \cdot S_1 / S_2$, 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 гидродросселя, установленного последовательно с исполнительным органом:

1. Регулирование расхода возможно только при постоянном и максимальном входном давлении.

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

3. 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.

Случай параллельной установки гидродросселя, приведенный на рис. 1.1, 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 (1.1), равняется

$$Q_2 = k\sqrt{p_0}. \quad (1.13)$$

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. Падение расхода Q_1 и скорости исполнительного органа длится до тех пор, пока в определенном положении дросселя Q_2 не становится равным Q_0 . При этом исполнительный орган останавливается, и при дальнейшем открытии дросселя начинает падать входное давление p_0 .

Таким образом, регулирование расхода в схеме с параллельно установленным гидродросселем 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:

$$Q_1 = Q_0 - k\sqrt{p_0} = Q_0 - k\sqrt{\Delta p_A}, \quad (1.14)$$

где Δp_A , как и формуле (1.2), – перепад давлений на исполнительном органе.

Сравнивая это выражение с формулами (1.2) и (1.10), выражающими расход на исполнительном органе при различных случаях параллельной установки гидродросселя, можно сделать два вывода.

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

Второй вывод – формула (1.14) 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 гидродросселя по схемам (рис. 1.1, *a*, *б*) в любом его положении, то есть 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 любых других величин, скорость исполнительного органа становится нулевой, только когда нагрузка на нем достигает величины

$$F = \frac{p_0}{S_1} \quad \text{для гидроцилиндров} \quad (1.15)$$

или

$$M = \frac{p_0 V_0}{2\pi} \quad \text{для гидромоторов,} \quad (1.16)$$

где p_0 – максимальное давление в системе (давление настройки переливного клапана).

Формулы (1.15) и (1.16) задают максимальную величину нагрузки, допускаемой в системах с ограничением входного давления, к которым относится любой объемный гидропривод.

Если теперь рассмотреть схему параллельного дросселирования, нетрудно видеть, что, в зависимости от настройки гидродросселя (значения коэффициента k), возможны два варианта. В первом варианте при данном значении k расход, протекающий через гидродроссель при максимальной нагрузке на исполнительном органе, то есть, при входном давлении, равном давлению настройки переливного кла-

пана, является меньшим, чем входной расход Q_0 . Вторым вариантом – это случай, когда при данном k и максимальной нагрузке на исполнительном органе через гидродроссель должен протекать расход, больший Q_0 . Критическая величина k , при которой расход через гидродроссель при нагрузке Δp_A оказывается в точности равным входному расходу, определяется формулой

$$k = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p_A}}. \quad (1.17)$$

При открытии дросселя на величину большую, чем задана выражением (1.17), исполнительный орган будет остановлен.

Принимая в формуле (1.17) перепад давлений на исполнительном органе равным давлению настройки переливного клапана p_k , получаем условие регулирования скорости при любой, в том числе, максимальной нагрузке:

$$k = \frac{Q_0}{\sqrt{p_k}}. \quad (1.18)$$

При открытии дросселя на большую величину, 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 $\Delta p_{A \min}$ до $\Delta p_{A \max}$, то максимально допустимое открытие дросселя задается выражением

$$k_{\max} = \frac{Q_0}{\sqrt{\Delta p_{A \max}}}. \quad (1.19)$$

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_A в диапазоне от $0,2 p_k$ до $0,8 p_k$. Поскольку диапазон изменения расходов на исполнительном органе, как

следует из выражения (1.14), при параллельной установке гидродресселя зависит от настройки последнего, принимаем, что гидродрессель настроен на величину, заданную формулой (1.18). При последовательном дресселировании, как сказано ранее и следует из выражения (1.2), 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 (1.18) в (1.14), получаем, что в этих же условиях при параллельном дресселировании диапазон изменения расхода составит от $0,11 Q_0$ до $0,55 Q_0$, то есть окажется существенно большим.

Это – серьезный недостаток схемы параллельного дресселирования, особенно характерный для систем с большим диапазоном изменения нагрузки. Мало того, что скорость исполнительного органа оказывается зависящей от нагрузки в большей степени, чем при последовательном дресселировании, но и степень этой зависимости оказывается зависящей от настройки, причем в некоторых положениях дресселя исполнительный орган может останавливаться при нагрузке, находящейся в области рабочего диапазона. Этот недостаток приводит к тому, что преимущественной областью применения схемы параллельного дресселирования являются системы со слабопеременной или неизменной нагрузкой.

И, наконец, если рассмотреть энергетические потери и КПД схемы параллельного дресселирования, 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

$$\eta = \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (1.20)$$

Таким образом, КПД для схемы параллельного дресселирования оказывается заметно более высоким, чем для схемы последовательного дресселирования, особенно при малых нагрузках на исполнительном органе.

Этот вывод, в сущности, очевидным образом следует из того факта, что при установке гидродресселя параллельно исполнительно-

му органу регулирование скорости последнего осуществляется не при максимальном входном давлении, а при давлении, определяемом рабочей 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.

2. Энергетические потери в системе оказываются меньшими, а КПД соответственно, более высоким, чем при последовательной установке гидродросселя.

3. Скорость исполнительного органа, как правило, зависит от нагрузки в большей степени, чем при последовательной установке гидродросселя. При определенных условиях в процессе регулирования возможна остановка исполнительного органа при возрастании нагрузки.

Глава 2. ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРИ СОВМЕЩЕНИИ ОПЕРАЦИЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ

В предыдущей главе рассматривался вопрос дроссельного регулирования скорости исполнительного органа, находящегося под воздействием переменных нагрузок. Анализ проводился для гидропривода, включающего в себя только один исполнительный орган, скорость которого регулируется гидродросселем.

Однако для современного уровня техники подобные гидроприводы не являются характерными. По мере развития техники функциональные требования к машинам и их приводам расширяются, и, если несколько десятилетий назад гидроприводы с последовательной реализацией операций исполнительных органов, в которых в любой заданный момент времени работает только один орган, могли считаться соответствующими предъявляемым к ним требованиям, то сегодня существенно возрастает количество систем, которые требуют одновременного осуществления нескольких операций. Это вызвано как экономическими требованиями к гидрофицированному оборудованию – очевидно, что при совмещении операций растет производительность оборудования – так и, достаточно часто, функциональными требованиями к машинам. Существует целый ряд машин и технологического оборудования, в частности, манипуляторы, системы со стабилизацией положения, автоматические линии и т. п., работа которых принципиально требует одновременной работы нескольких исполнительных органов, и которые при последовательном осуществлении операций вообще не могут нормально функционировать.

Кроме этого, в таких системах практически всегда необходимо обеспечивать точное регулирование скоростей в ходе работы, например, с целью поддержания заданной кинематики их движения, причем точность регулирования должна обеспечиваться даже при переменных нагрузках на рабочих органах.

Рассмотрим с этой точки зрения дроссельное регулирование объемного гидропривода при одновременной работе нескольких рабочих органов.

Рассмотрение начнем со схемы параллельного дросселирования, которая представлена на рис. 2.1.

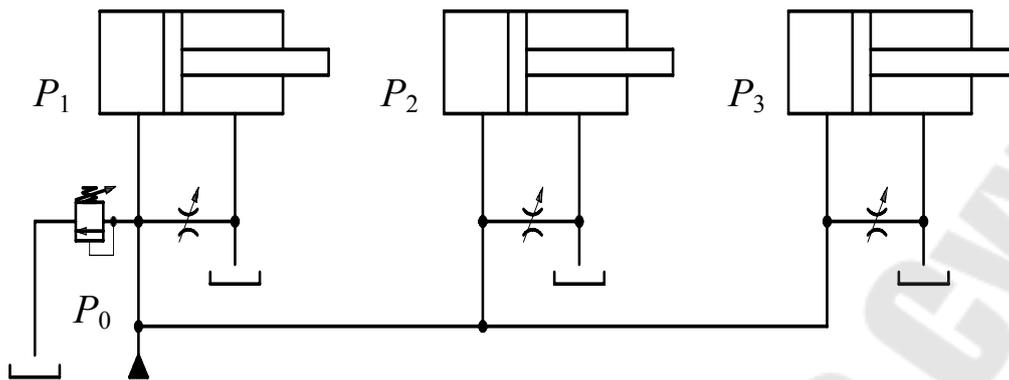


Рис. 2.1

Здесь p_0 – входное давление, а $p_1 - p_3$ – давления во входных полостях исполнительных органов. Мы видели, что в системе с одним исполнительным органом давление во входной полости органа определяется только нагрузкой на нем. В противоположность этому, в данном случае входные полости исполнительных органов связаны друг с другом и с напорной гидролинией, а следовательно, давления во входных полостях исполнительных органов равны друг другу и определяются нагрузкой лишь на одном, наименее нагруженном, исполнительном органе, то есть, $p_0 = p_1 = p_2 = p_3$. В результате, если, например, наименее нагруженным окажется третий исполнительный орган, перемещаться будет только он, а первый и второй органы вообще не будут двигаться, поскольку давление на их входе окажется недостаточным для их перемещения.

Таким образом, схема параллельного дросселирования непригодна для одновременного управления исполнительными органами.

Рассмотрим теперь схему одновременного управления рабочими органами при последовательном дросселировании, приведенную на рис. 2.2.

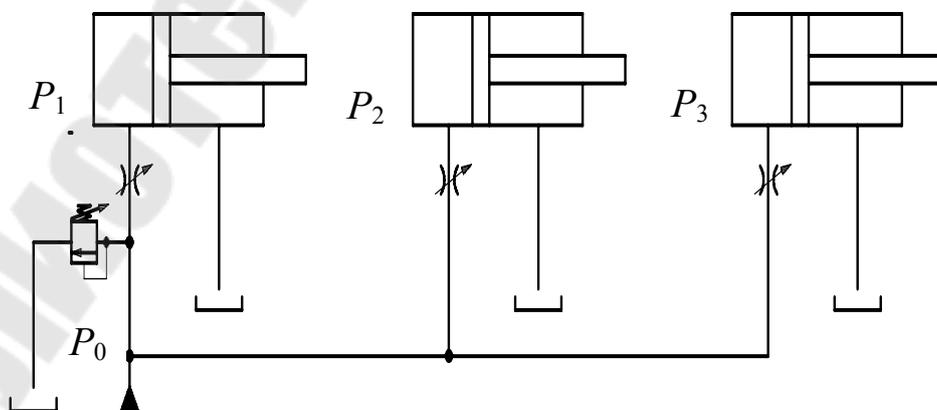


Рис. 2.2

Расходы Q_1, Q_2 и Q_3 на исполнительных органах определяются формулой (1.2). Очевидно, что при этом, в зависимости от величины настроек дросселей, возможны различные варианты поведения рабочих органов. В частности, если при данных нагрузках на исполнительных органах (при данных значениях давлений $p_1 - p_3$) входное давление не достигает величины настройки переливного клапана p_k , весь входящий расход Q_0 распределяется между рабочими органами. Легко понять, что при этом хотя бы на одном исполнительном органе состояние регулирования еще не будет достигнуто, то есть, изменение настройки дросселя на этом органе не приведет к изменению его скорости. Конечно, такой вариант для управления скоростью исполнительных органов является неприемлемым, поскольку как минимум, один орган является неуправляемым.

Таким образом, в этом случае, как и в случае одного исполнительного органа, описанном в предыдущей главе, регулирование скорости возможно только при открытом переливном клапане, то есть, при максимальном давлении в системе. Следовательно, КПД подобной системы является низким, а уровень энергетических потерь – чрезмерно высоким.

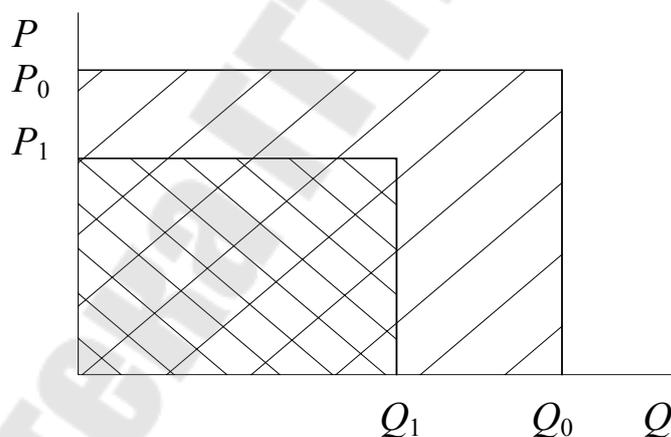


Рис. 2.3

Энергетику системы можно наглядно представить в виде диаграммы, построенной в координатах «давление – расход». Так, на рис. 2.3 представлена диаграмма состояния системы, приведенной на рис. 1.1, а. Здесь Q_0 – входящий расход; Q_1 – расход на гидроцилиндре; p_0 – входное давление; p_1 – давление на входе в гидроцилиндр. Поскольку мощность гидропривода определяется как произведение расхода рабочей жидкости и давления, потребляемая мощность чис-

ленно равна площади большого прямоугольника. Выходная (полезная) мощность численно равна площади малого прямоугольника (двойная штриховка), а площадь участка, заштрихованного однократной штриховкой, численно равна величине энергетических потерь в системе. Из рассмотрения диаграммы наглядно видно, что потери мощности оказываются тем большими, чем меньшими являются текущие значения давления p_1 и расхода Q_1 на исполнительном органе по сравнению с входными значениями этих величин p_0 и Q_0 .

Для случая нескольких исполнительных органов, приведенного на рис. 2.2, аналогичная диаграмма приведена на рис. 2.4.

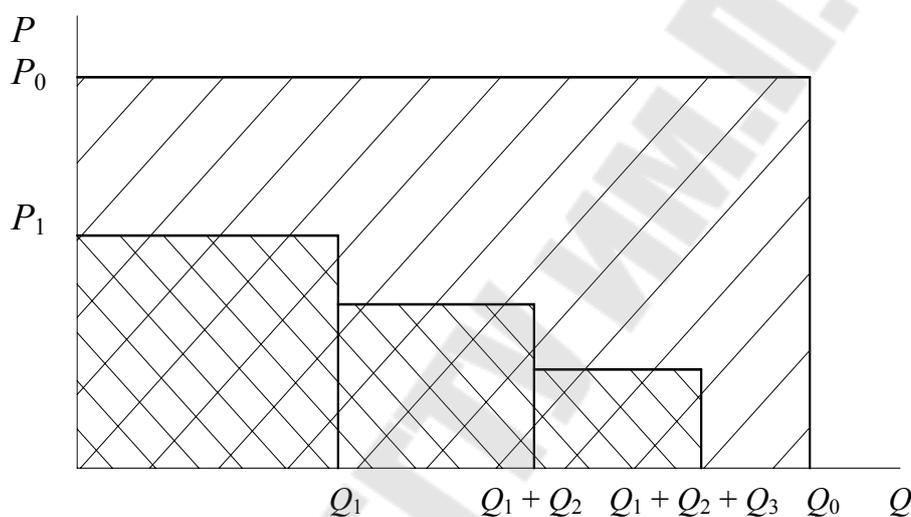


Рис. 2.4

При этом, как мы видим, положение оказывается еще худшим, поскольку для случая одного исполнительного органа еще можно в ряде случаев подобрать настройку переливного клапана достаточно близкой к рабочему давлению и, тем самым, снизить энергетические потери. В случае же нескольких рабочих органов, величина потерь оказывается непосредственно зависящей от разности рабочих давлений на различных исполнительных органах, которая обусловлена характером работы последних и носит, в известной степени, случайный характер. Если учесть, что, как правило, при работе таких гидроприводов нагрузки на их исполнительных органах изменяются в достаточно широком диапазоне, а давление настройки переливного клапана должно превышать наибольший из возможных уровней рабочих давлений в системе, становится ясно, что по уровню энергетических потерь такая схема в большинстве случаев оказывается непригодной для практического использования.

Главной проблемой, возникающей при реализации систем, построенных по такой схеме, является даже не слишком низкий КПД, а то, что расход на любом исполнительном органе при регулировании с помощью дросселей оказывается зависимым не только от нагрузки на этом органе, но и от нагрузки на других рабочих органах и от величины расходов и настройки дросселей на них. Поскольку нагрузки на исполнительных органах при работе привода могут носить случайный характер, точно таким же случайным образом будут изменяться и их скорости. В сущности, это означает, что такая схема практически не может обеспечить регулирование расходов на исполнительных органах при их совместной работе, так как ни независимого регулирования скоростей, ни даже обеспечения их заданного соотношения для сохранения заданной кинематики достигнуть в такой схеме не удастся.

Необходимо иметь в виду, что поскольку выражение (1.2), определяющее расход на рабочем органе, не зависит от расположения гидродросселя, приведенные рассуждения являются действительными и для случая дросселирования на выходе из рабочего органа. На первый взгляд, может возникнуть вопрос о том, правомерно ли такое обобщение, если учесть, что при дросселировании на выходе входные полости исполнительных органов связаны друг с другом, а следовательно, в них, как и при параллельном расположении гидродросселя, давления равны между собой и равняются входному давлению. Для ответа на это вопрос следует обратить внимание на то, что в этом случае различными являются величины давлений на выходах исполнительных органов – именно они определяются рабочими нагрузками и, в свою очередь, определяют величины расходов, протекающих через гидродроссели и, соответственно, скорости рабочих органов. Таким образом, на выходе наименее нагруженного рабочего органа устанавливается наибольшее из выходных давлений, и, точно так же, как и при установке гидродросселей перед исполнительными органами, при равной настройке дросселей его скорость оказывается наибольшей.

Таким образом, в связи с выраженной зависимостью скорости исполнительных органов от перепада давлений на дросселях, построение системы, позволяющей одновременно регулировать скорости нескольких рабочих органов с использованием гидродросселей, оказывается, чрезвычайно затруднительным.

Теоретически такая задача могла бы быть решена применением электронно-гидравлических систем управления с обратными связями, в которых в качестве управляющих элементов применяются гидро-

дроссели или дросселирующие гидрораспределители с дистанционным пропорциональным электрическим управлением. В таком случае система управления на основе информации о текущих значениях скоростей исполнительных органов могла бы непрерывно корректировать положение регулирующих элементов, обеспечивая управление скоростями по заданной программе и компенсируя влияние переменных нагрузок на исполнительных органов. Однако, как показывает практика, даже и в этом случае для сложных систем применение дросселей может вызвать затруднения. Например, при одновременном управлении несколькими рабочими органами при высокой скорости изменения параметров (нагрузок и скоростей) в условиях, когда нагрузка на исполнительных органах оказывается зависящей от их скорости, что, как правило, встречается в практике, взаимное влияние давлений на входах и выходах дросселей при изменении хотя бы одного параметра может оказаться таким сильным, что даже быстроедействие современных систем управления и применяемые в них вычислительные мощности могут оказаться недостаточными для эффективного решения задач управления.

Стандартным решением для этой ситуации является введение в гидросистему дополнительных элементов, поддерживающих на дросселях постоянный перепад давлений. В этом случае расход, протекающий через дроссель, уже не зависит от нагрузки на рабочем органе или входного давления, а определяется только настройкой дросселя. Следовательно, применение таких элементов обеспечит независимое управление несколькими рабочими органами.

Как правило, клапаны разности давлений конструктивно объединяются с дросселями в один аппарат. Такие комбинированные аппараты достаточно широко распространены и имеют специальное название – регуляторы расхода.

Существуют два схемотехнических исполнения регуляторов расхода – двухлинейные и трехлинейные. Двухлинейные регуляторы, к которым подводится две линии – подвода и отвода – включают в себя нормально открытый клапан разности давлений, расположенный перед дросселем или после него – это не принципиально – и поддерживающий разность давлений на дросселе путем дросселирования рабочей жидкости. Они характеризуются тем, что давления на их входе и выходе являются независимыми друг от друга, а входящий расход равен исходящему.

Как и для гидродросселей, регулирование расхода исполнительного органа посредством двухлинейных регуляторов можно осуществлять при их последовательном или параллельном расположении. Соответствующие гидросхемы приведены на рис. 2.5.

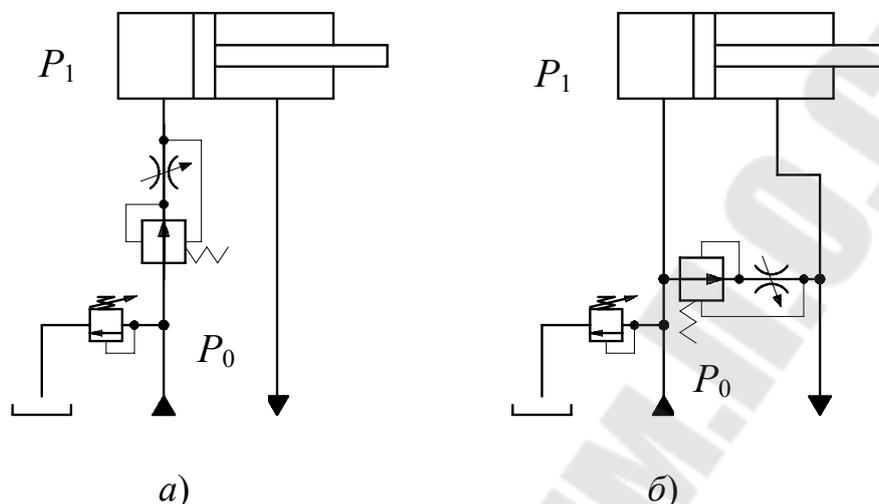


Рис. 2.5

Анализ этих схем проводится аналогично анализу схем, приведенных на рис. 1.1. Отличие заключается только в том, что расход, протекающий через регулятор, в первом приближении не зависит от внешних факторов и определяется только настройкой аппарата.

С этой точки зрения рассмотрим рис. 2.5, а. Если регулятор настроен на расход, больший, чем входящий расход Q_0 , то, очевидно, он не оказывает влияния на движение исполнительного органа, который в этом случае является неуправляемым. Если же регулятор настроен на расход Q_1 , меньший, чем Q_0 , то избыточный расход сливается через переливной клапан, давление на входе в систему становится максимальным, а скорость рабочего органа определяется настройкой регулятора и не зависит от нагрузки.

Аналогично, (рис. 2.5, б) с регулятором расхода, установленным параллельно исполнительному органу, при настройке регулятора на расход, больший входящего расхода Q_0 , происходит остановка исполнительного органа и даже его реверс под действием внешней нагрузки, а при настройке на расход, меньший входящего, – перемещение со скоростью, определяемой разностью между входящим расходом и расходом, настроенным регулятором. Давление на входе в систему определяется нагрузкой на исполнительном органе, и регулирование происходит с высоким КПД и минимальными энергетическими потерями.

При использовании этой схемы необходимо иметь в виду одну особенность регуляторов расхода. Если перепад давлений на аппарате оказывается меньшим настройки клапана разности давлений или, точнее, некоторой величины, характерной для конкретного аппарата, и несколько превосходящей эту настройку, расход, протекающий через аппарат, также оказывается меньшим настроенной величины. В этом режиме регулятор расхода работает подобно обыкновенному гидродросселю, и его клапан разности давлений не оказывает влияния на работу аппарата и гидросистемы в целом. Это определенным образом влияет на максимально допустимый уровень нагрузки на рабочем органе для схемы (рис. 2.5, а) и на величину минимальной нагрузки на исполнительном органе для схемы (рис. 2.5, б), но на практике не имеет большого значения, поскольку минимально допустимая разность давлений между входом и выходом регуляторов расхода невелика и составляет величину порядка 1 МПа.

Таким образом, мы видим, что использование двухлинейного регулятора расхода, установленного параллельно исполнительному органу, позволяет регулировать скорость последнего независимо от нагрузки с высоким КПД и низкими энергетическими потерями. К сожалению, использовать эту схему для регулирования скоростей нескольких рабочих органов невозможно по тем же причинам, что и для схемы с параллельными гидродросселями. В самом деле, поскольку в этой схеме входные полости исполнительных органов непосредственно соединены, давления на их входе будут равны друг другу и определяться нагрузкой на наименее нагруженном органе, а следовательно, как и для схемы (рис. 2.1), возможностью перемещаться будет обладать только один исполнительный орган.

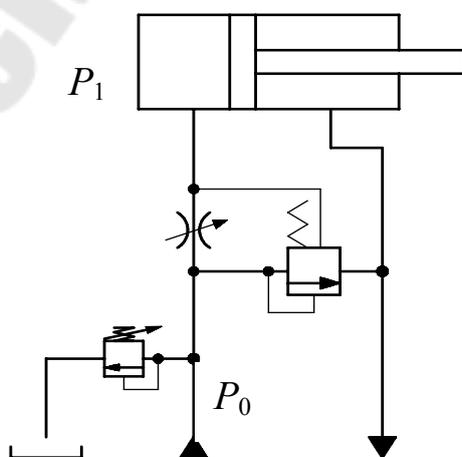


Рис. 2.6

Наряду с двухлинейными часто применяются также трехлинейные регуляторы расхода, к которым дополнительно присоединяется сливная линия. В этих аппаратах применяются нормально закрытые клапаны разности давлений, поддерживающие разность давлений за счет перепуска части рабочей среды из входной линии в сливную. Для трехлинейных регуляторов входящий расход не равен исходящему, причем стабилизированным является исходящий расход.

Схема управления одним исполнительным органом посредством трехлинейного регулятора расхода приведена на рис. 2.6.

В этой схеме расход Q_0 , поступающий на вход, делится на две части. На исполнительный орган поступает расход Q_1 , величина которого определяется настройками дросселя регулятора и клапана разности давлений, а оставшаяся часть расхода сливается через клапан. Давление p_0 на входе определяется нагрузкой на исполнительном органе и равняется

$$p_0 = p_1 + \Delta p_p. \quad (2.1)$$

КПД системы при этом равен:

$$\eta = \frac{p_1}{p_0} \frac{Q_1}{Q_0} = \left(1 - \frac{\Delta p_p}{p_0}\right) \frac{Q_1}{Q_0}. \quad (2.2)$$

Учитывая, что перепад давлений, настроенный клапаном разности давлений, относительно невелик и, как правило, является намного меньшим, чем рабочие давления в гидросистеме, значение множителя в скобках в правой части выражения (2.2) оказывается достаточно близким к единице, а из этого следует, что КПД такой системы достаточно велик, а энергетические потери малы.

Таким образом, трехлинейные регуляторы обеспечивают независимое от нагрузки управление одним исполнительным органом с достаточно высоким КПД. Однако для одновременного управления несколькими рабочими органами они неприемлемы по тем же причинам, что и двухлинейные регуляторы, расположенные параллельно исполнительным органам. В этом нетрудно убедиться, рассматривая схему (рис. 2.7).

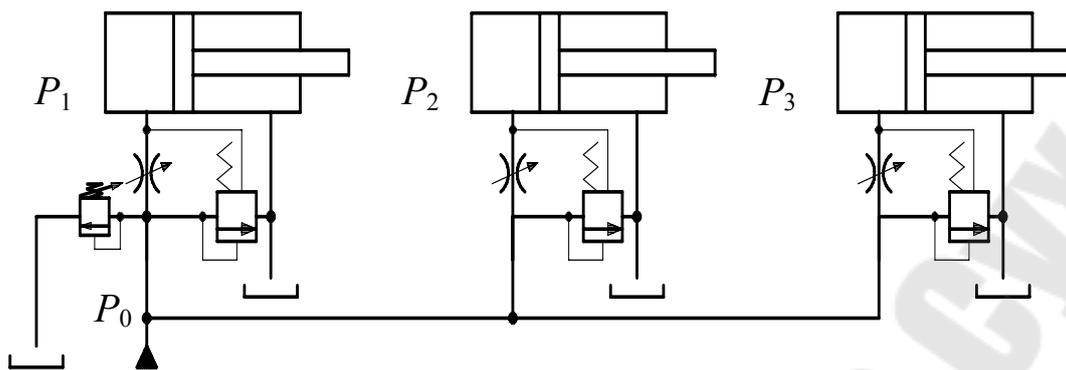


Рис. 2.7

В этой схеме входное давление определяется выражением

$$p_0 = \min((p_1 + \Delta p_{p1}); (p_2 + \Delta p_{p2}); (p_3 + \Delta p_{p3})),$$

где $\Delta p_{p1}, \Delta p_{p2}, \Delta p_{p3}$ – соответственно перепады давлений на первом, втором и третьем регуляторах расхода.

Таким образом, и в этом случае входное давление оказывается слишком низким, и может обеспечить перемещение только наименее нагруженного исполнительного органа.

Из всего перечисленного следует, что функциональные требования, предъявляемые к одновременному управлению несколькими исполнительными органами привода, а именно, точное регулирование скоростей и независимость скоростей исполнительных органов от нагрузок, могут быть обеспечены только применением двухлинейных регуляторов расхода, установленных последовательно с исполнительными органами по схеме (рис. 2.5, а). Однако поскольку регулирование скоростей в этой схеме может происходить только при максимальном давлении на входе, КПД такой системы равен

$$\eta = \frac{p_1 Q_1 + p_2 Q_2 + p_3 Q_3}{p_0 Q_0}. \quad (2.3)$$

Энергетическая диаграмма, соответствующая этому выражению, приведена на рис. 2.4.

Очевидно, что, несмотря на обеспечение функциональных требований, такая система не может применяться на практике, так как характерные для нее чрезвычайно низкий КПД и высокие энергетические потери неминуемо вызывают перегрев рабочей жидкости и влекут за собой чрезмерные эксплуатационные расходы.

Глава 3. ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ ГИДРОСИСТЕМ С АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

Как следует из предыдущей главы, задача одновременного, точного и независимого дроссельного управления несколькими исполнительными органами гидропривода может быть решена только применением двухлинейных регуляторов расхода по схеме, приведенной на рис. 2.7. В этом случае расход на каждом исполнительном органе и, соответственно, скорость последнего, не зависят от нагрузок на исполнительных органах, и изменение скорости одного из исполнительных органов не влияет на скорости других органов. Однако рассмотрение энергетической диаграммы такой системы, приведенной на рис. 2.4, показывает, что использовать такую систему на практике, как правило, невозможно, поскольку ее КПД оказывается в большинстве случаев недопустимо низким. Таким образом, задача одновременного управления исполнительными органами гидропривода не может быть удовлетворительно решена непосредственным подбором аппаратного обеспечения, и ее решение может быть достигнуто только схемотехническими методами.

Для того, чтобы определить пути решения этой задачи, следует рассмотреть, из каких составляющих складывается величина энергетических потерь в системе, приведенной на рис. 2.7. Непосредственно из рассмотрения диаграммы (рис. 2.4) следует, что потери мощности в этой системе можно считать равными:

$$\begin{aligned} \Delta N = & (p_0 - p_1)Q_0 + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1) + \\ & + (p_1 - p_2)(Q_0 - Q_1 - Q_2) + p_3(Q_0 - Q_1 - Q_2 - Q_3). \end{aligned} \quad (3.1)$$

Обычно основной вклад в выражение (3.1) вносит первое слагаемое, определяемое разностью между входным давлением системы и давлением на наиболее нагруженном рабочем органе. Учитывая, что при работе гидропривода нагрузки на исполнительных органах, как правило, изменяются в достаточно широком диапазоне, а входное давление (давление настройки переливного клапана) остается неизменным и должно превышать наибольшую из возможных величин давлений, ясно, что величина $p_0 - p_1$ может оказаться достаточно большой. Таким образом, приходим к выводу, что для того, чтобы снизить энергетические потери до приемлемой величины, следует каким-то образом добиться того, чтобы входное давление гидропривода

в процессе ее работы не было бы постоянным, а изменялось, следуя за изменением давления на наиболее нагруженном исполнительном органе. В идеале оно должно было бы равняться этому давлению, и при этом первое слагаемое выражения (3.1) обращалось бы в нуль. Однако поскольку для протекания потока рабочей жидкости от входа к исполнительному органу требуется определенная разность давлений, входное давление p_0 не может равняться давлению p_1 – речь может идти только о том, чтобы разность этих давлений в любой момент времени равнялась некоторой постоянной минимальной величине.

Таким образом, для построения гидропривода, реализующего одновременное управление исполнительными органами с приемлемым уровнем энергетических потерь, следует добиться того, чтобы входное давление системы следовало за давлением на наиболее нагруженном исполнительном органе, превышая его на небольшую постоянную величину.

Если задачу сформулировать таким образом, ее решение оказывается достаточно простым. Аппараты, поддерживающие на своем входе (во входной гидролинии) давление на постоянную настроенную величину, превышающую давление в посторонней гидролинии (гидролинии управления) – гидроклапаны разности давлений – хорошо известны и широко применяются. Единственная проблема заключается в том, что система должна каким-то образом выбрать, в какой из цилиндрических гидролиний в данный момент давление является наибольшим, и подключить эту гидролинию к управляющему входу гидроклапана разности давлений.

Как правило, до середины 90-х годов прошлого века эта проблема решалась посредством использования логических элементов ИЛИ. Такие элементы имеют два управляющих входа и один выход, давление на котором равняется большему из давлений на входах.

Суть устройства такой системы можно понять из рассмотрения рис. 3.1. Система включает в себя двухлинейные регуляторы расхода, поддерживающие заданные расходы на исполнительных органах, элементы ИЛИ и гидроклапан разности давлений, установленный на входе. Входы последнего (крайнего правого) элемента ИЛИ подсоединены к цилиндрическим гидролиниям последних исполнительных органов, а остальные элементы ИЛИ подсоединяются одним входом к выходу предыдущего элемента, а вторым – к соответствующей цилиндрической гидролинии.

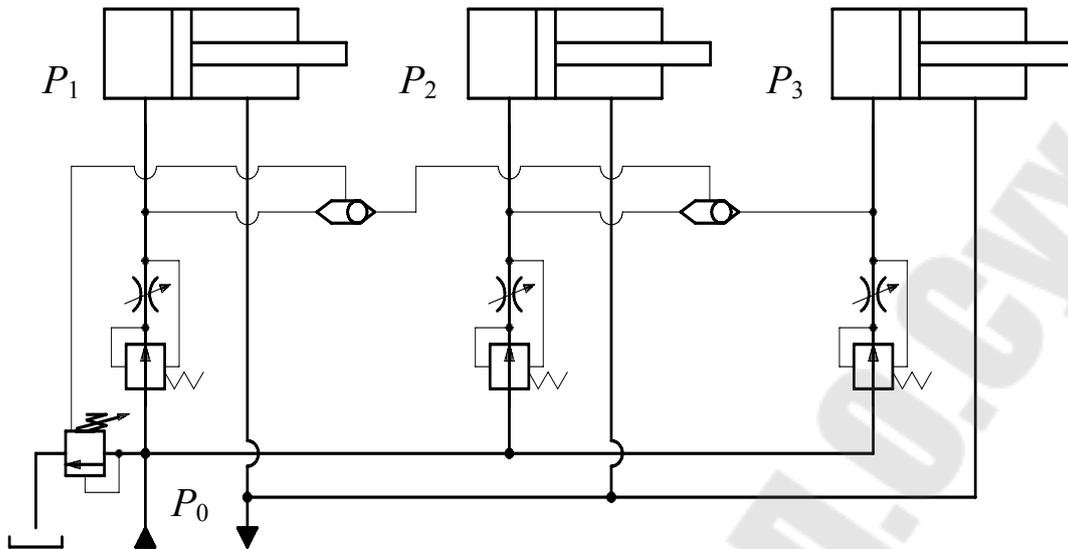


Рис. 3.1

Давление на выходе последнего элемента ИЛИ равняется большему из давлений p_2 и p_3 . Так как его выход соединен с одним из входов первого элемента ИЛИ, а второй вход первого элемента соединен с цилиндровой гидролинией первого исполнительного органа, давление в которой равняется p_1 , давление на выходе первого элемента ИЛИ оказывается равным наибольшему из давлений p_1, p_2 и p_3 на исполнительных органах. Это давление подается на управляющий вход гидроклапана разности давлений, настроенного на небольшой перепад Δp_{LS} . Так как давление на входе гидроклапана разности давлений превосходит давление на его управляющем входе на величину настройки гидроклапана, получаем, что в этой схеме входное давление p_0 равняется

$$p_0 = \max(p_1, p_2, p_3) + \Delta p_{LS}$$

или, в общем случае,

$$p_0 = \max(p_i) + \Delta p_{LS} = \max(p_i) + \text{const}, \quad (3.2)$$

где p_i – давления в рабочих полостях исполнительных органов гидропривода.

Таким образом, схема, приведенная на рис. 3.1, удовлетворяет изложенным выше требованиям и позволяет минимизировать энергетические потери, обусловленные первым членом выражения (3.1).

Поскольку в такой схеме входное давление постоянно изменяется, следуя изменению нагрузки на наиболее нагруженном исполнительном органе, с момента разработки описываемого схмотехнического решения, а именно, с 70-х годов прошлого века, в зарубежной литературе за такими системами утвердилось устойчивое наименование систем, «чувствующих нагрузку» (на английском языке load-sensing systems), а сам принцип получил общепринятое наименование load-sensing или, сокращенно, *LS*-принципа (отсюда индекс в стандартном обозначении перепада давлений Δp_{LS}). В русском языке наиболее адекватно это понятие передается термином «адаптация к нагрузке» (системы с адаптацией к нагрузке, принцип адаптации к нагрузке и т. п.).

Разумеется, реальные гидравлические схемы приводов являются более сложными и могут включать в себя разнообразные дополнительные элементы. В частности, в схеме (рис. 3.1) отсутствуют устройства, предохраняющие гидросистему от перегрузки (предохранительные или переливные клапаны). Однако поскольку их наличие не является существенным для изложения, здесь и далее в гидравлические схемы будут включаться только элементы, непосредственно относящиеся к реализации *LS*-принципа.

Схема (рис. 3.1) не учитывает того факта, что в подавляющем большинстве гидроприводов исполнительные органы являются реверсивными и, как правило, их скорость необходимо регулировать в обоих направлениях. Разумеется, ее можно было бы дополнить гидрораспределителями, обеспечивающими реверс потока, и поставить по два регулятора расхода на каждый рабочий орган, но такая схема является слишком громоздкой. Вместо этого в *LS*-гидроприводах обычно, а в приводах мобильных машин – практически всегда, используют дросселирующие (пропорциональные) гидрораспределители, которые сочетают в себе функции распределителя и дросселя. Такие аппараты не только реверсируют поток, но и регулируют величину проходного сечения за счет большего или меньшего перемещения регулирующего элемента (как правило, золотника).

Гидравлическая схема использования пропорционального распределителя для независимого регулирования расхода приведена на рис. 3.2.

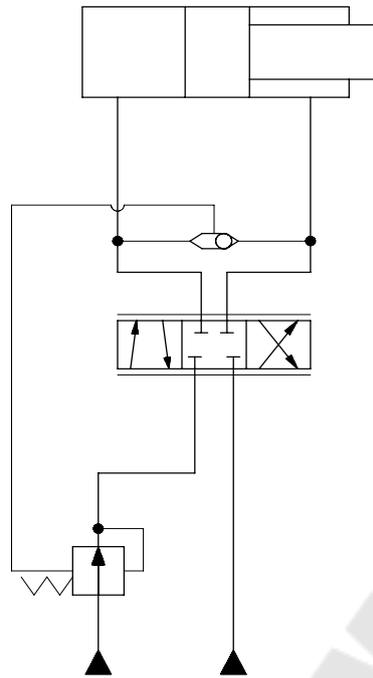


Рис. 3.2

В этой схеме наряду с гидроклапаном разности давлений и пропорциональным гидрораспределителем присутствует дополнительный элемент ИЛИ, который позволяет поддерживать заданную разность давлений на регулирующих кромках гидрораспределителя при обоих направлениях потока. В самом деле, при перемещении золотника гидрораспределителя в левую по схеме позицию, рабочая жидкость поступает в левую цилиндрическую гидролинию, давление в которой оказывается большим, чем давление в противоположной гидролинии. Это давление, переключая элемент ИЛИ, подключается к управляющему входу гидроклапана разности давлений, в результате чего давление на входе в золотник на постоянную величину превышает давление на входе исполнительного органа, и схема работает в режиме регулятора расхода. При реверсе потока, когда золотник перемещается в правое положение, рабочая жидкость поступает в правую цилиндрическую гидролинию, элемент ИЛИ переключается и управляющий вход гидроклапана разности давлений подключается к правой цилиндрической гидролинии. Таким образом, при любом положении золотника пропорционального гидрораспределителя гидроклапан разности давлений поддерживает на его регулирующих кромках постоянный перепад давлений, обеспечивая, тем самым, независимость расхода, протекающего через гидрораспределитель, от входного давления и нагрузки на исполнительном органе.

Если теперь на рис. 3.1 заменить регуляторы расхода устройствами, схема которых приведена на рис. 3.2, то получаем приведенную на рис. 3.3 классическую схему LS -системы, которая получила в 80-х годах широкое распространение, особенно в мобильных машинах.

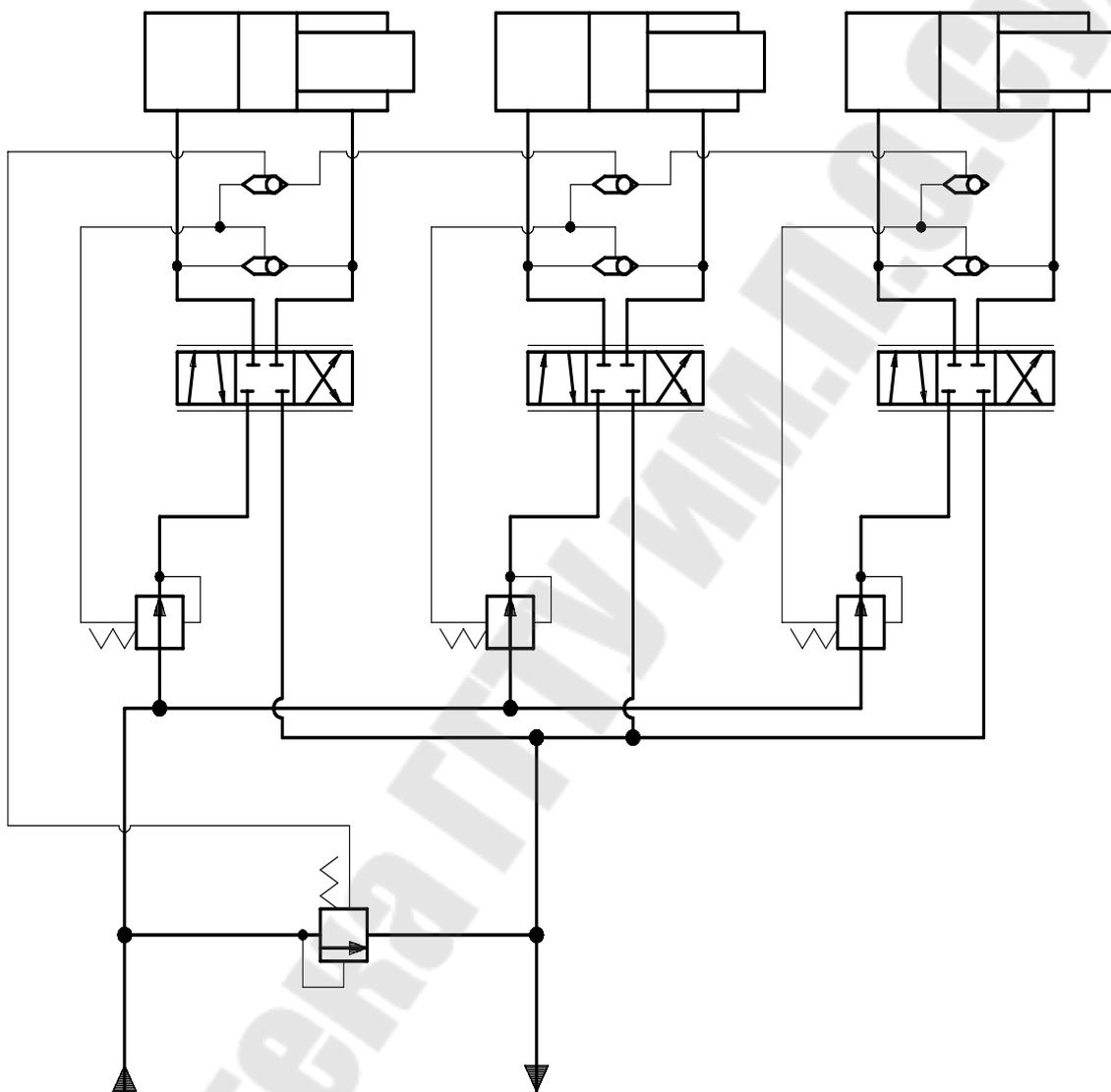


Рис. 3.3

Энергетическая диаграмма этой схемы приведена на рис. 3.4.

Сравнивая рис. 2.4 и 3.4, легко видеть, насколько снижаются энергетические потери LS -системы за счет того, что входное давление p_0 поддерживается не постоянным, а на небольшую величину превосходящим давление на наиболее нагруженном потребителе.

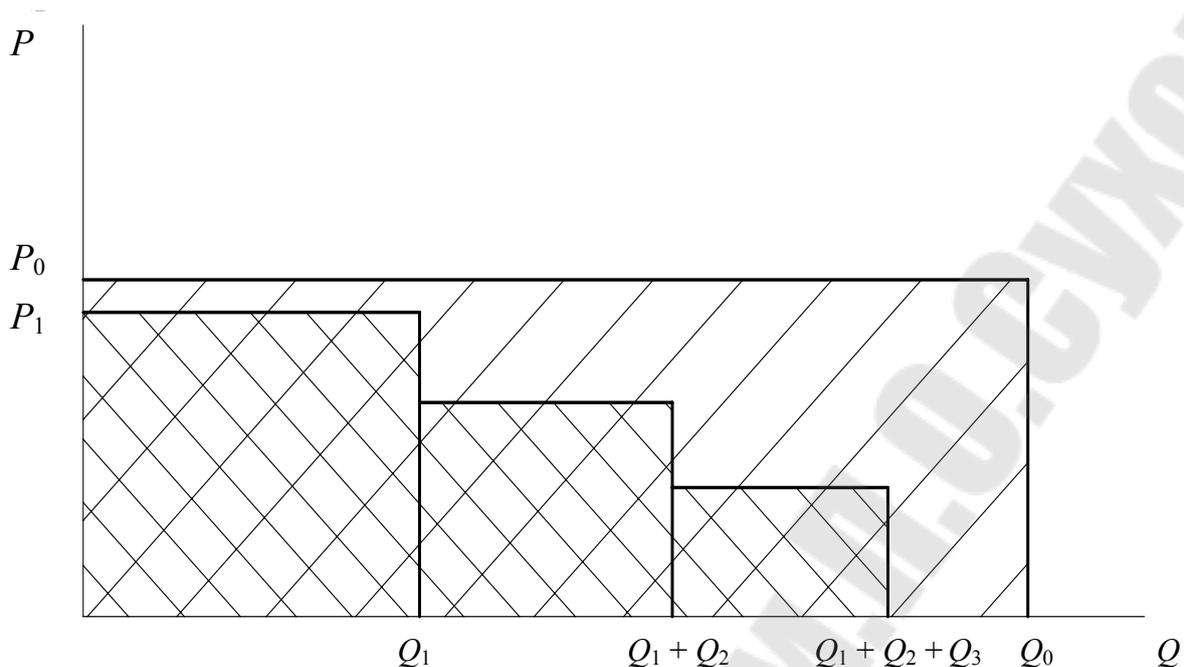


Рис. 3.4

Однако в то же время из рассмотрения рис 3.4 виден недостаток схемы (рис. 2.3). Этой схеме присущи постоянные энергетические потери, обусловленные разностью между подаваемым в систему постоянным расходом (подачей насоса) Q_0 и переменным расходом $\sum q_i$, потребляемым исполнительными органами. За счет того, что сумма расходов, настроенных на исполнительных органах, оказывается меньшей входящего расхода, остаток, равный $Q_0 - \sum q_i$, постоянно переливается через входной (системный) гидроклапан, что приводит к наличию в системе постоянных потерь мощности, равных $p_0 \cdot (Q_0 - \sum q_i)$. Для достаточно мощных систем или в случае регулирования скоростей рабочих органов в широком диапазоне эти потери могут оказаться достаточно существенными.

Способ решения этой проблемы основан на применении в LS -системах регулируемых насосов с регуляторами специального типа – т. н. регуляторами перепада давлений. Гидравлическая схема такого насоса вместе со схемой его подключения приведена на рис 3.5.

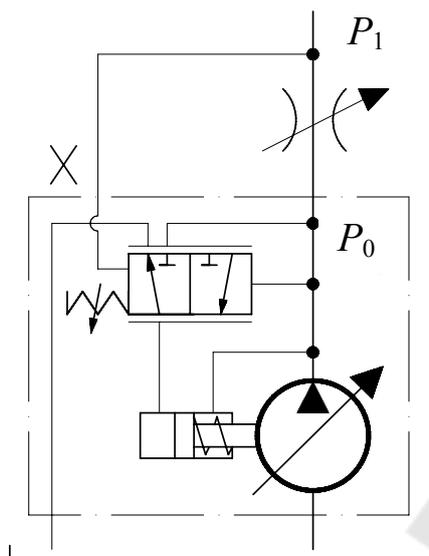


Рис. 3.5

Подачей насоса управляет регулятор, находящийся под воздействием разности выходного давления p_0 и давления p_1 , подаваемого на управляющий вход насоса X. Пока разность давлений $p_0 - p_1$ оказывается меньшей, чем величина настройки регулятора, последний находится в исходном положении и величина подачи насоса является максимальной. Как только эта разность начинает превосходить величину настройки, золотник регулятора начинает перемещаться влево, подавая давление в полость исполнительного органа регулятора (на рисунке схематично изображен в виде гидроцилиндра. Конструктивно возможны различные варианты его выполнения). Под действием этого давления исполнительный орган регулятора начинает перемещаться в направлении уменьшения рабочего объема насоса, так что подача насоса начинает снижаться. Если при снижении подачи насоса падает разность давлений $p_0 - p_1$, то подача снижается до тех пор, пока эта разность давлений не станет равной величине настройки регулятора. Если же снижение подачи насоса не сопровождается уменьшением перепада (такое возможно в случае работы «в тупик»), то подача насоса падает до нуля.

Таким образом, насос, приведенный на рис. 3.5, поддерживает разность давлений между своим выходом и линией управления постоянной и функционально может заменить системный гидроклапан разности давлений, установленный в схеме (рис. 3.3). Если на выходе

такого насоса установить дроссель, как показано на рис. 3.5, то, изменяя сопротивление дросселя, можно изменять величину подачи насоса и при этом поддерживать величину протекающего через дроссель расхода, независимой от давления на выходе дросселя.

Если насос с регулятором перепада давлений установить на входе схемы (рис. 3.3), исключив системный гидроклапан разности давлений, мы получим наиболее распространенную классическую схему *LS*-системы, приведенную на рис. 3.6. В этой схеме функцию поддержания *LS*-перепада давлений между напорной магистралью и наиболее нагруженным исполнительным органом выполняет регулируемый насос. Теперь, если подача насоса в данный момент времени превосходит сумму расходов, настроенных на исполнительных органах, излишней подаче в схеме просто не находится места, поскольку перелив рабочей жидкости отсутствует. В связи с этим давление на выходе насоса немедленно начинает возрастать. Это приводит к превышению перепада давлений между выходом насоса и линией X (наиболее нагруженным исполнительным органом) над настроенной величиной, в результате чего подача насоса сразу же начинает снижаться. Снижение продолжается до тех пор, пока подача не станет равной суммарному расходу на исполнительных органах. Аналогично, если в какой-то момент подача насоса окажется меньшей, чем суммарный расход на исполнительных органах, самому нагруженному органу не хватит подачи и давление в напорной магистрали (на выходе насоса) начнет снижаться. Однако поскольку давление в гидролинии X при этом останется неизменным, это немедленно приведет к тому, что разность давлений между выходом насоса и гидролинией X окажется меньшей, чем величина настройки регулятора, а это, в свою очередь, вызовет увеличение подачи насоса до тех пор, пока она не станет достаточной, то есть, равной сумме настроенных расходов.

Таким образом, в схеме, приведенной на рис. 3.6, установившаяся подача насоса всегда равна сумме расходов, подаваемых на исполнительные органы. В этой схеме отсутствуют энергетические потери, обусловленные разностью подачи насоса и суммарного расхода на потребителях, которые присущи схеме (рис. 3.4).

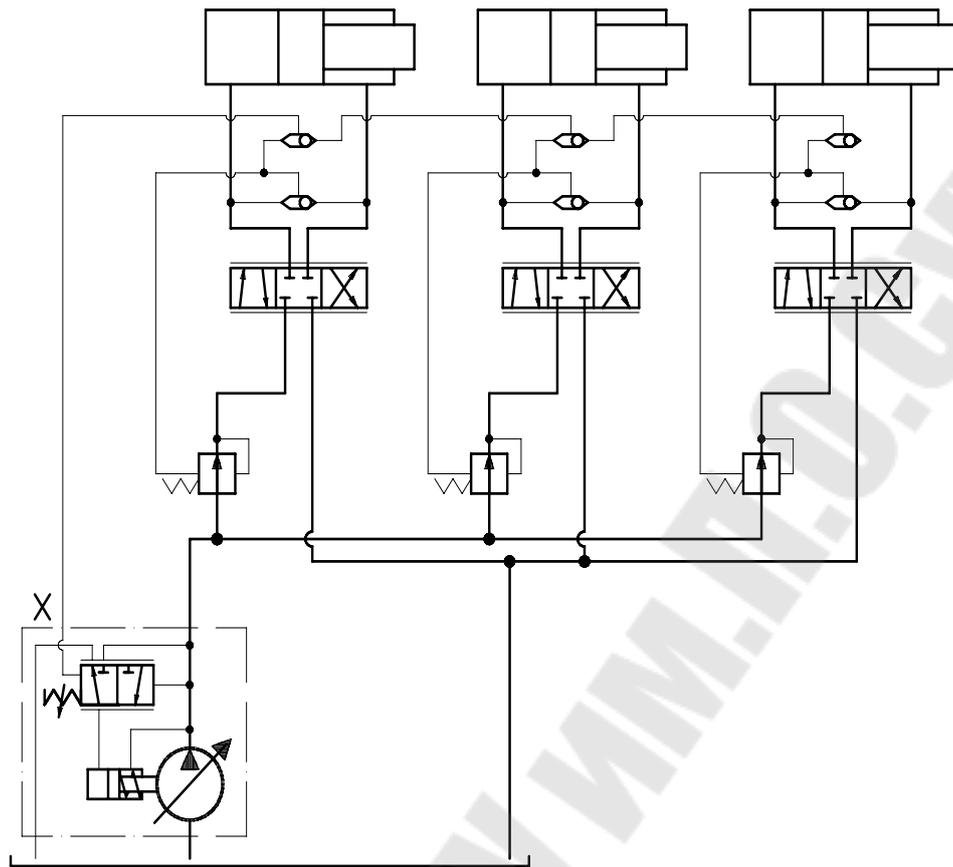


Рис. 3.6

Энергетическая диаграмма системы приведена на рис. 3.7. Не-
трудно видеть, что КПД такой системы теоретически является макси-
мально возможным для однопоточного гидропривода.

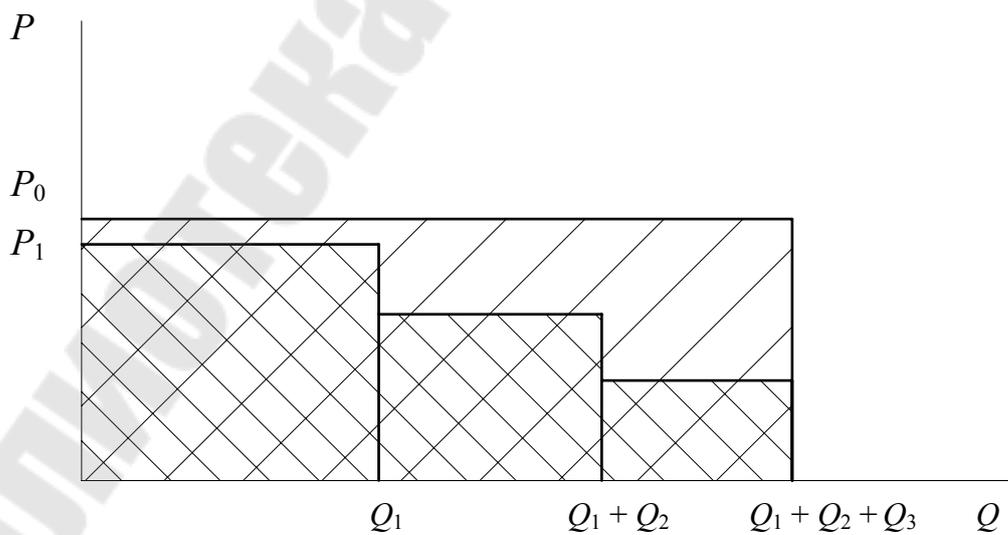


Рис. 3.7

Принцип адаптации гидропривода к нагрузке, то есть регулирования входного давления системы по давлению на наиболее нагруженном исполнительном органе, действительно позволяет обеспечить возможность одновременного независимого управления при приемлемом уровне энергетических потерь, то есть позволяет решить задачу дроссельного управления несколькими рабочими органами машины.

Может показаться, что эта задача носит частный характер, однако на самом деле это не так. Для того, чтобы понять значение *LS*-принципа в современном гидроприводе, следует вспомнить, что, по сути дела, синхронное выполнение операций свойственно для рабочих органов большинства современных машин. До разработки *LS*-принципа разработчикам систем приходилось либо снижать функциональные возможности машины, используя только последовательное выполнение операций, либо создавать дорогие и громоздкие многопоточные системы, в которых каждый насос использовался для подачи на свой рабочий орган либо, в крайнем случае, на небольшую группу последовательно работающих рабочих органов. В результате, трудности возникающие при реализации управления скоростью нескольких рабочих органов, считались одним из главных недостатков объемного гидропривода и в значительной степени препятствовали его внедрению. Разработка *LS*-принципа фактически сняла ограничения на управление гидроприводом, существенно расширила как его область применения, так и функциональные возможности и технические характеристики комплектуемого оборудования и, по сути дела, вызвала революцию в системотехнике объемного гидропривода. Не будет преувеличением сказать, что разработка *LS*-принципа является одним из крупнейших событий в технике объемного гидропривода конца XX века. По своему значению она может быть сравнима, пожалуй, с созданием фирмой Vickers в 1936 году первых гидроклапанов непрямого действия или с появлением в 60-х годах гидрооборудования с пропорциональным электрическим управлением, то есть, с достижениями, определившими лицо современной гидравлики.

Глава 4. ПОСТРОЕНИЕ СОВРЕМЕННЫХ ГИДРОСИСТЕМ С АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

Рассматривая материал предыдущей главы, нужно сделать несколько замечаний.

В первую очередь, необходимо иметь в виду, что, хотя схема с объемной адаптацией к нагрузке, приведенная на рис. 3.6, является более эффективной с точки зрения энергетики привода, чем схема с клапанной адаптацией (рис. 3.3), последняя, тем не менее, имеет право на жизнь. В случаях, когда потери мощности, обусловленные избыточной подачей насоса, являются сравнительно небольшими и незначительно влияют на энергетику привода и нагрев рабочей жидкости, построение системы с объемной адаптацией, требующее применения существенно более дорогого и менее надежного регулируемого насоса, оказывается неоправданным. Наиболее характерными в этом смысле являются маломощные системы со средним уровнем рабочего давления (до 10–20 МПа) и сравнительно небольшими расходами рабочей жидкости (до 80–100 л/мин). Такие системы с клапанной адаптацией к нагрузке могут строиться на основе дешевых нерегулируемых шестеренных насосов, в то время как применение принципа объемной адаптации потребовало бы использования регулируемых аксиально-поршневых насосов, которые характеризуются на порядок более высокой стоимостью и эксплуатационными затратами. В этих случаях дополнительное повышение энергетической эффективности привода, достигаемое применением объемной адаптации к нагрузке, может оказаться экономически невыгодным.

Еще одной областью преимущественного применения систем с клапанной адаптацией к нагрузке могут быть названы приводы, характеризующиеся узким диапазоном регулирования расходов. Для таких приводов часто удается подобрать нерегулируемый насос, подача которого оказывается близкой к сумме расходов на исполнительных органах в течение всего рабочего цикла либо большей его части. Для таких случаев использование объемной адаптации к нагрузке также может оказаться нерациональным.

В целом же, последовательность изложения материала предыдущей главы принята исключительно в целях удобства и не отражает логической и хронологической последовательности развития *LS*-принципа. Исторически первыми в мире были внедрены именно сис-

темы с объемной адаптацией, а системы с клапанной адаптацией разрабатывались позже, и их появление было связано с изложенными выше соображениями. При этом в мировой практике преобладающее место занимают все же системы с объемной адаптацией как более экономичные.

Второе замечание связано с энергетикой *LS*-приводов. Применение принципа адаптации к нагрузке отнюдь не представляет собой универсальное средство решения любых проблем, не может быть рекомендовано для всех без исключения гидросистем и часто требует специальных конструктивных мер для своей реализации. В самом деле, рассматривая формулу 3.1 и энергетические диаграммы (рис. 3.4 и 3.7), легко видеть, что в *LS*-системе уровень энергетических потерь существенным образом определяется разностью рабочих давлений на исполнительных органах. Если эта разность велика, то применение *LS*-принципа практически не дает выигрыша в энергетике привода, особенно в случаях, когда расходы на менее нагруженных исполнительных органах оказываются большими, чем на более нагруженных. В связи с этим при проектировании любого гидропривода, основанного на *LS*-принципе, разработчик должен предпринимать конструктивные меры, обеспечивающие приблизительное равенство давлений на исполнительных органах в течение всего рабочего цикла машины или, хотя бы, большей его части. В первую очередь, по этому критерию должны выбираться типоразмеры исполнительных органов (рабочие объемы гидромоторов или диаметры штоков и поршней гидроцилиндров). Игнорировать это требование совершенно недопустимо, поскольку результатом неправильного выбора размеров исполнительных органов может явиться либо неработоспособность привода, обусловленная перегревом рабочей жидкости, либо его неэкономичность. А из этого, в свою очередь, следует вывод о том, что проектирование *LS*-систем должно проводиться на основе детального анализа параметров работы всех исполнительных органов на всех этапах рабочего цикла.

Суммируя все сказанное, можно сделать следующий вывод. Проектируя гидравлический привод, требующий одновременного регулирования или поддержания скоростей нескольких исполнительных органов, конструктор должен в первую очередь изучить вопрос о том, какие давления и расходы должны поддерживаться на исполнитель-

ных органах в ходе работы машины и определить конструктивные меры по минимизации разности рабочих давлений или снижению расходов на наименее нагруженных органах. Если результаты анализа показывают неэффективность этих мер, так что давление на менее нагруженных исполнительных органах системы оказывается в любом случае существенно большим, чем на наиболее нагруженных, и при этом расходы на менее нагруженных органах оказываются достаточно большими, может быть поставлен вопрос об отказе от однопоточной схемы и построении гидропривода на нескольких насосных агрегатах, несмотря на все недостатки такого решения. Если же давления на рабочих органах оказываются сравнительно близкими, либо многопоточная система является заведомо невыгодной либо недопустимой, необходимо изучить вопрос о том, какой насос должен применяться в системе, то есть, должна ли она строиться с применением клапанной или объемной адаптации к нагрузке. Такой анализ может быть рекомендован во всех случаях для систем с мощностью до 40–50 кВт и для любых систем с малым диапазоном регулирования расходов.

И, наконец, последнее замечание касается непосредственно работы описанных систем. Хотя вплоть до начала 90-х годов прошлого века практически все *LS*-системы строились по схемам (рис. 3.3 и 3.6), и сегодня такие схемы остаются широко распространенными, они имеют один серьезный недостаток, унаследованный от первоначальной схемы использования пропорционального распределителя для независимого регулирования расхода (рис. 3.2).

Чтобы понять суть этого недостатка, вернемся к рассмотрению схемы, приведенной на рис. 3.2. Как уже было сказано при ее описании, работа системы основана на том, что при перемещении золотника гидрораспределителя, например, в левую сторону, рабочая жидкость поступает в левую цилиндрическую гидролинию, и при этом давление рабочей жидкости в этой гидролинии переключает элемент ИЛИ и подключается к управляющему входу гидроклапана разности давлений. Таким образом, неявно вводится предположение о том, что давление в той цилиндрической гидролинии, в которую подается рабочая жидкость со стороны гидрораспределителя (цилиндрической гидролинии подвода), всегда является большим, чем давление в противоположной цилиндрической гидролинии (гидролинии отвода). Однако такое предположение в ряде случаев может не соответствовать действительности

(чтобы понять это, достаточно вспомнить, что исполнительный орган может находиться под действием попутной нагрузки, в результате чего давление на его входе может быть меньшим, чем давление на выходе). Если же это предположение не оправдывается хотя бы в одном случае, это может привести к неприятным последствиям, поскольку как только давление на выходе из исполнительного органа превысит давление на его входе, элемент ИЛИ переключится, и гидроклапан разности давлений вместо того, чтобы поддерживать заданный перепад на дросселирующих кромках гидрораспределителя, начнет управлять разностью давлений между своим выходом и выходом исполнительного органа. Очевидно, что такая ситуация соответствует обработке ложной информации о максимальном давлении и, как следствие, энергетические потери при выполнении соответствующей операции возрастают на величину, соответствующую разности между давлением в полости отвода и максимальным из давлений в полостях подачи, причем эта величина может оказаться достаточно большой и, к тому же, зависящей от внешней нагрузки. Конечно, в таком случае о независимой настройке расхода не будет и речи – скорость исполнительного органа также будет зависеть от нагрузки на нем, и смысл *LS*-регулирования будет утрачен. Таким образом, использование элементов ИЛИ для определения направления подачи к исполнительному органу не может считаться технически эффективным.

Для того чтобы избежать этого эффекта, необходимо модифицировать схему 3.2 таким образом, чтобы обеспечить независимую коммутацию управляющего входа гидроклапана разности давлений. Иными словами, управляющий вход клапана должен независимо ни от чего подключаться к той цилиндрической гидролинии, в которую в данный момент подводится рабочая жидкость. Поскольку же единственным элементом, несущим информацию о направлении потока, является золотник распределителя, который, собственно, непосредственно и определяет это направление, наиболее логично коммутировать управление гидроклапаном через золотник.

Такие рассуждения позволяют прийти к схеме (рис. 4.1), изначально получившей наибольшее распространение в продукции фирмы «Robert Bosch».

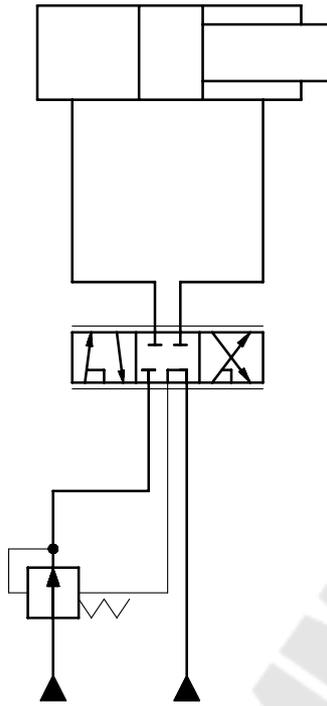


Рис. 4.1

В золотнике гидрораспределителя, выполненного по этой схеме, предусматривается дополнительная гидролиния – линия управления, постоянно связанная с управляющим входом гидроклапана разности давлений. В нейтральном положении золотника гидрораспределителя линия управления соединена со сливной гидролинией, так что давление на управляющем входе гидроклапана равно нулю, и на его выходе поддерживается минимальное давление. При перемещении золотника из нейтрального положения линия управления через золотник соединяется с той цилиндрической гидролинией, в которую подается рабочая жидкость. Таким образом, управляющий вход гидроклапана разности давлений соединяется с цилиндрической гидролинией подвода, а сам гидроклапан поддерживает разность давлений именно на дросселирующей кромке гидрораспределителя, что и требовалось, так что описанный выше негативный эффект ни в каком случае не имеет места.

Схема (рис. 4.1) послужила основой для создания *LS*-гидрораспределителей *SB* фирмы «Robert Bosch» и *SP* фирмы «Mannesmann Rexroth», которые на сегодняшний день являются одними из самых конструктивно совершенных в мире аппаратов этого типа. После слияния фирм и создания фирмы «Bosch Rexroth» объединения линеек продукции не произошло, и оба типа гидрораспределителей продолжают выпускаться одновременно.

Гидравлическая схема LS -системы, построенной с использованием таких гидрораспределителей, представлена на рис. 4.2.

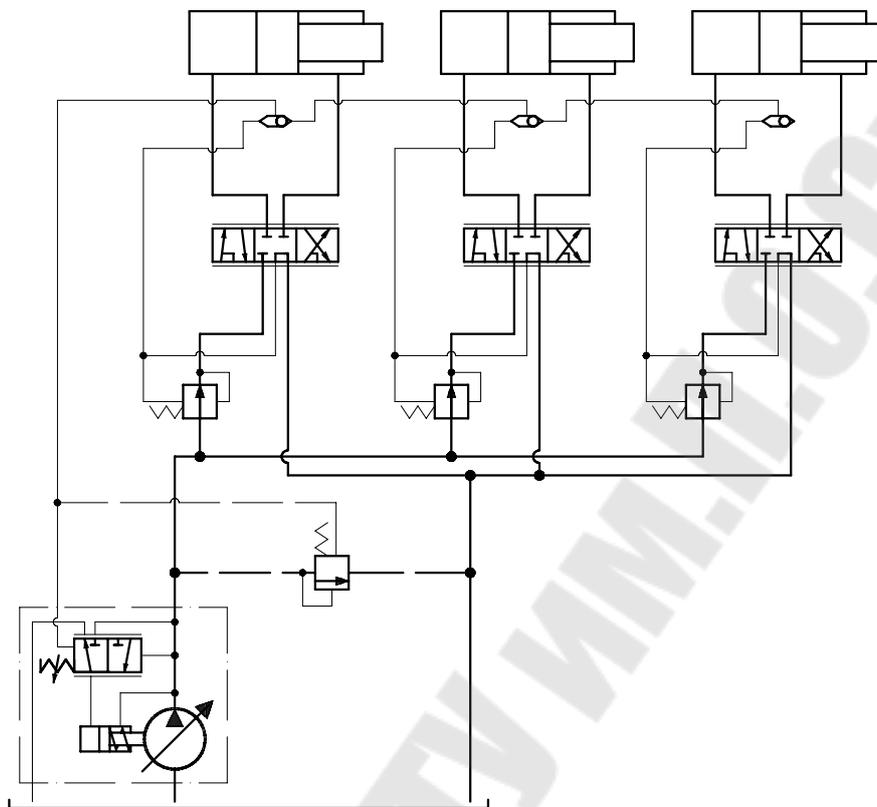


Рис. 4.2

Штриховой линией на схеме обозначен системный гидроклапан разности давлений, который может входить в состав аппарата как опция. Его применение, разумеется, является обязательным для приводов с нерегулируемым насосом (систем с клапанной адаптацией к нагрузке), но в ряде случаев установка такого клапана желательна и в системах с объемной адаптацией. В первую очередь, это относится к системам машин, которые работают в быстропеременных режимах, в которых скорость изменения параметров привода сравнима с быстродействием насоса, а, тем более, превышает ее. В таких машинах регулятор насоса не успевает отработать требуемое изменение подачи, так что LS -перепад в динамических режимах оказывается непостоянным и не соответствует величине его настройки. Понятно, что при этом в случае, например, быстрого снижения скорости исполнительного органа насос имеет избыточную подачу, что снижает КПД системы. Для таких систем использование только объемного регулирования может привести к несостоятельности LS -регулирования.

Учитывая, что быстродействие клапанных устройств примерно на порядок превосходит быстродействие объемных гидромашин, выходом из положения является применение комбинированного (объемного и клапанного) регулирования. Такие системы в случае, когда скорость изменения выходных параметров привода оказывается меньшей, чем быстродействие регулятора, работают в режиме объемной адаптации (регулирование давления в напорной магистрали осуществляется за счет изменения рабочего объема насоса), а при быстром изменении параметров вступает в работу гидроклапан разности давлений, поддерживая настроенный LS -перепад до тех пор, пока не произойдет перекладка регулятора насоса. Разумеется, гидроклапан разности давлений должен быть настроен на значение перепада, несколько большее значение по сравнению с настройкой регулятора насоса, в противном случае, насос не будет участвовать в регулировании и его подача постоянно будет настроена на максимум, независимо от суммарной величины расходов на исполнительных органах.

Одним из положительных свойств схемы (рис. 4.2) является автоматическая разгрузка гидросистемы от давления при остановленных исполнительных органах, минимизирующая энергетические потери в промежутке времени между выполнением операций. Действительно, из рассмотрения схемы видно, что когда все золотники находятся в нейтральном положении, гидролиния управления через золотники соединяется со сливной магистралью, и давление в ней отсутствует. Следовательно, в этот момент давление в напорной магистрали системы равняется Δp_{LS} , то есть, является достаточно низким, и потребление энергии в системе является минимальным. В общем случае, системы с клапанной адаптацией к нагрузке (с нерегулируемым насосом) могут строиться только по подобным схемам, поскольку система, приведенная на рис. 3.3, нормально работает только при выполнении одного из следующих условий – либо промежутки между операциями весьма малы, либо нагрузка на остановленных исполнительных органах отсутствует, либо, наконец, в системе применены дополнительные средства разгрузки напорной магистрали от давления. Если же эти условия не выполняются, то между операциями в напорной магистрали будет поддерживаться давление, равное

$$p_0 = \max(p_{0i}) + \Delta p_{LS}, \quad (4.1)$$

где p_{0i} – давления во входных полостях остановленных рабочих органов. При этом вся мощность, равная произведению этого давления

на величину подачи насоса, будет расходоваться на нагрев рабочей жидкости, что может привести к неработоспособности системы.

Схема, приведенная на рис. 4.2, могла бы считаться совершенной, если бы не одно обстоятельство, связанное с применением элементов ИЛИ для выбора давления на наиболее нагруженном исполнительном органе. Дело в том, что применение элементов ИЛИ при построении *LS*-системы вообще является не очень желательным в связи с компоновочными трудностями, возникающими при их размещении в гидрораспределителе. Эти элементы являются относительно громоздкими и требуют размещения в секции, как минимум, трех управляющих гидролиний, связанных с двумя входами и выходом элемента и, к тому же, проходящих в разных направлениях. Это усложняет конструкцию и стоимость аппарата и увеличивает его габариты при расположении элементов ИЛИ в самом гидроблоке и существенно повышает число трубопроводов и соединений при попытке вынести их из гидроблока.

Альтернативой элементам ИЛИ могли бы явиться обратные клапаны, если их установить в соответствии со схемой, приведенной на рис. 4.3.

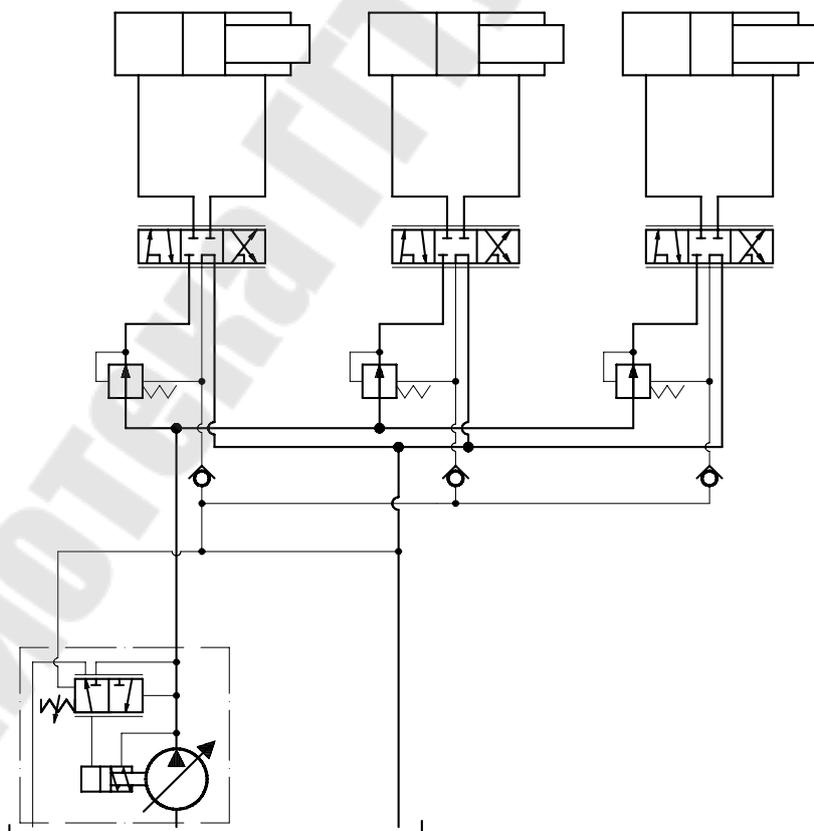


Рис. 4.3

В такой системе обратные клапаны позволяют определить, на каком именно исполнительном органе нагрузка в данный момент является наибольшей, и подключить рабочую полость этого исполнительного органа к управляющему входу регулятора. В самом деле, предположим, что в данный момент работают все исполнительные органы, и наиболее нагруженным из них является левый по чертежу. Давления, развиваемые в полостях исполнительных органов, подаются через золотники на входы соответствующих обратных клапанов. При этом, поскольку на входе левого обратного клапана давление оказывается наибольшим, оно передается на его выход и запирает все остальные обратные клапаны, так что в линии управления и на управляющем входе насоса поддерживается давление, равное давлению на наиболее нагруженном рабочем органе, что и требовалось.

К сожалению, схема, приведенная на рис. 4.3, является неработоспособной. Чтобы понять это, предположим, что давление в полости подвода наиболее нагруженного рабочего органа начинает падать. Нетрудно видеть, что при этом последний обратный клапан закроется, и в линии управления останется давление, соответствующее прошлому максимуму давления на исполнительном органе, а не его текущему значению. В результате давление в напорной магистрали будет превосходить значение, определяемое выражением (3.2), на величину разности между текущим значением давления на исполнительном органе и его максимальным значением в прошлом. Ясно, что КПД такой системы окажется заметно сниженным.

Для предотвращения действия этого своеобразного «эффекта памяти» Гомельским ГСКТБ ГА запатентовано техническое решение, дополняющее схему, приведенную на рис. 4.3, элементом, исключаящим сохранение прошлых значений давления в гидролинии *LS*-управления. На основе этого решения созданы и выпускаются *LS*-гидрораспределители типа РАМ.

Гидравлическая схема системы, построенной на основе этих гидрораспределителей, приведена на рис. 4.4.

По сравнению со схемой (рис. 4.3), в эту схему дополнительно введен элемент 1, представляющий собой ограничитель расхода (двухлинейный регулятор расхода, имеющий постоянную настройку). Он настроен на очень малый расход (порядка 0,4–0,5 л/мин).

В процессе работы системы имеет место постоянный перелив рабочей жидкости из гидролинии управления в сливную магистраль через ограничитель расхода. Поскольку величина настройки ограни-

чителя мала, этот перелив практически не сказывается ни на работе системы, ни на ее КПД. Однако теперь, как только давление на наиболее нагруженном рабочем органе начинает снижаться и соответствующий обратный клапан закрывается, давление в гидролинии управления за счет отбираемого на слив расхода начинает падать, причем за счет практической несжимаемости рабочей жидкости падение происходит почти мгновенно. Как только давление в гидролинии управления падает до величины текущего значения давления на исполнительном органе, обратный клапан вновь открывается и падение давления прекращается (на практике скорость падения давления в гидролинии управления оказывается столь высокой, что обратный клапан вообще не успевает закрыться). В результате давление в гидролинии управления такой системы оказывается постоянно равным давлению на наиболее нагруженном исполнительном органе, что и требуется для нормальной работы *LS*-системы.

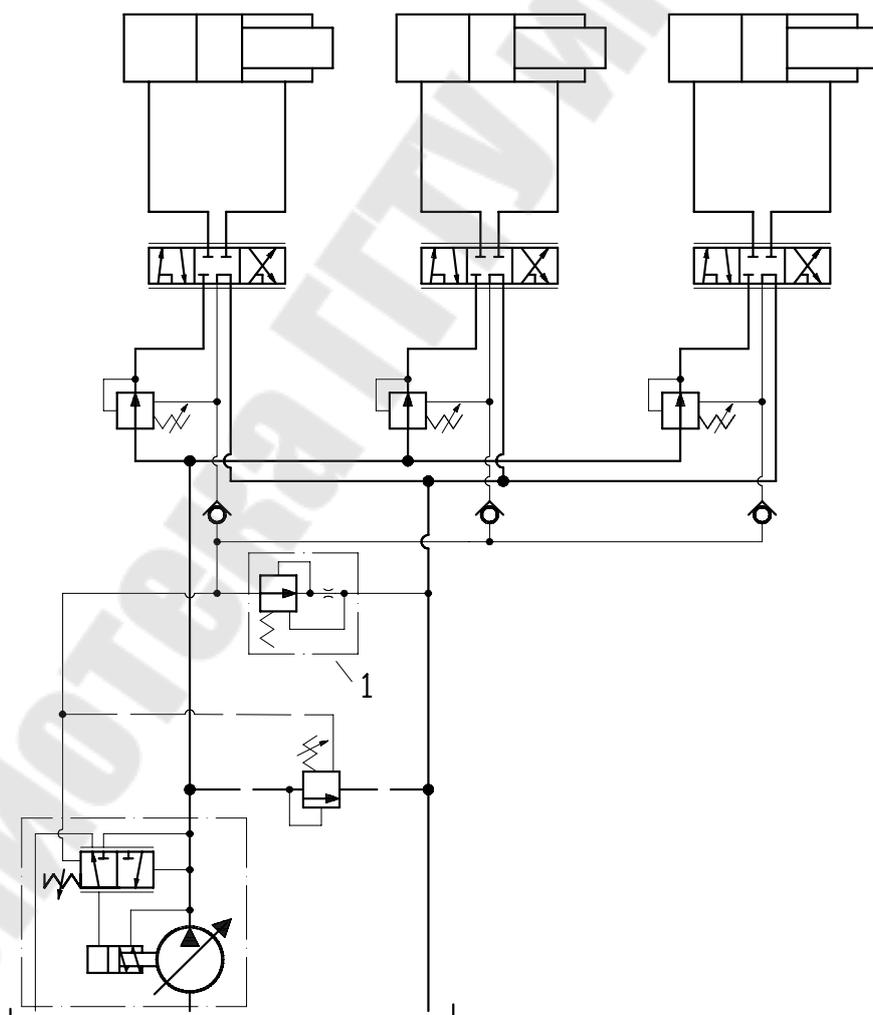


Рис. 4.4

Обращает на себя внимание еще одна особенность гидрораспределителей типа РАМ. В этих аппаратах как системный гидроклапан разности давлений (если он присутствует), так и гидроклапаны разности давлений, установленные перед золотниками, выполняются регулируемыми. Регулировка клапанов секций позволяет потребителю, изменяя перепад давлений на золотниках, индивидуально настраивать диапазон регулирования расходов на каждом исполнительном органе, что заметно повышает удобство использования аппарата, особенно в гидросистемах машин с большой разностью между расходами, потребляемыми различными исполнительными органами.

Системный клапан этих аппаратов выполнен регулируемым из следующих соображений. В общем случае, настраиваемый в системе перепад давлений Δp_{LS} должен, очевидно, превышать величину настройки любого из клапанов разности давлений секции. В противном случае, пока данный исполнительный орган не является наиболее нагруженным, перепад давлений на дросселирующей кромке золотника будет определяться настройкой клапана секции, а как только он окажется наиболее нагруженным, перепад станет равным настройке системного клапана, то есть внезапно упадет. В результате произойдет внезапное падение скорости исполнительного органа при неизменной настройке расхода. И наоборот, если нагрузка на самом нагруженном исполнительном органе начнет падать, то в тот момент, когда она окажется меньшей, чем хотя бы на одном из соседних органов, скорость данного исполнительного органа внезапно возрастет.

В общем случае, величина, на которую настройка системного клапана должна превосходить величину настройки данного клапана секции, не должна быть меньшей, чем потери давления в потоке, протекающем от места установки системного клапана до входа клапана секции. Таким образом, чем большим оказывается число секций распределителя, тем большей должна быть величина настроенного LS -перепада, в противном случае, работа машины будет сопровождаться внезапными скачками скорости ее рабочих органов. Если число секций распределителя равно n , то, обозначая перепады давлений, настроенные клапанами секций, Δp_k , а потери давления в каждой секции Δp_c , получаем, что величина настройки LS -перепада должна удовлетворять критерию

$$\Delta p_{LS} \geq \Delta p_k + n \cdot \Delta p_c. \quad (4.2)$$

С другой стороны, чрезмерное увеличение величины LS -перепада Δp_{LS} нежелательно, поскольку именно она определяет уровень энергетических потерь и КПД системы.

Однако, если клапаны секций выполнены регулируемыми, то, располагая их в аппарате в порядке убывания величин настроек клапанов таким образом, чтобы ближайшими к входу и системному клапану разности давлений оказывались секции с наибольшей настройкой, мы можем снизить величину LS -перепада. В самом деле, если перепад давлений Δp_{cn} , настроенный на клапане последней секции, оказывается меньшим, чем Δp_c из выражения 4.2, то, очевидно, и Δp_{LS} может быть меньшим и выбираться по критерию

$$\Delta p_{LS} \geq \Delta p_k + n \cdot \Delta p_{cn} < \Delta p_k + n \cdot \Delta p_c. \quad (4.3)$$

С другой стороны, если на перепад давлений Δp_c , настроены клапаны не всех n секций, а только часть из них, например, m , то критерий для выбора величины LS -перепада будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta p_{LS} \geq \Delta p_k + m \cdot \Delta p_{cn} < \Delta p_k + n \cdot \Delta p_c. \quad (4.4)$$

Таким образом, системный клапан разности давлений выполняется регулируемым, чтобы использовать возможность регулирования перепада давлений на золотниках секций и уменьшать за счет этого LS -перепад.

На практике настройку системного клапана проводят после того, как настраиваются клапаны секций. В процессе настройки одновременно включают золотники всех секций и снижают регулировку клапана до тех пор, пока хотя бы в одной цилиндрической гидролинии не начинает падать расход рабочей жидкости.

Системы, схемы которых приведены на рис. 4.2 и 4.4, являются на сегодняшний день наиболее совершенными представителями гидравлических систем с адаптацией к нагрузке и служат основой для построения современных гидрофицированных машин.

Глава 5. ПРИМЕРЫ ПОСТРОЕНИЯ ГИДРОСИСТЕМ С АДАПТАЦИЕЙ К НАГРУЗКЕ

В настоящей главе рассматриваются способы построения *LS*-систем на примере гидросистемы специального грузоподъемного механизма и системы управления рабочими органами пропашного трактора. Эти системы являются показательными не только потому, что при их построении использовались наиболее современные технические решения в области *LS*-регулирования, но и как иллюстрация различных способов реализации современных *LS*-систем, приведенных в предыдущей главе.

5.1. Гидравлическая система специального грузоподъемного механизма

На рис. 5.1 приведена схема управления рабочими органами специального грузоподъемного механизма.

Грузоподъемный механизм, размещенный на специальной платформе, управление которой также осуществляется рассматриваемой гидросистемой, должен удовлетворять весьма жестким функциональным и техническим требованиям. В частности, должна обеспечиваться возможность полной автоматизации рабочего цикла и ручное аварийное дублирование управления. Сам грузоподъемный механизм должен обеспечивать управление положением и скоростью груза с высокой точностью. Цикл перевода платформы из транспортного положения в рабочее с установкой ее на выносных опорах (аутригерах) также должен быть автоматизирован. И, наконец, после перевода платформы в рабочее положение и в процессе работы грузоподъемного механизма должна обеспечиваться стабилизация положения платформы, то есть ее отклонение от горизонтали не должно превышать заданной величины (порядка десяти угловых минут). При этом стабилизация должна быть динамической и обеспечиваться даже при колебаниях основания платформы.

Гидросистема, приведенная на рис. 5.1, включает в себя:

– насосный агрегат, состоящий из двух нерегулируемых насосов *H1* и *H2*, которые подключаются к напорной магистрали системы через обратные клапаны *KO1* и *KO2*;

– напорный и сливной фильтры ФН и ФС с сигнализацией загрязнения фильтроэлемента и переливными клапанами, защищающими фильтроэлемент от разрушения при недопустимо большом перепаде давлений на нем;

– гидроблок управления БУ, представляющий собой секционный LS-гидрораспределитель;

– исполнительные органы (слева направо): два синхронно работающих и механически связанных между собой гидроцилиндра грузоподъемного механизма, четыре гидроцилиндра аутригеров, каждый из которых управляется отдельной рабочей секцией гидрораспределителя, и четыре параллельных гидроцилиндра выдвижения консольных балок, управление которыми осуществляет последняя дискретная секция гидрораспределителя.

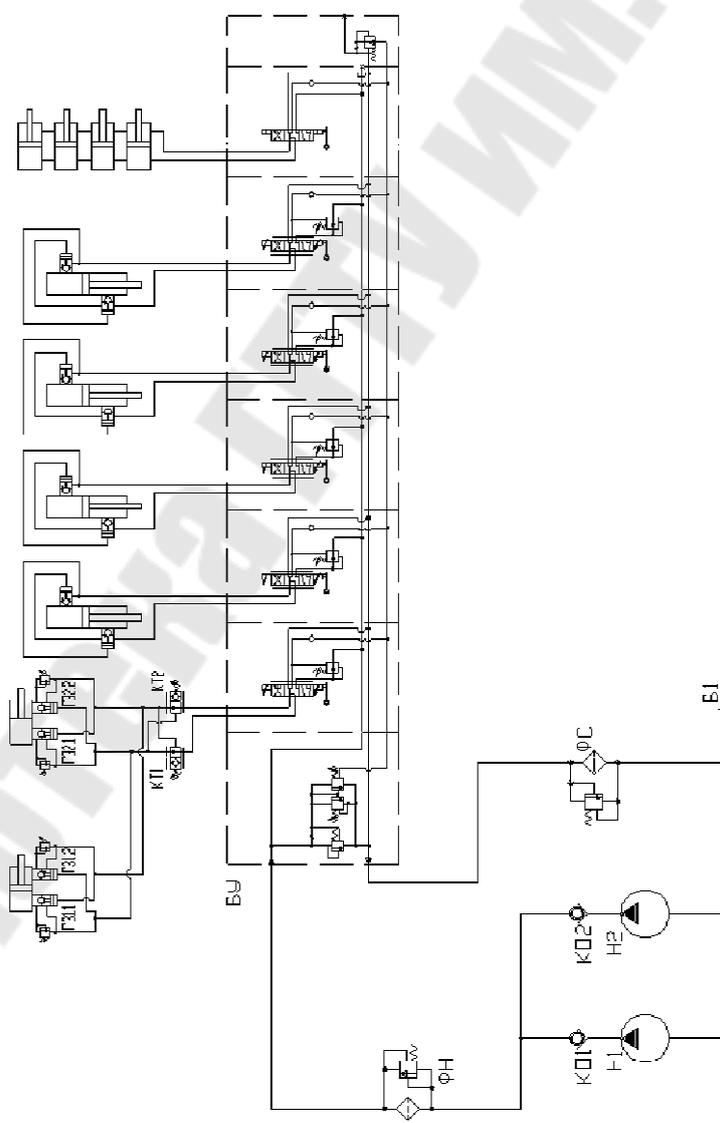


Рис. 5.1

Во избежание самопроизвольного перемещения гидроцилиндров грузоподъемного механизма и аутригеров под действием внешней нагрузки, в их полостях установлены гидрозамки ввертного монтажа, размещенные непосредственно на гидроцилиндрах. Такое решение позволяет избежать падения груза или опрокидывания платформы даже при обрыве любого из трубопроводов, поскольку при этом гидрозамки запирают полости соответствующего гидроцилиндра. Гидрозамки устанавливаются на поршневых полостях гидроцилиндров аутригеров, которые находятся под воздействием веса платформы с установленным на ней оборудованием, и на обеих полостях гидроцилиндров грузоподъемного механизма. Необходимость установки гидрозамков на обеих полостях каждого из гидроцилиндров грузоподъемного механизма вызвана тем, что стрела грузоподъемного механизма выполнена качающейся, и в процессе работы точка приложения силы может находиться как с той, так и с иной стороны от ее оси, так что вес нагрузки может восприниматься и штоковой, и поршневой полостями гидроцилиндров.

Этим же обстоятельством вызвана установка на обеих цилиндрических гидролиниях первой секции тормозных гидроклапанов. Дело в том, что при переходе центра тяжести нагрузка, создаваемая грузом, может оказаться попутной. При отсутствии тормозных гидроклапанов в этом случае под действием попутной нагрузки исполнительный орган может разогнаться до скорости, превосходящей величину, заданную величиной расхода во входной полости рабочего органа. При этом движение исполнительного органа становится неуправляемым, то есть, в сущности, происходит падение груза. Во входной линии гидроцилиндра при этом возникает разрыв потока и развивается процесс кавитации, который может вывести рабочий орган или гидрокommunikации из строя даже при отсутствии иных тяжелых последствий.

Тормозные гидроклапаны, установленные на выходе из исполнительного органа, свободно пропускают поток, проходящий к исполнительному органу. При движении потока от исполнительного органа, он свободно проходит к гидрораспределителю только до тех пор, пока давление в гидролинии управления превосходит настройку аппарата. Как только оно снижается до более низкого уровня, тормозные гидроклапаны начинают закрываться. Таким образом, как только под действием попутной нагрузки давление в полости подвода исполнительного органа падает до уровня давления настройки гидроклапана,

последний начинает закрываться, дросселируя выходящий поток. При этом исполнительный орган притормаживается, а давление на его входе возрастает до тех пор, пока оно не стабилизируется на уровне давления настройки аппарата, так что возникновение обгонного режима оказывается невозможным. Во избежание излишних потерь давления и связанного с ним перегрева рабочей жидкости, давление настройки тормозных аппаратов выбирается небольшим (порядка 1 МПа).

Гидроблок управления в целом выполнен по схеме, приведенной на рис. 4.4. Отличается он только схемой клапанной секции, в которой установлен гидроклапан непрямого действия, включающий в себя основной каскад, регулирующий давление в напорной магистрали, и два управляющих каскада – предохранительный каскад и каскад разности давлений.

Гидроклапан непрямого действия работает следующим образом. Рабочая жидкость от входа гидроклапана (из напорной магистрали) через дросселирующее отверстие, конструктивно выполненное непосредственно в клапане основного каскада, поступает в его надклапанную полость и далее на вход обоих управляющих каскадов. Второй управляющий вход правого каскада (разности давлений) подключен к гидролинии *LS*-управления рабочей секции, так что этот каскад настраивает в надклапанной полости давление, на постоянную величину превышающее давление на наиболее нагруженном потребителе. Так как основной каскад поддерживает на своем входе давление, на небольшую постоянную величину (равную отношению усилия пружины основного каскада к площади его клапана) превосходящее давление в своей надклапанной полости, в результате разность давлений в напорной магистрали и на наиболее нагруженном исполнительном органе также оказывается постоянной, то есть, реализуется клапанная адаптация гидросистемы к нагрузке. Левый (предохранительный) управляющий каскад предназначен для случая, когда давление на наиболее нагруженном исполнительном органе окажется чрезмерно большим. В этом случае давление в надклапанной полости основного каскада достигнет значения настройки предохранительного каскада, последний откроется, поддерживая в надклапанной полости давление своей настройки, и гидроклапан в целом начнет работать в режиме переливного клапана. Таким образом, гидроклапан непрямого действия, установленный в клапанной секции гидроблока, выполняет функ-

ции как клапана разности давлений, так и предохранительного клапана, используя при этом только один основной каскад.

Гидросистема, схема которой приведена на рис. 5.1, работает следующим образом. При переводе из транспортного положения в рабочее, включаются оба насоса и последняя (дискретная) секция гидроблока управления, в результате чего происходит выдвижение консольных балок, несущих на своих концах аутригеры (выдвижение консольных балок необходимо для увеличения площади опоры платформы и повышения ее устойчивости). Гидроцилиндры консольных балок снабжены датчиками конечного положения поршня, и после их выдвижения по сигналу этих датчиков система управления дает команду на выдвижение гидроцилиндров аутригеров. При этом включаются электромагниты четырех секций гидроблока, управляющих этими гидроцилиндрами, и аутригеры начинают синхронно выдвигаться. Скорость выдвижения аутригеров при этом поддерживается достаточно высокой и регулируется системой управления по сигналам датчиков положения платформы таким образом, чтобы синхронизировать их движение и постоянно удерживать платформу в процессе подъема в горизонтальном положении, независимо от рельефа и угла наклона опорной поверхности. После установки платформы на аутригеры подается команда на выполнение операций по подъему груза, которая отрабатывается первой секцией гидроблока. В процессе подъема секции управления гидроцилиндрами аутригеров продолжают отрабатывать задачу стабилизации положения платформы, управляя положением гидроцилиндров, но при этом величина расходов, которые они настраивают, является существенно меньшей, чем при выдвижении аутригеров.

Подъема груза первая секция отключается и ее золотник возвращается в нейтральное положение. Груз удерживается гидрозамками ГЗ1.1 и ГЗ 2.1 или ГЗ 1.2 и ГЗ 2.2, в зависимости от положения оси стрелы механизма относительно точки приложения силы. При этом отключается основной насос Н1, и в работе участвует только небольшой вспомогательный насос Н2, подача которого рассчитана только на выполнение операций по стабилизации положения платформы. При поступлении команд на изменение положения груза, что случается достаточно редко, насос Н1 снова включается.

Учитывая, что подача насоса Н2 мала, а при вывешивании груза и возвращении всех золотников в нейтральное положение давление на его выходе равняется малой величине Δp_{LS} , потери мощности в гид-

росистеме оказываются незначительными. Таким образом, в данном случае использование двух нерегулируемых насосов разной производительности, больший из которых включается только при выполнении основных операций, позволяет применить более дешевый принцип клапанной адаптации к нагрузке, отказаться от применения значительно более дорогого и менее надежного *LS*-насоса и при этом обеспечить вполне приемлемый уровень энергетических потерь.

5.2. Система управления рабочими органами пропашного трактора

Тракторы занимают особое место среди других гидрофицированных машин по нескольким причинам. Во-первых, они являются, пожалуй, наиболее распространенными мобильными машинами. Они характеризуются очень широким спектром применения и диапазоном предъявляемых к ним функциональных требований. Рынок этих машин характеризуется весьма серьезной конкуренцией, в связи с чем к их техническим характеристикам предъявляются достаточно высокие требования.

Все это приводит к тому, что функции гидропривода тракторов также оказываются чрезвычайно разнообразными, а сами тракторы зачастую оказываются полигоном для внедрения наиболее прогрессивных технических решений объемного гидропривода. Если задаться целью вкратце перечислить задачи, которые могут решаться с помощью объемного гидропривода и электронно-гидравлических систем управления в современных тракторах, можно составить следующий список:

- управление основным технологическим оборудованием;
- управление навесным оборудованием;
- управление тормозной системой;
- управление рабочими органами прицепного оборудования;
- управление тормозной системой прицепного оборудования;
- рулевое управление;
- управление включением валов отбора мощности;
- управление автоматической коробкой передач;
- активное демпфирование колебаний (активная подвеска) кабины и осей.

Этот список является неполным, и перечисляет только наиболее характерные функции объемного гидропривода современных тракторов.

Учитывая, что трактор является мобильной машиной, к энергетике работы его гидропривода при выполнении основных операций всегда предъявлялись достаточно серьезные требования. Они особенно ужесточились, когда в мире начала проявляться тенденция к росту энерговооруженности тракторов и повышению их мощности. Именно поэтому впервые гидроприводы, оснащенные специальными насосами с регуляторами перепада давлений и системой выбора максимального давления на исполнительных органах, то есть *LS*-системы с объемной адаптацией к нагрузке, впервые были внедрены в США в начале 70-х годов именно на тракторах.

Современное состояние развития *LS*-систем тракторов может быть проиллюстрировано на примере системы управления рабочими органами мощного (140 кВт) пропашного трактора фирмы «Fendt» (рис. 5.2).

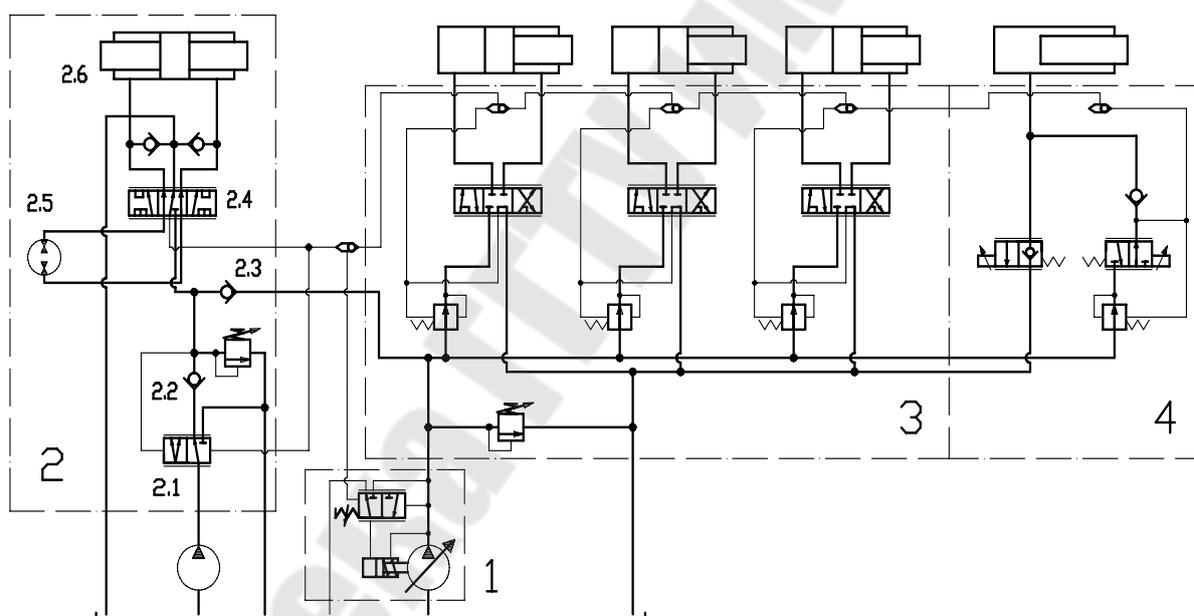


Рис. 5.2

На рис. 5.2 показана только система управления основными рабочими органами и рулевое управление трактора, построенные по *LS*-принципу. Другие подсистемы гидропривода, такие как подсистемы подвесок, амортизации кабины и осей и т. п., не приведены.

Как видно из рис. 5.2, система управления рабочими органами трактора состоит из *LS*-насоса 1, системы рулевого управления 2, *LS*-гидрораспределителя 3, силового регулятора навесного оборудо-

вания 4, также поддерживающего функцию адаптации к нагрузке, и исполнительных органов.

Работа насоса и гидрораспределителя с адаптацией к нагрузке рассматривались в главе 4. Рассмотрим подробнее устройство и работу остальных подсистем.

Система рулевого управления 2 имеет два входа – один подсоединен к основной гидросистеме через обратный клапан 2.3, а второй связан с выходом небольшого шестеренного насоса постоянной подачи через обратный клапан 2.2 и приоритетный клапан 2.1. Пока давление в системе является достаточным для управления рулевым гидроцилиндром 2.6 и превосходит усилие пружины приоритетного клапана 2.1, последний находится в правом по чертежу положении и поток рабочей жидкости от шестеренного насоса направляется на слив, что обеспечивает его минимальное энергопотребление. Если же расхода, подаваемого из основной гидросистемы, не хватает для управления рулевым гидроцилиндром, или в основной гидросистеме развивается аварийная ситуация, давление в гидросистеме рулевого управления (на выходе приоритетного клапана) начинает падать, и как только оно снижается до усилия пружины приоритетного клапана 2.1, последний начинает переключаться в левое по чертежу положение. При этом в систему рулевого управления начинает подаваться поток рабочей жидкости от шестеренного насоса, восполняя дефицит расхода на рулевом гидроцилиндре и сохраняя тем самым управляемость машины.

Такое решение является достаточно широко распространенным в гидроприводах не только тракторов, но и иных мобильных машин. Его применение обусловлено необходимостью обеспечения максимально достижимой надежности рулевого управления независимо от состояния остальной гидросистемы, обеспечив ей приоритет в обеспечении требуемым количеством рабочей жидкости (именно поэтому клапан 2.1 именуется приоритетным). Выделение рулевого управления в отдельный гидравлический контур является нежелательным как вследствие снижения надежности (система, приведенная на рис. 5.2, обеспечивает управление при отказе любого из двух насосов, а если выделить ее в отдельный контур, отказ насоса этого контура вызвал бы отказ рулевого управления и мог бы привести к серьезной аварии), так и по экономическим соображениям. В самом деле, если бы в отдельном контуре рулевого управления использовался нерегулируемый насос, то большую часть времени его подача не использовалась, или использовалась только ее незначительная часть, а насос все равно

оставался бы нагруженным давлением, что неизбежно вызвало бы недопустимый рост энергетических потерь. Использование же дорогого регулируемого насоса привело бы к усложнению и удорожанию системы и еще большему снижению ее надежности.

От входов системы рулевого управления рабочая жидкость поступает на вход гидрораспределителя рулевого управления 2.4, который совместно с насосом-дозатором 2.5 управляет перемещением рулевого гидроцилиндра 2.6. Здесь следует обратить внимание на то, что гидрораспределитель 2.4 имеет линию управления, которая в нейтральном положении гидрораспределителя соединена со сливной гидролинией, а в каждом из рабочих положений – с той из цилиндрических гидролиний, в которую осуществляется подвод рабочей жидкости. Таким образом, гидрораспределитель рулевого управления выполнен по *LS*-схеме. Поскольку линия управления гидрораспределителя 2.4 связана с линией управления *LS*-гидрораспределителя 3, гидроцилиндр рулевого управления тоже учитывается *LS*-системой при выборе наиболее нагруженного исполнительного органа, а следовательно, оказывается включенным в общий контур *LS*-регулирования.

Для того, чтобы при работе исполнительных органов рабочая жидкость основной гидросистемы от регулируемого насоса не поступала на вход шестеренного насоса, вход последнего защищен обратным клапаном 2.2. При остановке исполнительных органов основной системы (когда золотники секций гидрораспределителя 3 и силовой регулятор 4 находятся в нейтральном положении) давление в ее линии управления равно нулю. В этом случае для того, чтобы при выполнении операции поворота рабочая жидкость от шестеренного насоса не попадала в основную гидросистему, в системе рулевого управления устанавливается обратный клапан 2.3.

Весьма интересным является последний элемент системы управления рабочими органами трактора – силовой регулятор навесного оборудования 4. В данном случае применен силовой электронно-гидравлический регулятор типа EHR5 производства фирмы «Bosch-Rexroth». Такие электронно-гидравлические регуляторы были созданы фирмой «Robert Bosch» в начале 90-х годов и на сегодняшний день являются лучшими в мире аппаратами такого рода.

Появление таких аппаратов обусловлено специфическими задачами, решаемыми при управлении навесным оборудованием (как правило, плугом) трактора. Дело в том, что при выполнении рабочих операций с навесным оборудованием, например, при буксировке плу-

га, нагрузка на нем меняется в очень широком диапазоне. В результате еще в двадцатых годах прошлого века возникла проблема дефицита сцепного веса трактора при пассивной подвеске оборудования, в результате чего он не мог передать свою полную мощность плугу при его буксировке вследствие пробуксовки. С другой стороны, при нагруженном плуге, большой глубине вспашки и тяжелой почве могла возникнуть ситуация внезапного возникновения дефицита мощности, когда тяговое усилие трактора оказывалось недостаточным для буксировки плуга и происходила недопустимая перегрузка двигателя.

Исходя из этого, в 1925 году Фергюссоном была запатентована трехточечная подвеска навесного оборудования с регулированием усилия на подъемном механизме подвески (веса прицепного оборудования). Функции управления сцепным весом уже в то время в большинстве случаев выполнялись с помощью объемного гидропривода.

Положение осложнялось тем, что в то время, как поддержание сцепного веса плуга приводит к тому, что глубина его погружения (глубина вспашки) оказывается переменной, агротехнические соображения требуют соблюдения ее постоянства. В то же время колебания трактора при его перемещении на неровной почве нарушают постоянство глубины вспашки и требуют применения активной подвески плуга, управляющей его положением.

Таким образом, требования к системе управления навесным оборудованием в известной степени являются противоречивыми – из конструктивных соображений должно реализовываться управление усилием, а технологические (агротехнические) соображения требуют управления положением. Сама система, таким образом, должна быть адаптирована к выполнению как тех, так и других требований, а также к реализации смешанных алгоритмов работы.

По мере развития техники эти задачи решались вначале механо-гидравлическими системами, в которых измерение положения и усилия навесного оборудования осуществлялись теми или иными механическими устройствами, непосредственно управлявшими элементами гидропривода, а затем сервогидравлическими, использовавшими гидравлические каналы передачи информации (гидравлические датчики). Одновременно отрабатывались алгоритмы управления навесным оборудованием, с тем, чтобы, сохраняя в основном требования по управлению усилием на плуге, учитывать и, при необходимости, тем или иным способом корректировать его положение.

В середине 60-х годов впервые была сделана попытка создания электронно-гидравлической системы управления навесным оборудованием, в которой измерение положения и усилия осуществлялось электрическими датчиками и обрабатывалось аппаратами с пропорциональным электрическим управлением. Однако высокая стоимость и низкая надежность электроники того времени и недостаточный технический уровень пропорциональной гидроаппаратуры воспрепятствовали внедрению этого решения. Только в конце семидесятых годов прошлого века впервые появились электронно-гидравлические регуляторы, управляющие усилием и положением навесного оборудования.

Внедрение и развитие электронно-гидравлических систем управления навесным оборудованием позволило решать качественно новые и гораздо более сложные задачи и придавать комплектуемым машинам существенно более высокие качества. Причиной этого явилась гибкость и широчайший диапазон функциональных возможностей электронных систем управления, развитие микроконтроллеров и их способность реализовывать чрезвычайно сложные алгоритмы управления. Так, электронно-гидравлическая система управления навесным оборудованием производства фирмы «Bosch-Rexroth», гидравлическая часть которой показана на рис. 5.2, позиция 4, предназначена для выполнения следующих функций:

- управление усилием, развиваемым исполнительным органом (тяговым усилием трактора);
- управление положением исполнительного органа (глубиной погружения навесного оборудования);
- реализация смешанного алгоритма (управление по тяговому усилию и положению исполнительного органа);
- функция антипробуксовочной системы. При пробуксовке ведущих колес система управления диагностирует рассогласование между скоростью трактора, определяемой по радарному датчику скорости, и числом оборотов колес и приподнимает навесное оборудование, снижая тяговое усилие;
- активное демпфирование колебаний трактора в транспортном положении. При движении машины по дороге система управления подает команды на подъем или опускание навесного оборудования таким образом, чтобы минимизировать величину вертикальных инерционных ускорений, возникающих при преодолении неровностей. Эта функция вводится не только для обеспечения эргономических требований к условиям работы в кабине, но и является обязательной, в первую

очередь, для тяжелых машин, исходя из жестких требований по нагрузке на ось, предъявляемых в Западной Европе и США к транспортным средствам, перемещающимся по дорогам общего пользования.

Рассмотрев приведенный перечень функций системы управления навесным оборудованием, можно сделать два вывода. Первый из них заключается в том, что к динамическим характеристикам регулятора применяются достаточно высокие требования. Поэтому он включает в себя два быстродействующих клапанных каскада с пропорциональным электрическим управлением. Первый из них (расположенный на схеме справа) включает в себя гидроклапан разности давлений, связан с напорной гидролинией и управляет выдвижением гидроцилиндра, а второй, левый, связан со сливной гидролинией и управляет втягиванием гидроцилиндра, происходящим под действием внешней нагрузки.

Второй вывод – силовой регулятор навесного оборудования 4 должен работать практически постоянно. Если при этом учесть, что нагрузка на его выходе, то есть, давление в полости исполнительного органа изменяется практически случайным образом и может варьироваться в весьма широких пределах, становится очевидным, что для сравнительно мощных тракторов силовой регулятор обязательно должен поддерживать функцию адаптации гидропривода к нагрузке. В противном случае, энергетические характеристики гидросистемы в целом окажутся неудовлетворительными.

Включение регулятора в общий контур *LS*-регулирующего осуществляется таким же образом, как и для секций гидрораспределителя – подключением цилиндрической гидролинии, ведущей в полость исполнительного органа, к элементу ИЛИ соседней секции. Элемент ИЛИ самого регулятора, указанный на схеме, в приведенной системе не используется. Он может быть задействован при подключении внешних *LS*-гидросистем, например, гидросистемы управления прицепным оборудованием. В этом случае гидролиния *LS*-управления внешней системы подключается ко второму входу элемента ИЛИ регулятора, что обеспечивает ее интегрирование в общий контур *LS*-управления. Кроме этого, этот элемент используется при управлении передним и задним навесным оборудованием, когда в гидросистеме трактора используется два идентичных регулятора.

Глава 6. АДАПТАЦИЯ К НАГРУЗКЕ И ДЕФИЦИТ РАСХОДОВ. ДАЛЬНЕЙШЕЕ РАЗВИТИЕ LS-ПРИНЦИПА

Как уже было сказано ранее, разработка и внедрение принципа адаптации гидросистемы к нагрузке является наиболее выдающимся достижением системотехники объемного гидропривода конца XX века. До самого последнего времени представлялось, что *LS*-принцип обеспечивает оптимальное выполнение практически всех требований, возникающих в сложных развитых системах, предназначенных для одновременного управления несколькими рабочими органами.

Однако с течением времени анализ работы и области применения *LS*-систем показал наличие серьезной проблемы. Дело в том, что адаптация гидропривода к нагрузке при одновременной независимой настройке расходов на нескольких рабочих органах оказывается эффективной только при условии, что сумма расходов, настроенных на рабочих органах, не превышает подачи насоса (насосов) гидропривода. Если же мы, настраивая расходы, попытаемся потребить больше рабочей жидкости, чем находится в нашем распоряжении (суммарная настройка расходов на рабочих органах превысит подачу насоса), реакция системы оказывается естественной – возникнет дефицит расхода, который первым сказывается на наиболее нагруженном рабочем органе. Расход на нем окажется меньшим настроенной величины, соотношение скоростей рабочих органов начнет отличаться от заданного оператором и кинематика машины изменится. Неприятным сопутствующим эффектом явится изменение расхода на одном рабочем органе при регулировании скорости другого рабочего органа, что противоречит самой идее независимого *LS*-регулирования.

Поучительным является также анализ работы *LS*-системы с насосом, оснащенным регулятором мощности или давления. В такой системе при срабатывании регулятора насоса и быстром падении его подачи возможна внезапная остановка одного или нескольких рабочих органов, а при падении нагрузки – их внезапные рывки, что вообще исключит возможность эффективного регулирования скоростей исполнительных органов системы.

Таким образом, в системах с адаптацией к нагрузке при дефиците расходов (превышении суммы настроенных расходов над величиной входящего расхода системы) теряется однозначность зависимости

регулируемых параметров от управляющих сигналов, а, следовательно, качество управления.

Следует оговориться, что подобная ситуация характерна для ограниченного класса гидроприводов, поскольку анализ показывает, что большей части гидросистем ситуация дефицита подачи (в некоторых работах именуемая также режимом насыщения) не свойственна. Но в любом случае, проблема заявлена и требует решения, тем более, что она является актуальной для целых классов машин, в частности, экскаваторов и сложных развитых манипуляторов.

Первым напрашивающимся направлением решения проблемы кажется повышение подачи насоса таким образом, чтобы она превышала сумму настроенных расходов всегда, во всех случаях и для всех систем. Однако легко видеть нерациональность этого решения даже для системы с регулируемым *LS*-насосом. В самом деле, как раз для рабочего цикла экскаваторов и манипуляторов свойственно то, что максимум расходов потребляется далеко не всегда и, в среднем, в течение времени, составляющего, в лучшем случае, лишь несколько процентов от общего времени рабочего цикла. Большую часть рабочего цикла суммарный расход на рабочих органах составляет лишь порядка 20–30 % от своего максимума. Едва ли разумно в таких случаях использовать дорогой крупногабаритный насос, который основную часть времени работает на 20–30 % номинальной подачи и лишь несколько процентов времени использует полную мощность и работает на номинальных параметрах. При этом, по сути дела, увеличение типоразмера насоса практически не сопровождается ростом производительности машины, так что весьма существенное ухудшение массогабаритных и экономических характеристик привода вызывается только необходимостью сохранения заданных соотношений расходов в определенные кратковременные моменты его работы.

Для систем с клапанной адаптацией такое решение приводит к такому снижению КПД привода, которое вообще исключает возможность его применения.

Очевидно, выход из положения должен заключаться в том, что в условиях дефицита подачи все настройки расходов на рабочих органах должны синхронно изменяться таким образом, чтобы их сумма оказывалась в любых условиях равной подаче насоса (насосов).

Возможны различные варианты реализации этой программы.

Вариант первый, возможно, наиболее технически эффективный – передоверить регулирование в условиях дефицита подачи элек-

тронной системе управления. Если у нас в системе применен аппарат с пропорциональным электрическим управлением, то можно изначально предустановить максимальное значение суммарного уровня управляющих сигналов и заставить систему управления поддерживать этот уровень, пропорционально (в общем случае, с каким-то индивидуально определяемым для каждого рабочего органа весом) снижая все сигналы в случае его превышения. Таким образом, проблема управления в условиях дефицита подачи будет решена за счет синхронного изменения положения золотников распределителя по определенному алгоритму. Проблема только в том, что для этого необходимо либо очень точно откалибровать каждый канал (установить соответствие настроенного расхода управляющему сигналу) и описать калибровку в алгоритме управления, либо иметь строго линейные, идентичные и воспроизводимые характеристики секций. В общем случае это приведет к существенному усложнению либо системы управления, либо распределителя.

В принципе, в развитой системе управления возможно обойтись без этого. Если каждый рабочий орган оснащен датчиком скорости либо положения, то, определяя скорости исполнительных органов для любого момента времени и сравнивая их с заданными, принципиально возможно диагностировать дефицит подачи и отработать согласованное перераспределение расходов на рабочих органах без калибровки секций.

Понятно, что подобные решения имеют право на жизнь, но только для весьма ограниченного круга задач. В целом они имеют существенный и очевидный недостаток – отсутствие универсальности, поскольку они слишком сложны и применимы только для особо сложных и ответственных систем с числовым управлением, при проектировании которых экономические соображения не являются решающими. В перспективе, по мере повышения характеристик элементной базы систем управления, особенно производительности промышленных контроллеров, и снижения стоимости элементов, в первую очередь, датчиков, можно прогнозировать определенный рост применяемости подобных систем, однако в любом случае это направление развития не сможет стать магистральным.

В общем случае, универсальное решение поставленной проблемы должно быть достигнуто чисто гидравлическими методами. *LS*-гидрораспределитель либо регулирующая группа гидропривода в це-

лом должны самостоятельно диагностировать наступление дефицита подачи и каким-то образом обрабатывать эту ситуацию.

Диагностика состояния дефицита подачи более или менее очевидна. Превышение суммарных настроек расходов рабочих секций *LS*-гидрораспределителя над подачей насоса сопровождается снижением расхода наиболее нагруженной рабочей секции по сравнению с установленной на величину дефицита подачи. Понятно, что в этот момент разность давлений на регулирующей кромке золотника этой секции оказывается меньшей, чем величина перепада, настроенного клапаном разности давлений этой секции, а, следовательно, клапан оказывается полностью открытым и начинается падение давления в напорной магистрали. При этом начинает снижаться разность давлений между напорной магистралью и выходом (цилиндрической гидролинией подачи) секции. Поскольку общая гидролиния управления аппарата в этот момент соединена именно с этим выходом, в конечном счете, начинает падать *LS*-перепад (разность давлений между напорной магистралью и гидролинией управления).

Таким образом, надежным диагностическим признаком состояния дефицита подачи в любой *LS*-системе является снижение разности давлений между напорной магистралью и гидролинией управления по сравнению с первоначально настроенной величиной *LS*-перепада, независимо от того, настроена ли она посредством системного клапана при клапанной адаптации или регулятором насоса при объемной адаптации. Остается только решить вопрос, каким образом при снижении *LS*-перепада давлений обеспечить синхронное снижение расходов, настроенных на всех задействованных рабочих органах.

Наиболее часто применяемое в настоящее время решение было предложено фирмой Mannesmann Rexroth в виде принципа *LUDV*-управления (*Lastdruckunabhaengige Druckflussverteilung* – независимое от нагрузки разделение потока жидкости под давлением), реализованного в выпускаемых в настоящее время секционных и моноблочных гидрораспределителях типов *SX* и *M7*. Конструктивное устройство и гидросхема *LUDV*-гидрораспределителя приведены на рис. 6.1.

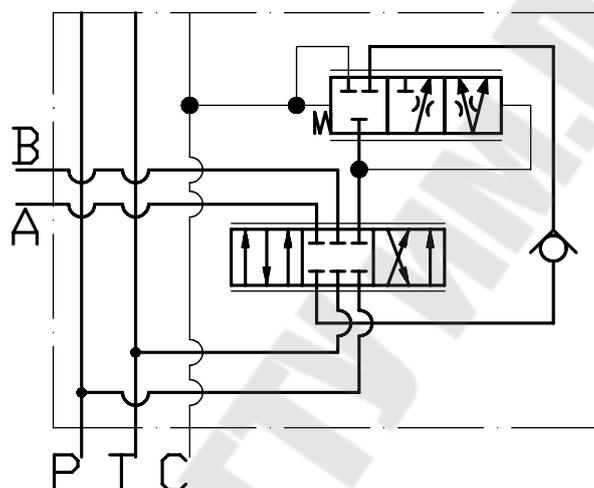
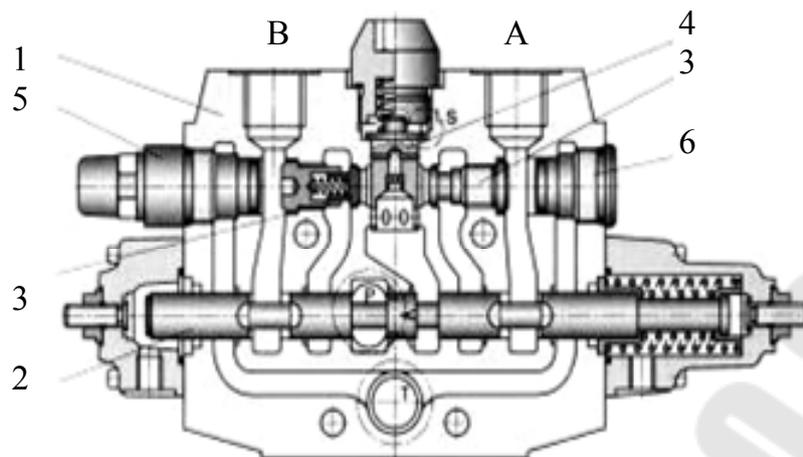


Рис. 6.1. Конструктивное устройство
и гидросхема *LUDV*-гидрораспределителя:

- 1 – корпус; 2 – золотник; 3 – обратные клапаны; 4 – клапан разности давлений;
5 – предохранительно-подпиточный клапан;
6 – подпиточный клапан; P – гидролиния подвода,
A, B – цилиндровые гидролинии, T – сливная гидролиния,
C – гидролиния управления

Суть аппарата, построенного по *LUDV*-принципу, заключается в том, что в каждой секции распределителя клапан разности давлений размещается не перед дросселирующей кромкой золотника секции, как в традиционных *LS*-распределителях, а после нее. При этом надклапанная (пружинная) полость клапана связана с общей гидролинией *LS*-управления распределителя C (то есть, в ней поддерживается давление, равное давлению на наиболее нагруженном потребителе), так что клапан поддерживает на своем входе давление, на постоянную величину превышающее давление в гидролинии управления C. Поскольку вход клапана связан с выходом золотника, получается, что

клапан поддерживает постоянную разность давлений между гидролинией управления и выходом золотника. Поскольку же вход золотника связан с напорной магистралью гидросистемы, перепад давлений на кромке гидрораспределителя $\Delta p_{ГР}$ оказывается равным

$$\Delta p_{ГР} = p_p - (p_C + \Delta p_k), \quad (6.1)$$

где p_p – давление в напорной магистрали;

p_C – давление в гидролинии управления С;

Δp_k – постоянная величина настройки гидроклапана разности давлений.

В норме (при отсутствии дефицита расхода) давление во входной магистрали p_p превышает давление в гидролинии управления p_C на постоянную величину Δp_{LS} , откуда следует, что перепад давлений на кромках золотника равен

$$\Delta p_{ГР} = \Delta p_{LS} + \Delta p_k. \quad (6.2)$$

Очевидно, что, пока в системе не развивается состояние дефицита расходов, величина в правой части выражения (6.2) является постоянной. Следовательно, перепад давлений на дросселирующей кромке гидрораспределителя также является постоянным, и регулирование расхода на рабочих органах осуществляется независимо от нагрузки и включения других рабочих органов.

Как только в системе возникает дефицит расходов и подачи насоса не хватает для обеспечения заданных скоростей исполнительных органов, начинает падать давление в напорной гидролинии, а, следовательно, и разность давлений Δp_{LS} между напорной гидролинией и гидролинией управления. Как следует из выражения (6.2), в результате начинают снижаться перепады давлений на дросселирующих кромках золотников, а следовательно, начинают синхронно падать величины расходов, настроенных каждой секцией.

Это снижение будет продолжаться до наступления равновесного состояния, при котором дальнейшее падение разности давлений между напорной гидролинией и гидролинией управления не происходит. Понятно, что это равновесное состояние соответствует ситуации, при которой сумма расходов рабочих секций равна подаче насоса.

Естественно, если подача насоса или сумма расходов начинает изменяться, вновь изменяется перепад между напорной гидролинией

и гидролинией управления, изменяется положение клапанов разности давлений секции, изменяются перепады на кромках золотников и, в конечном счете, расходы, настроенные секциями, вновь изменяются до достижения нового равновесного состояния.

Таким образом, система, в которой установлен *LUDV*-гидрораспределитель, действительно корректно обрабатывает ситуацию дефицита расходов, автоматически изменяя расходы, настроенные на каждом исполнительном органе так, чтобы их сумма была в точности равна величине входящего потока. Например, если мы подали на золотники трех секций *LUDV*-распределителя управляющие воздействия, соответствующие расходам 100, 200 и 300 л/мин, а подача насоса равна 300 л/мин, то расходы на рабочих органах будут равны соответственно 50, 100 и 150 л/мин. Если подача насоса упадет до 150 л/мин, то расходы на секциях изменятся до 25, 50 и 75 л/мин. Если после этого на третью секцию будет подано управляющее воздействие, соответствующее расходу 100 л/мин, то расходы на секциях изменятся и станут равными соответственно 37,5, 75 и 37,5 л/мин.

В качестве примера построения *LUDV*-системы рассмотрим гидросхему гусеничного экскаватора (рис. 6.2).

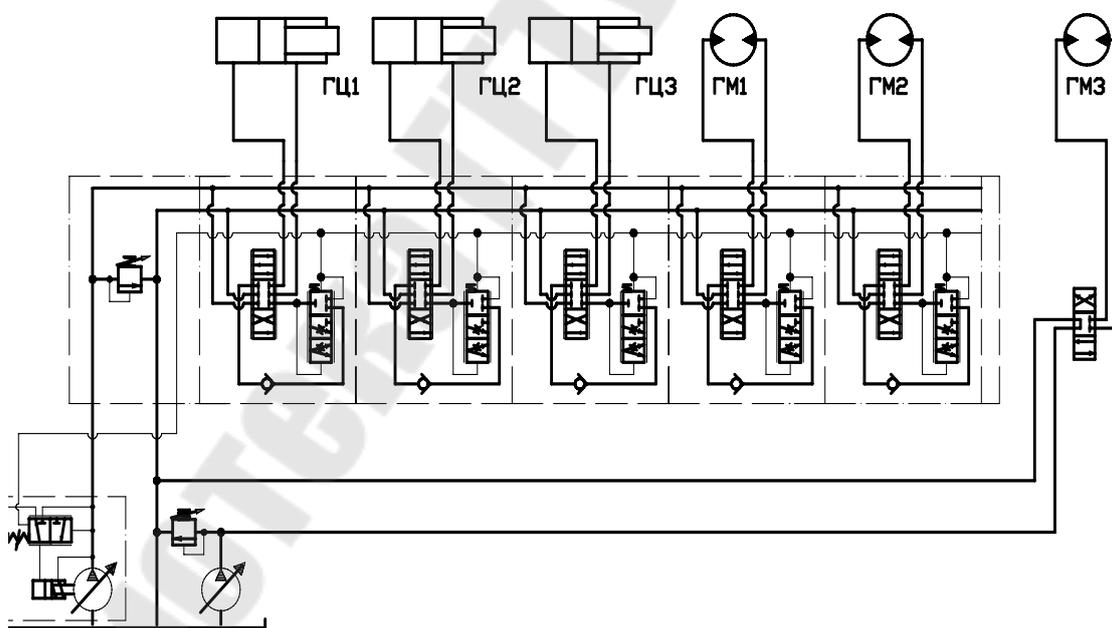


Рис. 6.2

Гидросистема включает в себя гидроцилиндры управления стрелой и ковшом ГЦ1–ГЦ3, два ходовых гидромотора ГМ1 и ГМ2, гидромотор поворота платформы ГМ3 и два отдельных контура управления – контур управления поворотом платформы, который

включает в себя регулируемый насос с дистанционным управлением подачи, предохранительный клапан и гидрораспределитель и *LUDV*-контур управления остальными рабочими органами, в состав которого входят пятисекционный *LUDV*-гидрораспределитель и *LS*-насос с регулятором перепада давлений.

Выделение управления механизмом поворота платформы в независимый контур вызвано приведенными выше, в начале главы 4, соображениями о необходимости обеспечения при проектировании *LS*-системы хотя бы приблизительного равенства давлений на исполнительных органах в течение всего рабочего цикла машины или, по крайней мере, большей его части. Дело в том, что операция поворота платформы, будучи относительно энергоемкой, сравнительно с общим циклом работы является кратковременной и выполняется эпизодически. В этих условиях выбор однопоточной схемы с включением этой операции в общий контур управления является нерациональным по следующим причинам. Если выбрать для поворота платформы гидромотор с большим рабочим объемом, то для обеспечения производительности машины и сокращения времени этой операции пришлось бы обеспечивать достаточно большой расход рабочей жидкости на гидромоторе ГМЗ, а это привело бы к чрезмерному увеличению типоразмера *LS*-насоса. К тому же, нельзя не учитывать, что завышение рабочего объема гидромотора вызывает и другие негативные последствия, такие, например, как рост его стоимости, массы и габаритов и увеличение диаметров трубопроводов. Гораздо логичнее выбирать для этой операции гидромотор малого типоразмера, требующий соответственно меньших расходов рабочей жидкости, но при этом соответственно вырастет давление на входе гидромотора, необходимое для выполнения поворота, а, следовательно, эта операция окажется наиболее нагруженной и, потребляя небольшой расход, будет определять давление в напорной магистрали, в то время как прочие одновременно выполняемые операции, потребляя больший расход, будут выполняться при заметно меньшем давлении. То есть, выбор гидромотора с малым рабочим объемом в однопоточной схеме приводит к снижению КПД привода и неудовлетворительной энергетике операции поворота платформы.

Именно по этой причине в рассматриваемой системе операция поворота платформы вынесена в отдельный контур высокого давления с небольшой подачей насоса, а остальные операции регулируются

основным *LUDV*-контуром управления. Такие схемы, в которых имеется общий контур управления, а на одну вспомогательную операцию выделяется отдельный контур, иногда в зарубежной практике именуются полуторapotочными.

Управление перемещением экскаватора и остальными рабочими операциями, кроме поворота платформы, как сказано выше, осуществляется посредством *LUDV*-гидрораспределителя. При этом решаются проблемы, связанные со спецификой работы экскаватора и заключающиеся в том, что регулирование скоростей исполнительных органов должно происходить в очень широком диапазоне, а, следовательно, всегда есть вероятность одновременного задания больших расходов на нескольких органах. Для данной системы такой случай является нормальным и не вызывает каких-либо отклонений от нормальной работы – пока подача насоса не является максимальной, увеличение задания на секции (перемещения золотника) сопровождается ростом скорости органа и не влияет на остальные органы, а как только насос выходит на максимум подачи, дальнейший прирост задания приводит к тому, что скорость данного исполнительного органа возрастает за счет притормаживания остальных органов, но настроенное оператором соотношение их скоростей остается неизменным.

К сожалению, как следует из рис. 6.1, *LUDV*-принцип, являясь элегантным с точки зрения схемотехники, конструктивно оказывается несколько неуклюжим. Дело в том, что в «классическом» *LS*-распределителе клапан разности давлений размещается в секции в гидрролинии подвода на входе в золотник, то есть, управляет давлением только в одной гидрролинии. В *LUDV*-распределителе он должен устанавливаться на выходе золотника, в цилиндрических гидрролиниях, а, следовательно, управлять давлением в двух разных гидрролиниях. Для того, чтобы реализовать эту функцию, применив лишь один конструктивный элемент, разработчик *LUDV*-принципа – фирма Mannesmann Rexroth – оказался вынужденным усложнить схему золотника и конструкцию корпуса – ввести дополнительные проточки золотника, и дважды пропускать поток рабочей жидкости через золотник – один раз через дросселирующую кромку золотника на вход гидроклапана разности давлений, а потом от выхода клапана через отсечную кромку в цилиндрическую гидрролинию.

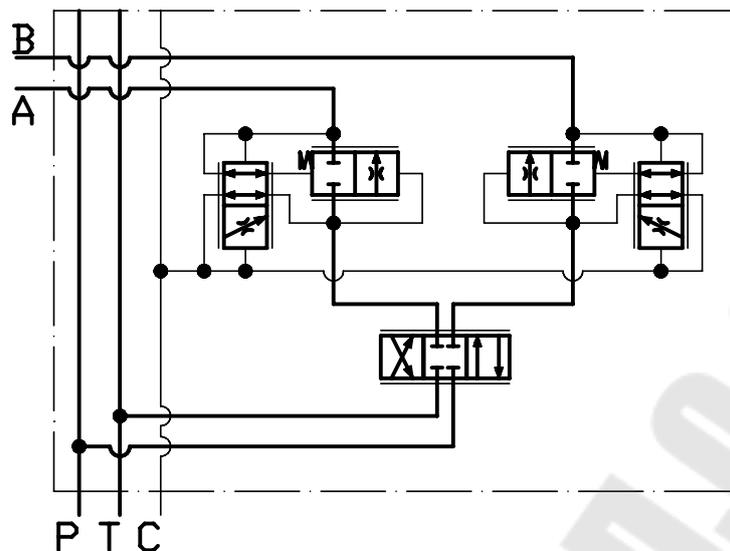


Рис. 6.3

Пожалуй, не менее красивым решением проблемы дефицита расходов в системах с адаптацией к нагрузке является предложенный германской фирмой Linde AG принцип LSC (Linde-Synchron-Control). Гидравлическая схема рабочей секции LSC-гидрораспределителя приведена на рис. 6.3.

В каждой секции LSC-гидрораспределителя на выходе золотника установлены два гидроклапана разности давлений непрямого действия, один из которых поддерживает разность давлений на кромках золотника при подаче рабочей жидкости к исполнительному органу в цилиндрическую гидролинию А, а второй – при подаче в гидролинию В. Конструктивно эти клапаны размещаются непосредственно в золотнике.

Гидроклапаны разности давлений конструктивно выполнены в виде аппаратов непрямого действия. Основной каскад каждого клапана установлен непосредственно на цилиндрической линии и поддерживает на своем входе, то есть на выходе дросселирующей кромки золотника, давление, на постоянную величину превышающее выходное давление управляющего каскада, которое, в свою очередь, определяется давлением в гидролинии управления С. То есть, принципиально LSC-гидрораспределитель работает подобно LUDV-гидрораспределителям и отличается от них, в основном, конструктивно. Соответственно поведение аппарата в ситуации дефицита расходов также оказывается аналогичным.

Преимуществом LSC-гидрораспределителя по сравнению с LUDV-гидрораспределителями является некоторое упрощение корпу-

са аппарата и возможность ограничиться однократным пропуском потока через золотник, а недостатком – заметное усложнение золотника и ухудшение гидравлических характеристик, всегда сопутствующее размещению в ограниченном пространстве внутри золотника полнопоточных элементов. Кроме этого, размещение гидроклапанов разности давления в золотнике лишает возможности выполнить их регулируемые для настройки потребителем индивидуального диапазона регулирования расхода на каждом исполнительном органе.

В целом, анализируя приведенные решения, основанные на размещении клапанов разности давлений секций после регулирующих кромок распределителя, можно прийти к выводу о том, что им присущ существенный недостаток – необходимость каким-то образом управлять давлением поочередно в двух цилиндрических гидролиниях. Хотелось бы рассмотреть возможность управления *LS*-системой в условиях дефицита подачи, сохраняя относительную простоту конструкции существующих *LS*-распределителей – один клапан разности давлений, желательно с возможностью настройки, простой корпус с минимальным количеством расточек, золотник без встроенных клапанов, максимальная унификация с существующими конструкциями.

Для реализации этой программы необходимо выяснить, возможно ли вообще управление в условиях дефицита подачи при сохранении размещения гидроклапана разности давлений на входе золотника. Очевидно, что для этого принципиально необходимо каким-то образом обеспечить зависимость величин настройки всех гидроклапанов *LS*-секций от величины общего *LS*-перепада (разности давлений между напорной магистралью и гидролинией управления) так, чтобы при снижении *LS*-перепада снижалась настройка клапанов, а следовательно, перепад давлений на регулирующих кромках всех золотников. Если бы указанная зависимость была обеспечена, при возникновении дефицита подачи система работала бы аналогично описанным ранее принципам *LUDV* и *LSC* – расходы, настроенные на исполнительных органах немедленно начали бы снижаться. При этом снижение продолжалось бы до стабилизации разности давлений между напорной магистралью и полостью наиболее нагруженного исполнительного органа, что возможно только в случае, когда сумма расходов, настроенных на исполнительных органах, не превышает подачу насоса (насосов).

Задача управления настройками гидроклапанов разности давлений секций по текущему значению *LS*-перепада при размещении гид-

роклапанов на входе золотника решена Гомельским ГСКТБ ГА. Следуя традиции, принцип, на котором основано такое решение, может быть назван принципом *LFDS*-регулирувания (load and flow deficit sensing – чувствительность к нагрузке и дефициту подачи).

Суть *LFDS*-принципа видна из рис. 6.4, на котором приведена принципиальная схема *LFDS*-системы. В данном случае приведена схема с объемной адаптацией к нагрузке, включающая в себя регулируемый *LS*-насос, *LFDS*-распределитель и исполнительные органы. В клапанной секции гидрораспределителя, аналогично схеме (рис. 5.1), установлен гидроклапан непрямого действия с двумя управляющими каскадами – каскадом предохранения, отвечающим за предохранение гидросистемы от перегрузки, и каскадом разности давлений, настроенным на величину, несколько превышающую настройку регулятора насоса, и работающим в условиях быстропеременных нагрузок, когда быстроедействие насоса оказывается недостаточным.

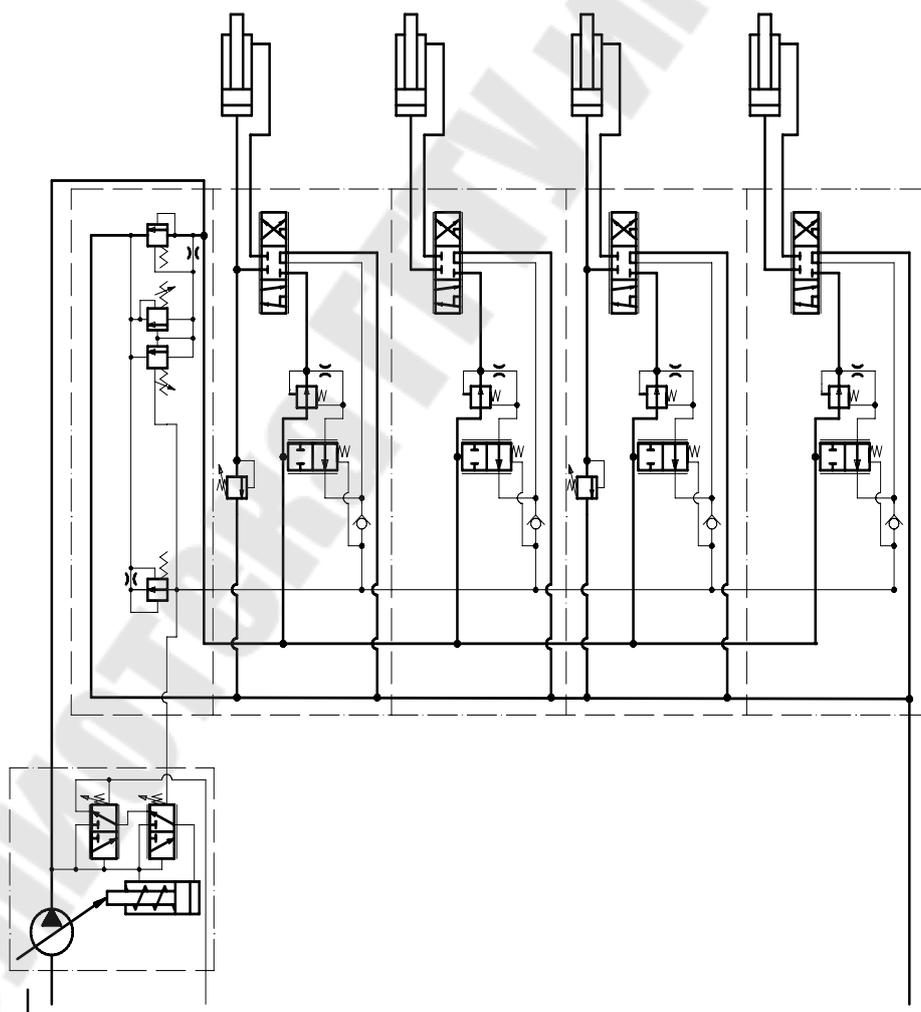


Рис. 6.4

Адаптация этой системы к нагрузке, очевидно, реализуется таким же образом, как и для схемы, приведенной на рис. 4.4.

Суть *LFDS*-принципа заключается в том, что гидроклапаны разности давлений, установленные в секциях гидрораспределителя, выполнены в виде аппаратов непрямого действия, состоящих из основного и управляющего каскадов, причем последние находятся под воздействием *LS*-перепада давлений. Как и в любом гидроклапане непрямого действия, поток управления от выхода основного каскада отбирается через дроссель, конструктивно выполненный в виде отверстия малого диаметра в самом регулирующем элементе (клапане) основного каскада, и поступает в надклапанную полость основного каскада и далее на вход управляющего каскада. При этом необходимо иметь в виду одно интересное свойство основного каскада. Поскольку разность давлений между его выходом и надклапанной полостью постоянна (она равна отношению усилия пружины основного каскада к площади клапана), расход управления, отбираемый через дроссель, также является постоянным, то есть по отношению к расходу управления основной каскад выполняет функции регулятора расхода постоянной настройки (ограничителя расхода).

Управляющие каскады гидроклапанов разности давлений секций выполнены в виде регулируемых дросселей с гидравлическим управлением, находящихся под воздействием *LS*-перепада. Пока *LS*-перепад является постоянным, эти дроссели находятся в некотором положении, определяемом величиной перепада и усилием пружины управляющего каскада. Их положение не изменяется, а следовательно, и сопротивление, которое они оказывают потоку управления, тоже является постоянным. В результате перепад давлений между входом и выходом управляющего каскада также является постоянным. Если теперь учесть, что выход управляющего каскада связан с линией управления секции, то есть с цилиндрической гидролинией подвода, то получаем, что давление на входе в управляющий каскад, то есть в надклапанной полости основного каскада, превышает давление в цилиндрической гидролинии подвода на постоянную величину. Следовательно, разность давлений между выходом основного каскада и цилиндрической гидролинией подвода также постоянна. Если учесть, что выход основного каскада является входом дросселирующей кромки золотника, а цилиндрическая гидролиния подвода – ее выходом, отсюда

следует, что перепад давлений на дросселирующей кромке постоянен, расход рабочей жидкости, поступающий на исполнительный орган, не зависит ни от давления на входе в гидрораспределитель, ни от нагрузки на исполнительном органе, а, следовательно, схема 6.5 обеспечивает независимое регулирование движения рабочих органов со скоростью, определяемой только положением золотника.

Приведенное рассуждение остается действительным только до тех пор, пока не возникает ситуация дефицита расходов, то есть *LS*-перепад (разность давлений между напорной магистралью и самым нагруженным рабочим органом) является постоянным и равен настройке регулятора насоса (или системного клапана разности давлений, размещенного в клапанной секции). Как только он начинает снижаться, управляющие каскады клапанов разности давления секций начинают одновременно перемещаться влево по чертежу, и перепад давлений, который они создают в потоках управления гидроклапанов, также начинает синхронно падать. Следовательно, начинают синхронно падать перепады давления на всех дросселирующих кромках золотников и соответственно настроенные на них расходы. Рассуждения, приведенные ранее при рассмотрении *LUDV*-принципа, позволяют понять, что это снижение расходов, настроенных на исполнительных органах, будет длиться до тех пор, пока не установится новое равновесное положение, при котором их сумма вновь не станет равной входящему расходу (подаче насоса).

Нетрудно видеть, что, если не считать конструктивных изменений гидроклапанов разности давлений секций, *LFDS*-гидрораспределитель в остальном полностью подобен *LS*-гидрораспределителю, схема которого приведена на рис. 4.4. Это обеспечило возможность унифицировать присоединительные размеры и значительную часть деталей аппаратов.

Унификация *LS* и *LFDS*-секций создает интересную возможность изготовления комбинированных гидрораспределителей, часть секций которых выполнена по *LFDS*-принципу, а часть представляет собой обыкновенные *LS*-секции. В таком аппарате при возникновении дефицита подачи изменение расхода обрабатывается только *LFDS*-секциями, а настроенный на *LS*-секциях расход остается неизменным. Таким образом, управляемые *LS*-секциями рабочие органы оказываются приоритетными, их скорость непосредственно задается операто-

ром или системой управления и не зависит от внешних факторов, а расходы на органах, управляемых *LFDS*-секциями, подстраиваются под ситуацию и при возникновении дефицита подачи синхронно снижаются таким образом, чтобы их сумма в любом случае была равна разности между подачей насоса и суммой расходов на приоритетных рабочих органах.

Возможность создания подобных смешанных распределителей заметно облегчает построение широкого круга возможных систем, позволяя, в частности, исключить из гидроприводов приоритетные клапаны, подобные элементу 2.1 (см. рис. 5.2).

Литература

1. Дорощенко, В. И. Гидросистемы, чувствительные к нагрузке: Проблемы и решения / В. И. Дорощенко, А. А. Гинзбург. – Москва : Строительные и дорожные машины, 1998. – № 5.
2. Рустанович, А. В.. Гидросистемы Load Sensing для экскаваторов / А. В. Рустанович. – Москва : Строительные и дорожные машины, 1995. – № 10.
3. H. Sculthorpe. Hydraulic Horsepower Comes out of Its Corner. *Hydraulics & Pneumatics*, 1989. № 3.
4. Enders H., Holländer C., Möller J., Tewes G. *Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen – Neues von Agritechnica 91. Ölhydraulik und Pneumatik*, 36 (1992), Nr 3, S. 143.
5. Hesse H. *Rückblick auf Entwicklungsschwerpunkte der Traktorhydraulik, Ölhydraulik und Pneumatik*, 43 (1999), Nr 10, S. 704.
6. Каталог изделий Гомельского РУП ГСКТБ ГА. КР 44ХХ Х08-01/10.00. Распределители гидравлические секционные типа РАМ. Гомель: РУП ГСКТБ ГА, 2000.
7. Каталог фирмы Mannesmann Rexroth GmbH. RE 64 127/09.97. Control block with load pressure independent flow distribution (LUDV) type SX 18. Lohr am Main: 1997.
8. Каталог фирмы Mannesmann Rexroth GmbH. RE 64 287/02.98. LUDV-control block type M7. Series 2X in both mono + sandwich design. Lohr am Main: 1998.
9. The user-friendly Linde Synchron Control System for performance enhancement combined with maximum energy efficiency. Aschaffenburg: Linde AG, 1990.
10. Каталог фирмы Robert Bosch GmbH. Wegeventile SB 12 LS. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1998.
11. Каталог фирмы Robert Bosch GmbH. Elektronisch-hydraulische Hubwerksregelung für Traktoren. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1998.
12. Каталог фирмы Robert Bosch GmbH. Bosch für Traktoren und Mähdrescher. Hydraulik, mit der Sie Ihre Felder schnell und sicher bearbeiten. Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1999.
13. Патент РБ № 1909, МКИ F 15 В 11/16, 1995.
14. Патент РБ № 3201, МКИ F 15 В 11/05, МКИ F 15 В 11/16, 1997.

Содержание

Глава 1. Дроссельное регулирование скорости исполнительного органа	4
Глава 2. Дроссельное регулирование при совмещении операций исполнительных органов	16
Глава 3. Основы построения гидросистем с адаптацией к нагрузке	26
Глава 4. Построение современных гидросистем с адаптацией к нагрузке	37
Глава 5. Примеры построения гидросистем с адаптацией к нагрузке	49
Глава 6. Адаптация к нагрузке и дефицит расходов. Дальнейшее развитие <i>LS</i> -принципа	61
Литература	76

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ
В ГИДРОСИСТЕМАХ И АДАПТАЦИЯ
ГИДРОПРИВОДА К НАГРУЗКЕ
(LS-ПРИНЦИП)**

**Курс лекций
для студентов специальности 1-36 01 07
«Гидропневмосистемы мобильных
и технологических машин»
дневной и заочной форм обучения**

Автор-составитель: Гинзбург Александр Анатольевич

Редактор *Л. Ф. Теплякова*

Компьютерная верстка *Н. В. Широглазова*

Подписано в печать 25.01.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.

Ризография. Усл. печ. л. 4,42. Уч. - изд. л. 4,74.

Изд. № 219.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:

Издательский центр

Учреждения образования «Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0133207 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48, т. 47-71-64.