

УДК 622.002.5

А.С.Иванов

**ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ НА ПРОЦЕСС СТАБИЛИЗАЦИИ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ПОВОРОТА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА**

Гидропривод в составе горных машин для разработки подземных и открытых месторождений работает при значительных нагрузках и малых скоростях, потому для увеличения объема добычи полезных ископаемых необходимо регулировать скорость исполнительного гидродвигателя и наращивать мощность гидропривода.

Применение проходческих комбайнов (ПК) избирательного действия приобретает в последние годы все большее значение. Сравнительно быстрое распространение этого вида механизированной проходки объясняется:

- повышением скорости проходки, за счет параллельной организации рабочих процессов;
- меньшим нарушением породного массива;
- свободой выбора формы и размеров поперечного сечения выработки.

Однако в работах [1, 2] отмечается ряд факторов, негативно влияющих на скорость ведения проходческих работ, таких как несогласованная работа гидроцилиндров поворота исполнительного органа ПК из-за перекрестной схемы их соединения (рис. 1а) и конструктивных особенностей механизма поворота исполнительного органа (рис. 2б).

Исходя из вышесказанного, очевидна необходимость в теоретических исследованиях, позво-

ляющих оценить достоинства и недостатки используемой схемы соединения гидроцилиндров.

Обратимся к рис. 1б, (далее все расчеты проводятся в соответствии с обозначениями принятыми на рис. 1) проекции векторов контура замкнутости  $O_r B_n A_n O$  и контура замкнутости  $O_r B_n A_n O$  на оси  $OX$  и  $OY$  можно записать в виде:

$$\begin{aligned} X: R_m \cos \alpha - S_n \cos(180^\circ - \angle B_n A_n O) - l_1 &= 0, \\ Y: R_m \sin \alpha - S_n \cos(180^\circ - \angle B_n A_n O) + l_0 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} X: R_m \cos \alpha - S_n \cos(180^\circ - \angle B_n A_n O) - l_1 &= 0, \\ Y: R_m \sin \alpha - S_n \cos(180^\circ - \angle B_n A_n O) + l_0 &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

откуда определяется зависимость угла поворота исполнительного органа от обобщенных координат  $S_n$ , и  $S_n$ , которая выражается уравнениями:

$$\begin{aligned} R_m^2 + (A_n O_r)^2 - 2R_m A_n O_r \cos(\alpha_m + \alpha) - S_n^2 &= 0 \\ R_m^2 + (A_n O_r)^2 - 2R_m A_n O_r \cos(\alpha_m - \alpha) - S_n^2 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

где  $A_n O_r = \sqrt{l_0^2 + l_1^2}$

Из рис. 1б видно, что механизм поворота исполнительного органа симметричен относительно оси  $OY$ , поэтому можно ограничиться анализом поворота механизма против хода часовой стрелки.

Зависимость угловой скорости поворота исполнительного органа  $\omega$  от скорости сколь-

жения правого поршня  $\vartheta_n$  и необходимый расход рабочей жидкости  $Q_n$  и  $Q_{ш}$  определится системой уравнений:

$$\begin{cases} \omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{ds_n} \cdot \frac{ds_n}{dt} = \omega' \cdot \vartheta_n, \\ \vartheta_n = \frac{ds_n}{dt} = \frac{Q_n}{S_{шп}}, \\ dV_n = dS_n \cdot S_{шп}, \\ \frac{dV_n}{dt} = Q_{ш}, \\ Q = Q_n + Q_{ш} \end{cases} \quad (4)$$

где  $\omega'$  – аналог угловой скорости звена  $B_n B_n$ :

$\vartheta_n$  – скорость скольжения правого поршня;

$Q_n, Q_{ш}, Q$  – соответственно расход жидкости, поступающий в поршневую полость правого гидроцилиндра, расход жидкости, поступающий в штоковую полость левого гидроци-

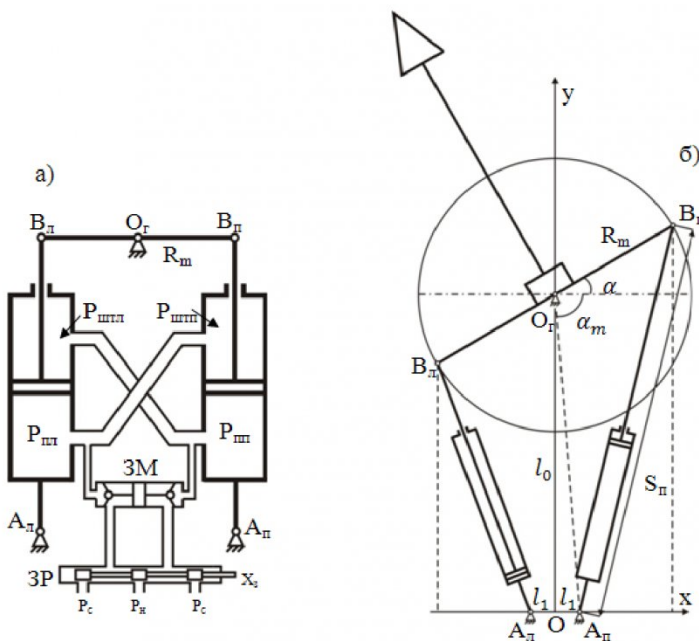


Рис. 1. Схема соединений гидроцилиндров, гидрозамка (ЗМ) и золотникового распределителя (ЗР); кинематическая схема механизма поворота исполнительного органа ПК

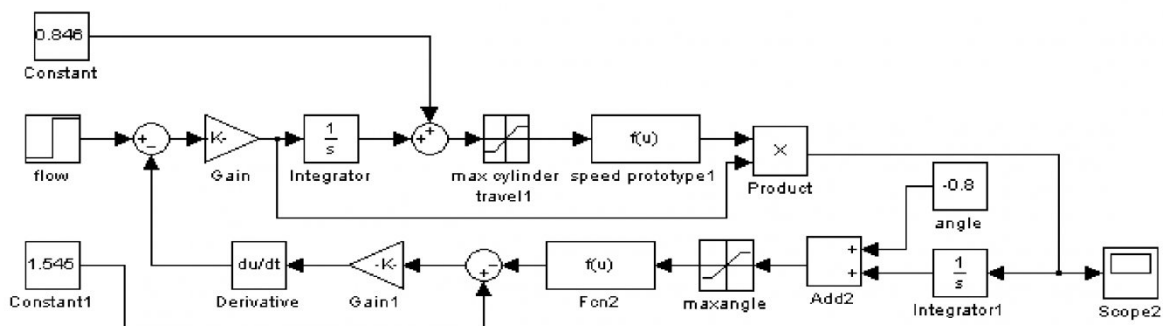


Рис. 2. Имитационная модель поворота исполнительного органа ПК при перекрестной схеме соединений гидроцилиндров

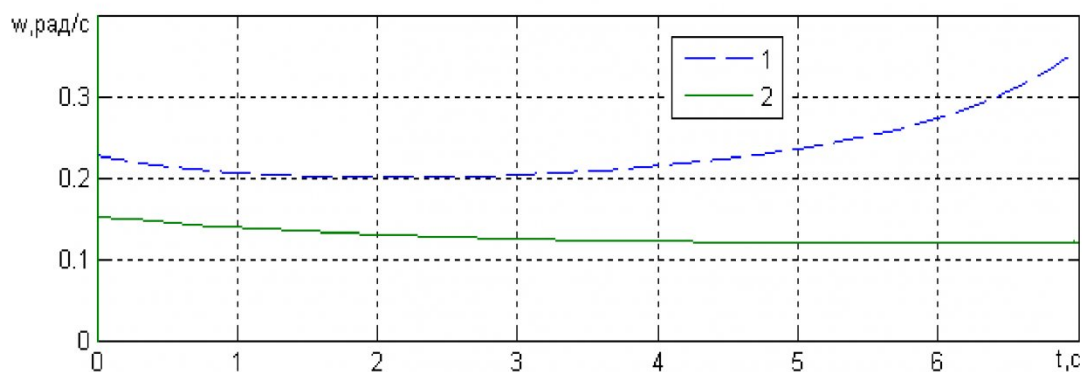


Рис. 3. График угловой скорости поворота исполнительного органа ПК

линдра, общий расход жидкости через ЗР;

$S_{\text{пор}}, S_{\text{шт}}$  – соответственно площади штоковой и поршневой полостей;

$V_{\text{л}}$  – объем штоковой полости левого гидроцилиндра.

На основании систем уравнений (3,4) построена имитационная модель поворота исполнительного органа ПК при перекрестной схеме соединений гидроцилиндров (рис.2). Сравнение результатов компьютерного моделирования (рис. 3), и анализ системы (4) показывает, что при перекрестной схеме соединений гидроцилиндров возникает отрицательная обратная связь по расходу рабочей жидкости, способствующая стабилизации угловой

скорости поворота (кривая 2).

Кривая 1 соответствует угловой скорости поворота при отсутствии механической обратной связи по расходу. Очевидно, что изменение гидравлической схемы соединений гидроцилиндров позволит повысить скорость ведения проходческих работ за счет увеличения скорости подачи исполнительного органа на забой.

Стоит отметить, что необходимость перекрестного соединения гидроцилиндров поворота у серийно выпускаемых комбайнов избирательного действия возникает в связи с отсутствием систем автоматического управления, которые способствовали бы демпфированию упругих колебаний и стабилизации угловой скорости поворота (аналогичный механизм описан в [3]).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Менцель, Френьо. Комбайны избирательного действия с продольной или поперечной режущими головками. // Глюкауф, 1981, № 5, с 25-29
2. Мещерина Ю.А. Исследование и разработка системы стабилизации нагрузок электропривода резания проходческого комбайна. Автореф. дис. ... канд. тех. наук. – Кемерово, 2009. – 18 с.
3. Чайковский И.П., Соломатин П.А. Рулевые управления автомобилей. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.

□ Автор статьи:

Иванов  
Александр Сергеевич  
- аспирант (Сибирский государственный  
индустриальный университет)  
Тел: +7 913 327 4824