

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ LS-РЕГУЛЯТОРА НА ЕГО БЫСТРОДЕЙСТВИЕ

М. И. Петоченко

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

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

В настоящее время существуют гидравлические схемы гидросистем с объемной (регулируемый насос) и клапанной (нерегулируемый насос) адаптацией к нагрузке. Системы с объемной адаптацией по уровню потерь мощности превосходят системы с клапанной адаптацией, однако при этом значительно уступают им в быстродействии. Недостаточное быстродействие может привести к торможению или полной остановке наиболее нагруженного органа при резком увеличении нагрузки и к потере мощности – при резком уменьшении нагрузки [1].

Как правило, системы с объемной адаптацией включают в себя LS-регулятор разности давления, который поддерживает постоянный перепад давления на дроселирующем элементе, расположенном в напорной линии насоса между насосом и гидродвигателем. Он, как правило, состоит из двух элементов. Первый элемент обычно выполняется в виде направляющего гидроаппарата с цилиндрическим золотником, который настраивается на низкий перепад давления. Второй элемент имеет вид направляющего гидроаппарата с цилиндрическим золотником или клапан давления, который обеспечивает либо регулирование объема насоса, либо сброс рабочей жидкости, соответственно, при превышении перепада давления настройки первого элемента [2].

Целью данной работы является определение влияния конструктивных особенностей LS-регулятора на его быстродействие и предложение способов по усовершенствованию конструкции.

На степень быстродействия LS-регулятора разности давления влияют величина рабочего давления, параметры рабочей жидкости, конструктивные особенности запорно-регулирующего элемента и т. д. [1].

Рассмотрим способы увеличения быстродействия *LS*-регулятора разности давления на примере усовершенствования наиболее перспективной конструкции (рис. 1), запатентованной корпорацией *Kayaba Industry* в 2011 г. [6]. Схема насосной установки 1 содержит регулируемый аксиально-поршневой насос 2 и *LS*-регулятор 3. Регулируемый насос 2 имеет регулирующий цилиндр 16. Шток поршня цилиндра 16 соединен с наклонным диском насоса 2 (на рисунке не показан) и регулятором 3, благодаря чему регулируется рабочий объем (подача) насоса 2. Напорный трубопровод 4 служит для передачи давления к рабочему органу (на рисунке не показан). Регулятор 3 включает в себя два клапана: 5 и 7. Первый клапан 5 является клапаном управления расходом и представляет собой трехходовой двухпозиционный распределитель, настроенный на низкий перепад давления (до 1 МПа). Второй клапан 7 выполнен в виде клапана давления, предназначенного для сброса рабочей жидкости в бак.

В каждом случае клапаны 5 и 7 имеют регулируемые пружины 6 и 8, соответственно, со стороны которых действует управляющее *LS*-воздействие от рабочего органа (линия 13).

Клапан регулировки расхода 5 имеет первое (а) и второе (b) положение. В первом положении (а) давление P из линии управления 12 воздействует на золотник 10 и смещает его вправо. В этом случае давление P из линии 12 по линии управления 22 (давление A) подается в поршневую полость регулировочного цилиндра 16, подача насоса 2 уменьшается. Это происходит при превышении давлением, со стороны линии 12, усилия, создаваемого регулируемой пружиной 6, и давления в линии *LS*-управления 13. Для ограничения давления, подаваемого в цилиндр в линии 14, установлен дроссель 17. В исходном положении (положении b), показанном на рисунке, линия 14 соединена с линией низкого давления 15, и жидкость из цилиндра 16 вытеснится в бак, за счет действия пружины 18. При этом клапан давления 7 находится в закрытом положении (положение b) и не пропускает жидкость из линии 12 в бак (линия 15), за счет усилия, создаваемого регулируемой пружиной 8 и давления в линии *LS*-управления 13. Открытие клапана 7 происходит в случае, если перепад давления в линиях управления 12 и 13 превысит перепад давления настройки клапана 5.

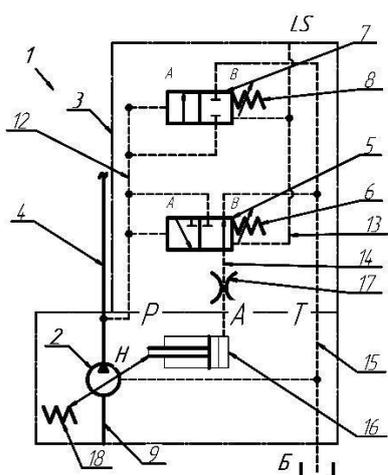


Рис. 1. Схема насосной установки

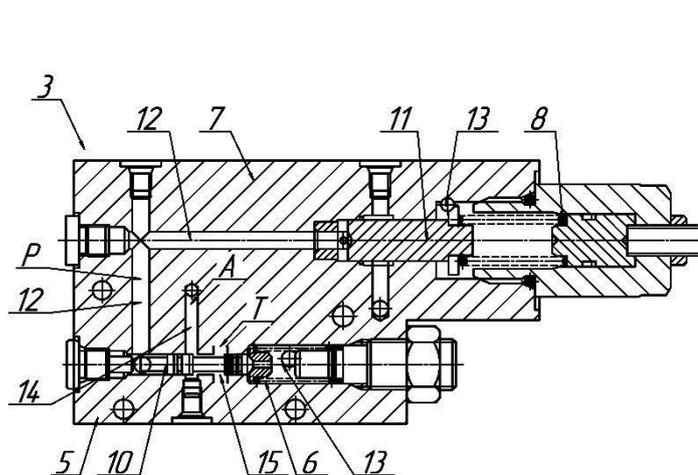


Рис. 2. Конструкция *LS*-регулятора

Для перемещения золотника 10 клапана регулировки расхода 5 вправо необходимо в линии 12 создать некоторое усилие F , способное преодолеть силы сопротив-

ления его перемещению, поэтому быстродействие регулятора будет функционально зависеть от скорости роста давления $P(t)$. Рассмотрим силы, действующие на золотник LS -регулятора при диаметре золотника $d_3 = 0,01$ м, плотности рабочей жидкости $\rho = 980$ кг/м³; ее кинематической вязкости $\nu = 46$ сСт/м³, давлении $P = 25$ МПа и расходе $Q = 80$ л/мин.

Условие перемещения золотника LS -регулятора:

$$\frac{\pi d_3^2}{4} P(t) \geq F_{\text{тр}} + F_{\text{гд}} + F_{\text{п}}.$$

Сила трения $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} + F_{\text{в.тр}}$ состоит из двух составляющих, при этом при движении золотника на него будет действовать сила вязкого (жидкостного) трения $F_{\text{в.тр}}$, а при остановке – сила трения покоя $F_{\text{тр.п}}$, вызванная «зашемлением» золотника за счет несимметричного распределения давления жидкости в рабочем зазоре [1]:

$$F_{\text{тр.п}} = f_{\text{тр.п}} \cdot \pi d_3 \sum l \frac{\Delta P_3}{2}; \quad F_{\text{в.тр}} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot \nu_3 \cdot \pi d_3 \cdot \sum l}{\delta}.$$

Таким образом, сила трения при значении коэффициента трения покоя при смазке стальных поверхностей минеральным маслом $f_{\text{тр.п}} = 0,1$ [5]; длине контакта корпуса с золотником $\sum l = 0,009$ м; перепаде давления в зазоре $\Delta P_3 = 1$ МПа; скорости золотника $\nu_3 = 10$ м/с; величине зазора между золотником и корпусом $\delta = 1 \cdot 10^{-6}$ м составляет $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр.п}} + F_{\text{в.тр}} \approx 14,1 + 31,8 = 45,9$ Н.

Усилие сжатия пружины $F_{\text{п}}$, обеспечивающее принудительное возвращение золотника в нейтральную позицию, и должно быть $F_{\text{п}} = c(h + x) \geq F_{\text{тр}}$. Усилия сжатия пружины $F_{\text{п}}$ при жесткости $c = 7,15$ Н/мм, ее предварительном сжатии $h = 6,8$ мм и перемещении золотника $x = 1$ мм будет составлять $F_{\text{п}} = 53$ Н.

Гидродинамическая сила в момент открытия золотника препятствует его движению, действуя в сторону закрытия, и определяется [2]:

$$F_{\text{гд}} = 2 \cdot Q \sqrt{\rho \cdot \Delta p_{\text{щ}}} \cdot \cos \alpha,$$

где α – угол, образованный осями золотника и потоком жидкости.

При смещении золотника с острыми кромками на величину $x = 1$ мм гидродинамическая сила будет равна $F_{\text{гд}} \approx 60$ Н [4].

Наиболее значимое влияние на усилие смещение золотника оказывает гидродинамическая сила, что приводит к необходимости дополнительного разгрузки золотника от ее действия. Так, например, при формировании на золотнике треугольных канавок с прямоугольным сечением при прочих равных условиях гидродинамическая сила снижается до $F_{\text{гд}} \approx 7$ Н, но увеличится ход золотника и повысится $F_{\text{п}}$.

Из представленного примера видно, что быстродействие LS -регулятора пропорционально усилию, требуемому для перемещения золотника. Снижение $F_{\text{гд}}$ позво-

ляет снизить потребное усилие перемещения золотника с 144,8 до 91,8 Н, что соответствует снижению $P(t)$ и повышению быстродействию регулятора в 1,5 раза.

Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. – М. : Машиностроение, 1982. – 423 с.
2. Васильченко, В. А. Гидравлическое оборудование мобильных машин : справочник / В. А. Васильченко. – М. : Машиностроение, 1983. – 301 с.
3. Гийон, М. Исследование и расчет гидравлических систем / М. Гийон. – М. : Машиностроение, 1964. – 388 с.
4. Лаевский, Д. В. Моделирование процессов течения жидкости в проточной части гидрораспределителя, форсированного по давлению / Д. В. Лаевский, Д. Л. Стасенко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2013. – № 2 (53). – С. 17–24.
5. Ориентировочные коэффициенты трения. – Режим доступа: http://www.osntm.ru/kt_tren.html. – Дата доступа: 25.03.2017.
6. Пат. 7,866,875 B2 US. Concrete agitating drum driving device / Masaya Abe, Kunihiro Ando, Yoshihito Iwasaki ; заявитель и патентообладатель Kayaba Industry Co. ; заявл. 01.06.2007 ; опубл. 11.01.2011. – 14 с.