

Методические указания к курсовой работе «Гидравлический расчет схемы гидропривода» для студентов специальности 150802.65 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика».

Составители: С.И. Харчук, А.В. Болдырев, А.А. Легошин.  
Набережные Челны: ИНЭКА, 2010.- 25 с.

Указания содержат необходимый и достаточный методический, справочный материал и приложения. Приводится список рекомендуемой литературы.

Ил. 2, табл. 4, библиогр. 5 назв., прилож. 1.

Рецензент: к.т.н., доцент В.И.Ильин

Печатается в соответствии с решением методической комиссии автомеханического факультета.

Камская государственная инженерно-экономическая академия, 2010 г.

## ЦЕЛЬ И СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Курсовая работа по гидравлическому расчету типовой схемы гидропривода является первым и самостоятельным практическим заданием непосредственно по специальности 150802 «Гидравлические машины, гидропривод и гидропневматика», базирующемся на первой части курса «Механика жидкости и газа».

Целью данной работы является привитие студентам навыков в практическом применении таких основных разделов, как:

- уравнение Бернулли;
- уравнение неразрывности;
- режимы течения жидкости в трубах;
- гидравлические сопротивления;
- основы расчета трубопроводов;
- гидравлический удар;
- закон количества движения.

В процессе выполнения курсовой работы студентами осваивается методика расчета гидравлических характеристик типовой схемы объемного гидропривода.

Гидравлический расчет гидропривода выполняется для двух режимов работы:

- быстрого подвода поршня силового гидроцилиндра;
- рабочего хода поршня.

Расчет системы при быстром подводе показывает, как влияют потери давления в магистралях на давление, создаваемое насосом. В результате расчета системы при рабочем ходе определяется необходимое гидравлическое сопротивление нерегулируемого дросселя для обеспечения заданной скорости движения поршня на этом режиме (дроссельное регулирование скорости выходного звена).

По предложенной методике рассчитываются основные

размеры проектируемого пакетного дросселя, и чертится его эскиз.

По итогам проверки на прочность отдельных участков трубопровода при гидравлическом ударе делается заключение об условиях работы системы. а при необходимости разрабатываются рекомендации по изменению параметров гидропривода.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГИДРОПРИВОДА И ПОРЯДОК РАБОТЫ ГИДРОСИСТЕМЫ

Гидроприводом называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в действие механизмов и машин с помощью жидкости под давлением.

Объемный гидропривод – это совокупность устройств, в число которых входит один или несколько гидродвигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством жидкости под давлением.

В зависимости от источника подачи рабочей жидкости объемный гидропривод может быть насосным, аккумуляторным и магистральным.

Объемный гидропривод с насосной подачей широко применяется в станках, машинах, механизированных и автоматизированных технологических линиях, во многих отраслях хозяйства, а также в транспортных, строительных, дорожных, сельскохозяйственных, складских и других машинах и механизмах.

В качестве рабочих жидкостей в гидроприводе применяются минеральные масла, которые одновременно обеспечивают смазку деталей, повышая их износостойкость.

Рассчитываемая гидросхема (для 1-го варианта – Приложение, рис.1, для 2-го варианта – Приложение, рис.2) является типовой схемой объемного гидропривода поступательного движения с насосной подачей и разомкнутой системой циркуляции рабочей жидкости. В качестве объемного гидродвигателя применен поршневой силовой гидроцилиндр с односторонним што-

к о м.

Нерегулируемый насос 1 обеспечивает постоянную подачу (расход) рабочей жидкости под давлением в гидросистему.

Для поддержания постоянного давления на выходе из насоса установлен предохранительный клапан 2. Величина этого давления определяется настройкой пружины клапана (давление настройки клапана). Если давление в системе превысит давление настройки, то он открывается, пропуская через себя часть жидкости в бак, и поддерживает заданное давление настройки клапана на выходе из насоса.

Золотниковый гидрораспределитель 3 позволяет изменить направление движения штока, а так же останавливать его в любом положении. Распределитель имеет три рабочие позиции, соответствующие трем положениям золотника. В исходной позиции напорная и сливная гидролинии соединены между собой и отсечены от рабочих трубопроводов, связывающих распределитель с цилиндром. В итоге масло, подаваемое насосом, будет свободно сливаться в бак.

При включении соответствующего электромагнита золотник смещается влево и переключает распределитель 3 в крайнюю правую позицию. При этом жидкость, подаваемая насосом, поступает в поршневую полость цилиндра, а находящаяся в штоковой полости – сливается в бак. Поршень начинает выдвигаться из цилиндра (прямой ход).

При быстром подводе поршня рабочая жидкость в обеих схемах движется через конечный переключатель 7. При этом потери давления по длине трубопровода и в местных сопротивлениях минимальны. Кроме того, на этом режиме к штоку не приложена нагрузка. Поэтому давление на выходе насоса сравнительно низкое, предохранительный клапан 2 закрыт, а значит, расход жидкости в напорной магистрали равен подаче насоса. Следовательно, при быстром подводе поршень движется с максимально возможной скоростью.

Рабочий ход характеризуется большой нагрузкой на шток

поршня. При этом конечный переключатель 7 размыкает гидролинию и жидкость движется через нерегулируемый дроссель. Дроссель создает большое сопротивление и увеличивает потери давления в магистрали (в 1-м варианте – в напорной, во 2-м варианте – в сливной). А нагрузка на штоке поршня увеличивает давление в поршневой полости до расчетного (рабочего). В результате давление на выходе из насоса достигает давления настройки клапана 2. Часть рабочей жидкости сливается через клапан в бак. При этом расход жидкости в напорной магистрали и скорость выдвигания поршня из цилиндра уменьшаются.

При отключении первого электромагнита и включении другого золотник смещается вправо и переключает распределитель 3 в крайнюю левую позицию. При этом жидкость, подаваемая насосом, поступает в штоковую полость цилиндра, а находящаяся в поршневой полости – сливается в бак. Поршень начинает задвигаться в цилиндр (обратный ход).

Дроссель 4 с обратным клапаном 5 предназначен для регулирования скорости движения поршня при обратном ходе (при этом жидкость движется через дроссель 4, а обратный клапан 5 закрыт). При прямом ходе дроссель 4 не влияет на работу системы, так как жидкость стремится двигаться через меньшее гидравлическое сопротивление (открытый обратный клапан 5). Поэтому на режимах прямого хода должны учитываться потери давления только в обратном клапане.

На рис.3 дано качественное представление о совместной работе насоса с предохранительным клапаном в координатах «давление-расход» (p-Q).

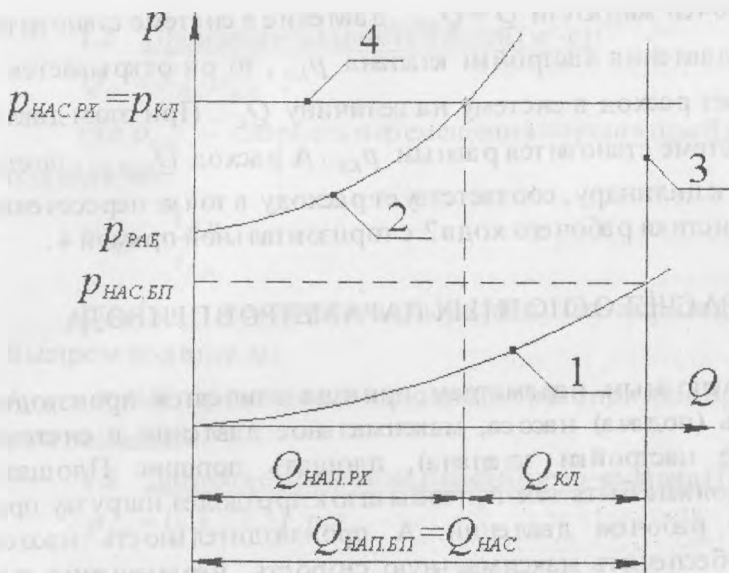


Рисунок 1. Графическое представление совместной работы насоса с предохранительным клапаном.

Характеристика нерегулируемого насоса показана на рисунке вертикальной прямой 3 ( $Q_{НАП\ БП} = Q_{НАС}$ ), а предохранительного клапана – горизонтальной прямой 4 ( $p_{НАС\ РХ} = p_{КЛ}$ ).

Если при заданном расходе  $Q_{НАС}$  работа системы обеспечивается давлением  $p_{НАС\ БП} < p_{КЛ}$  (характеристика быстрого подвода 1 на рис.1), то в поршневую полость цилиндра поступает жидкость с расходом  $Q = Q_{НАС}$  и давлением  $p = p_{НАС\ БП}$  (определяется по точке пересечения кривой 1 с вертикальной прямой 3).

Если сопротивление в системе возросло так, что при рас-

ходерабочей жидкости  $Q = Q_{НАС}$ , давление в системе становится больше давления настройки клапана  $p_{КЛ}$ , то он открывается и уменьшает расход в систему на величину  $Q_{ГЛ}$ . При этом давление в системе становится равным  $p_{КЛ}$ . А расход  $Q_{НАПРХ}$ , поступающий к цилиндру, соответствует расходу в точке пересечения характеристики рабочего хода 2 с горизонтальной прямой 4.

## 1 РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА

К основным параметрам привода относятся производительность (подача) насоса, максимальное давление в системе (давление настройки клапана), площадь поршня. Площадь поршня должна быть такой, чтобы шток преодолел нагрузку при заданном рабочем давлении. А производительность насоса должна обеспечить максимальную скорость перемещения выходного звена (скорость быстрого подвода поршня).

### 1.1 Необходимая площадь поршня ( $m^2$ ):

$$S_{П} = \frac{F_{Р.Х.}}{P_{РАБ}}, \quad (1)$$

где  $F_{Р.Х.}$  – усилие на штоке при рабочем ходе, Н;

$P_{РАБ.}$  – рабочее давление в цилиндре, Па.

Диаметр поршня ( $d_{П}$ ), найденный по значению  $S_{П}$ , необходимо округлить до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6540-68 [4, с. 54].

Используя новое значение площади поршня  $S_{П}$ , пересчитывается рабочее давление  $p_{РАБ}$ . В зависимости от него рекомендуются соотношения между диаметром штока ( $d_{Ш}$ ) и диаметром поршня (Приложение, таблица 1).

## 1.2 Производительность насоса (м<sup>3</sup>/с):

$$Q_H = S_{\text{п}} \cdot v_{\text{б.п.}}, \quad (2)$$

где  $v_{\text{б.п.}}$  – скорость перемещения поршня при быстром подводе, м/с.

$$v_{\text{б.п.}} = \frac{\ell_{\text{б.п.}}}{t_{\text{б.п.}}}, \quad (3)$$

где  $\ell_{\text{б.п.}}$  – перемещение выходного звена привода при быстром подводе, м;

$t_{\text{б.п.}}$  – время перемещения выходного звена привода при быстром подводе, с.

## 1.3 Давление настройки переливного клапана (Па):

$$p_{\text{кл}} = (1.3 \dots 1.5) \cdot p_{\text{раб}} \quad (4)$$

## 2 РАСЧЁТ ПРИВОДА ПРИ БЫСТРОМ ПОДВОДЕ

При быстром подводе полезной нагрузки на поршне нет. Давление, создаваемое насосом на этом режиме, должно компенсировать потери давления в напорной магистрали и обеспечить в рабочей полости давление, необходимое для преодоления гидравлических сопротивлений сливной магистрали при проталкивании (сливе) через нее жидкости из штоковой полости цилиндра.

Напорная и сливная магистрали гидросистемы являются сложными трубопроводами. Потери напора (давления) в них складываются из путевых потерь и потерь в местных сопротивлениях (повороты, разветвления, внезапное расширение, внезапное сужение, потери в гидроаппаратах и т.д.)

### 2.1 Путевые потери

Путевые потери – потери на трение по длине трубопрово-



да, рассчитываются как для напорной линии, так и для сливной по формуле Дарси-Вейсбаха.

$$\Delta p_{\text{нвм}} = \lambda \cdot \frac{\ell}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$\ell$  – длина магистрали, м;

$d$  – внутренний диаметр магистрали, м;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости при заданной температуре, кг/м<sup>3</sup> (Приложение, таблица 2);

$v$  – средняя скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от режима течения жидкости и может быть определена по графику Мурина [2, рис.1 б2] или посчитана по эмпирическим формулам.

При ламинарном режиме течения ( $0 \leq Re \leq 2320$ ),  $\lambda$  определяется по формуле Пуазейля:

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (6)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса.

При турбулентном режиме в гидравлически гладких трубах ( $2320 \leq Re \leq 500 \frac{d}{\Delta_3}$ ;  $\Delta < \delta_l$ ),  $\lambda$  определяется по формуле Блазиуса:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (7)$$

где  $\Delta_3$  – эквивалентная шероховатость трубы, м.

$\Delta$  – шероховатость трубы, м.

Труба считается гидравлически гладкой, если величина

шероховатости  $\Delta$  (Приложение, таблица 3) меньше толщины ламинарного подслоя на стенке трубы  $\delta_{II}$  (м).

$$\delta_{II} = \frac{0.0342}{\text{Re}^{0.875}} \quad (8)$$

При турбулентном режиме в гидравлически шероховатых трубах ( $2320 \leq \text{Re} \leq 500 \frac{d}{\Delta_3}$ ;  $\Delta > \delta_{II}$ ),  $\lambda$  определяется по формуле

Альпшуля:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0.25} \quad (9)$$

При турбулентном режиме в гидравлически шероховатых трубах (область квадратичного сопротивления  $\text{Re} > 500 \frac{d}{\Delta_3}$ ),  $\lambda$  определяется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0.25} \quad (10)$$

Число Рейнольдса для цилиндрических труб определяется по формуле:

$$\text{Re} = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (11)$$

$\nu$  – кинематический коэффициент вязкости при заданной температуре,  $\text{м}^2/\text{с}$  (Приложение, таблица 2).

Внутренний диаметр трубопровода определяется из расчета толщины стенки и внешнего диаметра трубопровода.

$$d = D - 2 \cdot \delta_{CT} \quad (12)$$

где  $D$  – наружный диаметр трубопровода, м;

$\delta_{CT}$  — толщина стенки, м.

Толщина стенки трубопровода определяется из условия прочности.

$$\delta_{CT} = \frac{p_{КЛ} \cdot d}{2 \cdot [\sigma_p]}, \quad (13)$$

где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение при растяжении со знаком переменной нагрузкой, Па (Приложение, таблица 4).

Средняя скорость жидкости в соответствующей магистрали определяется по формуле:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \quad (14)$$

где  $Q$  — расход жидкости в соответствующей магистрали, м<sup>3</sup>/с;

$S$  — площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>.

Расход жидкости в напорной магистрали при быстром подводе равен подаче насоса ( $Q_{НАП} = Q_{НАС}$ ), а в сливной магистрали определяется по формуле:

$$Q_{СЛ} = Q_{НАС} \cdot \frac{S_{II} - S_{Ш}}{S_{II}}, \quad (15)$$

где  $S_{Ш}$  — площадь штока, м<sup>2</sup>.

## 2.2 Местные потери

Местные потери обусловлены местными гидравлическими сопротивлениями, т.е. такими элементами трубопроводов, в которых вследствие изменения размеров или конфигурации русла происходит изменение скорости потока, отрыв потока от стенок русла и возникновение вихрей.

Потери давления в каждом местном сопротивлении определяются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta p_{\text{м}} = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (16)$$

где  $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления. [3, 5]

Если режим течения ламинарный, то потери давления в местных сопротивлениях ищутся с учетом потерь на трения в самом местном сопротивлении [3].

### 2.3 Суммарные потери давления в магистрали (Па)

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м}} = \left( \lambda \cdot \frac{\ell}{d} + \sum \zeta \right) \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (17)$$

В случае если участки трубопровода имеют различные проходные сечения, коэффициенты путевых и местных сопротивлений определяются отдельно для каждого участка, следовательно, и потери давления определяются для каждого участка.

### 2.4 Построение характеристик сети

Гидравлической характеристикой сети называется зависимость потерь давления (напора) в сети от расхода жидкости  $\Delta p = f(Q)$ . Согласно [2, 5] эта зависимость может быть представлена в виде:

$$\Delta p = k \cdot Q^2 \quad (18)$$

где  $k$  – коэффициент сопротивления сети для турбулентного течения,  $\frac{\text{Па}}{\text{м}^6/\text{с}^2}$ .

Объемно, проходное сечение напорной магистрали отличается от сливной, поэтому потери давления определяются отдельно, как для напорной, так и для сливной магистралей, по формуле (17). Далее необходимо вычислить сопротивления соответствующей магистрали.

Затраченное на преодоление сопротивления сливной маги-

стали давление равно избыточному давлению в штоковой полости силового гидроцилиндра.

$$p_{\text{СЛ}}^{\text{изб}} = \Delta p_{\text{СЛ}}. \quad (19)$$

Это давление вызывает усилие, действующее на поршень со стороны штоковой полости (Н):

$$F_{\text{П}} = p_{\text{СЛ}}^{\text{изб}} \cdot (S_{\text{П}} - S_{\text{Ш}}). \quad (20)$$

Давление в поршневой полости цилиндра, необходимое для уравновешивания этого усилия (Па):

$$p_{\text{П}} = \frac{F_{\text{П}}}{S_{\text{П}}}. \quad (21)$$

Давление создаваемое насосом (Па) при быстром подводе определяется по формуле:

$$p_{\text{НАС.БП}} = p_{\text{П}} + \Delta p_{\text{НАП}}, \quad (22)$$

где  $\Delta p_{\text{НАП}}$  – потери давления в напорной магистрали, Па.

Для построения суммарной (сливной и напорной) характеристики сети, необходимо потери давления в сливной линии «привести» к расходу в напорной линии с помощью приведенного коэффициента сопротивления сливной магистрали:

$$k_{\text{СЛ}}^{\text{пр}} = \frac{(S_{\text{П}} - S_{\text{Ш}})^3}{S_{\text{П}}^3} \cdot k_{\text{СЛ}}. \quad (23)$$

тогда зависимость суммарной характеристики сети примет вид:

$$p_{\text{НАС.БП}} = (k_{\text{СЛ}}^{\text{пр}} + k_{\text{НАП}}) \cdot Q_{\text{НАС}}^2 \quad (24)$$

Для качественного анализа работы гидросистемы при быстром подводе строятся характеристики сливной, приведенной сливной и напорной магистралей.

Затем графическим способом получается суммарная характеристика (суммирование приведенной сливной и напорной ха-

рактеристики) при быстром подводе.

На ее пересечении с вертикальной прямой  $Q = Q_{НАС}$  определяется давление развиваемое насосом  $P_{НАС \cdot БП}$ .

### 3 РАСЧЁТ ПРИВОДА ПРИ РАБОЧЕМ ХОДЕ

Рабочий ход характеризуется большими нагрузками на штоке поршня, малыми скоростями его движения, максимальными давлениями в системе.

Из формулы (2) видно, что для обеспечения необходимой скорости штока на этом режиме, необходимо уменьшить производительность насоса. Однако в данном гидроприводе эксплуатируется нерегулируемый насос с постоянной подачей  $Q_H$ , поэтому применяют дроссельный способ регулирования скорости, который реализуется следующим образом.

В начале рабочего хода конечный переключатель 7 размыкает напорную линию, и жидкость поступает в поршневую полость цилиндра через дроссель 6 с заданным большим сопротивлением, что приводит кросту потерь давления в магистрали.

Кроме того, к штоку цилиндра прилагается нагрузка, которая создает рабочее давление в поршневой полости цилиндра.

Поэтому давление на выходе насоса возрастает до давления открытия предохранительного клапана 2 (давления настройки):

$$P_{КЛ} = (k_{НАП} + k_{СЛ}^{np}) \cdot Q_{НАП}^2 + P_{РАБ}. \quad (25)$$

Часть жидкости, подаваемой насосом, сливается обратно в бак, и расход жидкости в напорной магистрали, а значит и скорость перемещения штока, уменьшается.

Задача расчета заключается в определении сопротивления дросселя 6, которым обеспечиваются заданные параметры рабочего хода.

### 3.1 Скорость перемещения поршня при рабочем ходе (м/с):

$$v_{p.x.} = \frac{\ell_{p.x.}}{t_{p.x.}}, \quad (26)$$

где  $\ell_{p.x.}$  – перемещение выходного звена привода при рабочем ходе, м;

$t_{p.x.}$  – время перемещения выходного звена привода при быстром подводе, с.

### 3.2 Расход жидкости в напорной магистрали при рабочем ходе (м<sup>3</sup>/с):

$$Q_{нап} = S_{п} \cdot v_{p.x.} \quad (27)$$

Расход жидкости в сливной магистрали при рабочем ходе определяется по формуле:

$$Q_{сл} = Q_{нап} \cdot \frac{S_{п} - S_{ш}}{S_{п}} \quad (28)$$

### 3.3 Путевые потери

Путевые потери при рабочем ходе определяются по формулам (5-11, 14) с учетом изменившихся расходов жидкости и длин напорной (1-й вариант) и сливной (2-й вариант) магистралей.

### 3.4 Сопротивление дросселя

Так как коэффициент сопротивления дросселя  $\zeta_{др}$  пока неизвестен, местные потери напора определяются в 1-м варианте только для сливной (а во 2-м варианте только для напорной) магистрали с учетом изменившегося расхода жидкости по формуле Вейсбаха (16).

Далее в 1-м варианте по формулам (18, 23) вычисляются коэффициенты сопротивления сливной магистрали  $k_{сл}$  и  $k_{сл}^{пр}$  (во 2-м варианте – коэффициент сопротивления напорной магистрали  $k_{нап}$ ).

Затем по формулам (25) для 1-го варианта находится коэффициент сопротивления напорной магистрали  $k_{нап}$ , а для 2-го варианта – коэффициенты сопротивления сливной магистрали  $k_{сл}^{пр}$  и  $k_{сл}$  с учетом зависимости (23).

В 1-м варианте по найденному значению коэффициента сопротивления  $k_{нап}$  (во 2-м варианте  $k_{сл}$ ), из формул (17,18) определяют суммарные и местные потери давления в напорной (во 2-м варианте – в сливной) магистрали при рабочем ходе.

Тогда коэффициент сопротивления дросселя  $\zeta_{др}$  находят из формулы Вейсбаха (16) с учетом коэффициентов сопротивления других местных сопротивлений магистрали.

По результатам расчета при вводе при рабочем ходе строятся характеристики сливной, приведенной сливной и напорной магистралей, горизонтальная прямая  $p = p_{раб}$ , а также характеристика предохранительного клапана 2 (горизонтальная прямая  $p = p_{кл}$ ).

Затем, согласно формулам (25), графическим способом получается суммарная характеристика рабочего хода (суммирование приведенной сливной и напорной характеристик с горизонтальной прямой  $p = p_{раб}$ ).

На ее пересечении с вертикальной прямой  $Q = Q_{нап}$  определяется давление развиваемое насосом  $p_{нас}$ , которое при данном режиме работы должно совпадать с давлением настройки  $p_{кл}$  предохранительного клапана 2.



#### 4 РАСЧЁТ ДРОССЕЛЯ

При выполнении дросселя в виде тонкой шайбы (диафрагмы) с круглым отверстием, дросселирующее воздействие на протекающую через него жидкость обусловлено сжатием потока при входе в отверстие и внезапным его расширением на выходе.

При необходимости обеспечения большего, чем на шайбе, сопротивления дроссели выполняют многоступенчатыми, состоящими из нескольких тонких шайб (пакетный дроссель) [2].

Уравнение потерь давления на дросселе (Па) имеет вид

$$\Delta p_{др} = \zeta_{др} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} = \zeta_{др} \cdot \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{S}\right)^2}{2} = \zeta_{др} \cdot \frac{\rho \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}\right)^2}{2}, \quad (29)$$

причем расход жидкости  $Q$  и внутренний диаметр  $d$  относятся к той магистрали, в которой расположен дроссель 6.

Считая характер сопротивления дросселя близким к жиклеру, формула для расхода через него записывается следующим образом:

$$Q = \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{др}}{\rho}}, \quad (30)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода через дроссель, 0,62;

$S_{др}$  – площадь дросселирующего отверстия,  $\text{м}^2$ .

Объединив формулы (29, 30), определим параметры нерегулируемого дросселя 6, исходя из значения коэффициента сопротивления  $\zeta_{др}$ .

**4.1 Необходимая площадь дросселирующего отверстия (м<sup>2</sup>):**

$$S_{др} = \frac{\pi \cdot d^2}{4 \cdot \mu \cdot \sqrt{\zeta_{др}}} \quad (31)$$

Найденный отсюда диаметр круглого отверстия в шайбе  $d_{др}$ , должен удовлетворять условию  $d_{др} \geq 1,2$  мм, в противном случае принимается решение о проектировании пакетного дросселя.

Для пакетного дросселя справедливо выражение

$$Q = \frac{K}{\sqrt{n}} \cdot \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{др}}{\rho}} \quad (32)$$

где  $K$  – коэффициент, учитывающий взаимовлияние ступеней, 1,25;

$n$  – число дроссельных шайб.

С помощью формулы (32), задаваясь минимально допустимым диаметром отверстия в шайбе, находят необходимое число дроссельных шайб  $n$  в пакете.

#### **4.2** Расстояние между шайбами (м):

$$l_{др} = (3 \div 5) \cdot d_{др} \quad (33)$$

#### **4.3** Толщина шайбы (м):

$$l_{ш} \leq (0,4 \div 0,5) \cdot d_{др} \quad (34)$$

#### **4.4** Диаметр шайбы (м):

$$d_{ш} \geq 10 \cdot d_{др} \quad (35)$$

В курсовой работе необходимо вычертить схематично эскиз спроектированного многоступенчатого дросселя на отдельном листе пояснительной записки.

## 5 ПРОВЕРКА ТРУБОПРОВОДА НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ УДАРЕ

Гидравлическим ударом называется резкое повышение или понижение давления в напорном трубопроводе, вызванное изменением во времени скорости движения жидкости, связанным с быстрым срабатыванием запорного устройства трубопровода. Гидравлический удар может привести к поломке и даже разрушению элементов системы, вызвать разрыв трубопровода.

За время срабатывания ( $T_3$ ) конечного переключателя скорость движения рабочей жидкости в трубопроводах уменьшается от скорости, соответствующей холостому ходу поршня, до скорости, соответствующей режиму его рабочего хода.

Согласно закону сохранения энергии, уменьшение кинетической энергии движущегося потока приводит к увеличению потенциальной энергии давления.

От зоны начального изменения давления вблизи запорного устройства изменение давления распространяется по трубопроводу со скоростью распространения ударной волны в данной жидкости (формула Н.Е. Жуковского).

### 5.1 Скорость распространения ударной волны (м/с)

$$a = \frac{\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_{ж}}{E_{ст}} \cdot \frac{d}{\delta_{ст}}}}, \quad (36)$$

где  $E_{ж}$  – объемный модуль упругости рабочей жидкости, освобожденной от растворенных газов, Па (Приложение, Таблица 2);

$E_{ст}$  – объемный модуль упругости материала трубопровода, Па (Приложение, таблица 4).

## 5.2 Фаза гидроудара (с)

$$T_{\phi} = \frac{2 \cdot L}{a}, \quad (37)$$

где  $L$  – длина расчетного участка, м.

В 1-м варианте расчетным участком является (5-в-г-д-7), а во 2-м варианте – (и-к-л-м-н-7).

В зависимости от полученного значения фазы  $T_{\phi}$  делают вывод о типе гидроудара. Если время срабатывания переключателя  $T_3 \leq T_{\phi}$ , гидравлический удар будет прямым (38), в противном случае произойдет непрямой гидроудар с меньшим повышением давления (39).

## 5.3 Повышение давления при прямом гидроударе (Па)

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot a \cdot (v_{ж.бп} - v_{ж.рх}), \quad (38)$$

где  $v_{ж.бп}$  – средняя скорость течения жидкости в расчетной магистрали при быстром подводе поршня, м/с;

$v_{ж.рх}$  – средняя скорость течения жидкости в расчетной магистрали при рабочем ходе поршня, м/с.

## 5.4 Повышение давления при непрямом гидроударе (Па)

$$\Delta p_{уд} = \rho \cdot a \cdot (v_{ж.бп} - v_{ж.рх}) \cdot \frac{T_{\phi}}{T_3}, \quad (39)$$

## 5.5 Максимальное давление в трубе при гидроударе (Па)

- для 1-го варианта:

$$P_{max} = P_{кл} + \Delta p_{уд}, \quad (40)$$

- для 2-го варианта:

$$P_{max} = P_{кл} - P_{раб} + \Delta p_{уд}. \quad (41)$$

## 5.6 Напряжение разрыва на стенке трубы (Па)

$$\sigma_{\text{РАЗР}} = \frac{p_{\text{МАХ}} \cdot d}{2 \cdot \delta_{\text{СТ}}}, \quad (42)$$

Полученное значение напряжения разрыва  $\sigma_{\text{РАЗР}}$  сравнивается с ранее выбранным допустимым напряжением  $[\sigma_p]$ . Если трубопровод не выдерживает гидроудар ( $\sigma_{\text{РАЗР}} > [\sigma_p]$ ), то необходимо разработать ряд рекомендаций по изменению параметров привода для снижения напряжения разрыва на стенке трубы  $\sigma_{\text{РАЗР}}$  [2].

## ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 3. – 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 864 с.
2. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
4. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – 512 с.
5. Чугаев Р.Р. Гидравлика (техническая механика жидкости). – 4-е изд., перераб. и доп. – Л.: Энергоиздат, Ленинградское отделение, 1982. – 672 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1. Рекомендуемые соотношения между диаметрами штока и поршня в зависимости от рабочего давления в гидросистеме

$p_{РАБ}$ , МПа	$d_{Ш}/d_{П}$
$\leq 1,5$	0,3...0,35
1,5...5,0	0,5
5,0...10,0	0,7

Таблица 2. Технические характеристики рабочих жидкостей

Обозначение по ГОСТ 17479.4-87			
Марка масла	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Вязкость кинематическая $\nu$ при 40 °С, сСт (мм <sup>2</sup> /с)	Модуль упругости жидкости $E_{ж}$ , МПа
<b>И-Г-С-32</b>	880 (885)	24-30	1400
<b>И-Г-С-46</b>	885	39-50	1450
<b>И-Г-С-68</b>	890	55-65	1600
	895	76-85	1600
<b>И-Т-С-100</b>	900	110-125	1350
<b>И-Т-С-150</b>	900	148-165	1600
<b>И-Т-С-220</b>	900	186-205	1500
<b>И-Т-С-320</b>	905	265-280	1550
	910	320-348	1550

Таблица 3. Шероховатость труб и каналов

Характеристика по поверхности труб	$\Delta_3$ , мм.	$\Delta$ , мм.
Труба новая стальная	0,02...0,5	0,02...0,1
Труба цельнотянутая латунная	0,0015...0,01	0,0015...0,01
Труба цельнотянутая медная	0,0015...0,02	0,0015...0,01

Таблица 4. Физические свойства материалов трубопроводов

Материал трубопровода	$E_{ст}$ , Па	$[\sigma_p]$ , МПа
Сталь малоуглеродистая	$(2,0...2,1) \cdot 10^{11}$	160
Медь холоднотянутая	$1,3 \cdot 10^{11}$	30...120
Латунь холоднотянутая	$(0,9...1,0) \cdot 10^{11}$	70...140



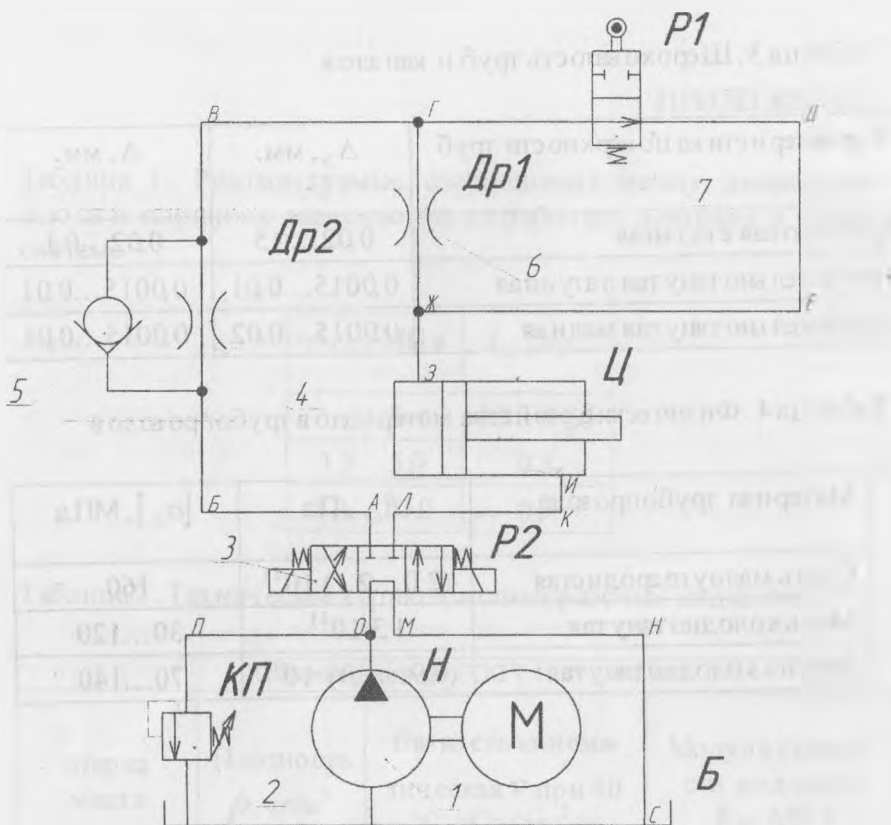


Рисунок 2 – Схема гидропривода с установкой дросселя на напорной линии

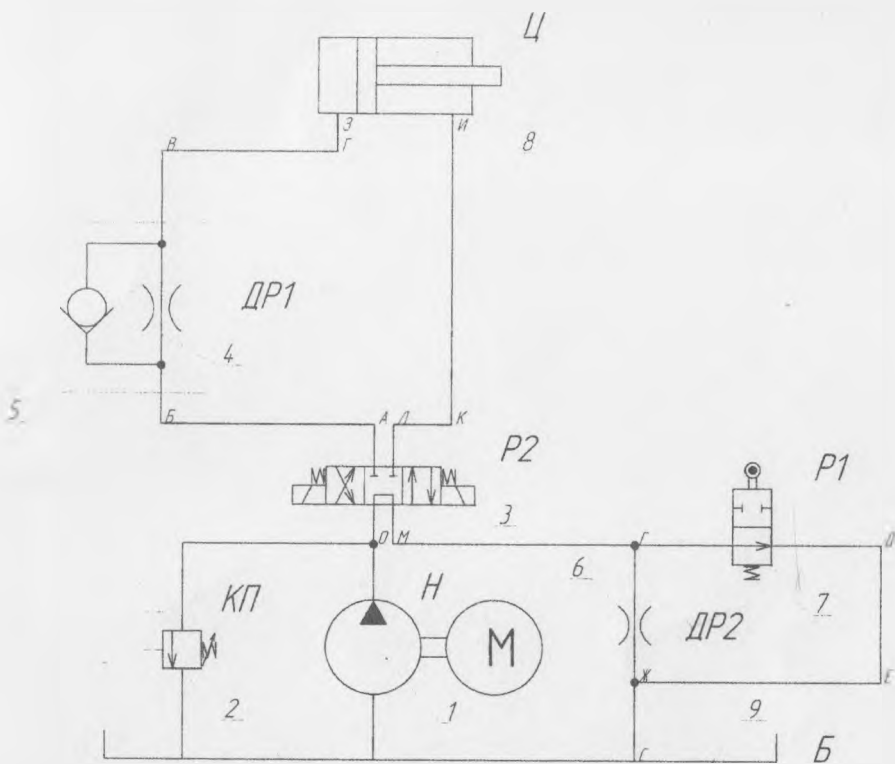


Рисунок 3 – Схема гидропривода с установкой дросселя на сливной линии