

УДК 621.86

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДРОССЕЛЬНО-РЕГУЛИРУЕМОМ ГИДРОПРИВОДЕ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПРИ СОВМЕСТНОМ ДВИЖЕНИИ ЗВЕНЬЕВ

## MODELING OF WORKING PROCESSES IN THE THROTTLE-ADJUSTABLE HYDRAULIC DRIVE OF MANIPULATION SYSTEMS WITH CONJOINT MOVEMENT OF LINKS DURING OPERATION OF MOBILE MACHINES

Лагереv А.В., Лагереv И.А.  
Lagerev A.V., Lagerev I.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье предложены функционально-структурная схема и математическая модель рабочих гидродинамических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем (кранов-манипуляторов) мобильных транспортно-технологических машин при совместном движении двух звеньев. Модель позволяет выполнить компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции манипулятора и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимодействующих процессов. Дано описание компьютерной программы, реализующей разработанную математическую модель. Программа позволяет выполнить расчет изменения во времени перемещения, скорости и ускорения движущегося звена манипуляционной системы, давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и ряда других параметров. Выполнено моделирование работы гидропривода реальной манипуляционной системы и проведен анализ полученных результатов. Показана адекватность результатов моделирования и реальных физических явлений, наблюдаемых при эксплуатации мобильных машин. Совместное движение двух звеньев является источником повышенной нестационарности гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе.

**Ключевые слова:** манипуляционная система, мобильная машина, гидропривод, моделирование, динамика, совместное движение

**Дата принятия к публикации:** 21.12.2018

**Дата публикации:** 25.03.2019

**Сведения об авторах:**

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456.

**Abstract.** The article proposes a functional-structural scheme and a mathematical model of working hydrodynamic processes in a throttle-adjustable hydraulic drive of handling systems (cranes-manipulators) of mobile transport-technological machines during the conjoint movement of two links. The model allows to perform computer simulations of the kinematics and dynamics of the elements of the metal structure of the manipulator and hydrodynamic working processes in the hydraulic drive as jointly occurring and interacting processes. A description of a computer program that implements the developed mathematical model is given. The program allows to calculate the change in time of movement, speed and acceleration of the moving link of the handling system, pressure and volumetric flow rate of the working fluid in the characteristic points of the hydraulic system and a number of other parameters. The operation of the hydraulic drive of the real manipulation system was simulated and the obtained results were analyzed. The adequacy of simulation results and real physical phenomena observed during the operation of mobile machines is shown. The conjoint movement of two links is a source of increased nonstationarity of hydraulic processes in a throttle-adjustable hydraulic drive.

**Keywords:** handling system, mobile machine, hydraulic drive, modeling, dynamics, conjoint movement

**Date of acceptance for publication:** 21.12.2018

**Date of publication:** 25.03.2019

**Authors' information:**

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru). ORCID: 0000-0003-0380-5456.

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», [lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, [lagerev-bgu@yandex.ru](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0002-0921-6831.

*Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)*  
*The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)*

## 1. Введение

Кинематические схемы манипуляционных систем мобильных машин (кранов-манипуляторов) являются шарнирно-сочлененными конструкциями, в которых последовательно расположенные подвижные звенья соединены с соседними звеньями с помощью, как правило, цилиндрических или призматических шарниров [1]. В получивших в настоящее время наибольшее распространение гидрофицированных кранах-манипуляторах каждое подвижное звено имеет свой индивидуальный привод на основе гидродвигателя возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения со своим набором необходимых гидроустройств, гидроаппаратов и соединяющих гидролиний, который входит как составная часть в общую гидросистему мобильной транспортно-технологической машины [2]. Таким образом, каждое подвижное звено принципиально способно совершать свое индивидуальное движение независимо от состояния (движение или останов) других звеньев манипуляционной системы.

В процессе эксплуатации кранов-манипуляторов возможно как раздельное движение (движение поочередно) отдельных звеньев, так и совместное движение звеньев. Нормативно-техническая и эксплуатационная документация, регламентирующая работу многозвенных гидравлических кранов-манипуляторов мобильных машин, допускает совмещение во времени выполнения нескольких движений различных звеньев манипуляционной системы [3]. Такая технология производства работ имеет практический интерес, так как совмещение во времени движений различных подвижных звеньев позволяет повысить эффективность использования кранов-манипуляторов за счет

уменьшения времени выполнения цикла технологической операции. Например, согласно [4, 5] совмещение движений звеньев крана-манипулятора, соединенных только цилиндрическими шарнирами, позволяет сократить время цикла до 40% и снизить усилия, преодолеваемые гидроцилиндрами, на 10...40%. При этом усилия могут как снижаться, так и возрастать, что объясняется изменением эксплуатационных весовых и инерционных нагрузок, зависящих от текущих значений мгновенных положений и скоростей звеньев, и изменением момента инерции движущейся части стрелы относительно цилиндрического шарнира.

Таким образом, углубленное исследование и моделирование нестационарных гидродинамических процессов в совокупности с особенностями кинематики и динамики металлоконструкции имеет важный практический интерес для повышения эффективности работы кранов-манипуляторов.

## 2. Построение математической модели

### 2.1. Построение структурно-функциональной схемы дроссельно-регулируемого гидропривода при совместном движении двух звеньев манипуляционной системы

Математическая модель дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении двух звеньев базируется на структурно-функциональной схеме, предложенной в [1]. Указанная схема с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых производится определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидропри-

воде при работе манипуляционной системы, приведена на рис. 1.

В качестве характерных точек выбраны следующие точки направлению движения рабочей жидкости:

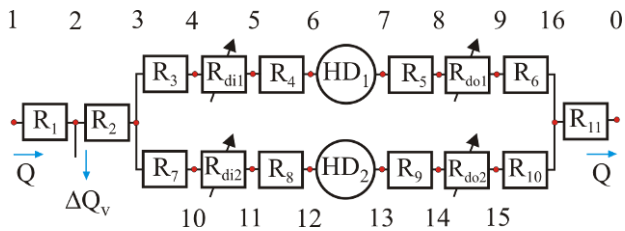


Рис. 1. Типовая структурно-функциональная схема дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении двух звеньев

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;

- точка 2: место установки предохранительного напорного клапана;

- точка 3: точка разделения потока рабочего тела на гидродвигатели механизмов привода совместно движущихся звеньев;

- точка 4: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;

- точка 5: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;

- точка 6: вход в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения;

- точка 7: выход из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;

- точка 8: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;

- точка 9: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения;

- точка 10: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;

- точка 11: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на входе в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;

- точка 12: вход в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения;

- точка 13: выход из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 14: вход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 15: выход регулируемого дросселя (регулятора потока) на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения;

- точка 16: точка слияния потоков рабочего тела от гидродвигателей механизмов привода совместно движущихся звеньев;

- точка 0: вход в гидробак.

Нумерация движений звеньев манипуляционной системы назначается произвольно.

В указанных характерных точках  $j$  определяются величина давления  $p_j$  ( $j = 1, \dots, 16$ ) и объемного расхода рабочей жидкости  $Q_j$  ( $j = 1, \dots, 16, 0$ ). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан  $\Delta Q_v$ . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления  $R_1, \dots, R_{10}$  вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 6 и 7 определяет перепад рабочего давления на гидродвигателе 1-го движения  $\Delta p_{HD,1}$ , а в точках 12 и 13 – на гидродвигателе 2-го движения  $\Delta p_{HD,2}$ . Разности величины давлений в точках 4 и 5, 8 и 9 определяют перепад рабочего давления  $R_{di,1}, R_{do,1}$  на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения соответственно, а в точках 10 и 11, 14 и 15 – перепад рабочего давления  $R_{di,2}, R_{do,2}$  на регулируемых дросселях на входе в рабочую полость и выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения соответственно.

Представленная на рис. 1 структурно-функциональная схема является типовой применительно к дроссельно-регулируемому гидроприводу при совместном движении звеньев многозвенной манипуляционной

системы. В зависимости от того, сочетание движений каких конкретных звеньев моделируется, характерным точкам и характерным участкам типовой схемы (рис. 1) ставятся в соответствие конкретные точки и участки натурной гидросистемы. Представление об этом дает рис. 2. Следует отметить, что при использовании одного регулируемого дросселя (либо на входе, либо на выходе гидродвигателя), в типовой схеме необходимо оставить соответствующий характерный участок с нулевым коэффициентом дросселирования.

На рис. 2 приведена натурная принципиальная гидравлическая схема автомобильного манипулятора типа UNIC UR330 Series (Япония) [6]. Данная манипуляционная система состоит из колонны, имеющей возможность поворота относительно собственной вертикальной оси, и телескопической стрелы, имеющей возможность поворота в вертикальной плоскости и удлинения. Для обеспечения трех указанных движений звеньев используются следующие гидродвигатели:

- 1) поворотный гидродвигатель колонны (swing motor);
- 2) гидроцилиндр подъема стрелы (boom topping cylinder);
- 3) телескопический гидроцилиндр удлинения стрелы (telescoping cylinder)

Моделирование совместного движения двух из трех указанных звеньев требует использования трех структурно-функциональных схем. Соответствие расположения характерных точек и участков функционально-структурной схемы, которую необходимо использовать при моделировании совместного поворота в вертикальной плоскости и изменения длины стрелы, расположению гидрوليний натурной принципиальной схемы показано на рис. 2, а. На рис. 2, б показано то же, но применительно к случаю моделирования совместного поворота стрелы в вертикальной плоскости и поворота колонны крана-манипулятора вокруг вертикальной оси.

## 2.2. Построение дифференциальных уравнений совместного движения двух звеньев при дроссельно-регулируемом гидроприводе

При построении дифференциальных уравнений совместного движения двух звеньев манипуляционной системы целесообразно воспользоваться подходом, развитым в работе [7] применительно к разделному движению звеньев. Указанный подход предусматривает построение уравнения перемещения подвижного элемента гидродвигателя (поршня или шибера) как функции изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости  $Q_{HD,inp}$ , поданного в рабочую полость гидродвигателя [1]. В этом случае интегрирование уравнения движения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидродвигатель – и, таким образом, последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 1).

Согласно [7] известные уравнения движения подвижных элементов гидродвигателей [8-12]:

- для гидроцилиндра и двухпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left( \frac{M_{red}}{A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = (A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (1)$$

- для четырехпоршневого поворотного гидродвигателя

$$\left( \frac{M_{red}}{2A_{hc,inp}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = 2(A_{hc,inp} p_5 - A_{hc,out} p_6) \mp F_{ol} - F_{br}; \quad (2)$$

- для шибера поворотного гидродвигателя

$$n_b \left( \frac{J_{red}}{V_{hd}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = \quad (3)$$

$$= n_b H_{pd} (D_{pd}^2 - d_{pd}^2) (p_5 - p_6) / 4 \mp M_{ol} - M_{br};$$

- для гидромотора

$$2\pi \left( \frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{HD,inp} = V_{hm} (p_5 - p_6) / 2\pi \mp M_{ol} - M_{br}, \quad (4)$$

где  $A_{hc,inp}$  - площадь поршня гидроцилиндра со стороны рабочей полости;  $D_{pd}$ ,  $H_{pd}$  - внутренний диаметр и глубина корпуса шибера гидродвигателя;  $d_{pd}$  - диаметр вала

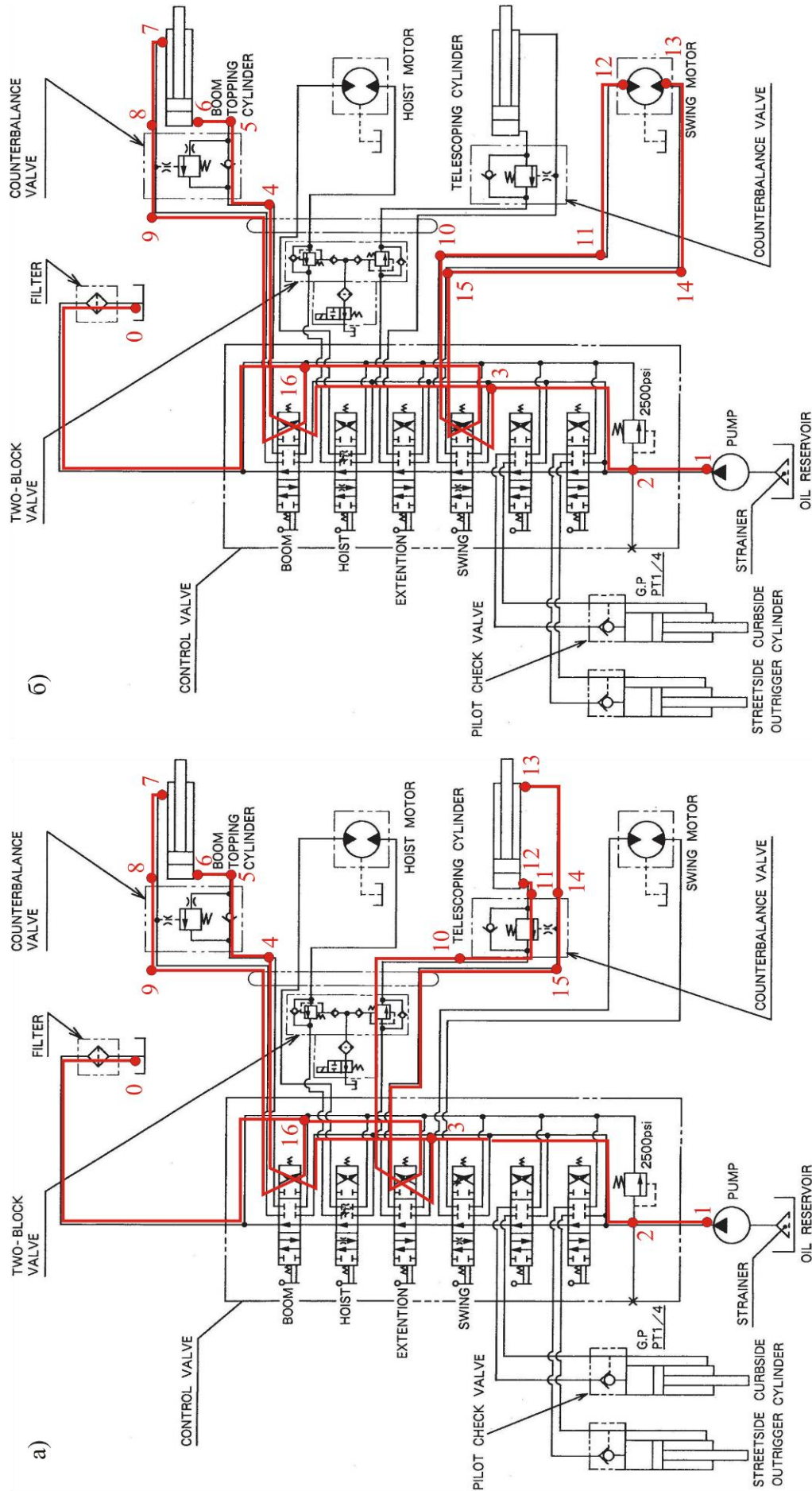


Рис. 2. Примеры сопоставления структурно-функциональной схемы гидропривода с натурной принципиальной гидравлической схемой манипуляционной системы для различных сочетаний совместного движения двух звеньев:

а) поворот и удлинение стрелы; б) поворот стрелы и поворот колонны

шиберного гидродвигателя;  $n_b$  - число шиберов;  $V_{hd}$  - объем шиберного гидродвигателя, соответствующий повороту выходного вала на 1 рад;  $V_{hm}$  - рабочий объем гидромотора;  $M_{red}$ ,  $J_{red}$  - приведенные к выходному звену гидродвигателя масса и момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы;  $F_{ol}$ ,  $M_{ol}$  - эксплуатационные сила и момент силы, приведенные к выходному звену гидродвигателя;  $F_{br}$ ,  $M_{br}$  - сила торможения и момент силы торможения выходного звена гидродвигателя, создаваемые дополнительными внешними тормозными устройствами (при их наличии в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы);  $k_{dyn}$  - коэффициент динамичности.

Если величина эксплуатационной нагрузки  $F_{ol}$  или  $M_{ol}$  в дифференциальных уравнениях (1) – (4) определяется с помощью решения задачи динамики движения звена манипуляционной системы [13-15] или в процессе реализации универсальной модели [16], тогда следует принимать  $k_{dyn} = 1$ . Если величина эксплуатационной нагрузки  $F_{ol}$  или  $M_{ol}$  определяется на основе учета лишь статических нагрузок (веса груза и элементов металлоконструкции манипуляционной системы), тогда следует принимать  $k_{dyn} > 1 \sim 1,05 \dots 1,2$  [17].

Моделирование совместного движения двух звеньев манипуляционной системы требует решения системы из двух дифференциальных уравнений, собранной из соответствующих дифференциальных уравнений (1) – (4) в зависимости от используемых типов приводных гидродвигателей рассматриваемых звеньев.

При совместном движении двух звеньев манипуляционной системы возможны три варианта начального периода такого движения:

- 1) одновременное начало движения обоих звеньев;
- 2) опережающее начало движения 1-го звена (в начальный момент времени  $\tau = 0$

включается гидродвигатель 1-го движения, по прошествии промежутка времени  $\Delta\tau_{beg}$  включается гидродвигатель 2-го движения);

- 3) опережающее начало движения 2-го звена (в начальный момент времени  $\tau = 0$  включается гидродвигатель 2-го движения, по прошествии промежутка времени  $\Delta\tau_{beg}$  включается гидродвигатель 1-го движения).

Также возможны три варианта завершающего периода совместного движения двух звеньев манипуляционной системы:

- 1) одновременное окончание движения обоих звеньев;

- 2) опережающее окончание движения 1-го звена (в момент времени  $\tau = \tau_{fin}$  выключается гидродвигатель 1-го движения вследствие достижения его подвижным элементом конечной точки заданного перемещения, далее продолжает работать лишь гидродвигатель 2-го движения);

- 3) опережающее окончание движения 2-го звена (в момент времени  $\tau = \tau_{fin}$  выключается гидродвигатель 2-го движения вследствие достижения его подвижным элементом конечной точки заданного перемещения, далее продолжает работать лишь гидродвигатель 1-го движения).

Таким образом, указанная система дифференциальных уравнений в полном объеме решается только в интервале времени  $\tau \in [\tau_{beg}; \tau_{fin}]$ . В интервалах времени  $\tau \in [0; \tau_{beg})$  и  $\tau \in (\tau_{fin}; 0]$  решается единичное дифференциальное уравнение, соответствующее типу работающего гидродвигателя.

### 2.3. Начальные условия интегрирования дифференциальных уравнений совместного движения звеньев

Для всех указанных вариантов в начальный момент времени интегрирования уравнений движения  $\tau = 0$  объемный расход рабочей жидкости, поступающей в рабочую полость обоих гидродвигателей  $Q_6(\tau = 0) = 0$  и  $Q_{12}(\tau = 0) = 0$ . Соответственно, расходы в характерных точках гидросистемы

$$Q_j(\tau = 0) = 0, \quad (j = 3, \dots, 16, 0).$$

В начальный момент времени, когда насос работает, но смещения подвижного элемента ни одного из гидродвигателей пока нет, давление на выходе насоса  $p_1(\tau = 0)$  будет отличаться от его номинального значения  $p_{nom}$ . При постоянной частоте вращения приводного вала насоса объемный расход  $Q_1$  и давление  $p_1$  на выходе насоса связаны характеристикой вида [8-10]

$$Q_1 = f(p_1),$$

которая аппроксимируется выражением [18]

$$Q_1 = \frac{Q_{nom}}{\eta_{0nom}} \left[ 1 - (1 - \eta_{0nom}) \frac{p_1}{p_{nom}} \right],$$

где  $Q_{nom}$ ,  $\eta_{0nom}$  - номинальная рабочая подача и номинальный объемный коэффициент полезного действия нерегулируемого насоса.

Объемный расход в характерной точке 2 (место установки напорного предохранительного клапана) составит

$$Q_2(\tau = 0) = \zeta_1 Q_1(\tau = 0), \quad (5)$$

где  $\zeta_1$  - коэффициент внешних утечек рабочей жидкости на 1-ом участке гидросистемы (между точками 1 и 2).

В начальный момент времени весь этот расход  $Q_2(\tau = 0)$  через напорный предохранительный клапан, установленный в точке 2, сливается в гидробак.

Давление в точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия предохранительного клапана, в общем виде выражающейся функцией вида

$$p_2(\tau = 0) = f_v(Q_2(\tau = 0)), \quad (6)$$

причем с давлением в точке 1 оно будет связано соотношением [7]:

$$p_2(\tau = 0) = p_1(\tau = 0) - R_1(\tau = 0), \quad (7)$$

где  $R_1(\tau = 0)$  - потеря давления на участке 1 гидросистемы (между характерными точками 1 и 2) при протекании через него осредненного расхода

$$\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0) = 0,5(\zeta_1 + 1)Q_1(\tau = 0).$$

Анализ зависимостей (5) – (7) показывает, что давление  $p_1(\tau = 0)$  и объемная подача  $Q_1(\tau = 0)$  на выходе насоса зависят от параметров характеристики открытия используемого предохранительного клапана и поэтому

для их оценки необходимо учитывать зависимость (6). Согласно [7] величину расхода  $Q_1(\tau = 0)$  можно определить, решив нелинейное алгебраическое уравнение вида:

$$\frac{p_{nom}}{1 - \eta_{0nom}} \left( 1 - \frac{Q_1(\tau = 0)\eta_{0nom}}{Q_{nom}} \right) - R_1(\bar{\zeta}_1 Q_1(\tau = 0)) - f_v(\zeta_1 Q_1(\tau = 0)) = 0. \quad (8)$$

Входящее в уравнение (8) расчетное выражение статической характеристики напорного клапана давления  $p = f_v(\Delta Q_v)$  зависит от конструктивного исполнения клапана. Соответствующие аналитические зависимости для напорных клапанов прямого и непрямого действия, а также порядок определения эмпирических коэффициентов в этих зависимостях по паспортным данным предохранительных клапанов приведены в [7].

Давления рабочей жидкости в характерных точках напорной части гидросистемы согласно закона Паскаля будут составлять

$$p_j(\tau = 0) = p_2(\tau = 0), \quad (j = 3-6, 10-12);$$

а характерных точках сливной части –

$$p_j(\tau = 0) = 0, \quad (j = 7-9, 13-16, 0).$$

#### 2.4. Расчет гидравлических параметров дроссельно-регулируемого гидропривода в произвольный момент совместного движения звеньев манипуляционной системы

В случае опережающего начала 1-го движения во всем интервале времени  $\tau \in [0; \tau_{beg}]$  решение дифференциального уравнения движения 1-го звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [19] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости  $Q_6$  в характерной точке 6 (вход в рабочую полость гидродвигателя 1-го движения). Оценка искомых гидравлических параметров – давлений и объемных расходов рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы  $j=1-9, 16, 0$  выполняется в соответствии с подходом [7]. При этом значения объемных расходов в характерных точках  $j=10-15$  равны 0, а значения рабочих давлений

не представляют физического интереса. И только для момента времени начала 2-го движения  $\tau = \tau_{beg}$  они должны быть определены в соответствии с начальными условиями интегрирования дифференциального уравнения 2-го движения:

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_3(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 10-12);$$

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_{16}(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 13-15).$$

Аналогично выполняется определение гидравлических параметров во всем интервале времени  $\tau \in [0; \tau_{beg}]$  в случае опережающего начала 2-го движения. При этом значения объемных расходов в характерных точках  $j = 4-9$  равны 0, а значения рабочих давлений не представляют физического интереса. Лишь для момента времени начала 1-го движения  $\tau = \tau_{beg}$  они должны быть определены в соответствии с начальными условиями интегрирования дифференциального уравнения 1-го движения:

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_3(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 4-6);$$

$$p_j(\tau = \tau_{beg}) = p_{16}(\tau = \tau_{beg}), \quad (j = 7-9).$$

При совместном движении двух звеньев манипуляционной системы, т.е. в интервале времени  $\tau \in [\tau_{beg}; \tau_{fin}]$ , также применим подход, разработанный в [7].

Учитывая возможные внешние потери рабочей жидкости в пределах характерных участков гидросистемы, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках гидросистемы:

- напорная часть

$$Q_5 = Q_6 / \zeta_4;$$

$$Q_4 = Q_5;$$

$$Q_{11} = Q_{12} / \zeta_8;$$

$$Q_{10} = Q_{11}$$

$$Q_3 = Q_4 / \zeta_3 + Q_{10} / \zeta_7;$$

$$Q_2 = Q_3 / \zeta_2 + \Delta Q_v;$$

$$Q_1 = Q_{nom} = Q_2 / \zeta_1,$$

- сливная часть

$$Q_8 = Q_7 \zeta_5;$$

$$Q_9 = Q_8;$$

$$Q_{14} = Q_{13} \zeta_9;$$

$$Q_{15} = Q_{14};$$

$$Q_{16} = Q_9 \zeta_6 + Q_{15} \zeta_{10};$$

$$Q_0 = Q_{16} \zeta_{11}.$$

Величины расходов  $Q_7$  в характерной точке 7 (на выходе из холостой полости гидродвигателя 1-го движения) и  $Q_{13}$  в характерной точке 13 (на выходе из холостой полости гидродвигателя 2-го движения) зависят от вида используемого гидродвигателя:

- для гидроцилиндра

$$Q_{7(13)} = \frac{A_{hc,out}}{A_{hc,inp}} Q_{6(12)};$$

- для поршневых и шиберных поворотных гидродвигателей, гидромоторов

$$Q_{7(13)} = Q_{6(12)},$$

где  $A_{hc,out}$  - площадь поршня гидроцилиндра со стороны холостой полости.

На суммарную величину объемных расходов рабочей жидкости  $Q_6 + Q_{12}$  должно быть наложено очевидное физическое ограничение: эта величина с учетом всех внешних потерь рабочей жидкости в напорной части гидросистемы не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_{nom} \geq \frac{1}{\zeta_1 \zeta_2} \left[ \frac{Q_6}{\zeta_3 \zeta_4} + \frac{Q_{12}}{\zeta_7 \zeta_8} \right].$$

В случае опережающего окончания 1-го движения во всем интервале времени  $\tau \geq \tau_{fin}$  решение дифференциального уравнения движения 2-го звена в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [19] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости  $Q_{12}$  в характерной точке 12 (вход в рабочую полость гидродвигателя 2-го движения). Оценка искомых гидравлических параметров – давлений и объемных расходов рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы  $j = 1-3, 10-16, 0$  выполняется в соответствии с подходом [7]. При этом значения объемных расходов в характерных точках  $j = 4-9$  равны 0, а значе-



ния рабочих давлений сохраняются равными в момент  $\tau = \tau_{fin}$ .

Аналогично выполняется определение гидравлических параметров в интервале времени  $\tau \geq \tau_{fin}$  в случае опережающего окончания 2-го движения. При этом значения объемных расходов в характерных точках  $j = 10-15$  равны 0, а значения рабочих давлений сохраняются равными в момент  $\tau = \tau_{fin}$  9).

*2.5. Расчет эксплуатационных нагрузок, действующих на подвижный элемент гидродвигателя дроссельно-регулируемого гидропривода, и инерционных характеристик движущихся элементов металлоконструкции в произвольный момент движения звеньев манипуляционной системы*

Величины эксплуатационных нагрузок  $F_{ol}$  или  $M_{ol}$ , требующиеся для вычисления правой части дифференциальных уравнений движения (1) – (4), а также инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции  $M_{red}$  или  $J_{red}$ , требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (1) – (4), являются функциями перемещения звеньев, т.е. являются функциями вида

$$Y = Y(q_1, q_2),$$

где  $q_i$  - перемещение звена, совершающего  $i$ -е движение.

Согласно [7] они могут быть определены двумя возможными путями:

1) на основе решения задачи динамики движения звеньев манипуляционной системы [13-15] в рамках универсальной модели манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической модели [16];

2) на основе предварительного решения задачи динамики совместного движения звеньев манипуляционной системы [13-15].

В первом случае величины эксплуатационных нагрузок  $F_{ol}$  или  $M_{ol}$  и приведенные инерционные характеристики движущихся элементов металлоконструкции  $M_{red}$  или

$J_{red}$  находятся для произвольного момента движения звена манипуляционной системы непосредственно в процессе интегрирования уравнений динамики.

Во втором случае названные эксплуатационные нагрузки и инерционные характеристики  $Y = Y(q_1, q_2)$  наиболее удобно задать с помощью дискретного двумерного множества опорных точек  $q_{11}, \dots, q_{mn}, \dots, q_{MN}$  ( $1 < m < M; 1 < n < N$ ) в пределах области возможных перемещений движущихся звеньев (рис. 3): звена, совершающего 1-е движение, -

$$q_1 \in [q_{\min,1}; q_{\max,1} = q_{\min,1} + \Delta q_1]$$

и звена, совершающего 2-е движение -

$$q_2 \in [q_{\min,2}; q_{\max,2} = q_{\min,2} + \Delta q_2].$$

Искомое значение функции  $Y = Y(q_1, q_2)$  определяется в процессе двухшаговой процедуры одномерной сплайн-интерполяции.

На первом шаге производится сплайн-интерполяция по опорным точкам  $Y(q_m, q_n = const)$ , вследствие чего определяется  $N$  аппроксимирующих функций  $Y(q_1)_{n=1}, Y(q_1)_{n=2}, \dots, Y(q_1)_n, \dots, Y(q_1)_{n=N}$ , любая из которых на каждом  $k$ -м участке между соседними опорными дискретными точками  $q_{1,k}$  и  $q_{1,k+1}$  выражается кубическими полиномами вида [20]:

$$Y(q_1)_n = Y(q_{1,k})_n + b_{Y,k}(q_1 - q_{1,k}) + c_{Y,k}(q_1 - q_{1,k})^2 + d_{Y,k}(q_1 - q_{1,k})^3.$$

Затем с их помощью для требуемого значения  $q_1$  находится множество  $N$  вспомогательных точек  $Y(q_1, q_n)$ .

На втором шаге производится сплайн-интерполяция по вспомогательным точкам  $Y(q_1, q_n)$ . На каждом  $k$ -м участке между соседними вспомогательными точками  $q_{2,k}$  и  $q_{2,k+1}$  выражается кубическими полиномами вида:

$$Y(q_2) = Y(q_{2,k}) + b_{Y,k}(q_2 - q_{2,k}) + c_{Y,k}(q_2 - q_{2,k})^2 + d_{Y,k}(q_2 - q_{2,k})^3.$$

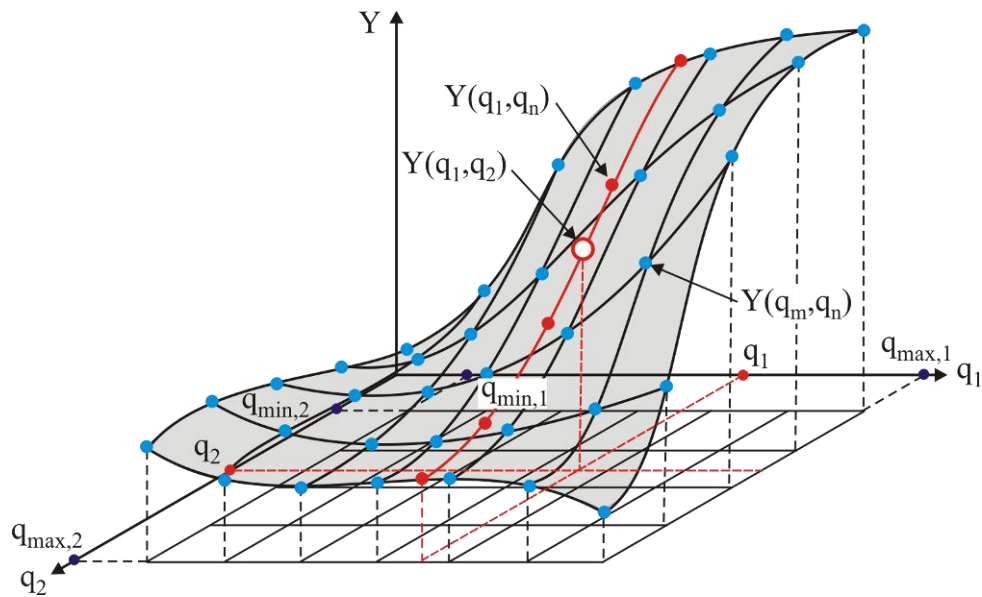


Рис. 3. Сплайн-интерполяция предварительно определенных эксплуатационных нагрузок и инерционных характеристик

Затем по требуемому значению  $q_2$  с помощью аппроксимирующей функции  $Y(q_2)$  находится искомое значение  $Y(q_1, q_2)$ .

Как предложено в [6], аналогичный подход целесообразно применить и для аппроксимации в пределах тормозного пути  $\Delta q_{br,i}$  нагрузок торможения (силы торможения  $F_{br,i}$  или момента силы торможения  $M_{br,i}$ ) выходного звена гидродвигателя  $i$ -го движения, создаваемых в случае использования в конструкции механизма движения соответствующего звена манипуляционной системы дополнительных внешних тормозных устройств:

$$F_{br,i} = F_{br,i,k} + b_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k}) + c_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k})^2 + d_{F_{br,i,k}}(q_i - q_{i,k})^3;$$

$$M_{br,i} = M_{br,i,k} + b_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k}) + c_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k})^2 + d_{M_{br,i,k}}(\varphi_i - \varphi_{i,k})^3,$$

где  $F_{br,i,k}$ ,  $M_{br,i,k}$  - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок торможения  $F_{br,i}$  и  $M_{br,i}$ ;  $q_{i,k}$ ,  $\varphi_{i,k}$  - абсциссы опорных точек сплайн-интерполяции;

Согласно [7] сплайн-интерполяция также удобна для задания закона дроссельного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя и, соответственно, скорости

движущегося звена манипуляционной системы мобильной машины. В этом случае кубическими сплайнами задается необходимый закон изменения во время движения коэффициентов дросселирования  $k_{th,i}$  и  $k_{th,o}$ :

$$k_{th,i} = k_{th,i,k} + b_{k_{th,i,k}}(x - x_k) + c_{k_{th,i,k}}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,i,k}}(x - x_k)^3;$$

$$k_{th,o} = k_{th,o,k} + b_{k_{th,o,k}}(x - x_k) + c_{k_{th,o,k}}(x - x_k)^2 + d_{k_{th,o,k}}(x - x_k)^3,$$

где  $k_{th,i,k}$ ,  $k_{th,o,k}$  - ординаты опорных точек сплайн-интерполяции нагрузок коэффициентов дросселирования регулируемых дросселей или регуляторов потока на входе и выходе гидродвигателя.

### 3. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель рабочих процессов в гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин реализована в компьютерной программе «Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев» [23].

Программа позволяет моделировать возвратно-поворотное движение прямолинейных звеньев [1, 21]. Для этого предусмотрены 2 варианта расчета:

- 1 вариант движения – подъем прямолинейного звена;
  - 2 вариант движения – опускание прямолинейного звена,
- причем в пределах каждого из указанных вариантов рассматриваются по три варианта начального периода совместного движения и по три варианта завершающего периода совместного движения.

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Dynamics\_of\_Hydraulic\_Drives\_with\_Throttle\_Regulation\_and\_Conjoint\_Motion\_of\_Links*, 24 процедур типа Procedure:

- *BeginLink1* – интегрирование дифференциального уравнения опережающего движения 1-го звена методом Рунге-Кутты 4-го порядка;
- *BeginLink2* – интегрирование дифференциального уравнения опережающего движения 2-го звена методом Рунге-Кутты 4-го порядка;
- *DelForce1* – определение разности усилий на штоке гидроцилиндра 1-го движения при раздельном движении;
- *DelForce2* – определение разности усилий на штоке гидроцилиндра 2-го движения при раздельном движении;
- *DelForce1s* – определение разности усилий на штоках гидроцилиндров при совместном движении двух звеньев;
- *DetermAngle* – определение угла поворота прямолинейного звена при известном значении смещения поршня гидроцилиндра;
- *DetermBegin1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при опережающем движении 1-го звена;
- *DetermBegin2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при опережающем движении 2-го звена;
- *DetermBegin1s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при совместном движении двух звеньев (подъем);

- *DetermBegin2s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в начальный момент времени при совместном движении двух звеньев (опускание);

- *Determ\_Pressure1* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при раздельном движении 1-го звена;

- *Determ\_Pressure2* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при раздельном движении 2-го звена;

- *Determ\_Pressure1s* – определение давлений и расходов в расчетных точках гидросистемы в произвольный момент времени при совместном движении двух звеньев;

- *FlowDistribution* – расчет распределения расходов рабочей жидкости по совместно работающим гидродвигателям;

- *MotionLink1* – интегрирование дифференциального уравнения раздельного движения 1-го звена;

- *MotionLink2* – интегрирование дифференциального уравнения раздельного движения 2-го звена;

- *MotionVar1* – моделирование работы гидропривода при одновременном начале движения двух звеньев;

- *MotionVar2* – моделирование работы гидропривода при опережающем начале движения 1-го звена;

- *MotionVar3* – моделирование работы гидропривода при опережающем начале движения 2-го звена;

- *PressureLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;

- *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерной функции, заданной набором опорных точек;

- *Uravn1* – определение значения правой части уравнения раздельного движения 1-го звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

- *Uravn2* – определение значения правой части уравнения раздельного движения 2-го звена согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

• *UravnIs* – определение значения первой части системы уравнений совместного движения двух звеньев согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

а также 3 процедуры типа Function:

• *AprSpl* – расчет значения функции, заданной кубическим сплайном, в заданной точке;

• *AprSpl2dim* – расчет значения функции, заданной набором одномерных кубических сплайнов, во вспомогательных точках и определение значения двумерной аппроксимированной функции  $Y(q_1, q_2)$ ;

• *PressureValve* – расчет величины давления на предохранительном клапане при его работе.

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени отработки совместного движения двумя звеньями следующих данных:

1) величины  $x_i(\tau)$ , скорости  $\dot{x}_i(\tau)$  и ускорения  $\ddot{x}_i(\tau)$  перемещения подвижного элемента гидродвигателя  $i$ -го движения;

2) угла  $q_i(\tau)$ , угловой скорости  $\dot{q}_i(\tau)$  и углового ускорения  $\ddot{q}_i(\tau)$  поворота  $i$ -го звена манипуляционной системы;

3) давления рабочей жидкости  $p_j(\tau)$  в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

4) объемного расхода рабочей жидкости  $Q_j(\tau)$  в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

5) объемного расхода рабочей жидкости  $\Delta Q_v(\tau)$  через напорный предохранительный клапан;

6) перепада давления рабочей жидкости на гидродвигателе  $\Delta p_{HD,i}(\tau)$   $i$ -го движения;

7) перепада давления на входном  $\Delta p_{di,i}(\tau)$  и выходном  $\Delta p_{do,i}(\tau)$  регулируемых дросселях  $i$ -го движения;

8) мгновенной мощности приводного электродвигателя насоса  $N_p(\tau)$ .

#### 4. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Как и ранее в [7], для оценки достоверности моделирования гидравлических процес-

сов в дроссельно-регулируемом гидроприводе мобильной машины при совместном движении двух ее звеньев на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена трехзвенная манипуляционная система, кинематическая схема которой показана на рис. 4. Размеры металлоконструкции, условия и режимы эксплуатации, а также параметры гидросистемы взяты аналогичными соответствующим характеристикам мобильной машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [21, 22].

Состав и технические характеристики не регулируемого насоса, гидроаппаратов, гидроустройств и гидролиний, использованные при проведении тестовых расчетов, аналогичны принятым в работе [7].

Рассматривался случай совместного поворотного движения (подъема) стрелы 3 и рукояти 5 крана-манипулятора из их крайне нижнего возможного положения в пределах хода  $\Delta q_1 = \Delta q_2 = 60^\circ$  (рис. 4). Вес транспортируемого груза составлял  $G = 7,5$  кН. Силовой гидроцилиндр механизма подъема-опускания стрелы, реализовывающий 1-е движение, имел внутренний диаметр гильзы цилиндра, равный 125 мм, и диаметр штока, равный 50 мм. Для гидроцилиндра механизма подъема-опускания рукояти, реализовывающего 2-е движение, указанные диаметры равны 100 мм и 40 мм соответственно. На рис. 5 приведены графики изменения в зависимости от углов поворота стрелы и рукояти величин приведенных к штоку гидроцилиндра эксплуатационных продольных сил  $F_{ol,1}$  и  $F_{ol,2}$ , а также массы перемещаемого груза и движущихся элементов металлоконструкции манипуляционной системы  $M_{red,1}$  и  $M_{red,2}$ .

На рис. 6 показано изменение конфигурации крана-манипулятора в процессе совершения совместного движения стрелы и рукояти с шагом по времени  $\Delta \tau = 1$  с для варианта одновременного начала движения обеих звеньев крана-манипулятора.

Моделирование кинематики звеньев крана-манипулятора и рабочих процессов в его гидроприводе выполнялось для трех возможных вариантов начального периода сов-

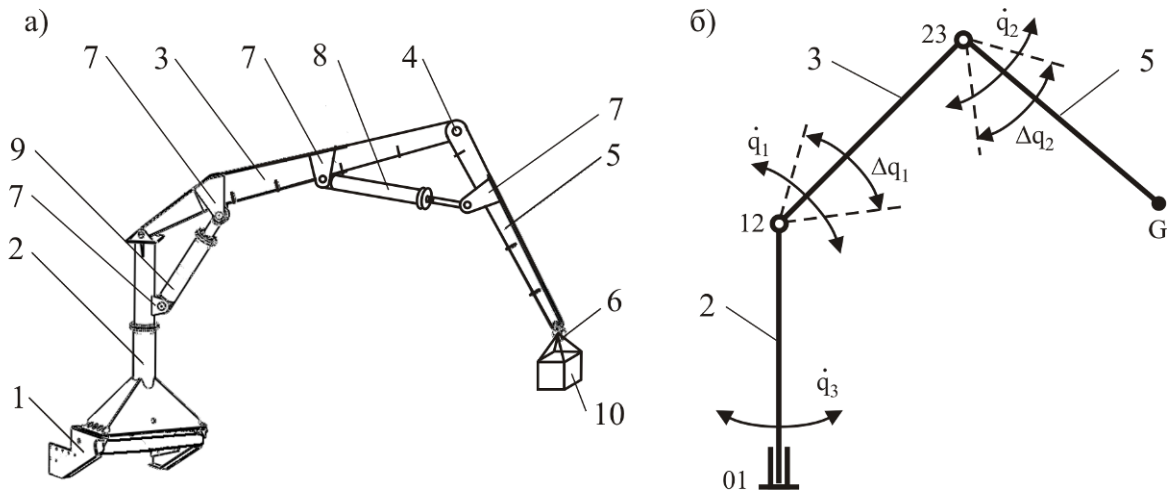


Рис. 4. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины:  
 а - конструктивное исполнение (1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидродвигатель механизма поворотного движения стрелы; 10 – груз);  
 б – кинематическая схема

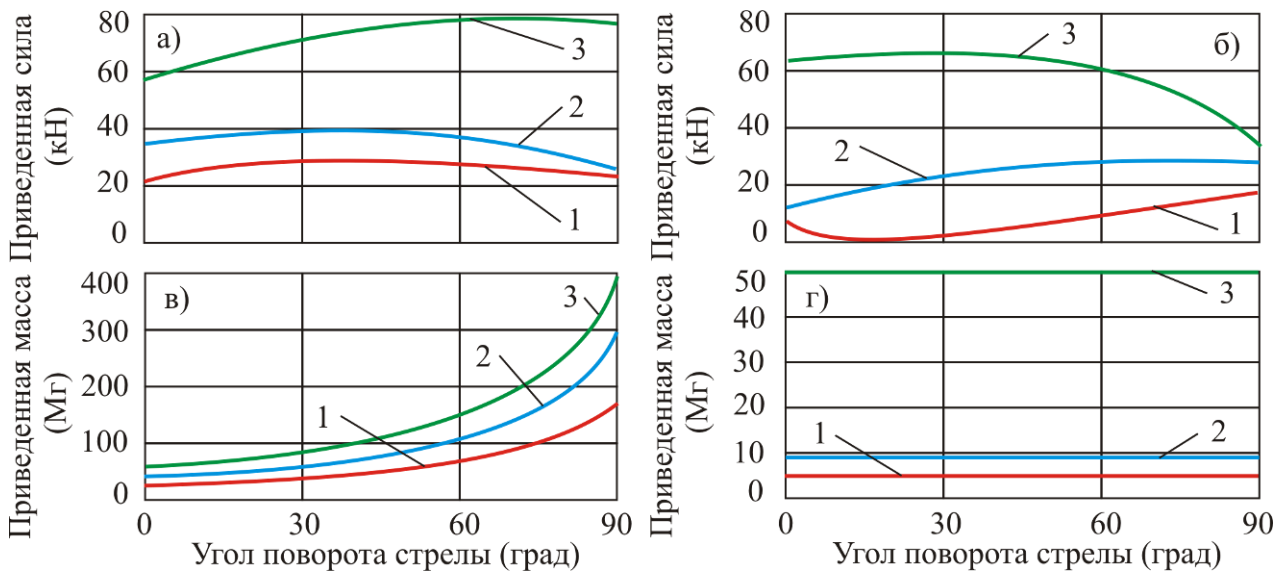


Рис. 5. Изменение в зависимости от угла поворота стрелы  $q_1$  для различных значений угла поворота рукояти  $q_2$  приведенных к штоку гидроцилиндров параметров нагружения:  
 а – эксплуатационной силы  $F_{ol,1}$ ; б – эксплуатационной силы  $F_{ol,2}$ ;  
 в – перемещаемой массы  $M_{red,1}$ ; г – перемещаемой массы  $M_{red,2}$   
 (1 -  $q_2 = 0^\circ$ ; 2 -  $q_2 = 45^\circ$ ; 3 -  $q_2 = 90^\circ$ )

местного движения: для одновременного начала движения и опережающего начала движения одного из звеньев на промежуток времени  $\tau_{beg} = 0,3$  с. Далее на рис. 7-18 цифры, обозначающие графики, имеют следующий смысл:

- 1 – одновременное начало движения обоих звеньев;
- 2 – опережающее начало движения стрелы (1-е движение);
- 3 – опережающее начало движения рукояти (2-е движение).

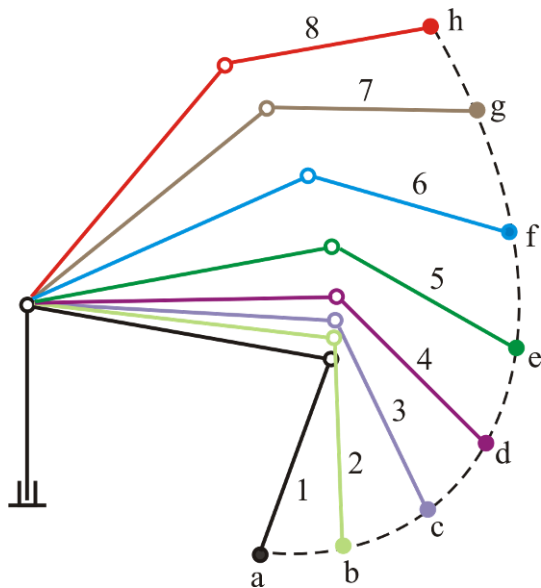


Рис. 6. Изменение конфигурации крана-манипулятора при совместном движении стрелы и рукояти с шагом 1 с (1 – начальная конфигурация в момент времени 0 с; 2 – 1 с; 3 – 2 с; 4 – 3 с; 5 – 4 с; 6 – 5 с; 7 – 6 с; 8 – конечная конфигурация в момент времени 6,6 с; a-b-c-d-e-f-g-h – траектория перемещения)

На рис. 7-9 приведены графики изменения с течением времени кинематических параметров движения стрелы и рукояти в процессе их совместного подъема - углов поворота  $q_1$  и  $q_2$ , угловых скоростей  $\dot{q}_1$  и  $\dot{q}_2$ , угловых ускорений  $\ddot{q}_1$  и  $\ddot{q}_2$ . Продолжительность подъема стрелы занимает приблизительно 6,6 с, рукояти – приблизительно 3,4 с. Такая разница связана с тем, что гидроцилиндр механизма поворота рукояти оказывается относительно более мощным, чем гидроцилиндр механизма поворота стрелы, так как действующие на него эксплуатационная нагрузка и приведенная перемещаемая масса существенно ниже, чем для стрелы.

Графики  $q_1(\tau)$  заметно различны лишь во время совместного движения стрелы и рукояти крана-манипулятора (рис. 7). С прекращением движения рукояти они сливаются практически в единую линию.

При одновременном начале движения графики угловых скоростей  $\dot{q}_1$  и  $\dot{q}_2$  (рис. 8) имеют достаточно плавный вид, причем на начальном этапе наблюдается рост скорости

рукояти за счет снижения скорости стрелы. Это связано с необходимостью для гидроцилиндра механизма поворота стрелы преодолеть большую эксплуатационную нагрузку и перемещать большую приведенную массу груза и металлоконструкции крана-манипулятора, что повышает его инерционность на начальной стадии движения. При опережающем начале движения одного из звеньев наблюдается скачок величины его угловой скорости в интервале времени  $0 < \tau < \tau_{beg} = 0,3$  с, который снижается вследствие отбора части расхода рабочей жидкости на работу второго включившегося гидродвигателя. На графиках угловых ускорений  $\ddot{q}_1$  и  $\ddot{q}_2$  (рис. 9) наблюдаются случаи скачкообразного изменения их величины, связанные с моментами времени начала или окончания движения соседнего звена.

На рис. 10-14 приведены графики изменения с течением времени величин давлений рабочей жидкости в характерных расчетных точках гидросистемы (рис. 1).

При совместном движении двух звеньев наблюдается выраженный колебательный процесс изменения величины рабочего давления на входе нерегулируемого насоса (рис. 10), что не характерно для раздельного движения [7]. Очевидно, это связано с мгновенным перераспределением расходов рабочей жидкости, подаваемой в одновременно работающие гидродвигатели, из-за изменения соотношения величин преодолеваемых ими эксплуатационных нагрузок, что требует более интенсивной работы напорного предохранительного клапана. На рис. 10 видно, что при прекращении движения рукояти давление на выходе насоса стабилизируется на уровне номинального давления 12,5 МПа. Аналогичная картина характерна и для изменения величины рабочего давления в точке 2 – в месте установки напорного предохранительного клапана (рис. 11), а также для давлений на входе в гидродвигатели механизмов поворота стрелы и рукояти (рис. 12) и для перепада давлений на гидродвигателях (рис. 14).

На рис. 15-18 приведены графики изменения с течением времени величин объемных расходов рабочей жидкости в характер-

ных расчетных точках гидросистемы (рис. 1). Приведенный на рис. 15 график изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости на выходе нерегулируемого насоса

$Q_1(\tau)$  свидетельствует об интенсивной работе предохранительного клапана во время выполнения совместного движения. После пре-

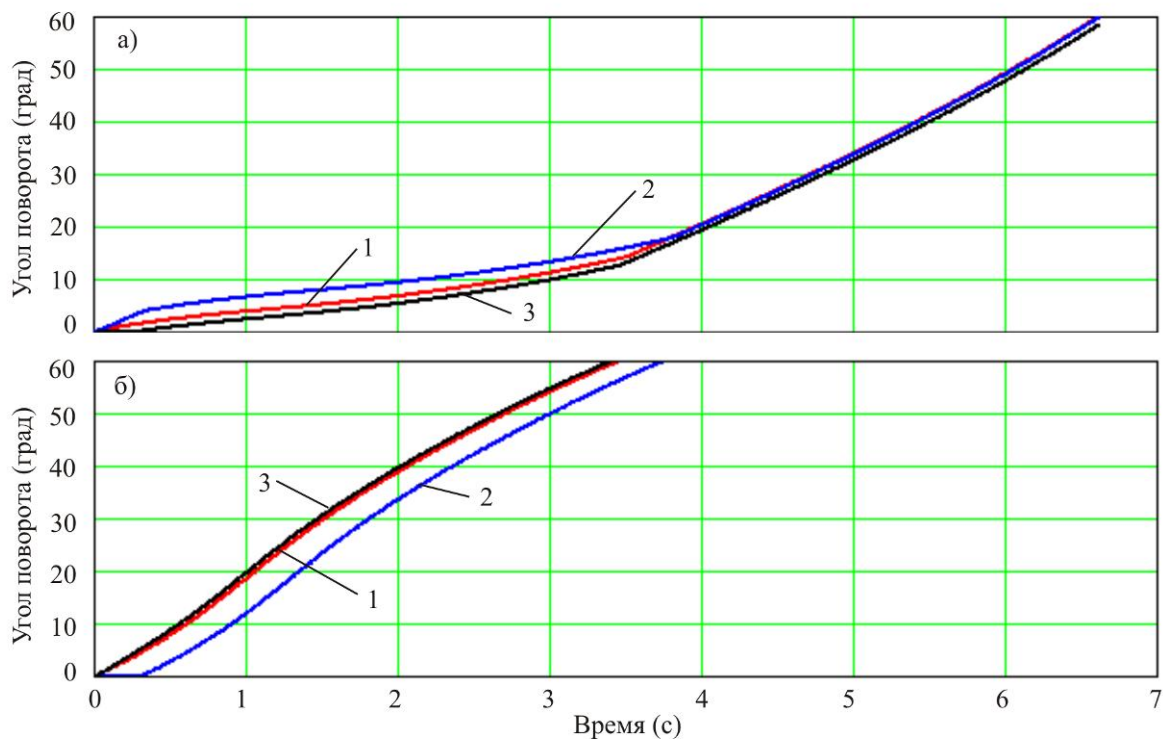


Рис. 7. Изменение угла поворота (углового положения) звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

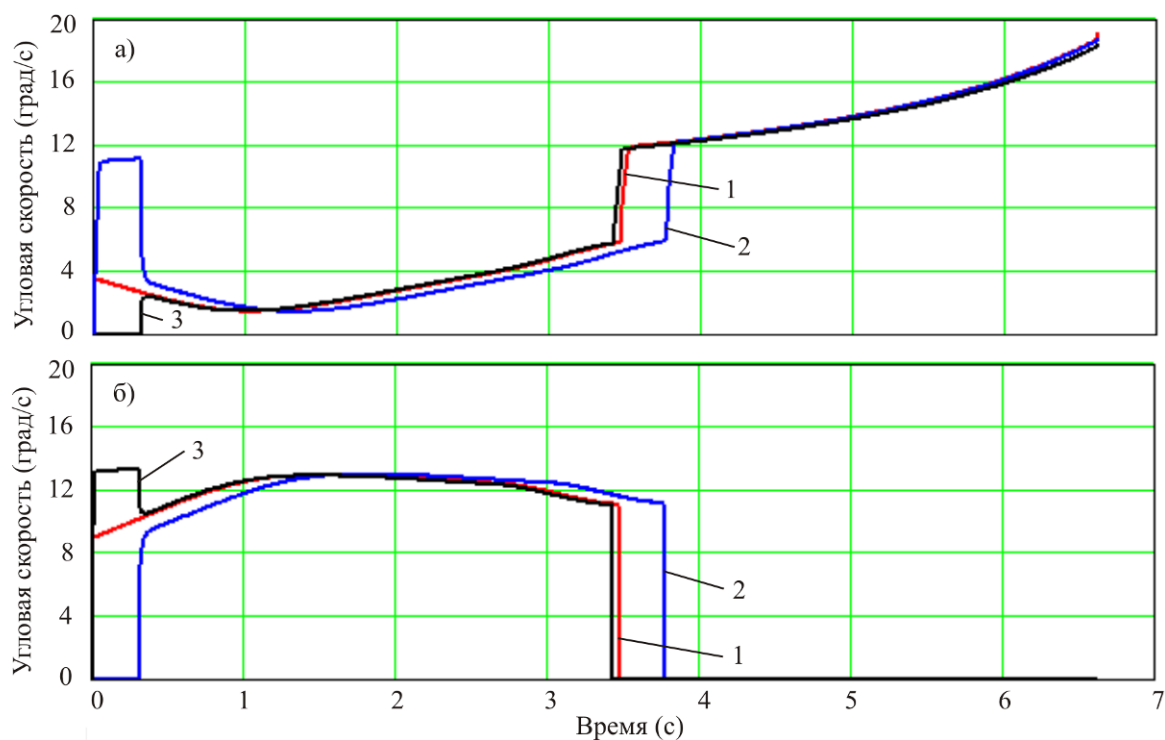


Рис. 8. Изменение угловой скорости звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

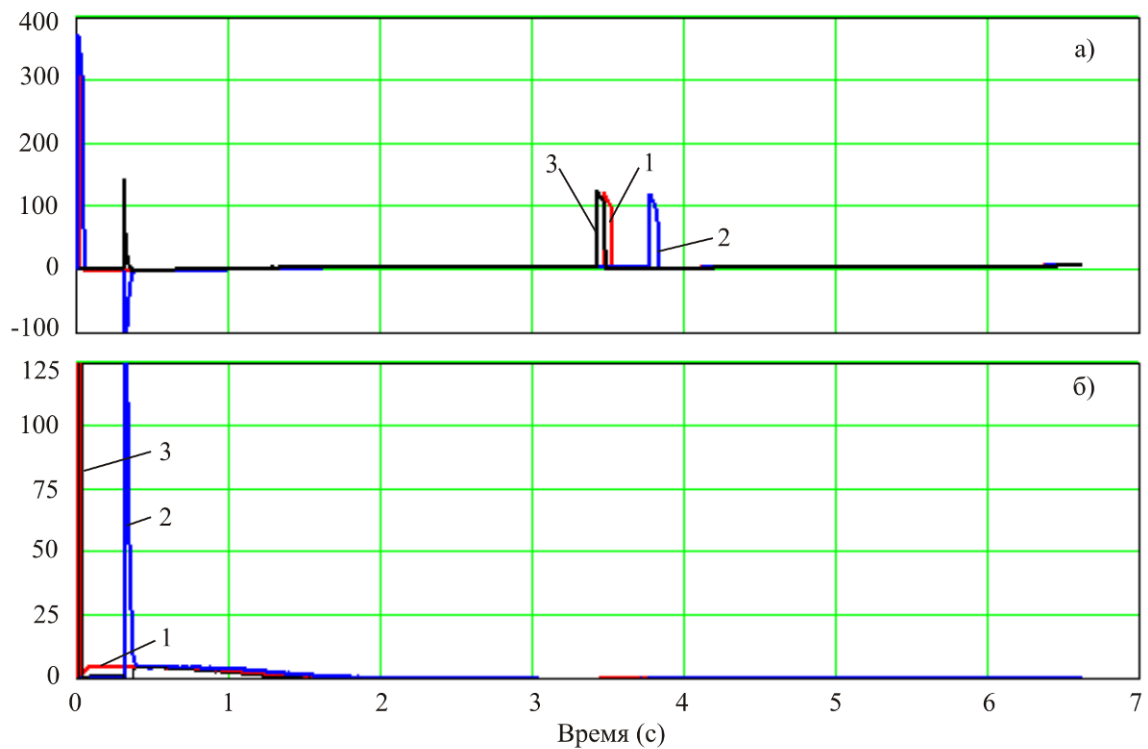


Рис. 9. Изменение углового ускорения звеньев с течением времени: а - стрелы; б - рукояти

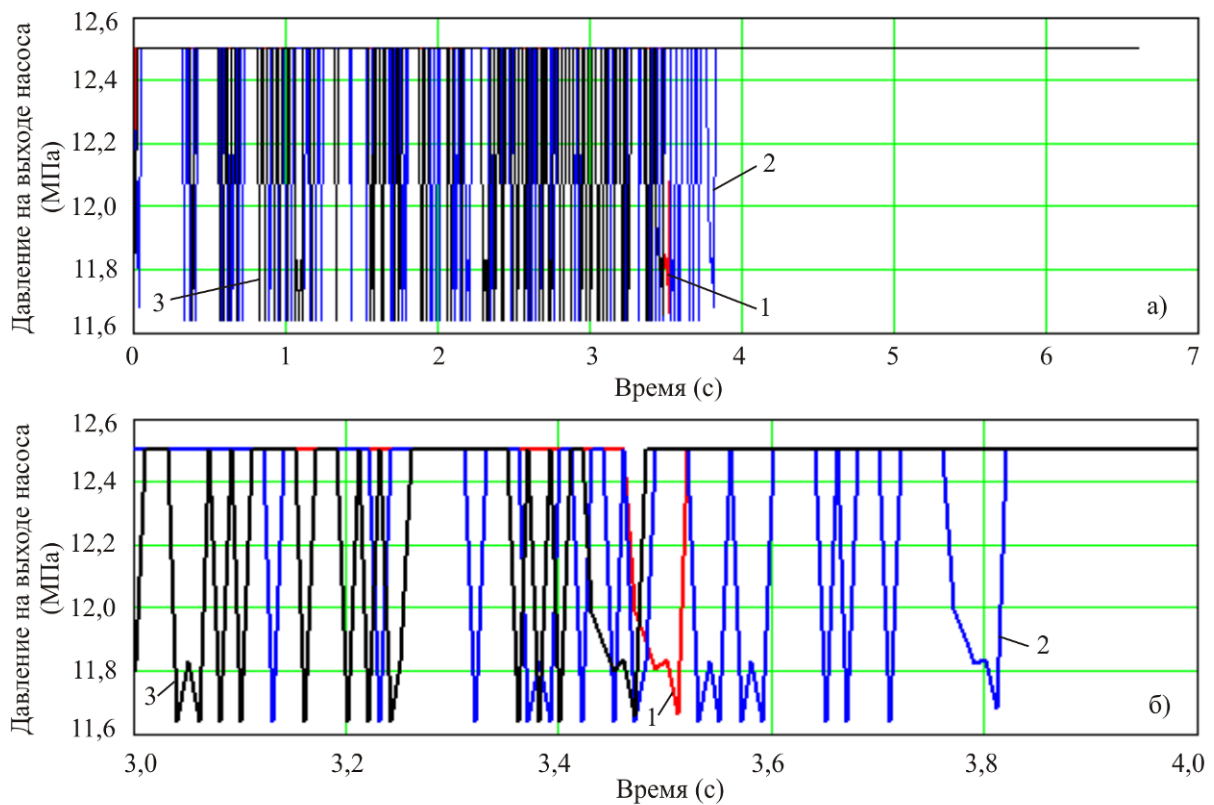


Рис. 10. Изменение давления на выходе насоса с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с



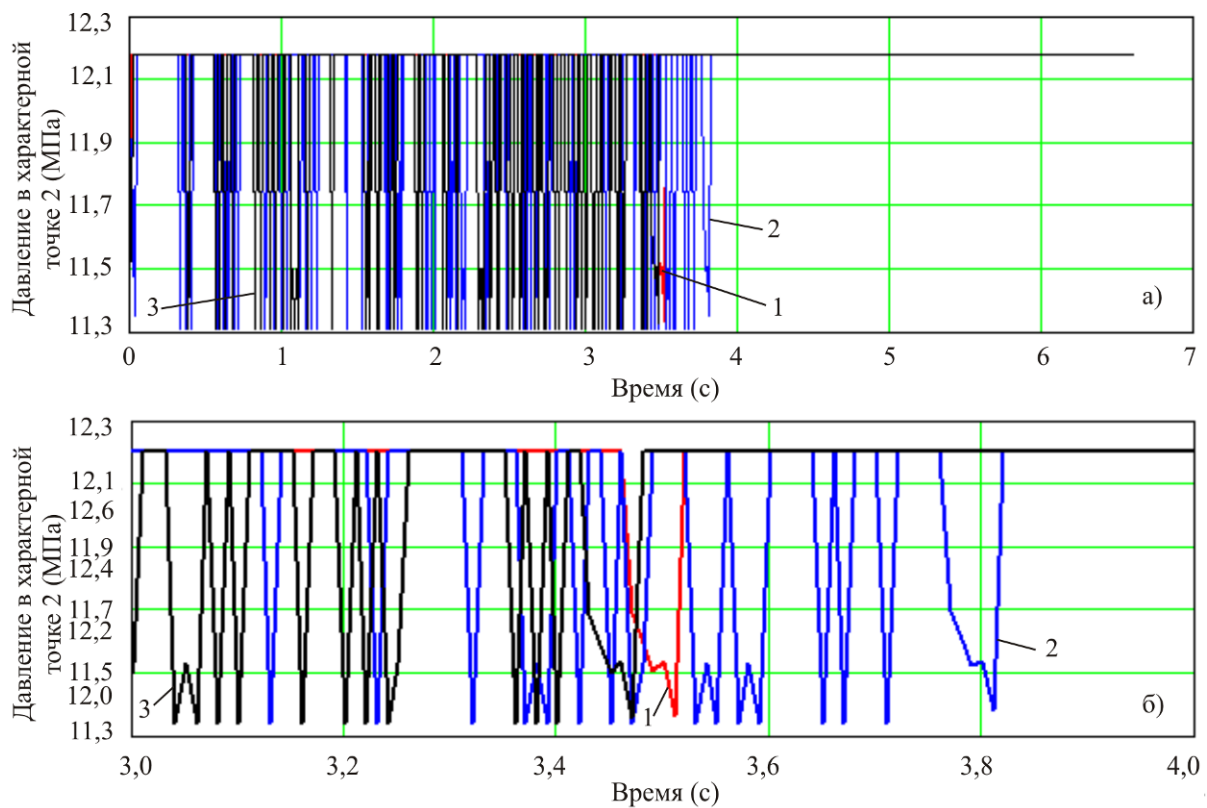


Рис. 11. Изменение давления в месте установки напорного предохранительного клапана с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с

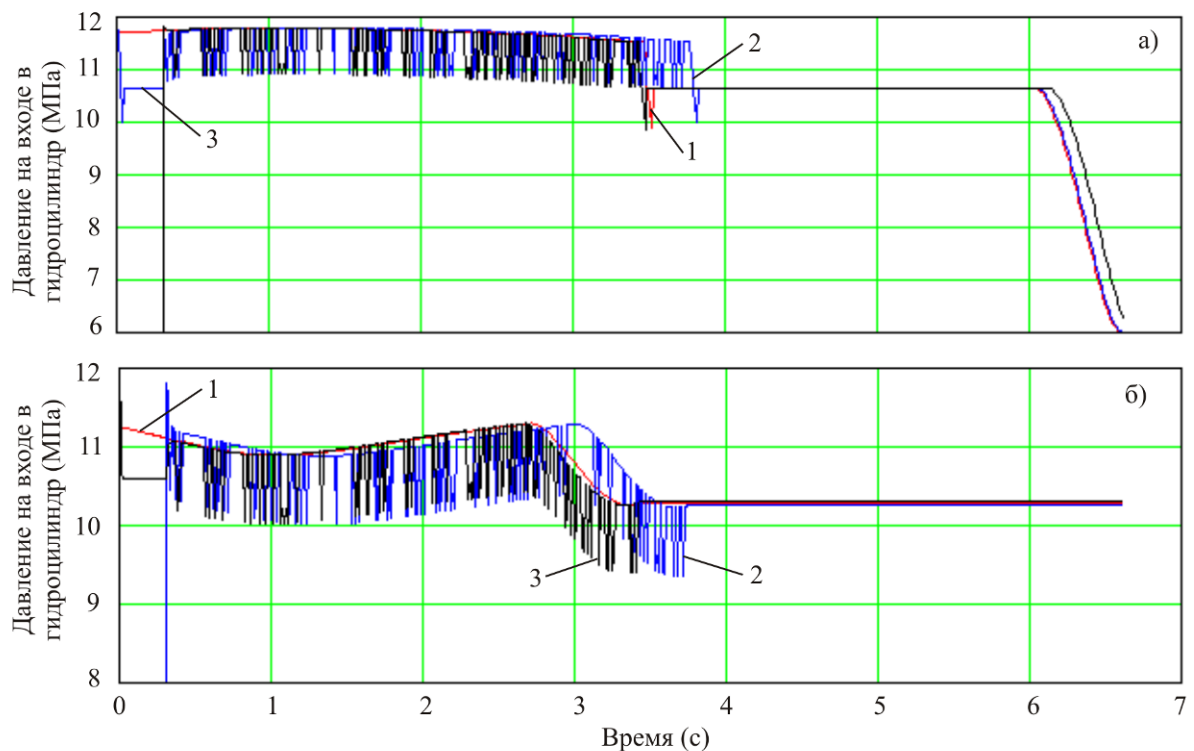


Рис. 12. Изменение давления на входе в гидродвигатели механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

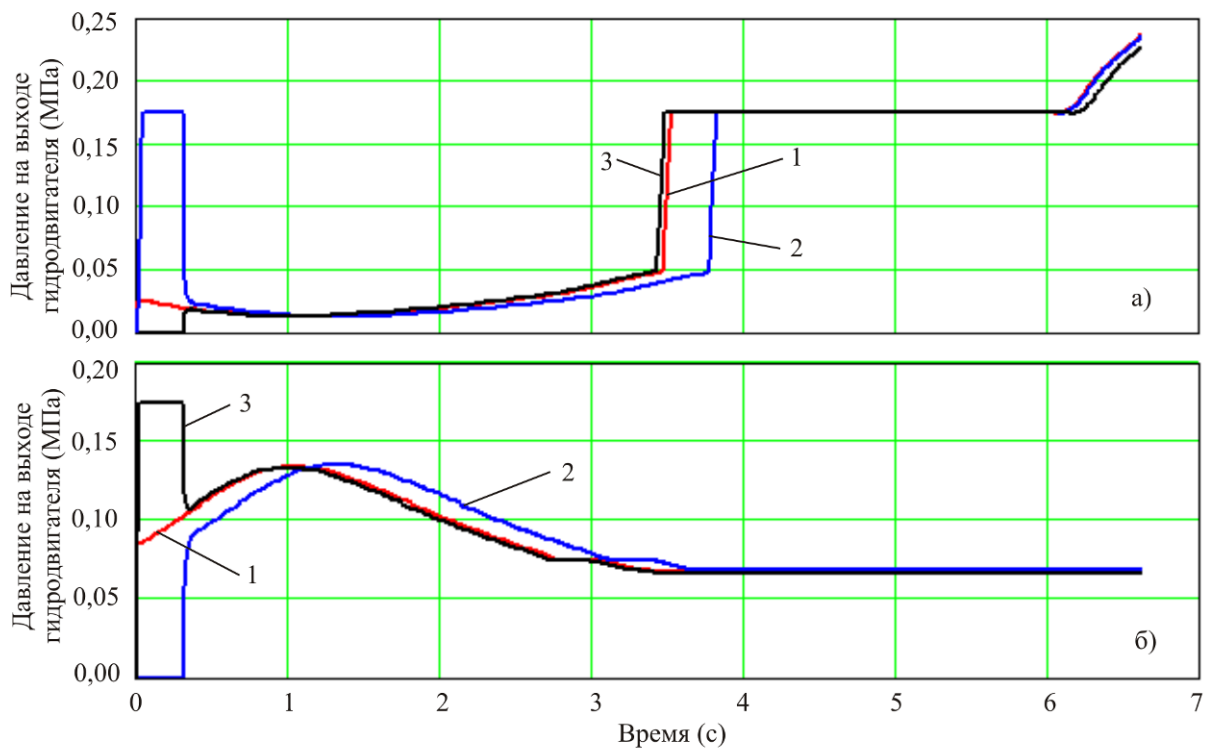


Рис. 13. Изменение давления на выходе гидродвигателей механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

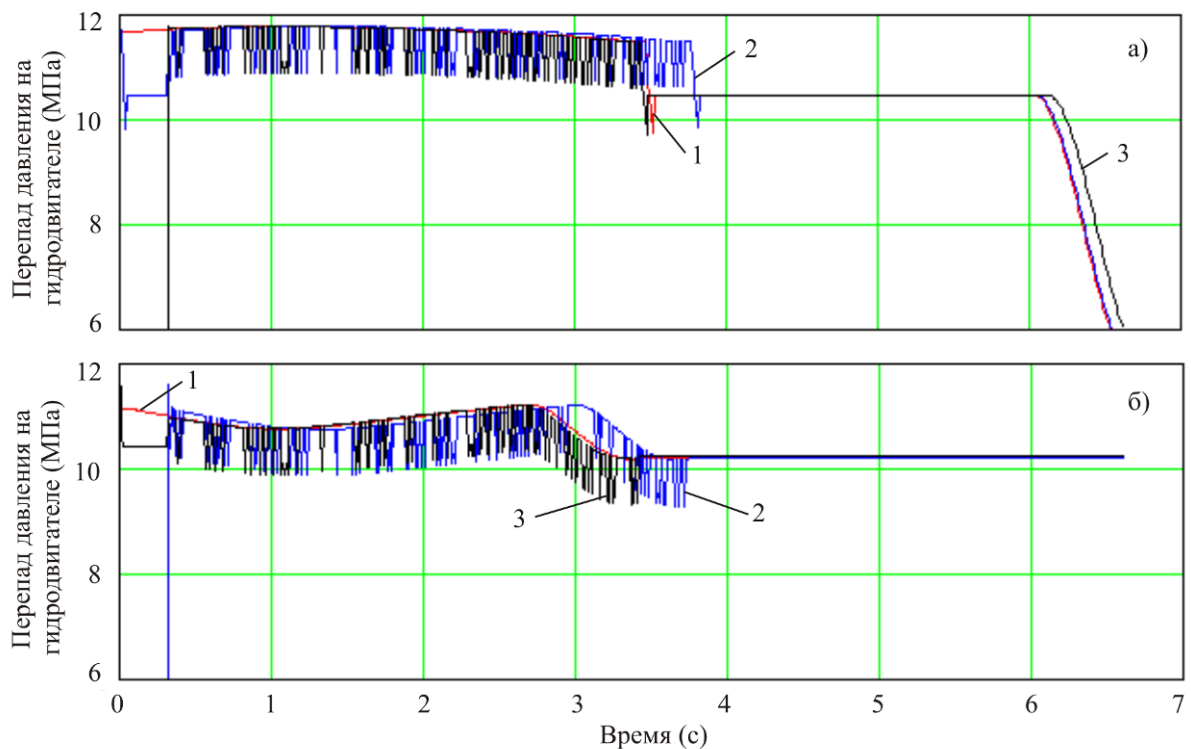


Рис. 14. Изменение перепада давления на гидродвигателях механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

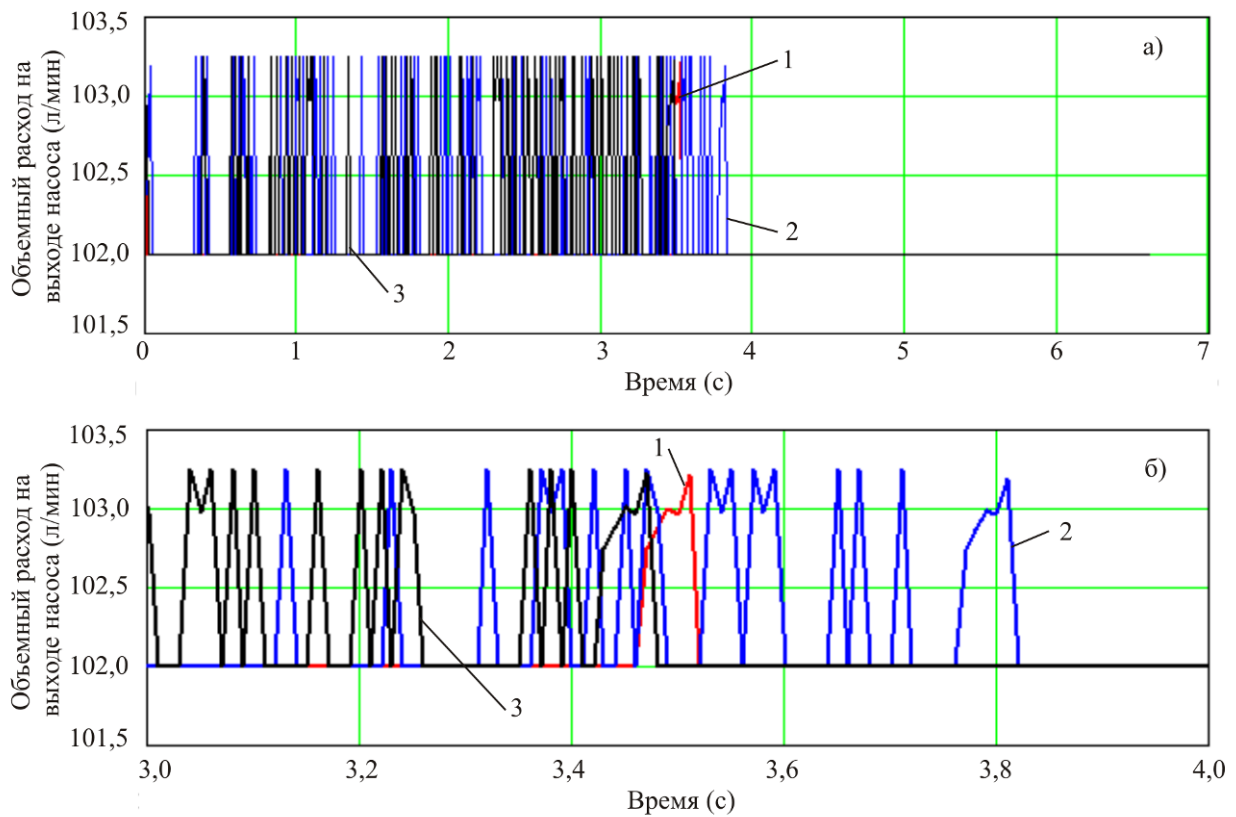


Рис. 15. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на выходе насоса с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 3...4 с

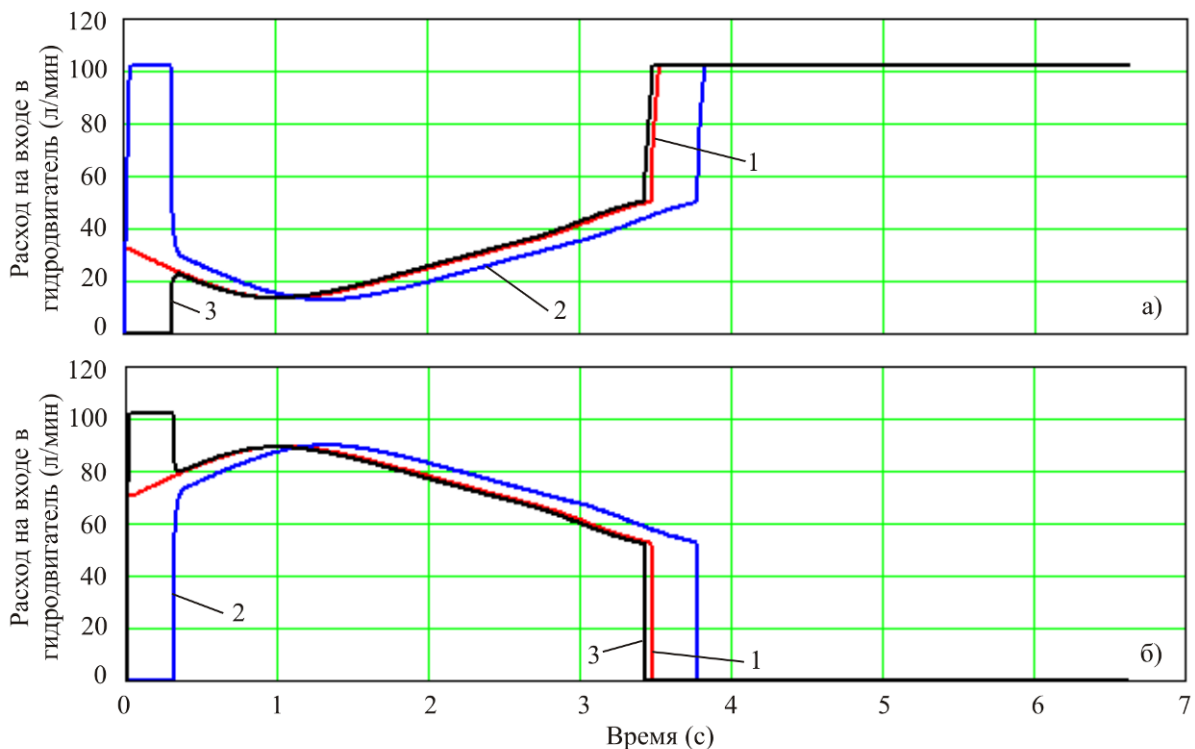


Рис. 16. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на входе в гидродвигатели механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

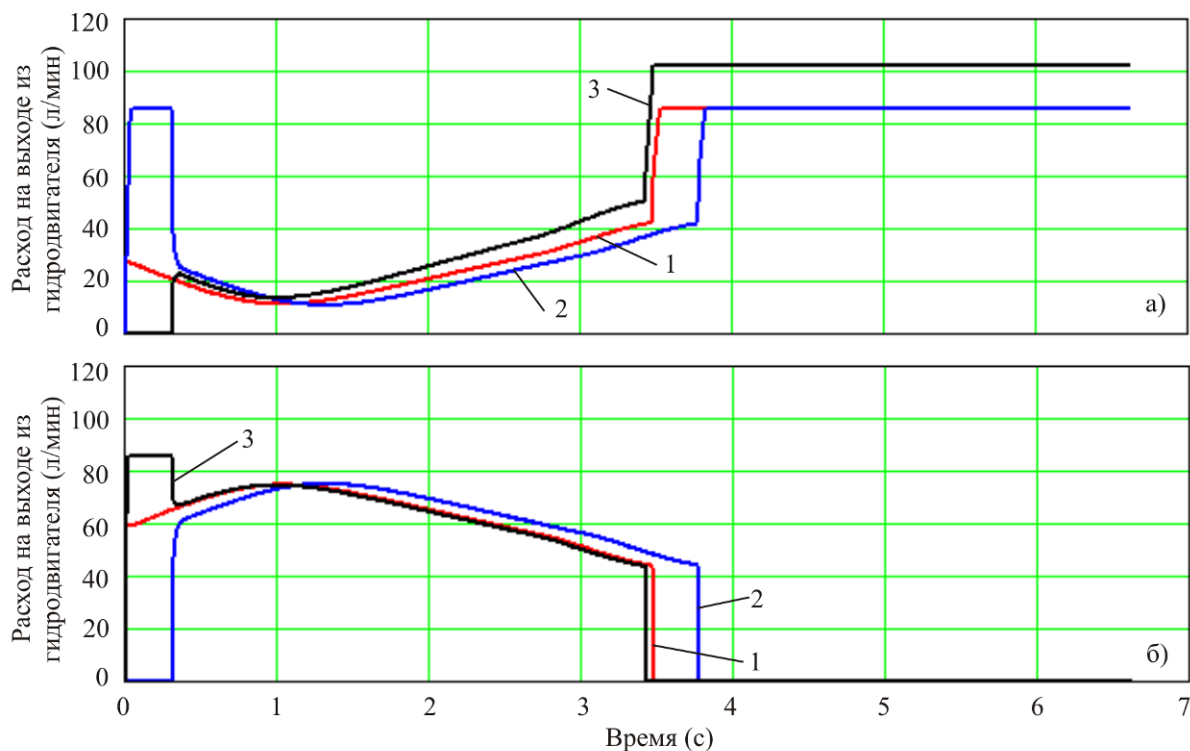


Рис. 17. Изменение объемного расхода рабочей жидкости на выходе из гидродвигателей механизмов движения с течением времени: а – стрелы; б – рукояти

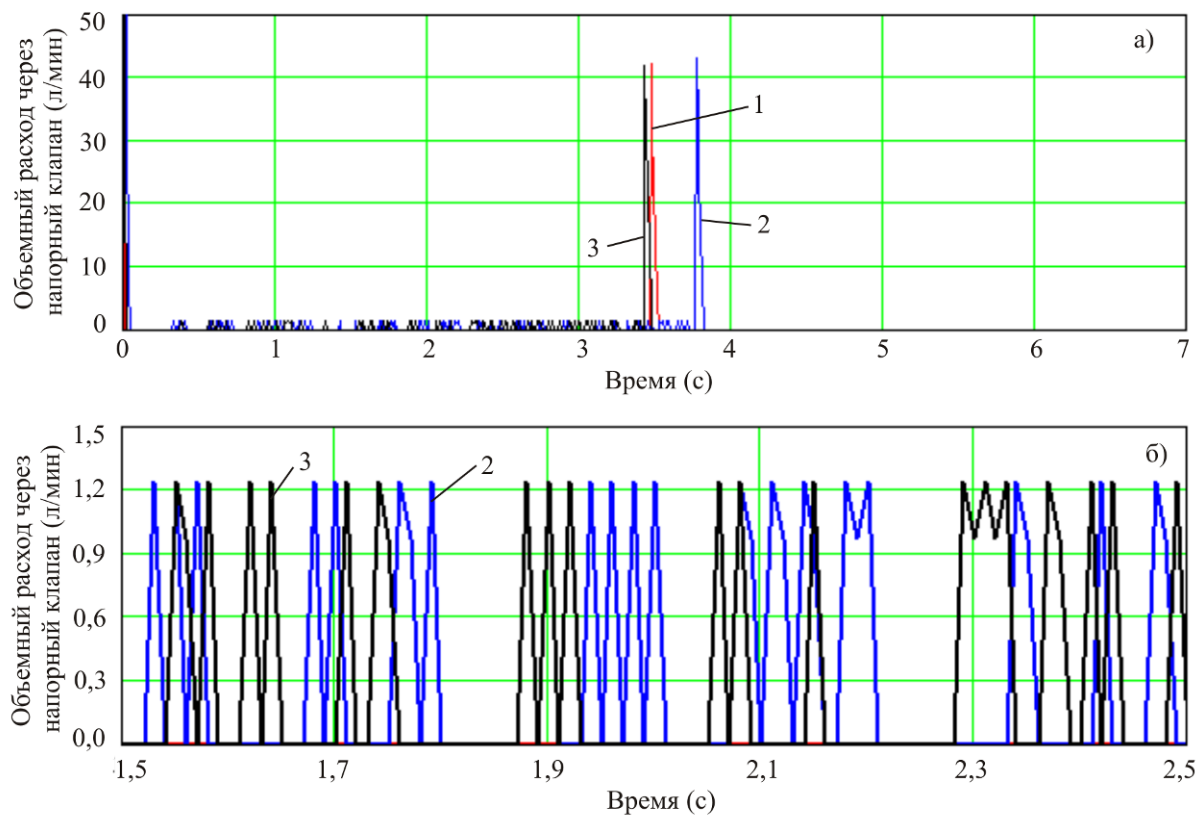


Рис. 18. Изменение объемного расхода рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан с течением времени: а – в течение всего времени совместного движения; б – укрупнено на интервале времени 1,5...2,5 с

кращения совместного движения при  $\tau \sim 3,5$  с (в случае опережающего начала движения рукояти) или  $\tau \sim 3,8$  с (в случае опережающего начала движения стрелы) изменение величин давлений (рис. 10-12, 14) и объемных расходов рабочей жидкости (рис. 15, 18) в характерных точках гидросистемы стабилизируется и перестает носить колебательный характер. Отсутствие колебательных процессов гидравлических параметров также характерно для случая, когда оба звена крана-манипулятора начинают одновременно совершать совместное движение. В этом случае работа предохранительного клапана наблюдается в самый начальный момент трогания штоков гидроцилиндров и в момент окончания движения одного из звеньев вследствие резкого снижения потребного расхода рабочей жидкости из-за остановки гидродвигателя.

### Список литературы

1. Лагереv И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации / И.А. Лагереv, А.В. Лагереv. – Брянск: РИО БГУ, 2018. – 190 с. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
2. Васильченко, В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник / В.А. Васильченко. – М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. – 271 с.
3. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов-манипуляторов: ПБ 10-257-98: утв. Ростехнадзором России 31.12.98 № 79. – М.: НПО ОБТ, 2003. – 89 с.
4. Lagerev, I.A. Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proc.

### 5. Заключение

Предложенные функционально-структурная схема и математическая модель, а также разработанная на их теоретической основе компьютерная программа оказались достаточно эффективным инструментом для компьютерного моделирования в общем комплексе как кинематики и динамики элементов металлоконструкции, так и гидродинамических рабочих процессов, протекающих в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин при совместном движении двух звеньев.

Проведенные расчеты применительно к работе гидросистемы натурального крана-манипулятора показали, что совместное движение двух звеньев манипуляционной системы в том случае, если оно начато не одновременно, является источником заметной нестационарности гидравлических процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе.

### References

1. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)
2. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunalnykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): katalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO "Mashmir" i ZAO "Gidrokomplekt", 1997. 271 p.
3. *Pravila ustroystva i bezopasnoy ekspluatatsii gruzopodemnykh kranov-manipulatorov: PB 10-257-98* [Rules the device and safe opera-

of the 4th Int. Conf. on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5\\_246](https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246)

5. Лагерев, И.А. Расчетно-экспериментальное исследование динамики манипуляционной системы при совместном движении звеньев / И.А. Лагерев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. - №11-2. – С. 62-71.

6. Краны манипуляторы UNIC: [сайт]. – Режим доступа: <https://www.furukawaunic.ru/> (дата обращения: 20.11.2018).

7. Лагерев, А.В. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. - №4. – С. 355-379.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379>

8. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

9. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 384 с.

10. Бажин, И.И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори, С.А. Ермаков и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.

11. Hydraulic Modeling: Concepts and Practice / Edited by R. Ettema. - American Society of Civil Engineering. – 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

12. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов / Д.Н. Попов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 320 с.

13. Shahinpoor, M. A Robot Engineering Textbook / M. Shahinpoor. – NY: Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.

14. Featherstone, R. Dynamics / R. Featherstone, D. Orin // Springer Handbook of Robotics / B. Siciliano, O. Khatib [et al.]. –

tion of cranes-manipulators: PB 10-257-98]. Moscow, NPO OBT, 2003. 89 p. (In Russian)

4. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections. In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proc. of the 4th Int. Conf. on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5\\_246](https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246)

5. Lagerev I.A. Dynamics simulation and experimental analysis of manipulator during simultaneous motion of links. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2016, No.11-2, pp. 62-71. (In Russian)

6. Kраны манипуляторы UNIC. Available: <https://www.furukawaunic.ru/> (In Russian).

7. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379> (In Russian)

8. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)

9. Navrotsky K.L. *Teoriya i proektirovanie gidro- i pnevmoprivodov* [Theory and Design of Hydraulic and Pneumatic Drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1991. 384 p. (In Russian)

10. Bazhin I.I., Berengard Yu.G., Gaytsgori M.M., Ermakov S.A., Klaptsova T.S., Kudinov A.V., Chkalov V.V. *Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitel'nogo gidroprivoda* [Computer-aided design of machinery hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 312 p. (In Russian)

11. *Hydraulic Modeling: Concepts and Practice*. Edited by R. Ettema. American Society of Civil Engineering., 2000. DOI: <https://doi.org/10.1061/9780784404157>

12. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and

Berlin: Springer, 2008. – Chap. 2. – P. 35-65.

15. Featherstone, R. Robot Dynamics: Equations and Algorithms / R. Featherstone, D. Orin // IEEE International Conference on Robotics & Automation. – San Francisco, 2000. – April. – P. 826–834.

16. Lagerev, I.A. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032015. DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>

17. Брауде, В.И. Справочник по кранам. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 536 с.

18. Столбов, Л.С. Основы гидравлики и гидропривод станков / Л.С. Столбов, А.Д. Перова, О.В. Ложкин. – М.: Машиностроение, 1988. 256 с.

19. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1984. – 831 с.

20. Поллард, Дж. Справочник по вычислительным методам статистики / Дж. Поллард. – М.: Финансы и статистика, 1982. – 344 с.

21. Лагерев, А.В. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев // Подъемно-транспортное дело. – 2013. - № 1. – С. 4-6.

22. Инструкция по эксплуатации самоходной энергетической машины АСТ-4-А. – Брянск, 2010. – 26 с.

23. Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ / А.В. Лагерев, И.А. Лагерев. - № 2018666946; заявл. 12.12.2018; опубл. 25.12.2018.

pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E.Baumana, 2002. 320 p. (In Russian)

13. Shahinpoor M. A Robot Engineering Textbook. NY, Harper & Row, Publishers, Inc., 1987.

14. Featherstone R. *Rigid Body Dynamics Algorithms*. N.Y.: Springer, 2008. 272 p.

15. Featherstone R., Orin D.E. Robot dynamics: equations and algorithms. *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, USA, 2000, Vol. 1, pp. 826-834.

16. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 194 (2018) 032015.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/194/3/032015>.

17. Braude V.I., Gokhberg M.M., Zvyagin I.E. *Spravochnik po kranam. T. 1. Kharakteristiki materialov i nagruzok. Osnovy rascheta kranov, ikh privodov i metallicheskih konstruktсий* [Crane guide. Characteristics of materials and loads. The basics of calculation of cranes, drives and metal structures]. Leningrad, Mashinostroenie, 1988. 536 p. (In Russian)

18. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of machine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)

19. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review*. McGraw-Hill Company, 1968.

20. Pollard J.H. *A handbook of numerical and statistical techniques*. Cambridge University Press, 1977.

21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization. *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)

22. *Instruktsiya po ekspluatatsii samokhodnoy energeticheskoy mashiny AST-4-A* [Operating instructions for self-propelled power machine AST-4-A]. Bryansk, 2010. 26 p. (In Russian)

23. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Modelirovanie drosselno-reguliruemogo gidroprivoda manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny*

‡ *pri sovmestnom dvizhenii zvenev. Svidetelstvo*  
‡ *o gosudarstvennoy registratsii programm dlya*  
‡ *EVM [Modeling of the throttle-adjustable hy-*  
‡ *draulic drive of the manipulation system of the*  
‡ *mobile machine during the conjoint movement*  
‡ *of links]. The Certificate on official registra-*  
‡ *tion of the computer program]. No.*  
‡ *2018666946, 2018. (In Russian)*  
‡