

УДК 621.733

Корчак Е. С.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ УСКОРЕННОГО ЗАПОЛНЕНИЯ РАБОЧИХ ЦИЛИНДРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ ЖИДКОСТЬЮ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

В гидравлических прессах заполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления происходит на ходе приближения подвижной поперечины к поковке. Этот процесс осуществляется путем открытия наполнительно-сливных клапанов (НСК) под действием разности давлений в рабочих цилиндрах пресса и наполнительно-сливном баке (НСБ) вследствие открытия сливного клапана возвратных цилиндров [1].

Как показывает опыт промышленной эксплуатации гидравлических прессов, на ходе приближения имеет место жидкостное голодание рабочих цилиндров в связи с тем, что они не успевают заполняться жидкостью низкого давления из НСБ [2]. При пониженном давлении в баке НСК, прижатый к седлу усилием пружины, не может подняться на полный ход. Это приводит к разрыву струи рабочей жидкости в наполнительной магистрали, зависанию НСК по окончании хода приближения и его закрытию с интенсивным гидроударом перед началом рабочего хода. Следовательно, для создания эффективной системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления необходимо усовершенствовать не только конструкцию и режим работы элементов, входящих в состав системы наполнения, но и изменить принцип функционирования самой системы.

Так в работе [3] отмечалось, что НСК, применяемые в современных прессах, должны быть надежными, долговечными, компактными, удобными при подключении к коммуникациям пресса, иметь высокую ремонтпригодность, а в случае их выхода из строя обеспечивать устранение поломки без разгерметизации всей гидросистемы пресса. Для обеспечения высокого качества управления работа НСК должна осуществляться в принудительном режиме индивидуальным сервоприводом.

Целью данной работы является обеспечение ускоренного заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления. Для достижения поставленной цели необходимо исключить возможность понижения давления в НСБ путем обеспечения независимой работы системы наполнения от колебаний давления воздуха в цеховой магистрали.

Реализовать поставленное условие возможно в соответствии с предлагаемой схемой [4]. В системе наполнения (рис. 1) устанавливаются центробежный насос 2, питание которого осуществляется от НСБ 1 через регулирующий клапан 3, и гидропневматический ресивер 4. Пневматическая полость ресивера 4 через обратный клапан 5 соединена с цеховой магистралью подачи сжатого воздуха под давлением 0,3...0,5 МПа и через регулирующий клапан управления 6 с пневматической полостью НСБ 1. Предохранительно-переливная система 7 гидравлической полости ресивера 4 сообщается с НСБ 1. При этом центробежный насос 2 нагнетает жидкость под давлением 0,7...1,0 МПа в ресивер 4, где она аккумулируется и способствует повышению давления в его пневматической полости до того же уровня. При осуществлении прессом хода приближения индивидуальным сервоприводом открывается клапан 6, вследствие чего давление в НСБ 1 повышается до 0,7...1,0 МПа. Во время рабочего и возвратного ходов клапан 6 закрытый и работа пресса осуществляется в обычном режиме.

Таким образом, использование центробежного насоса 2 низкого давления для создания давления воздуха большего, чем давление, подводимое из цеховой магистрали, обеспечивает независимость работы системы наполнения от колебаний давления воздуха в цеховой магистрали. Питание насоса 2 от НСБ 1 позволяет повысить к.п.д. насоса 2 и с помощью регулирующего клапана 3 установить необходимый уровень давления в его всасывающей магистрали. При этом сообщение гидравлических полостей ресивера 4 и НСБ 1 посредством предохранительно-переливной системы 7 делает систему замкнутой и сбалансированной.

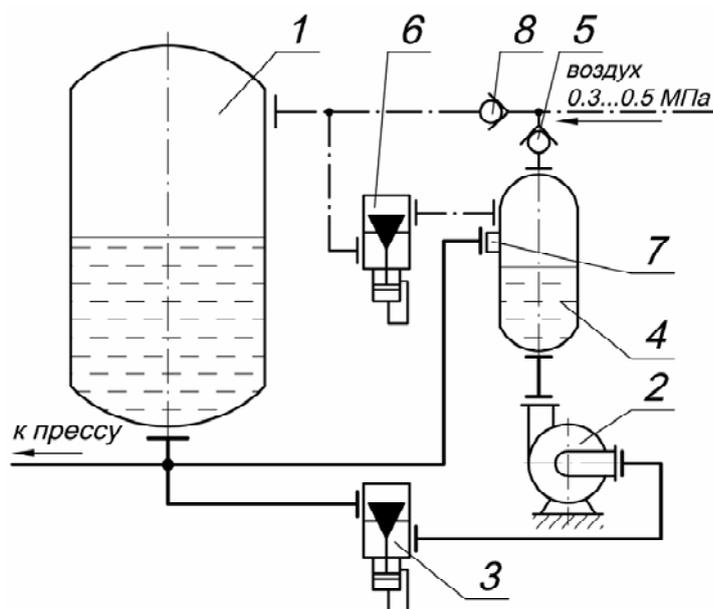


Рис. 1. Система наполнения повышенного давления

На примере ковочного гидравлического пресса усилием 60 МН проведем сравнительный анализ показателей работы на ходе приближения при использовании существующей системы наполнения и новой системы наполнения повышенного давления. Соответствующие показатели приведены ниже:

- наибольшая установившаяся скорость поперечины на ходе приближения увеличилась с 370 до 490 мм/с;
- время разгона подвижной поперечины сократилось на 0,25 с и составляет для новой системы 0,65 с;
- путь разгона сократился с 255 до 250 мм;
- наибольшее ускорение при разгоне составляет для новой системы $1,8 \text{ мм/с}^2$ вместо $0,4 \text{ мм/с}^2$.

Как видно из приведенных данных, при использовании новой системы наполнения можно уменьшить продолжительность хода приближения и тем самым повысить производительность пресса.

При разработке системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления нельзя не учитывать тот факт, что на эффективность ее работы существенное влияние оказывает система управления возвратными цилиндрами. Следовательно, последняя также должна претерпеть определенные изменения.

Традиционные системы управления возвратными цилиндрами не позволяют осуществлять ускоренное заполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления вследствие наличия на входе в возвратные цилиндры нерегулируемых дроссельных шайб малого проходного сечения [5]. Эти шайбы как раз и служат для ограничения скорости перемещения подвижной поперечины на ходе приближения, чем упреждается жидкостное голодание рабочих цилиндров. Однако наличие дроссельных шайб не только не гарантирует полное отсутствие жидкостного голодания, но и приводит к необходимости введения в состав системы управления возвратными цилиндрами дополнительных предохранительных элементов по причине того, что дроссельные шайбы со временем имеют свойство засоряться. Это приводит к возникновению аварийных ситуаций, связанных с резким повышением давления в возвратных цилиндрах в два и более раз за счет мультипликации во время рабочего хода. Поэтому, для осуществления плавного регулирования скорости перемещения подвижной поперечины в широком диапазоне необходимо изменить систему управления возвратными цилиндрами таким образом, чтобы устранить нерегулируемые дроссельные шайбы.

На рис. 2 представлена схема системы регулирования скорости перемещения подвижной поперечины гидравлического пресса, не имеющая в своем составе нерегулируемых дроссельных элементов [6]. Особенностью этой системы является то, что возвратные цилиндры 1 соединены с клапанным распределителем 2, имеющим в своем составе напорный 3 и сливной 4 клапана. Указанные клапаны оснащены средствами регулирования (индивидуальными сервоприводами 5 и 6) и контроля (датчиками перемещения 7 и 8).

Регулируемые дроссельные элементы 9 установлены на входе в каждый возвратный цилиндр 1 и посредством устройства программного управления 10 соединены с сервоприводами 5 и 6, датчиками 7 и 8, а также датчиков давления 12 рабочих цилиндров 11.

На ходе приближения в зависимости от необходимой скорости перемещения подвижной поперечины сливной клапан 4 поднимается на определенную высоту, которая контролируется

датчиком перемещений 8. Сигнал от сервопривода 6 и датчика перемещения 8 поступает в устройство программного управления 10, передающего этот сигнал регулируемым дроссельным элементам 9 и при необходимости изменяет их сопротивление.

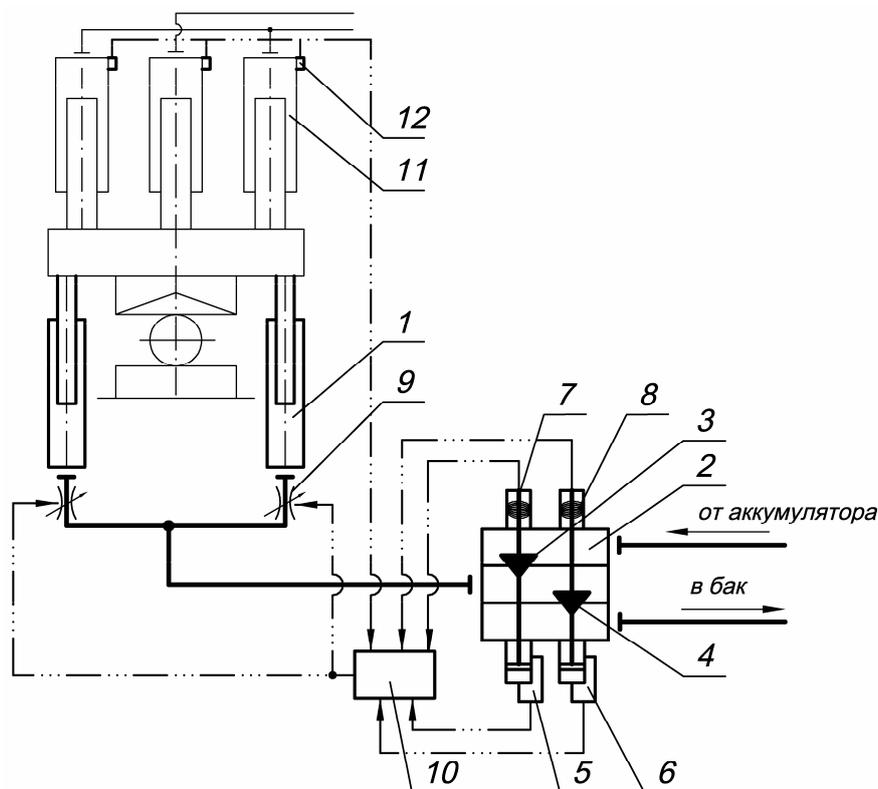


Рис. 2. Схема системы регулирования скорости перемещения подвижной поперечины

Одновременно с этим в устройство 10 поступает сигнал от датчиков давления 12 рабочих цилиндров 11. В зависимости от текущей величины давления в рабочих цилиндрах 11 изменяется уровень сопротивления регулируемых дроссельных элементов 9 и высота открытия клапана 4. Если значение давления в рабочих цилиндрах 11 приближается к минимально допустимому, то сопротивление дроссельных элементов 9 должно быть увеличено, а сливной клапан 4 опускается сервоприводом 6. Так изменяется сопротивление соответствующих гидрролиний, а с ним и скорость перемещения подвижной поперечины пресса. При этом обязательным является выполнение следующего условия:

$$p_{xx} = p_{\bar{b}} - \Delta p_{zn} - \Delta p_{cm} \geq p_{\min},$$

где p_{xx} – давление в рабочем цилиндре на холостом ходе, МПа;

Δp_{zn} – потери давления на преодоление гидравлических сопротивлений наполнительного трубопровода, МПа;

Δp_{cm} – потери напора из-за разницы уровней жидкости в рабочем цилиндре и наполнительно-сливном баке, МПа;

p_{\min} – минимально допустимое давление в рабочем цилиндре пресса на холостом ходе ($p_{\min} = 0,1 \dots 0,05$ МПа).

Величины давлений Δp_{zn} и Δp_{cm} могут быть определены из зависимостей:

$$\Delta p_{zn} = 0,5 \cdot \zeta_{nm} \cdot V_{nm}^2;$$

$$\Delta p_{cm} = \rho \cdot \Delta h \cdot g,$$

где $\zeta_{нт}$ – суммарный коэффициент гидравлического сопротивления наполнительного трубопровода ($\zeta_{нт} \approx 12 \dots 15$);

$V_{нт}$ – скорость жидкости в наполнительном трубопроводе ($V_{нт} = V_{xx} \frac{F_p}{f_{нт}}$), м/с;

Δh – разница уровней жидкости в наполнительно-сливном баке и рабочем цилиндре ($\Delta h = 8 \dots 12$ м);

g – ускорение свободного падения, м/с².

Рассмотренная система управления возвратными цилиндрами обеспечивает устранение нерегулируемых дроссельных шайб, а с ними и предохранительной системы. Оснащение клапанов распределителя возвратных цилиндров средствами регулирования и контроля, программно связанными с датчиками давления рабочих цилиндров, создает возможность гибкого и четкого регулирования сопротивления соответствующей гидролинии, а с ним и скорости перемещения подвижной поперечины, гарантируя при этом отсутствие жидкостного голодания в рабочих цилиндрах. Благодаря отсутствию нерегулируемых дроссельных шайб на возвратном ходе можно достичь высокой скорости перемещения подвижной поперечины, что также благоприятно отразится на эффективности работы прессы.

ВЫВОДЫ

Создание эффективной системы ускоренного заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления возможно только при комплексном подходе, подразумевающим внесение изменений в конструкцию и принцип действия не только наполнительно-сливной системы и ее элементов, но и системы управления возвратными цилиндрами. Причем обе эти системы взаимосвязаны между собой: первая – обеспечивает качество заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления, а вторая – определяет динамические показатели хода приближения. Взаимодействие систем посредством программно соединенных датчиков давления и средств управления и контроля клапанов распределителя возвратных цилиндров обеспечивает высокие надежность и качество управления гидравлическим прессом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белов А. Ф. Объемная штамповка на гидравлических прессах / А. Ф. Белов, Б. В. Розанов, В. П. Линц. – М. : Машиностроение, 1986. – 256 с.
2. Шинкаренко О. М. Экспериментальное исследование работы наполнительных клапанов ковочных гидравлических прессов на возвратном ходе / О. М. Шинкаренко, Е. С. Корчак // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні : темат. зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2006. – С. 455–458.
3. Корчак Е. С. Развитие конструкций наполнительно-сливных клапанов гидравлических прессов / Заготовительные производства в машиностроении / Е. С. Корчак. – Москва : Машиностроение, 2010. – № 8. – С. 17–20.
4. Пат. 52246 України, МПК В30 В15/00. Система керування пресом з використанням бака наповнення / Корчак О. С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – № 200913099; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16.
5. Койрес В. И. Анализ работы конструкций подъемных и уравновешивающих цилиндров мощных ковочных гидравлических прессов / В. И. Койрес // Кузнечно-штамповочное производство. – 1987. – № 2. – С. 19–22.
6. Пат. 59245 України, МПК В21 J9/12. Система регулювання швидкості переміщення рухомої поперечини гідролічного преса / Корчак О.С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №201012111; заявл. 13.10.2010; опубл. 10.05.2011, Бюл. № 9.

Корчак Е. С. – канд. техн. наук, доц. кафедры МТО ДГМА.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: helen_korchak@ukr.net