

УДК 621.733

Шинкаренко О. М.  
Корчак Е. С.

### СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРЕССОВ С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ НА ХОЛОСТОМ ХОДЕ

Холостой ход является начальным этапом машинного цикла гидравлического пресса. В этот период происходит заполнение рабочих цилиндров 7 жидкостью низкого давления в течение приближения подвижной поперечины к поковке (рис. 1). Этот процесс выполняют

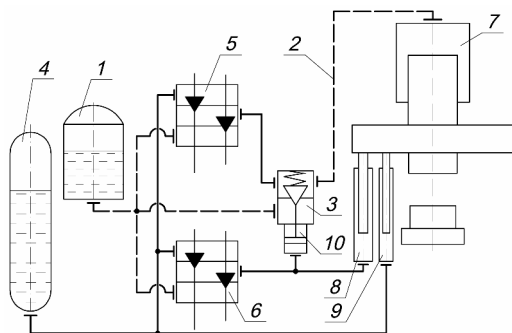


Рис. 1. Гидравлическая схема ковочного пресса с насосно-аккумуляторным приводом:

1 – НСБ; 2 – основной наполнительный трубопровод; 3 – НСК; 4 – аккумулятор; 5, 6 – распределители рабочих и возвратных цилиндров; 7, 8, 9 – рабочий, возвратный и уравновешивающий цилиндры; 10 – сервоцилиндр управления НСК

путем открытия наполнительно-сливных клапанов (НСК) 3 под действием разности давлений в рабочих цилиндрах 7 пресса и наполнительно-сливном баке (НСБ) 1 вследствие открытия сливного клапана возвратных цилиндров 8 [1]. Как показывает опыт промышленной эксплуатации гидравлических прессов, на ходе приближения имеет место жидкостное голодание рабочих цилиндров 7 в связи с тем, что они не успевают заполняться жидкостью низкого давления из НСБ 1 [2].

При пониженном давлении в баке НСК 3, прижатый к седлу усилием пружины, не может подняться на полный ход. Это приводит к разрыву струи рабочей жидкости в наполнительной

магистральной, зависанию НСК 3 по окончании хода приближения и его закрытию с интенсивным гидроударом перед началом рабочего хода [3].

Целью данной работы является обеспечение ускоренного заполнения рабочих цилиндров жидкостью низкого давления. Для достижения поставленной цели необходимо усовершенствовать режим работы гидравлического пресса на холостом ходе. Наиболее оптимальным является создание математической модели, по результатам реализации которой происходит внедрение новых технических решений. Кроме того, если работа пресса ведется в автоматическом режиме, то в алгоритм системы автоматического управления должна быть заложена математическая модель холостого хода и исходные параметры пресса. Таким образом, проблема создания адекватной математической модели холостого хода гидравлического пресса является очень важной для производства.

Для математического описания динамики холостого хода пресса наиболее подходит «жесткая» модель гидропривода. Ее основные допущения такие:

- взаимодействия в системе распространяются мгновенно;
- жидкость обладает постоянной вязкостью, несжимаема и нетеплопроводна;
- трубопроводы и элементы конструкции пресса абсолютно жесткие;
- гидравлические потери в системе пропорциональны квадрату скорости жидкости;
- давление в наполнительно-сливном баке постоянно;
- сливной клапан возвратных цилиндров открывается мгновенно.

В действительности давление в НСБ непостоянно – оно изменяется в пределах  $\pm 5\%$ . Сливной клапан возвратных цилиндров открывается не мгновенно, а за 0,1...0,2 с. Но, как показали исследования, эти изменения не влияют существенно на характер движения поперечины пресса на холостом ходе. Однако принятые допущения существенно не влияют на картину движения подвижной поперечины пресса на ходе приближения к поковке, но значительно упрощают математический аппарат модели.

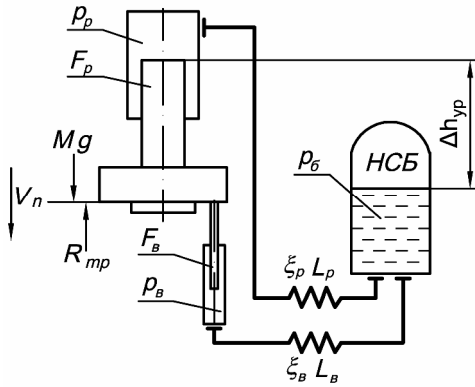


Рис. 2. Расчетная схема холостого хода гидравлического пресса

вратные цилиндры – НСБ»;  $L_p$ ,  $L_B$  – приведенные длины магистралей;  $\Delta h_{yp}$  – разница уровней жидкости в НСБ и рабочих цилиндрах;  $Mg$  – сила веса подвижных частей пресса.

По расчетной схеме составим дифференциальное уравнение движения подвижной поперечины пресса на ходе ее приближения к поковке:

$$M \frac{dV_n}{dt} = p_p \cdot F_p + M \cdot g - p_B \cdot F_B - R_{mp}. \quad (1)$$

Давление в рабочих и возвратных цилиндрах выразим через уравнение Бернулли:

$$p_p = p_0 - 0,5 \cdot r \cdot x_p \cdot V_n^2 - r \cdot L_p \frac{dV_n}{dt} - r \cdot g \cdot \Delta h_{yp}; \quad (2)$$

$$p_B = p_0 + 0,5 \cdot r \cdot x_B \cdot V_n^2 + r \cdot L_B \frac{dV_n}{dt}. \quad (3)$$

Коэффициенты  $x_p$  и  $x_B$  можно определить по следующему выражению:

$$x_{p,B} = F_{p,B}^2 \cdot \left( \sum_{i=1}^n I \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{1}{f_i^2} + \sum_{i=1}^n z_i \frac{1}{f_i^2} \right),$$

где  $I$  – коэффициент потерь на трение на прямых участках трубопроводов ( $I \approx 0,03$ );

$d_i$ ,  $l_i$  – диаметры и длины участков трубопроводов;

$f_i$  – площади проходного сечения участков трубопроводов;

$z_i$  – коэффициенты местных гидросопротивлений на участках трубопроводов.

Сила трения в уплотнениях плунжеров и направляющих поперечины составляет:

$$R_{mp} \approx (0,05 \dots 0,10) \cdot Mg.$$

Приведенные длины трубопроводов определяются по выражению:

$$L_{p,B} = F_{p,B} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{d_i^2}.$$

Подставив выражения (2) и (3) для определения величин  $p_p$  и  $p_B$  в исходное дифференциальное уравнение (1) и сгруппировав члены, получим уравнение Рикатти, описывающее разгон и установившееся движение подвижной поперечины пресса на холостом ходе:

$$a \frac{dV_n}{dt} + b \cdot V_n^2 - c = 0. \quad (4)$$

Рассмотрим коэффициента уравнения (4).

Коэффициент  $a$  – приведенные к площадям плунжеров рабочих и возвратных цилиндров движущиеся массы металла и жидкости в магистрали «аккумулятор – пресс». При этом необходимо отметить, что приведенные массы жидкости на 2...3 порядка превосходят по величине массу движущихся металлических частей и именно они определяют динамику всей машины. Чем длиннее магистраль «НСБ – пресс» и чем меньше диаметр ее проходного сечения, тем выше приведенные массы жидкости в системе, тем выше уровень гидравлических ударов на прессе и ниже его производительность. Необходимо так проектировать гидравлическую систему, чтобы НСБ находился рядом с прессом и соединялся с ним трубопроводом достаточно большого диаметра. Это резко снизит приведенные массы жидкости и, соответственно, динамическую составляющую работы пресса.

Коэффициент  $b$  – характеризует вязкое гидравлическое сопротивление движению поперечины. Чем длиннее магистраль «НСБ – пресс», чем больше в ней установлено арматуры, чем меньше диаметр ее проходного сечения, тем больше гидравлические потери в системе, тем ниже скорость подвижной поперечины и производительность прессовой установки. Рекомендации по снижению коэффициента  $b$  такие же, как и для коэффициента  $a$ . Кроме того, для снижения коэффициента  $b$  магистраль «НСБ – пресс» необходимо максимально разгрузить от излишней арматуры и других местных сопротивлений.

Коэффициент  $c$  – сумма активных сил и сил сопротивления.

Коэффициенты  $a$ ,  $b$  и  $c$  уравнения (4) определяются, как:

$$a = M + r \cdot L_p \cdot F_p + r \cdot L_g \cdot F_g;$$

$$b = 0,5 \cdot r \cdot x_p \cdot F_p + 0,5 \cdot r \cdot x_g \cdot F_g;$$

$$c = M \cdot g + p_{\delta} \cdot F_p - p_{\delta} \cdot F_g - R_{mp} - r \cdot g \cdot \Delta h_{yp}.$$

Первый член уравнения (4) –  $a(dV_n/dt)$  – представляет собой инерционную силу Даламбера, условно прикладываемую к системе в периоды неустановившегося движения (разгона и торможения) поперечины. Второй член –  $b \cdot V_n^2$  – сила вязкого гидравлического сопротивления движению поперечины. Третий член –  $c$  – как упоминалось выше, сумма активных сил и сил сопротивления на холостом ходе поперечины пресса.

Полученным уравнением (4) можно воспользоваться для анализа хода приближения поперечины к поковке. Благодаря постоянству коэффициентов  $a$ ,  $b$  и  $c$ , уравнение решается аналитически, т. е. позволяет получить алгебраические выражения, описывающие изменение пути, скорости и ускорения подвижной поперечины в функции времени  $t$  после открытия сливного клапана возвратных цилиндров в виде:

$$S_n = \frac{a}{b} \cdot \ln \left( ch \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right) \right); \quad (5)$$

$$V_n = \sqrt{\frac{c}{b}} \cdot th \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right); \quad (6)$$

$$j_n = \frac{c}{a} \cdot \left[ 1 - th^2 \left( \frac{\sqrt{c \cdot b}}{a} \cdot t \right) \right]. \quad (7)$$

Время разгона подвижной поперечины гидравлического пресса до установившейся скорости после мгновенного открытия сливного клапана возвратных цилиндров составляет:

$$t_p \approx (1,85 \dots 2,0) \cdot \frac{a}{\sqrt{c \cdot b}}.$$

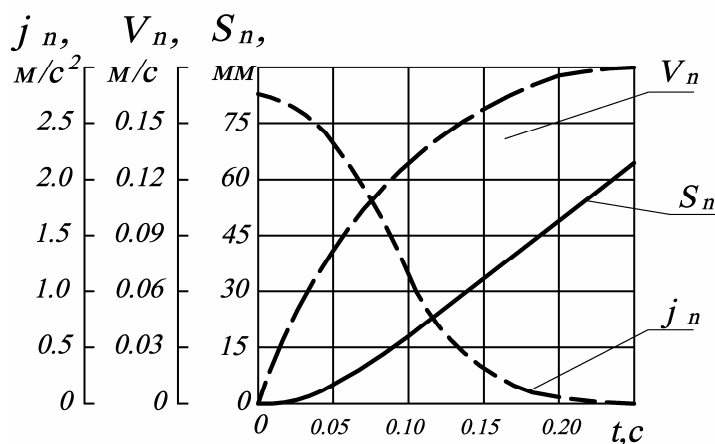


Рис. 3. Графики изменения пути, скорости и ускорения подвижной поперечины на ходе приближения к поковке

Наибольшая скорость подвижной поперечины на холостом ходе должна соответствовать пропускной способности наполнительного трубопровода рабочих цилиндров. В противном случае может произойти падение давления в рабочих цилиндрах пресса ниже атмосферного и разрыв струи жидкости в наполнительном трубопроводе. Это, в свою очередь, вызовет подсос воздуха через уплотнения и нарушение нормальной работы гидравлической системы управления прессом. Поэтому, после определения наибольшей скорости опускания поперечины на холостом ходе по формуле (8) необходимо проверить систему наполнения на разрыв струи рабочей жидкости по уравнению:

$$p_{p\_min} = p_6 - 0,5 \cdot \rho \cdot \xi_p \cdot V_{n\_max}^2 - \rho \cdot g \cdot \Delta h_{yp} \geq 0,1 \dots 0,05 \text{ МПа.} \quad (9)$$

В случае невыполнения неравенства (9) необходимо либо повысить давление в НСБ, либо увеличить диаметр наполнительного трубопровода, либо повысить гидравлическое сопротивление сливной магистрали возвратных цилиндров, понизив тем самым скорость опускания подвижной поперечины гидравлического пресса.

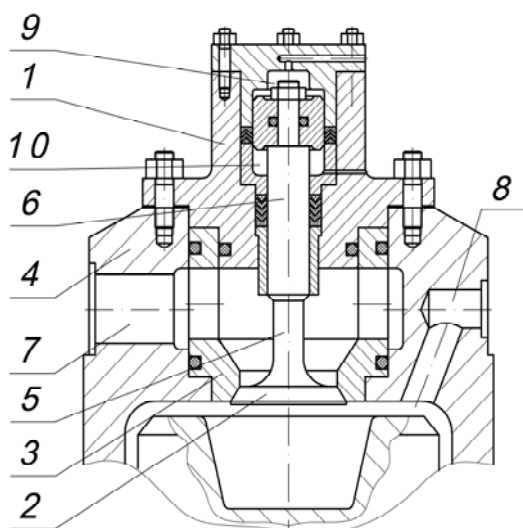


Рис. 4. НСК компактной конструкции

Канал 7, соединяющий НСК с наполнительно-сливным баком, выполнен непосредственно в донной части цилиндра 4 и соединен с надклапанной полостью клапана 2. Канал 8 подвода рабочей жидкости от клапанного распределителя рабочих цилиндров, также выполнен в донной части цилиндра 4. Надпоршневая полость 9 сервопривода 6 управляемая, а подпоршневая полость 10 постоянно находится под давлением. НСК данной конструкции

Графики изменения пути, скорости и ускорения подвижной поперечины, построенные по выражениям (5)–(7) для ковочного пресса усилием 60 МН, представлены на рис. 3.

После периода разгона подвижная поперечина выходит на максимальную установившуюся скорость, которую можно определить, приняв в уравнении Рикатти ускорение  $dV/dt$  равным нулю, т. е.:

$$b \cdot V_n^2 - c = 0;$$

$$V_{n\_max} = \sqrt{\frac{c}{b}}. \quad (8)$$

Для реализации результатов математического моделирования в существующих системах управления прессами необходимо разработать и внедрить комплекс технических решений, направленных на совершенствование конструкций НСК и режимов их работы, обеспечивающих отсутствие гидравлических ударов, а также плавность нарастания давления в рабочем цилиндре и отсутствие потерь жидкости высокого давления при переключении с хода приближения на рабочий. Так на рис. 4 представлена конструкция НСК [4], содержащая корпус 1 с крышкой, а также клапан 2 с седлом 3, установленные в выточке днища рабочего цилиндра 4 пресса. Шток 5 клапана 2 жестко соединен с поршнем сервопривода 6.

отличается повышенной компактностью и малой металлоемкостью. За счет выполнения каналов 7 и 8 в донной части рабочего цилиндра 4 снижается гидравлическое сопротивление подводных гидролиний низкого и высокого давлений.

В процессе эксплуатации НСК индивидуальный сервопривод должен управлять его работой таким образом, чтобы клапан принудительно находился в постоянно открытом состоянии, а его принудительное закрытие сервоприводом осуществлялось только перед началом рабочего хода. При этом жидкость высокого давления должна подаваться в рабочие цилиндры пресса только после того, как сработает датчик закрытия НСК [5]. Такое управление работой НСК исключает недозаполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления на ходе приближения. Кроме того, НСК других ступеней усилий, которые не задействованы, постоянно полностью открыты, чем обеспечивается надежное заполнение цилиндров этих ступеней жидкостью низкого давления из бака, исключая их самопроизвольное открытие и закрытие, а также интенсивный износ клапанов.

При этом необходимо так проектировать гидравлическую систему, чтобы НСБ находился рядом с прессом и соединялся с ним трубопроводом достаточно большого диаметра, а магистраль «НСБ – пресс» необходимо максимально разгрузить от излишней арматуры и других местных сопротивлений. Это резко снизит приведенные массы жидкости и, соответственно, динамическую составляющую работы пресса. В результате повышается надежность, долговечность и качество управления прессом не только в период холостого хода, но и на протяжении всего машинного цикла его работы.

### ВЫВОДЫ

Рассмотрена математическая модель холостого хода, использование которой в системах автоматического управления гидравлическими прессами обеспечивает достижение оптимальных параметров процесса приближения подвижной поперечины к поковке, исключая возможность возникновения жидкостного голодания рабочих цилиндров.

Выполнен анализ коэффициентов математической модели, позволяющий на этапе проектирования системы управления прессом подобрать оптимальные величины основных параметров и режимы осуществления холостого хода без построения физической модели.

Разработаны новые технические решения, внедрение которых позволит обеспечить ускоренное заполнение рабочих цилиндров жидкостью низкого давления. Приведены практические рекомендации для их реализации в производстве.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Корнилов В. П. *Гидропривод в кузнечно-штамповочном оборудовании* / В. П. Корнилов, В. М. Синицкий. – М. : Машиностроение, 2002. – 224 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. Гойдо М. Е. *Снижение колебаний давления в наполнительно-сливном трубопроводе гидросистемы ковочного пресса* / М. Е. Гойдо, В. В. Бодров, Р. М. Багаутдинов, М. А. Алексеев // Кузнечно-штамповочное производство. – 2005. – № 4. – С. 30–36.
4. Пат. 31434 України, МПК В30 В15/00. *Наповнювально-зливний вузол для гідравлічного преса* / Шинкаренко О. М., Корчак О. С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №200713237; заявл. 28.11.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.
5. Пат. 38880 України, МПК В21 В15/00. *Спосіб керування роботою наповнювально-зливної системи гідравлічного преса* / Шинкаренко О. М., Корчак О. С.; заявник та патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія. – №200809688; заявл. 24.07.2008; опубл. 26.01.2009, Бюл. № 2.

Шинкаренко О. М. – канд. техн. наук, доц. кафедри МТО ДГМА;  
Корчак Е. С. – канд. техн. наук, доц. кафедри МТО ДГМА.

ДГМА – Донбасская государственная машиностроительная академия, г. Краматорск.

E-mail: [helen\\_korchak@ukr.net](mailto:helen_korchak@ukr.net)