



Моделирование привода рамы ПМА-1



Виктор КОВАЛЬСКИЙ
Victor F.KOVALSKY

Андрей ПУШКИН
Andrey I.PUSHKIN



*Ковальский Виктор Фёдорович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы» Московского государственного университета путей сообщения (МИИТ).
Пушкин Андрей Игоревич – аспирант МИИТ.*

Авторами отражены основные особенности и методика имитационного математического моделирования гидрообъемного привода продольного циклического перемещения подвижной рамы выправочно-подбивочной машины ПМА-1 с использованием в качестве рабочего органа перемещения двухштокового гидравлического цилиндра. Приведены основные результаты моделирования, проведен их анализ, а также даны рекомендации по настройке системы управления приводом. Общий вывод при этом сводится к тому, что по сравнению с существующими конструкциями применение двухштокового цилиндра заметно упрощает регулируемые гидравлические процессы, снимает проблему введения дополнительных обратных связей.

Ключевые слова: дорожная техника, выправочно-подбивочные машины, гидропривод, математическое моделирование, имитационная модель.

Имитационная математическая модель описывает структуру гидропривода, свойства используемых гидравлических аппаратов, способы их подключения, управления параметрами системы, статические и динамические характеристики двигателя привода насосной установки. Особенности моделирования приводов с дифференциальным гидравлическим цилиндром применительно к выправочно-подбивочной технике были впервые рассмотрены в [1]. Учитывая недостатки обычного дифференциального цилиндра, предлагается установить двухштоковый гидроцилиндр с равными рабочими площадями [2], что требует продолжения исследований.

1.

При непрерывном движении выправочно-подбивочной машины ПМА-1 механизм продольного перемещения подвижной рамы предназначен для циклического перемещения подвижных блоков вдоль оси машины, опережая ее движение, и точного позиционирования над подбивочными ящиками, а также возврата рабочего гидроцилиндра в исходное положение в момент

подбивки щебня, когда подбойки выполняют технологическую операцию уплотнения балласта.

Предлагаемая структура привода циклического продольного перемещения подвижной рамы с подбивочными блоками машины ПМА-1 представлена на рис. 1. Гидравлический цилиндр спроектирован таким образом, что рабочие площади в обеих его полостях равны. Применение подобного цилиндра решает проблему возникновения в ряде случаев разрыва потока из-за существенной разности в расходах дифференциального гидроцилиндра.

При выдвижении рамы с подбойками на расчетное расстояние виброподбойки заглубляются в щебень, осуществляя технологический процесс уплотнения балласта, двухштоковый гидроцилиндр переключается в плавающее положение и абсолютное перемещение подвижной рамы в этой фазе равно нулю. Машина при этом продолжает движение, и относительное перемещение рамы также уменьшается до нуля. Затем подбивочный орган поднимается и одновременно подается сигнал управления на пропорциональный дросселирующий гидрораспределитель P2, управляющий гидроцилиндром Ц1 выдвижения рамы.

Динамическая модель механизма продольного перемещения подвижной рамы с подбивочными блоками машины ПМА-1 с двухштоковым рабочим гидроцилиндром перемещения представлена на рис. 2. Для расчета параметров рабочего процесса, а также параметров управления составлена математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений с наложенными функциональными и параметрическими ограничениями.

II.

Предлагаемая модель с алгоритмом расчета динамики системы и построением ее переходных процессов позволяет анализировать поведение привода при различных вариантах формирования сигнала управления распределителем P2, а также наложенных параметрических ограничениях на систему.

Скорость изменения сигнала управления при увеличении и уменьшении проходного сечения пропорционального

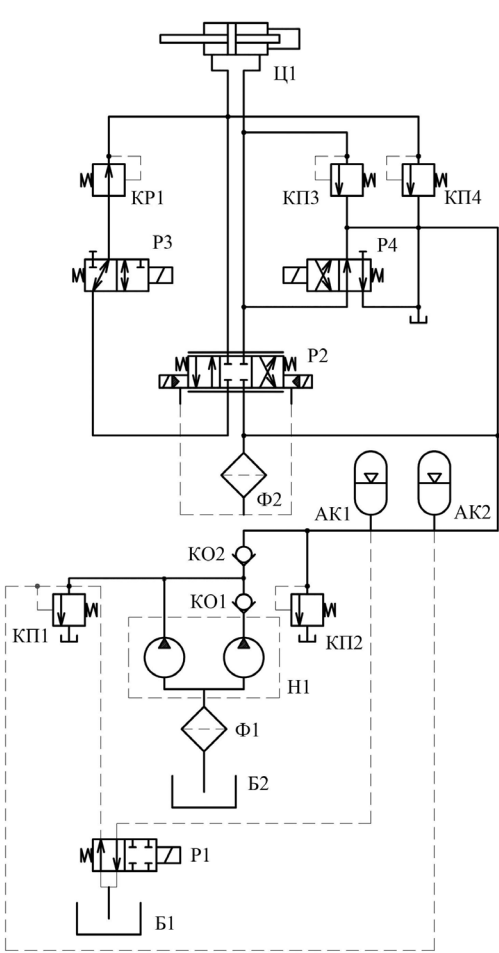


Рис. 1. Гидравлическая схема привода перемещения.

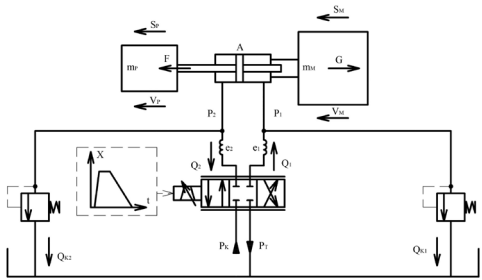


Рис. 2. Динамическая модель привода подвижной рамы.

дросселирующего гидрораспределителя (рис. 3):

$$K_P = X_{MAX} / (t_2 - t_1); K_S = (X_{MAX} - X_{MIN}) / (t_2 - t_1), \quad (1)$$

где X_{MAX} — максимальный сигнал на дросселирующий гидрораспределитель на участке $t_2 - t_3$;



Рис. 3. Форма и параметры сигнала управления.

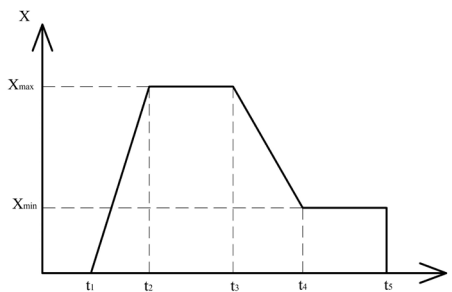
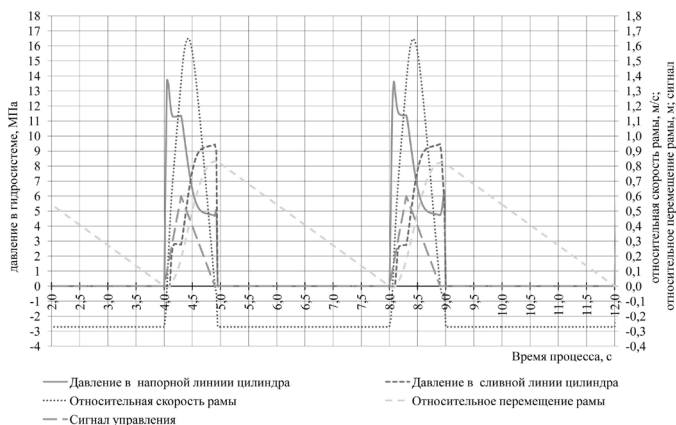


Рис. 3. Форма и параметры сигнала управления.



X_{MIN} – минимальный сигнал на дроселирующий гидрораспределитель на участке $t_4 - t_5$;
 t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 – временные отметки цикла, с.

Формирование сигнала системы управления гидрораспределителем:
 если $t \leq t_1$, то $X=0$;
 если $t > t_1 + t_z$ и $t \leq t_2 + t_z$, то $X = K_p (t - t_1 - t_z)$;
 если $t > t_2 + t_z$ и $t \leq t_3 + t_z$, то $X = X_{\text{max}}$;
 если $t > t_3 + t_z$ и $t \leq t_4 + t_z$, то $X = X_{\text{max}} - K_s (t - t_3 - t_z)$;
 если $t > t_4 + t_z$ и $t \leq t_5 + t_z$, то $X = X_{\text{min}}$;
 если $t > t_5 + t_z$, то $X=0$.

Расход распределителя в линии рабочей полости двухштокового гидроцилиндра Ц1 при его выдвижении:
 если $P_K > P_1$, то $Q_1 = K_f X \sqrt{P_K - P_1}$;
 если $P_K < P_1$, то $Q_1 = -K_f X \sqrt{P_1 - P_K}$;
 если $P_K = P_1$, то $Q_1 = 0$,
 где K_f – коэффициент расхода гидрораспределителя P2; P_K – давление в напорной линии гидрораспределителя P2, МПа; P_1 – давление в линии рабочей полости гидроцилиндра Ц1 при его выдвижении, МПа (рис. 2).

Податливость линии рабочей полости двухштокового гидроцилиндра Ц1 при его

выдвижении, включая податливость жидкости в рабочей полости гидроцилиндра:

$$E_1 = e_1 + \frac{A(S - S_M)}{E_z}, \quad (2)$$

где e_1 – податливость линии рабочей полости гидроцилиндра;

A – площадь рабочей поверхности гидроцилиндра, на которую оказывается гидравлическое воздействие, м^2 ;

S_p – перемещение рамы, м;

S_M – перемещения машины, м;

E_z – приведенный модуль упругости жидкости и рукавов РВД.

Расход предохранительного клапана КП1 в линии рабочей полости двухштокового гидроцилиндра Ц1 при его выдвижении:

если $P_1 > P_{K1}$, то $Q_{K1} = K_{K1} (P_1 - P_{K1})$;

если $P_1 \leq P_{K1}$, то $Q_{K1} = 0$,

где P_{K1} – давление настройки предохранительного клапана КП1, МПа; K_{K1} – коэффициент предохранительного клапана КП1.

Уравнение расходов в линии рабочей полости двухштокового гидроцилиндра Ц1 при его выдвижении:

$$E_1 \frac{dP_1}{dt} = (Q_1 - Q_{K1} - A(V - V')), \quad (3)$$

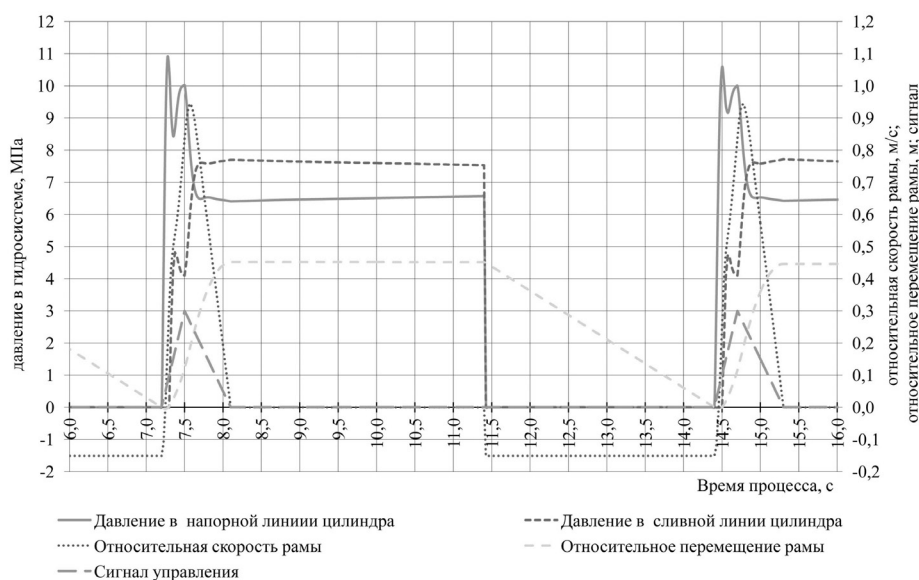


Рис. 5. Параметры процесса при производительности 1000 шпал/ч.

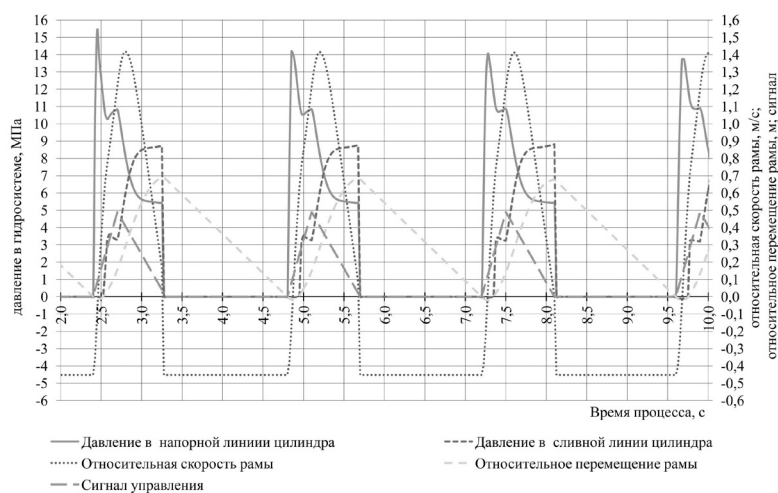


Рис. 6. Параметры процесса при производительности 3000 шпал/ч.

где V_p – скорость движения рамы, м/с;
 V_m – скорость движения машины, м/с.

Расход распределителя в возвратной полости гидроцилиндра Ц1:

если $P_2 > P_T$, то $Q_2 = K_f X \sqrt{P_2 - P_T}$;

если $P_2 < P_T$, то $Q_2 = -K_f X \sqrt{P_T - P_2}$;

если $P_K = P_1$, то $Q_2 = 0$,

P_T – давление в сливной линии гидро-
 распределителя Р2, МПа; P_2 – давление
 в возвратной полости гидроцилиндра Ц1,
 МПа (рис. 2).

Податливость линии штока гидравли-
 ческого цилиндра Ц1, включая податли-
 вость рабочей жидкости в полости штока
 гидроцилиндра:

$$E_2 = e_2 + \frac{A(H - S + S_m)}{E_z}, \quad (4)$$

где e_2 – податливость сливной линии ги-
 дроцилиндра; H – рабочий ход двухштоко-
 вого гидравлического цилиндра, м.

Расход предохранительного клапана
 КП2 в возвратной полости гидроцилиндра
 Ц1:

если $P_2 > P_{K2}$, то $Q_{K2} = K_{K2} (P_2 - P_{K2})$;

если $P_2 \leq P_{K2}$, то $Q_{K2} = 0$,

где P_{K2} – давление настройки предохрани-
 тельного клапана КП2, МПа; K_{K2} – коэф-
 фициент предохранительного клапана КП2.

Уравнение расходов в возвратной поло-
 сти гидроцилиндра Ц1:



Рекомендуемые характеристики настройки системы управления

Производительность машины	Время цикла	Время уплотнения балласта	Относительное перемещение рамы	Степень раскрытия гидрораспределителя
1000	7,2	3	0,44	0,3
1200	6	3	0,534	0,36
1400	5,14	3	0,634	0,43
1600	4,5	3	0,723	0,5
1800	4	3	0,831	0,6
1850	3,89	3	0,823	0,61
2200	3,27	2,4	0,782	0,61
2400	3	2,1	0,757	0,61
2600	2,77	1,9	0,751	0,61
2800	2,57	1,7	0,716	0,61
3000	2,4	1,5	0,683	0,61
3200	2,25	1,4	0,658	0,61

$$E_2 \frac{dP_2}{dt} = (A(V - V) - Q_{K2} - Q_2), \quad (5)$$

Усилие гидроцилиндра (без учета сил трения):

$$T_z = A(P_1 - P_2). \quad (6)$$

Сила трения в манжетах двухштокового гидроцилиндра Ц1:

$$T_f = 2f_{p1}(P_1 + P_{01}) + 2f_{p2}(P_2 + P_{01}) + f_{s2}(P_2 + P_{01}), \quad (7)$$

где f_{p1} — коэффициент сопротивления манжеты на поршне в рабочей полости гидроцилиндра в момент выдвижения;

f_{p2} — коэффициент сопротивления манжеты на поршне в возвратной полости гидроцилиндра;

f_{s2} — коэффициент сопротивления манжеты на штоке в возвратной полости гидроцилиндра.

Уравнение движения рамы

$$m_p \frac{dV_p}{dt} = F, \quad (8)$$

где m_p — масса подвижной рамы, кг.

Уравнение перемещения подвижной рамы:

$$\frac{dS_p}{dt} = V_p. \quad (9)$$

Расчет и построение выходных характеристик по указанной методике осуществлен с помощью программного комплекса The MathWorks MATLAB в рабочей среде Simulink.

Принятая структурная схема привода (рис. 1) с пропорциональным дросселирующим гидрораспределителем управления двухштоковым гидроцилиндром циклического перемещения подвижной рамы по-

зволяет управлять разгоном и торможением подвижной рамы путем дросселирования потока жидкости на входе и выходе цилиндра.

III.

Рассмотрим результаты моделирования при различной производительности машины. На рис. 4 приведена диаграмма рассматриваемого процесса для производительности машины 1800 шпал/ч. Время одного цикла при этом составляет 4 с, скорость движения машины — 0,98 км/ч.

Учитывая большие объемы расхода жидкости, применен дросселирующий гидравлический распределитель с диаметром условного прохода 16 мм и ограничением максимального проходного сечения. Скорость движения рамы имеет треугольную форму со сглаженной вершиной и обеспечивает плавный переход от ускорения к замедлению. Максимальное относительное перемещение рамы составляет 0,831 м, максимальная относительная скорость — 1,65 м/с, сигнал управления гидрораспределителем установлен на 0,6 максимального значения. при выдвижении рамы с подвижными блоками проходное сечение дросселирующего распределителя изменяется по треугольному циклу: фаза открытия составляет 0,3 с, фаза закрытия — 0,6 с.

На рис. 5 представлены результаты моделирования для производительности машины 1000 шпал/ч. Время цикла при этом составляет 7,2 с, скорость движения машины — 0,54 км/ч. Гидрораспределитель открывается на 0,3 от максимального значения. Максимальное относительное выдви-

жение рамы становится 0,44 м, а максимальная относительная скорость рамы и снижается до 0,94 м/с.

Дальнейшее увеличение производительности машины при принятых параметрах системы управления будет вести к снижению времени на подбивку щебня. На рис. 6 приведена диаграмма параметров процесса для производительности 3000 шпал/ч. Время одного рабочего цикла в данном режиме — 2,4 с, скорость движения машины — 1,63 км/ч, время на подбивку сократилось до 1,5 с, максимальное относительное перемещение составляет 0,683 м, уровень сигнала управления установлен на 0,61 максимального значения.

Проведенные расчеты показывают, что дросселирование потоков жидкости на входе и выходе двухштокового гидроцилиндра обеспечивает требуемый характер переходных процессов. Трансформируем результаты моделирования в рекомендации по настройке системы управления приводом подвижной рамы с подбивочными блоками (таблица 1).

По сравнению с существующими машиной и приводом применение двухштокового гидравлического цилиндра заметно

упрощает процесс настройки системы управления приводом за счет того, что нет необходимости в применении подпиточных клапанов на линиях гидравлического цилиндра и ведении учета соответствующих расходов, поскольку предложенная структура привода снимает проблему большой разницы расходов через дросселирующие кромки распределителя на напоре и сливе, то есть предотвращает возникновение разрыва потока жидкости.

Отсутствие разрыва потока в свою очередь ведет к тому, что наблюдаемые в ряде режимов вторичные колебания давления после процесса выдвижения рамы тоже отсутствуют, и это позволяет отказаться от введения дополнительных обратных связей в системе управления гидрораспределителем. Следует к тому же отметить, что начиная с производительности 1850 шпал в час, степень раскрытия гидрораспределителя не изменяется, и значит, упрощается процесс перенастройки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ковальский В. Ф., Дубровин В. А., Васильев Д. В. Рациональность параметров — залог надежности // Мир транспорта. — 2007. — № 3. — С. 26–31.
2. Пушкин А. И. Повышение эффективности подбивочных систем // Путь и путевое хозяйство. — 2009. — № 8. — С. 10–12. ●

SIMULATION OF THE GEAR OF THE CARRIAGE OF STRAIGHTENING AND TAMPING MACHINE PMA-1

Kovalsky, Victor F. – D. Sc. (Tech), professor, head of the department of track, construction machines and robototechnics of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

Pushkin, Andrey I. – Ph.D. student of Moscow State University of Railway Engineering (MIIT), Moscow, Russia.

The article describes the features and methods of mathematical simulation of hydraulic displacement gear of lengthwise cyclic displacement of the movable frame of straightening and tamping machine PMA-1 with the use as displacement of twin rods hydraulic cylinder device. The authors describe the main results of simulation

and analyze them. They also put forward some recommendations concerning tuning of control system of the driving gear. The general conclusion is that twin rods cylinder simplifies the controlled hydraulic processes as compared to other existing systems and removes the problem of additional feedback.

Key words: straightening and tamping machinery, hydraulic gear, mathematical simulation, simulation model.

REFERENCES

1. Victor F. Kovalsky, Viacheslav A. Dubrovin, Daniil V. Vasiliev. Rational Data as Assurance of Reliability. *Mir Transporta* (World of Transport and Transportation) Journal, 2007, Vol. 19, Iss. 3, pp.26–31.

2. Pushkin A. I. Increasing Efficiency of Tamping Machines. *Put i putevoe hoziatstvo* [Track and track facilities], 2009, Iss. 8, pp.10–12.

Координаты авторов (contact information): Ковальский В. Ф. (Kovalsky V. F.) – kovalckij@miit.ru, Пушкин А. И. (Pushkin A. I.) – pushkin@miit.ru.

Статья поступила в редакцию / received 18.10.2012
Принята к публикации / accepted 30.10.2012

