

*к.т.н., ассистент Корчак Е.С.
(ДГМА, г. Краматорск, Украина)
helen_korchak@ukr.net*

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗВРАТНОГО ХОДА КОВОЧНЫХ ПРЕССОВ С НАСОСНО-АККУМУЛЯТОРНЫМ ПРИВОДОМ

Наведено результати математичного моделювання та рекомендації з раціонального зі швидкодії здійснення зворотного ходу ковальських пресів з насосно-аккумуляторним приводом.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. Ковочные прессы с насосно-аккумуляторным приводом (НАП) относятся к машинам статического действия, использующими для деформирования поковки потенциальную энергию сжатой жидкости. Их основным недостатком по сравнению с кривошипными машинами является тихоходность. Фактором, препятствующим повышению быстроходности гидравлических прессов с водоэмульсионным НАП, является необходимость реверсирования в трубопроводах больших масс жидкости, перемещающихся со скоростями 20...25 м/с, что сопровождается гидроударными явлениями, кавитацией, нарушением герметичности уплотнений цилиндров и трубных соединений [1]. Избежать или снизить уровень гидроударов и кавитационных явлений, сохраняя при этом высокий темпковки (штампковки) можно, подбирая рациональные конструктивные и расходные характеристики регулирующих клапанов и режимы их работы. Важным этапом машинного цикла ковочного гидравлического прессы является возвратный ход подвижной поперечины [2]. Увеличивая скорость возвратного хода, обеспечивая безударные разгон и торможение подвижных масс, можно существенно повысить число ходов прессы.

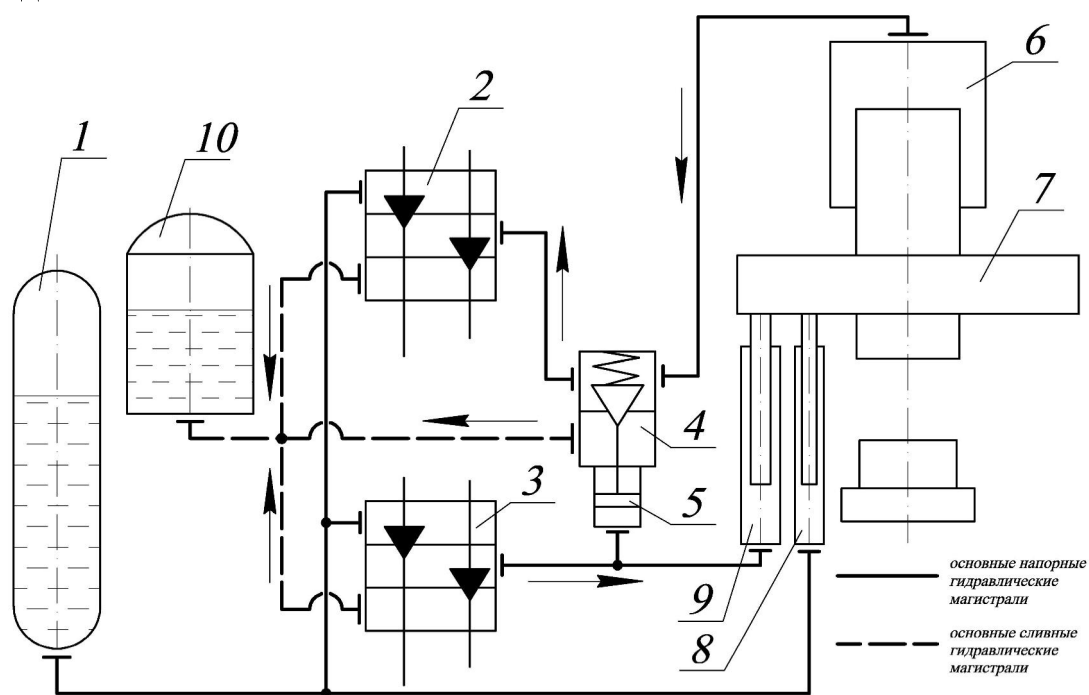
Анализ исследований и публикаций. Динамика движения подвижных частей ковочных прессов с НАП описывается нелинейным дифференциальным уравнением типа Рикатти [3]. Это уравнение описывает динамику ковочного прессы при условии, что рабочая жидкость в трубопроводах несжимаема, а конструкция прессы недеформируема, т.е. представляет собой «жесткую» модель прессы. Анализ такой модели дает полную информацию о некоторых факторах, влияющих на протекание процессов разгона (торможения), однако он не позволяет оптимизировать эти процессы по критерию гидроударности [4]. В перечислен-

ных работах нет подробного анализа разгона и установившегося движения поперечины вверх, ее торможения в верхнем положении с учетом параметров и конструктивных особенностей органов управления и гидросистем прессов в целом.

Цель статьи. Для успешного проектирования гидравлических прессов и объективной оценки закладываемых в проект параметров необходимо иметь математические модели основных этапов машинного цикла прессы. Целью построения математической модели возвратного хода является определение оптимальных режимов разгона и торможения поперечины в верхнем положении, что даст возможность уже на стадии проектирования правильно выбрать параметры и режимы работы регулирующих устройств.

Изложение основного материала и его результаты.

На рисунке 1 представлена гидравлическая схема ковочного прессы с НАП применительно к возвратному ходу. Возвратный ход включает в себя два этапа:



1 – аккумулятор, 2, 3 – распределители рабочего и возвратных цилиндров, 4 – НСК, 5 – сервоцилиндр управления НСК, 6 – рабочий цилиндр, 7 – подвижная поперечина, 8 – уравнивающий цилиндр, 9 – возвратный цилиндр, 10 – бак

Рисунок 1 – Гидравлическая схема ковочного прессы с НАП (возвратный ход)

- разгон и установившееся движение поперечины вверх;
- торможение и остановка поперечины в верхнем положении.

Первый этап возвратного хода начинается с открытия наполнительно-сливного клапана (НСК) 4, благодаря чему основной объем жидкости идет на слив в бак 10. Под действием усилия со стороны возвратных 9 и уравнивающих 8 цилиндров поперечина 7 разгоняется и движется вверх с установившейся скоростью. Второй этап осуществляется путем закрытия впускного клапана возвратных цилиндров распределителя 3, чем достигается снижение активной силы подъема, и поперечина 7 замедляет свое движение.

Движение поперечины на первом этапе возвратного хода описывается уравнением, соответствующим “жесткой” модели привода:

$$a \frac{d^2S}{dt} + (b + \Delta b) \left(\frac{dS}{dt} \right)^2 - c = 0, \quad (1)$$

где a – приведенные к поперечине массы подвижных металлических частей и жидкости;

b – приведенный коэффициент гидравлического сопротивления магистралей;

Δb – изменение коэффициента b по мере закрытия и открытия регулирующего клапана;

c – активная сила прессы;

S, t – путь и время движения поперечины.

Величина Δb учитывает воздействие переменного гидравлического сопротивления клапана на движущиеся в гидроприводе массы жидкости и определяется следующим образом [5]:

$$\Delta b = \alpha \cdot \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right] \text{ при закрытии,} \quad (2)$$

$$\Delta b = \alpha \cdot \left[\frac{1}{\left(\frac{t}{t_{omk}}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right] \text{ при открытии,} \quad (3)$$

где α – коэффициент качества гидросистемы;

t_3, t_{omk} – соответственно время закрытия и открытия клапана;

n – показатель вида конструктивной характеристики клапана.

По мере изменения Δb , т.е. гидравлического сопротивления регулирующего клапана, скорость жидкости в трубопроводах также изменяется, а подвижные части тормозятся или разгоняются.

Анализ математической модели первого этапа возвратного хода показывает, что динамика процесса разгона поперечины мало зависит от времени открытия и характеристики впускного клапана возвратных цилиндров, а определяется величинами площадей рабочих, возвратных и уравнивающих цилиндров, уровнем давления в соответствующих магистралях и их гидравлическим сопротивлением.

Для построения математической модели второго этапа возвратного хода – торможения – движение поперечины целесообразно разбить на два этапа, существенно отличающихся динамикой [6]:

- в процессе закрытия клапана (скоростной выбег);
- после закрытия регулирующего клапана (инерционный выбег).

Первый этап торможения.

За основу математической модели первого этапа торможения взяли упомянутое выше уравнение (1), разделив его на два уравнения, соответствующие первому ("аккумулятор – клапан") и второму ("клапан – возвратный цилиндр") участкам гидропривода и связанные между собой упругой составляющей:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 \cdot \frac{d^2 S_1}{dt^2} + b \cdot \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dS_1}{dt} \right)^2 - c_1 - k_T \cdot (S_2 - S_1) = 0; \\ a_2 \cdot \frac{d^2 S_2}{dt^2} - c_2 + k_T \cdot (S_2 - S_1) = 0, \end{array} \right. \quad (4)$$

где a_1, a_2 – приведенные к поперечине движущиеся массы на первом и втором участках гидропривода;

c_1, c_2 – активные силы, воздействующие на приведенные массы;

S_1, S_2 – пути первой и второй приведенных масс;

α – коэффициент качества гидросистемы;

t_3 – время закрытия регулирующего клапана при торможении поперечины;

n – показатель вида конструктивной характеристики регулирующего клапана;

k_T – приведенная к поперечине линейная жесткость упругих элементов на втором участке гидропривода.

На рисунке 2 представлены результаты математического моделирования первого этапа торможения на базе системы (4). Впускной клапан возвратных цилиндров с релейной (а), линейной (б) и квадратичной (в) конструктивными характеристиками закрывали за 0.2 с. Коэффициент α приняли равным 0.6.

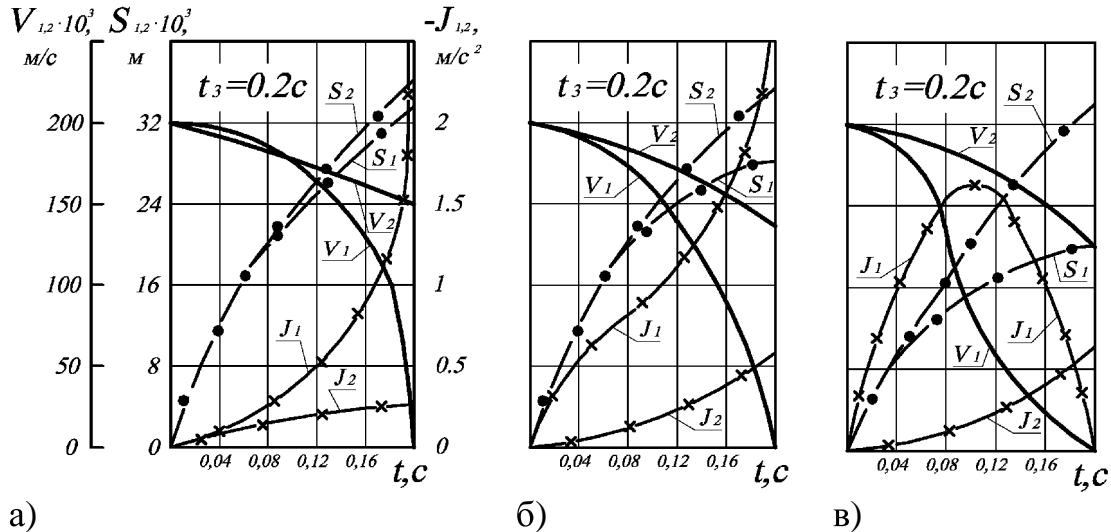


Рисунок 2 – Влияние регулирующего клапана с релейной (а), линейной (б) и квадратичной (в) конструктивными характеристиками на динамику торможения подвижных частей в верхнем положении при значении времени закрытия $t_3 = 0.2$ с

Проанализируем полученные результаты.

При торможении релейным клапаном (рисунок, 2а) резкое снижение скорости V_1 – скорости движения столба жидкости в магистрали "аккумулятор – клапан" – наблюдается только в конце закрытия клапана, при этом ускорение j_1 достигает пикового значения 9 м/с^2 , что свидетельствует о наличии интенсивного гидроудара в магистрали. Скорость V_2 – скорость движения столба жидкости в магистрали "клапан – возвратный цилиндр", соответствующая скорости движения поперечины – успевает снизиться с 200 мм/с до 148 мм/с .

При торможении линейным клапаном (рисунок, 2б) снижение скорости V_1 начинается гораздо раньше, чем в случае релейного клапана, а пиковое значение ускорения j_1 составляет 3 м/с^2 . Скорость поперечины V_2 в момент закрытия клапана равна 140 мм/с .

Торможение квадратичным клапаном (рисунок, 2в) характеризуется снижением скорости V_1 с самого начала закрытия клапана, причем

кривая V_1 приходит к своему нулевому значению с минимальной крутизной. Пиковое значение ускорения j_1 наблюдается на середине хода клапана и составляет $1,6 \text{ м/с}^2$. Поперечина замедляет свой ход до скорости V_2 , равной 125 мм/с .

Даже при самых благоприятных режимах торможения выбег поперечины вверх неизбежен. При этом процесс торможения сопровождается гидроударными явлениями различной интенсивности. Увеличение времени торможения свыше $0,2 \text{ с}$ позволяет избежать ударов, но добиться падения скорости V_2 до нуля за время закрытия клапана все равно невозможно. С другой стороны затяжное торможение при улучшении общей картины динамики приводит к резкому снижению производительности прессы, что является недопустимым.

Следовательно, какой бы характеристикой клапана ни обеспечивалось торможение, выбег поперечины вверх неизбежен. При этом наиболее благоприятную динамическую картину дают линейный и квадратичный клапана.

Второй этап торможения.

На втором этапе торможения в результате закрытия регулирующего клапана происходит полное разделение двух участков гидропривода, в результате чего взаимодействие приведенных масс a_1 и a_2 прекращается. Первая масса полностью затормаживается клапаном, а вторая продолжает свое движение. В связи с отключением от аккумулятора энергетический запас возвратных цилиндров уже ничем не пополняется. Однако поперечина не останавливается, а продолжает свое движение по инерции до полной остановки.

За основу математического описания второго этапа торможения приняли второе уравнение системы (4), описывающее движение приведенной массы a_2 ,

$$a_2 \cdot \frac{d^2 S_2}{dt^2} - c_2 + k_T \cdot (S_2 - S_{1\max}) = 0, \quad (5)$$

где $S_{1\max}$ – путь, пройденный массой a_1 к моменту закрытия клапана.

Анализ уравнения (5) показал, что выбег поперечины после закрытия клапана является результатом сложного взаимодействия ряда сил: инерционных, гидростатических, трения. В зависимости от того, какие силы преобладают в конкретном случае, поперечина совершает выбег той или иной величины.

Выбег поперечины включает две составляющие: чисто инерционную, обусловленную уровнем накопленной подвижными частями кине-

тической энергии, и гидростатическую, обусловленную упругостью рабочей жидкости в наполнительно-сливном трубопроводе.

Величина выбега после закрытия клапана в значительной степени определяется квадратом скорости поперечины в момент его закрытия. При этом этот выбег является недопустимым, т.к. ведет к вакуумированию системы возвратных цилиндров.

Выводы и рекомендации по совершенствованию возвратного хода.

По результатам проведенного теоретического исследования на базе разработанных математических моделей можно сделать выводы:

1. Динамика процесса разгона поперечины мало зависит от времени открытия и характеристики впускного клапана возвратных цилиндров, а определяется параметрами системы управления.

2. При торможении поперечины в верхнем положении закрытием впускного клапана возвратных цилиндров происходит большой ее выбег вверх после закрытия клапана независимо от его конструктивной характеристики.

В качестве основных рекомендаций по совершенствованию возвратного хода можно отметить следующее.

Наиболее эффективным торможение является тогда, когда тормозное устройство включено в сливную магистраль. В этом случае величина модуля ускорения ограничена из-за сжимаемости жидкости и достигим практически любой необходимый закон торможения [7]. Исключение гидроудара и вакуумирования, уменьшение машинного времени, повышение продуктивности прессовой установки, ее надежности и долговечности может быть достигнуто путем усовершенствования привода ковочного гидравлического пресса следующим образом [8]. Необходимо снабдить наполнительно-сливной клапан индивидуальным следящим сервоприводом и дополнительным дросселирующим элементом, которые вместе образуют наполнительно-сливной блок наполнения – слива рабочей жидкости и торможения поперечины в верхнем положении. Этим обеспечивается четкое без выбегов торможение подвижной поперечины в крайнем верхнем или в любом промежуточном положении без колебательных явлений, вакуумирования и гидроударов.

Приведены результаты математического моделирования и рекомендации рационального по быстрдействию осуществления возвратного хода ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом.

The results of mathematical modeling and efficient fast operation recommendations of the return stroke of forging presses with pump-accumulator drive are given.

Библиографический список.

1. Белов А.Ф. Объемная штамповка на гидравлических прессах/ А.Ф. Белов, Б.В. Розанов, В.П. Линц/. – М.: Машиностроение, 1986. – с.113-120.

2. Шинкаренко О.М. Экспериментальное исследование возвратного хода гидравлического пресса с приводом от НАС/ О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак// Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: тематичний збірник наукових праць. – ДДМА, Краматорськ, 2004. – С. 84-86.

3. Сеницкий В.М. Исследование динамики быстроходных гидравлических прессов// Кузнечно-штамповочное производство. – 1995. – №8. – С.22-25.

4. Попов Н.И. Метод оценки влияния сжимаемости жидкости на динамику переходных процессов в гидросистемах прессов// Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. – №10. – С.25-26.

5. Ковка слитков на прессах/ Л.Н. Соколов, В.Н. Золотухин, В.Н. Ефимов и др. – К.: Техніка, 1984. – с.108-124.

6. Шинкаренко О.М. Торможение подвижных частей ковочных прессов с насосно-аккумуляторным приводом/ О.М. Шинкаренко, Е.С. Корчак// Известия ТулГУ. Серия: Механика деформируемого твердого тела и обработка металлов давлением. – Тула: ТулГУ, Вып.1, 2006. – С.346-355.

7. Левитский Н.И., Цуханова Е.А. Расчет управляющих устройств для торможения гидроприводов/ Н.И. Левитский, Е.А. Цуханова – М.: Машиностроение, 1970. – 232с.

8. Патент України: 17617, МПК В21 J9/12. Привод гідравлічного ковальського пресу/ О.М. Шинкаренко, О.С. Корчак. №и200601082; Заявл. 06.02.2006, Опубл. 15.10.2006, Бюл.№10. – 3с.

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Луценко В.А.