

*ассистент Корчак Е.С.
(ДГМА, г. Краматорск, Украина)*

ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ ЧАСТЕЙ КУЗНЕЧНЫХ МАШИН С ГИДРОПРИВОДОМ

Приведено результати математичного моделювання та рекомендації з раціонального зі швидкодії здійснення процесу гальмування рухомих частин ковальських машин з гідроприводом.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Опыт эксплуатации кузнечных машин с гидроприводом позволяет утверждать, что торможение подвижных частей является важным этапом машинного цикла, определяющим производительность машины, а также особенности динамики его работы. Известные математические модели торможения не позволяют провести глубокий анализ процессов, происходящих в этот период, и разработать рациональные режимы его осуществления. Как правило, торможение подвижных частей сопровождается колебаниями, гидроударами, вакуумированием гидросистемы и подсосом наружного воздуха, что является нежелательным и может привести к нарушению работы гидропривода.

Анализ исследований и публикаций. В литературе представлены математические модели торможения подвижных частей кузнечных машин, однако они не учитывают изменение сопротивления регулирующего клапана при его открытии и закрытии, характеристику клапана, долю сопротивления клапана в общем сопротивлении магистрали, поэтому не позволяют провести полный анализ динамических процессов, происходящих в течение этих периодов, и разработать рациональные режимы их осуществления [1]. Существующие системы управления торможением подвижных частей имеют существенные недостатки, которые снижают надежность и производительность кузнечных машин [2]. Следовательно, совершенствование этих систем является важным и перспективным.

Постановка задачи. При торможении подвижных частей пресса гидропривод должен не только поглотить кинетическую энергию подвижных частей, но и обеспечить оптимальный закон движения, при котором создаются наиболее благоприятные условия для выполнения технологического процесса, и обеспечивается наибольшая производительность машины. Для получения наибольшей точности

торможения должны быть исключены условия, способствующие возникновению колебаний и ударов, а также динамических перегрузок частей пресса. Целью построения математической модели торможения является определение оптимальных режимов, что даст возможность уже на стадии проектирования правильно выбрать параметры и режимы работы тормозных устройств.

Изложение материала и его результаты. Как отмечается в работах [3–4] наиболее распространенным способом торможения гидропривода является изменение сопротивления магистралей. При этом сам процесс торможения может осуществляться двумя способами:

- путем установки тормозного устройства в напорную магистраль (пассивное управление процессом торможения);
- путем установки тормозного устройства в сливную магистраль (активное управление процессом торможения).

При установке тормозного устройства в напорную магистраль возможно вакуумирование и разрыв сплошности потока жидкости. Это ограничивает максимально достижимый перепад давления в тормозном устройстве, а, следовательно, и максимально достижимый модуль ускорения. Поэтому такой способ торможения применяется в приводах тихоходных машин. Когда тормозное устройство включено в сливную магистраль, величина модуля ускорения ограничена из-за сжимаемости жидкости. В этом случае достигим практически любой необходимый закон торможения.

Действие тормозных устройств основано на двух принципах:

- уменьшение количества энергии, подводимой жидкостью к исполнительному органу, что достигается путем изменения характеристик источника энергии, изменения эффективной площади исполнительного органа либо при включении тормозного устройства в напорную магистраль;
- увеличение силы сопротивления, что достигается путем увеличения сил сопротивления со стороны специально установленного тормозного устройства либо при включении тормозного устройства в сливную магистраль.

Рассмотрим особенности торможения подвижных частей кузнечных машин на примере ковочного гидравлического пресса усилием 60 МН в условиях возвратного хода.

Различают два способа торможения: с контролем по времени и по пути. При торможении по пути время закрытия клапана стремится к бесконечности, скорость поперечины постепенно приближается к нулю. Наблюдается ползучесть в движении поперечины, которая затягивается на неопределенное время. Торможение по пути имеет смысл применять в условиях рабочего хода, вводя обратную связь по скорости. Что же

касается возвратного хода, то торможение по пути, в силу указанных особенностей, резко снижает производительность прессы из-за затягивающейся по времени остановки поперечины. Кроме того, на возвратном ходе в отличие от рабочего нет необходимости точного торможения поперечины на заданном размере. Поэтому целесообразно в условиях возвратного хода осуществлять процесс торможения в крайнем верхнем положении по времени.

На возвратном ходе торможение поперечины осуществляется путем закрытия впускного клапана возвратных цилиндров, чем достигается снижение активной силы подъема и поперечина замедляет свое движение (рис. 1).

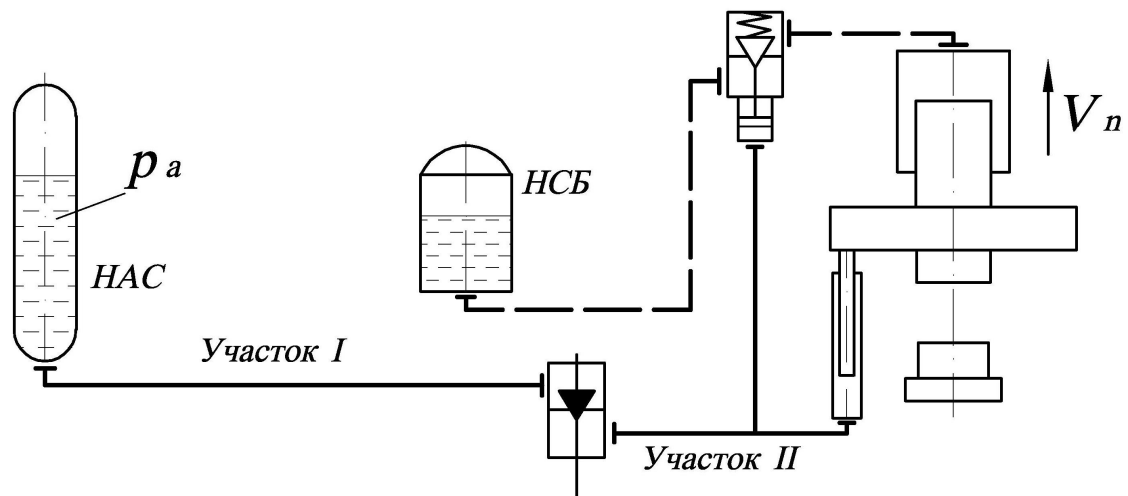


Рисунок 1 - Схема магистралей “Насосно-аккумуляторная станция (НАС) – пресс – наполнительно-сливной бак (НСБ)”

За основу математической модели торможения подвижных частей прессы взяли уравнение Рикатти, разделив его на два уравнения, соответствующие первому и второму участкам гидропривода и связанные между собой упругой составляющей [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 \cdot \frac{d^2 S_1}{dt^2} + b \cdot \left[1 + \alpha \cdot \left(\frac{1}{\left(1 - \frac{t}{t_3}\right)^{2 \cdot n}} - 1 \right) \right] \cdot \left(\frac{dS_1}{dt} \right)^2 - c_1 - K_1 \cdot (S_2 - S_1) = 0 \\ a_2 \cdot \frac{d^2 S_2}{dt^2} - c_2 + K_1 \cdot (S_2 - S_1) = 0 \end{array} \right. , \quad (1)$$

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_1 – приведенная к поперечине линейная жесткость упругих элементов на втором участке гидропривода.

Однако такое торможение имеет ряд негативных факторов. При закрытии впускного клапана возвратных цилиндров поперечина не останавливается, а продолжает свое движение по инерции до полной остановки [5]. Во время выбега давление в подводящем трубопроводе возвратных цилиндров резко падает. В то же время падает давление и в сервоцилиндре управления наполнительно-сливным клапаном (НСК), который связан с подводящим трубопроводом возвратных цилиндров. Под действием усилия пружин НСК закрывается. Столб жидкости из рабочих цилиндров ударяется о преграду – закрытый НСК, в результате чего возникает гидроудар.

Проанализируем влияние параметров t_3, n, α на динамику остановки поперечины в верхнем положении на примере кривых торможения первой и второй приведенных масс (рис. 2), полученных при закрытии регулирующего клапана с линейной конструктивной характеристикой.

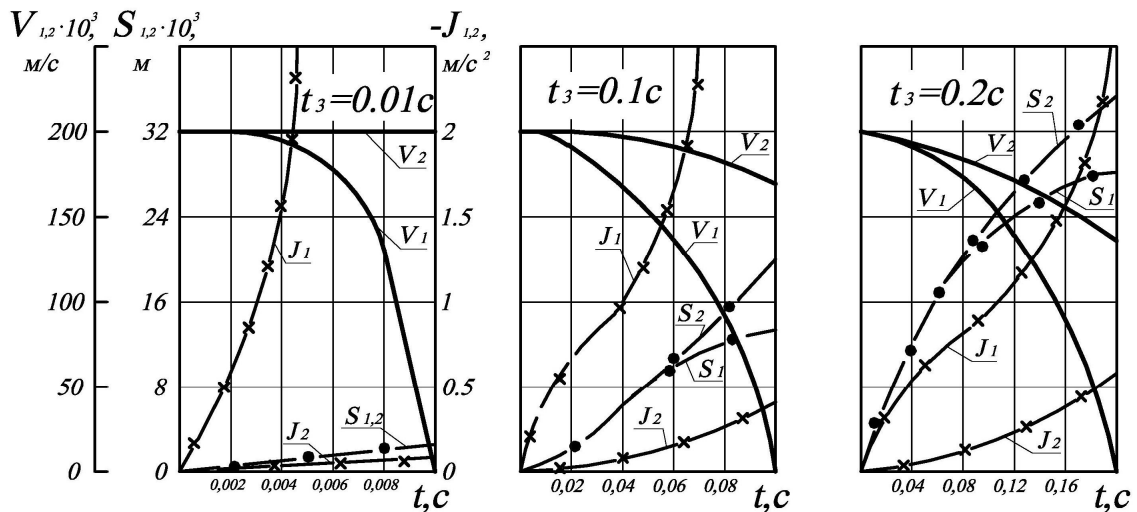


Рисунок 2 - Влияние времени закрытия (t_3) клапана с линейной конструктивной характеристикой ($n=1$) на динамику торможения подвижных частей пресса

Из рисунка 2 видно, что при очень малом времени закрытия, равном 0.01с (рис. 2а), регулирующий клапан интенсивно тормозит массу жидкости на первом участке гидропривода, но не оказывает заметного воздействия на поперечину, которая в момент закрытия клапана имеет почти ту же скорость, что и в начале закрытия – 200мм/с. Кроме того, ускорение j_1 , с которым тормозится масса жидкости a_1 , недопустимо велико – 30м/с². С увеличением t_3 клапан оказывает чуть более заметное влияние на характер движения поперечины. Так, при $t_3=0.1$ с (рис. 2б), скорость поперечины V_2 снижается с 200 до 170мм/с, а при $t_3=0.2$ с (рис. 2в) – до 140мм/с. Пик ускорения j_1 в двух последних случаях по абсолютной величине во много раз меньше (5.4 и 3м/с², соответственно), чем при $t_3=0.01$ с.

Следовательно, даже при самых благоприятных режимах торможения выбег поперечины вверх неизбежен. При этом процесс торможения сопровождается гидроударными явлениями различной интенсивности. Увеличение времени торможения свыше 0.2с позволяет избежать ударов, но добиться падение 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.

Таким образом, регулирующие свойства у впускного клапана рабочих цилиндров практически отсутствуют, из-за чего происходит большой выбег поперечины вверх после закрытия клапана, падение давления и вакуумирование жидкости в возвратных цилиндрах, подсос наружного воздуха в цилиндры, замедленный реверс поперечины.

Уменьшение машинного времени, повышение продуктивности прессовой установки, ее надежности и долговечности может быть достигнуто путем усовершенствования привода ковочного гидравлического прессы следующим образом [6]. Необходимо снабдить НСК индивидуальным следящим сервоприводом и дополнительным дроссельно – регулирующим клапаном, которые вместе образуют наполнительно–сливной блок наполнения – слива рабочей жидкости и торможения поперечины в верхнем положении. Этим обеспечивается четкое и с высокой точностью торможение траверзы в крайнем верхнем или в любом промежуточном положении без колебательных явлений и гидроударов.

В этом случае для анализа динамики торможения поперечины принимается одномассовая “жестко – упругая” модель гидропривода. Жидкость в приводе и металлические подвижные части движутся как одна приведенная к поперечине масса. За основу математического

описания торможения по предложенной схеме взято первое уравнение системы (1). Величина модуля ускорения при этом ограничена из-за сжимаемости жидкости. В этом случае достигим практически любой необходимый закон торможения.

Разработанная математическая модель торможения с достаточной точностью и достоверностью описывают динамику движения поперечины пресса с учетом: переменного гидравлического сопротивления клапана, вида конструктивной характеристики и времени закрытия регулирующего клапана; гидравлического сопротивления магистралей; непостоянства приведенной массы движущейся жидкости; упругости рабочей жидкости. Математическая модель может быть использована для динамических расчетов при построении оптимальных алгоритмов систем автоматического управления кузнечными машинами.

Приведены результаты математического моделирования и рекомендации рационального по быстродействию осуществления процесса торможения подвижных частей кузнечных машин с гидроприводом.

The results of mathematical modeling and efficient fast operation recommendations of braking process realization for the rams of forging machines with hydraulic drive are given.

Библиографический список.

1. Праздников А.В. *Гидропривод в металлургии.* – М.: Металлургия, 1973. – 258с.

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

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

4. Свешников В.К. *Станочные гидроприводы: Справочник.* - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448с.

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

6. Патент 17617 України, МПК В21 J9/12. *Привод гідравлічного ковальського пресу/ Шинкаренко О.М., Корчак О.С. Заяв. 6.02.2006, Опубл. 15.10.2006, Бюл.№10.*

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