

УДК (UDC) 621.86

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДОВ
С ЧАСТОТНО-ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОБИЛЬНЫХ
ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ
КОМПЛЕКСОВ****MODELING OPERATION MODES OF HYDRAULIC DRIVES WITH FREQUENCY-
THROTTLE REGULATION OF MOBILE TRANSPORT AND OVERLOADING ROPES
COMPLEXES**Лагерев А.В.¹, Таричко В.И.², Лагерев И.А.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Lagerev I.A.¹¹ - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные дороги, оборудование которых размещено на базовых шасси колесных или гусеничных машин высокой грузоподъемности, являются перспективным видом транспортно-перегрузочного оборудования. Специфические конструктивные особенности, режимы и условия их эксплуатации по сравнению с традиционными грузовыми и пассажирскими подвесными канатными дорогами стационарного исполнения требуют разработки специальных методов проектирования и проектных расчетов указанного типа машин. В статье рассматривается задача моделирования рабочих гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводах с частотно-дроссельным регулированием механизмов движения тяговых и несущие-тяговых канатов, на всех стадиях работы механизма движения – стадии разгона транспортируемого груза, стадии установившегося (стационарного) движения с постоянной скоростью и стадии торможения при подходе к конечной точке останова. Для решения указанной технической задачи были разработаны математическая модель гидропривода и реализующая ее компьютерная программа. Модель обеспечивает компьютерное моделирование процессов изменения во времени таких основных технических характеристик гидропривода, как давления и объемные расходы рабочей жидкости в характерных точках по длине гидросистемы, перепад давления на гидромоторе и мгновенная мощность гидропривода, а также кинематических и силовых параметров движения тяговых и несущие-тяговых канатов (пройденного расстояния, линейной скорости и ускорения, требуемой мощности, преодолеваемых эксплуатационных нагрузок). Применительно к конкретному варианту мобильного канатного комплекса были проведены расчеты указанных гидродинамических, кинематических и силовых параметров, а также выполнен анализ полученных результатов. Показано влияние настройки регулируемого дросселя на результаты расчетов.

Abstract. Mobile ropeways, the equipment of which is located on the base chassis of wheeled or tracked vehicles of high carrying capacity, are a promising type of transport and overloading equipment. Specific design features, modes and conditions of their operation in comparison with traditional freight and passenger fixed-line cableways require the development of special design methods and design calculations for this type of machine. The article discusses the problem of modeling working hydrodynamic processes in hydraulic drives with frequency-throttle regulation of the mechanisms of movement of traction and carrying ropes, at all stages of the movement mechanism - the stage of acceleration of the transported cargo, the stage of steady-state (stationary) movement at a constant speed and the stage of braking when approaching the final breakpoint. To solve this technical problem, a mathematical model of the hydraulic drive and a computer program that implements it were developed. The model provides computer simulation of the time-varying processes of such basic hydraulic drive technical characteristics as pressures and volumetric flow rates of the working fluid at characteristic points along the length of the hydraulic system, pressure drop across the hydraulic motor and instantaneous hydraulic drive power, as well as kinematic and force parameters of the movement of traction and carrying ropes (distance traveled, linear speed and acceleration, required power, overcome operational loads). In relation to a specific version of the mobile rope complex, the calculations of the indicated hydrodynamic, kinematic and power parameters were carried out, as well as the analysis of the results obtained. The influence of the adjustable throttle setting on the calculation results is shown.

Ключевые слова: мобильный канатный комплекс, гидропривод, частотно-россельное регулирование, моделирование.

Дата принятия к публикации: 03.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

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», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
ORCID: 0000-0003-0380-5456

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru

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

Keywords: mobile aerial rope complex, hydraulic drive, frequency-throttle regulation, modeling.

Date of acceptance for publication: 03.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

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

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

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

1. Введение

В настоящее время грузовые и пассажирские подвесные канатные дороги являются важным структурным элементом современной инфраструктуры, обеспечивающей эффективное использование широкого круга транспортно-логистических технологий в сфере промышленных грузовых перевозок и общественного внеуличного транспорта [1-4].

подавляющее большинство известных к настоящему времени канатных дорог относятся к стационарным канатным дорогам, ориентированным на длительное использование в пределах места их установки. Возможное перебазирование, например, грузовых подвесных дорог является достаточно редким случаем в течение их проектного срока эксплуатации. Тем не менее, также известны конструкции мобильных канатных дорог, предназначенных для частого перебазирования вследствие технологических особенностей обслуживаемых ими производственных процессов [4].

Мобильные канатные дороги, оборудование которых размещено на базовых шасси, как правило, на колесных или гусеничных машинах высокой грузоподъемности, могут быть использованы для быстрого создания

переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность. Они предназначены для использования в тех местах или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, эстакад, туннелей, насыпей и т.п.), например, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов [5], при ликвидации последствий стихийных бедствий природного или техногенного характера [6], при производстве лесохозяйственных работ в горной или труднодоступной местности [7-9], при проведении погрузочно-разгрузочных операций на водоплавающих средствах [10].

2. Постановка задачи

В настоящее время отсутствуют целостные научные подходы к исследованию рабочих процессов, динамической нагруженности, выбору параметров и проектированию мобильных канатных комплексов. Их разработчики не предлагают каких-либо специфических методов проектирования и расчета, поэтому существующая практика предполагает выполнение их расчетов как стационарных канатных дорог, аналогично приведенным, например, в [11, 12].

В то же время, условия и режимы эксплуатации мобильных канатных комплексов, установленных на колесном или гусеничном шасси, по сравнению со стационарными канатными дорогами могут заметно отличаться. На технологическое оборудование мобильных дорог действуют иные сочетания нагрузок, их конструкции имеют иные деформационные и прочностные характеристики и др. [13].

Важной отличительной особенностью является также то, что привод механизма движения несущо-тяговой системы мобильного канатного комплекса ориентирован на использование штатного двигателя внутреннего сгорания базовой машины, т.е. работа объемного насоса гидропривода механизма движения обеспечивается путем отбора мощности от штатного двигателя [13]. Это позволяет реализовать комбинированный частотно-дрессельный способ регулирования скорости движения несущо-тягового каната, который предусматривает возможность изменения частоты вращения выходного вала нерегулируемого насоса путем изменения частоты вращения штатного двигателя базовой машины и гидродинамического воздействия на поток проходящей через гидромотор рабочей жидкости путем изменения проходного сечения регулируемого дросселя.

Вариант принципиальной гидравлической схемы, реализующей указанный способ регулирования, приведен на рис. 1. В данном варианте используется схема установки дросселя параллельно гидромотору.

Целью представленного ниже исследования является разработка математической модели и реализующей ее компьютерной программы, обеспечивающих моделирование во времени рабочих гидродинамических процессов в частотно-регулируемом гидроприводе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

3. Математическая модель

При построении математической модели динамики частотно-дрессельного регулирования гидропривода приводного механизма мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса был использован подход

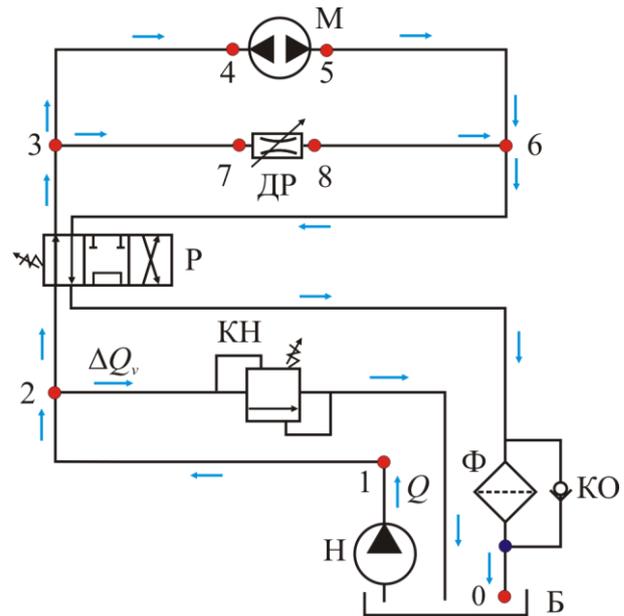


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема механизма движения несущо-тягового каната мобильного транспортно-перегрузочного комплекса:

Н – нерегулируемый насос; Б – гидробак;
 КН – напорный клапан;
 Р – гидрораспределитель; ДР – регулируемый дроссель; М – гидромотор; КО – обратный клапан; Ф – фильтр

на основе построения структурно-функциональных схем, разработанный ранее в [14, 15] применительно к анализу рабочих процессов в гидроприводе механизмов движения манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

3.1. Структурно-функциональная схема гидропривода с частотно-дрессельным регулированием

Структурно-функциональная схема, соответствующая показанной на рис. 2 гидравлической схеме, с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых будет производиться определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидроприводе при работе мобильного канатного комплекса, приведена на рис. 2.

В качестве характерных точек структурно-функциональной схемы (рис. 2) на принципиальной гидравлической схеме (рис. 1)

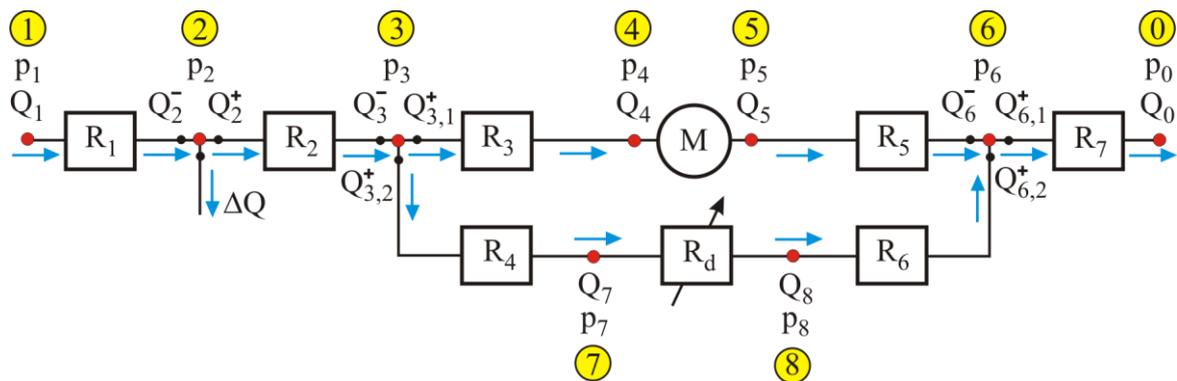


Рис. 2. Структурно-функциональная схема гидропривода с частотно-дрессельным регулированием приводного механизма мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса при расположении регулируемого гидродросселя параллельно гидромотору

выбраны следующие точки по направлению движения потока рабочей жидкости:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3 (тройник): место разделения потока рабочей жидкости (одна часть жидкости поступает в гидромотор, другая проходит через регулируемый гидродроссель);
- точка 4: вход гидромотора;
- точка 5: выход гидромотора;
- точка 6 (тройник): место суммирования потоков рабочей жидкости, поступающего из гидромотора и прошедшей через регулируемый гидродроссель;
- точка 7: вход регулируемого дросселя;
- точка 8: выход регулируемого дросселя;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 8$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 8, 0$). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан ΔQ_v . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления R_1, \dots, R_7 вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 4 и 5 определяет перепад рабочего

давления на гидромоторе Δp_{hm} , а в точках 7 и 8 – падение давления R_d на регулируемом гидродросселе.

3.2. Дифференциальное уравнение вращения выходного вала гидромотора

Следуя рекомендациям [14, 15], при построении уравнения вращения выходного вала гидромотора следует ориентироваться не на величину его угла поворота во времени, а на величину изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости Q_{hm} , подводимого к гидромотору. В этом случае интегрирование уравнения вращения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидромотор Q_4 , что далее позволяет последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 2).

Согласно [14, 15] зависимость между угловой скоростью вращения выходного вала гидромотора ω_{hm} и подведенным к нему объемным расходом рабочей жидкости Q_{hm} выражается следующим соотношением:

$$\omega_{hm} = 2\pi Q_{hm} / V_{hm}, \quad (1)$$

где V_{hm} – рабочий объем гидромотора, определяемый его типоразмером [16-18].

В результате, уравнение вращения выходного вала гидромотора [19, 20] с учетом зависимости (1) примет вид [14, 15]:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{hm} = V_{hm}(p_4 - p_5) / 2\pi - M_{ol} - M_{br}, \quad (2)$$

где J_{red} - приведенный к выходному валу гидромотора момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы, кг·м²; M_{ol} - момент силы от эксплуатационных нагрузок, приведенный к выходному валу гидромотора, Н·м; M_{br} - приведенный момент силы торможения выходного вала гидромотора, создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами, Н·м.

3.3. Начальные условия интегрирования дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора

В начальный момент времени интегрирования уравнения вращения (2), т.е. при $\tau = 0$, объемный расход рабочей жидкости на входе в рабочую полость гидромотора $Q_4(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках линии гидросистемы, в которую включен гидромотор, составляют:

$$Q_{3,1}^+(\tau = 0) = Q_5(\tau = 0) = Q_{6,1}^-(\tau = 0) = 0.$$

В то же время, в начальный момент времени $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости на выходе насоса определяется реализуемым законом изменения частоты вращения приводного вала насоса $n_{pump}(\tau)$ и соответствует начальной подаче насоса $Q_p(\tau = 0)$:

$$Q_1(\tau = 0) = Q_p(\tau = 0) = V_0 n_{pump}(\tau = 0),$$

где V_0 - номинальный рабочий объем насоса, м³.

Расходы рабочей жидкости перед и за напорным клапаном $Q_2^-(\tau = 0)$ и $Q_2^+(\tau = 0)$ определяются как

$$Q_2^-(\tau = 0) = Q_1(\tau = 0),$$

$$Q_2^+(\tau = 0) = Q_2^-(\tau = 0) - \Delta Q_v(\tau = 0),$$

где ΔQ_v - расход рабочей жидкости через открытый напорный клапан, м³/с.

При сравнительно малой начальной подаче насоса $Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p]$ весь начальный расход рабочей жидкости $Q_1(\tau = 0)$ может пройти через регулируемый дроссель при закрытом напорном клапане, так как этот расход не приведет к значительной потере давления на дросселе, которая определяется следующей зависимостью:

$$R_d = w_d Q_1^2(\tau = 0),$$

где $[Q_p]$ - пороговое значение подачи насоса, при превышении которого происходит открытие напорного клапана, м³/с; w_d - коэффициент пропорциональности, определяющийся конструкцией и настройкой регулируемого дросселя, кг/м⁷.

Пороговое значение $[Q_p]$ определяется путем решения следующего нелинейного алгебраического уравнения

$$R_2\{[Q_p]\} + R_4\{[Q_p]\} + R_6\{[Q_p]\} + R_7\{[Q_p]\} + R_d\{[Q_p]\} - p_{open} = 0,$$

где $R_i\{Q_i\}$ - потеря давления на i -м характерном участке гидросистемы при прохождении через него расхода рабочей жидкости Q_i , Па; p_{open} - давление настройки напорного клапана, при достижении которого происходит его открытие, Па.

Потери давления на характерных участках гидросистемы R_1, R_2, R_4, R_6, R_7 и на регулируемом дросселе R_d (рис. 2) в начальный момент времени определяются суммированием потерь давления в гидроаппаратах и гидроустройствах, местных сопротивлений и по длине гидролиний [19-21]. Для их расчетной оценки удобно использовать зависимости, представленные в [14, 22].

При $Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p]$ величины давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, через которые протекает рабочая жидкость, будут составлять:

$$p_2(\tau = 0) = p_{pump} - R_1\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_3(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) - R_2\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_6(\tau = 0) = R_7\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_7(\tau = 0) = p_3(\tau = 0) - R_4\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_8(\tau = 0) = p_6(\tau = 0) + R_7\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_0(\tau = 0) = 0;$$

$$Q_1(\tau = 0) = Q_2^-(\tau = 0) = Q_2^+(\tau = 0) = Q_3^-(\tau = 0) = \\ = Q_{3,2}^+(\tau = 0) = Q_{6,2}^-(\tau = 0) = Q_6^+(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = \\ = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) = Q_{pump}(\tau = 0),$$

где p_{pump} - давление на выходе насоса, Па.

В характерных точках участка линии гидросистемы, в которую включен гидромо- тор, давление рабочей жидкости согласно закона Паскаля будет составлять:

$$p_4(\tau = 0) = p_3(\tau = 0);$$

$$p_5(\tau = 0) = p_6(\tau = 0),$$

а расходы рабочей жидкости –

$$Q_{3,1}^+(\tau = 0) = Q_{6,1}^-(\tau = 0) = \\ = Q_4(\tau = 0) = Q_5(\tau = 0) = 0.$$

При $Q_p(\tau = 0) > [Q_p]$ давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться количественными параметрами стати- ческой характеристики открытия напорного предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$, т.е.

$$p_2(\tau = 0) = f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)). \quad (3)$$

Для выражения статической характери- стики открытия предохранительного напор- ного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$ в уравнении (3) удобно использовать аналитические выра- жения, предложенные в [14] применительно к напорным клапанам прямого и непрямого действия. В этом случае величину расхода рабочей жидкости через напорный клапан ΔQ_v можно определить путем решения не- линейного алгебраического уравнения сле- дующего вида:

$$\begin{aligned} & \text{- для напорного клапана прямого действия} \\ & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0, \end{aligned}$$

- для напорного клапана непрямого дей- ствия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$

$$\begin{aligned} & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - \frac{P_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v = 0; \end{aligned}$$

если $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$

$$\begin{aligned} & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - \\ & - p_{min} - \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}) = 0, \end{aligned}$$

где a_{op} , b_{op} - коэффициенты аппроксимации статической характеристики открытия на- порного клапана прямого действия [14]; p_{max} , Q_{max} - давление настройки и расход рабочей жидкости при давлении настройки напорного клапана непрямого действия [14]; Q_{min} , p_{min} - минимальный расход рабочей жидкости и давление при минимальном рас- ходе через клапан непрямого действия [14].

Давление в характерной точке 2 гидро- системы при открытом напорном клапане будет составлять:

- для клапана прямого действия

$$p_2(\tau = 0) = p_{open} + a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}}, \quad (4)$$

- для клапана непрямого действия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$

$$p_2(\tau = 0) = \frac{P_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v, \quad (5)$$

если $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$

$$p_2(\tau = 0) = p_{min} + \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}). \quad (6)$$

Тогда величины давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, через которые проте- кает рабочая жидкость, будут составлять:

$$p_1(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) + R_1\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_3(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) - R_2\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_6(\tau = 0) = R_7\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_7(\tau = 0) = p_3(\tau = 0) - R_4\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_8(\tau = 0) = p_6(\tau = 0) + R_7\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_0(\tau = 0) = 0;$$

$$\begin{aligned} Q_1(\tau = 0) &= Q_2^-(\tau = 0) = Q_2^+(\tau = 0) = Q_3^-(\tau = 0) = \\ &= Q_{3,2}^+(\tau = 0) = Q_{6,2}^-(\tau = 0) = Q_6^+(\tau = 0) = \\ &= Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) =, \\ &= Q_{pump}(\tau = 0) - \Delta Q_v \end{aligned}$$

В характерных точках участка линии гидросистемы, в которую включен гидромо- тор, давления и расходы рабочей жидкости

будет определяться так же, как и в ранее рассмотренном случае при

$$Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p].$$

3.4. Расчет гидравлических параметров частотно-регулируемого гидропривода в произвольный момент времени

В произвольный момент времени работы гидропривода движение рабочей жидкости будет наблюдаться в обеих параллельных линиях гидросистемы (линия I: участок 3-гидромотор-участок 5; линия II: участок 4-регулируемый дроссель-участок 6). Распределение величин объемных расходов рабочей жидкости по этим линиям Q_I и Q_{II} обратно пропорционально величинам гидравлических сопротивлений этих линий R_I и R_{II} :

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{Q_{3,1}^+}{Q_{3,2}^+} = \frac{R_{II}}{R_I}$$

или

$$\frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}.$$

Данное соотношение позволяет определить величину объемного расхода рабочей жидко-

$$\frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_{II}}{R_I}. \quad (7)$$

Гидравлические сопротивления линий I и II составляют

$$R_I = R_3\{Q_{3,1}^+\} + R_5\{Q_{3,1}^+\} + \Delta p_{hm};$$

$$R_{II} = R_4\{Q_{3,2}^+\} + R_6\{Q_{3,2}^+\} + R_d\{Q_{3,2}^+\} =$$

$$= R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\},$$

где Δp_{hm} - перепад давления на гидромоторе при закрытом напорном клапане, определяемый соотношением:

$$\Delta p_{hm} = p_4 - p_5 = p_1 - R_1\{Q_1\} - R_2\{Q_2\} - R_7\{Q_6^+\}$$

или

$$\Delta p_{hm} = p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}.$$

Таким образом, для случая закрытого напорного клапана и свободного вращения выходного вала гидромотора в режиме холостого хода (при нулевой эксплуатационной нагрузке) соотношение (7) примет следующий вид:

сти в линии I гидросистемы путем решения нелинейного алгебраического уравнения

$$Q_{3,1}^+ - \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}(Q_3^- - Q_{3,1}^+) = 0 \quad (8)$$

или

$$Q_{3,1}^+ - Q_3^- \left(\frac{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}} + 1 \right)^{-1} = 0, \quad (9)$$

а также величину объемного расхода рабочей жидкости в линии II гидросистемы:

$$Q_{3,2}^+ = Q_3^- - Q_{3,1}^+ = Q_p - Q_{3,1}^+.$$

Найденные в соответствии с зависимостями (8) и (9) расходы $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ являются расходами рабочей жидкости при работе гидромотора на холостом режиме (равновесными расходами, распределение которых формируется лишь исходя из характеристик внутренней структуры гидропривода без учета влияния внешней нагрузочной харак-

теристики). Обозначим их как $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ и $(Q_{3,2}^+)_{nl}$.

Расходу $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ будет соответствовать угловая скорость вращения выходного вала гидромотора

$$(\omega_{hm})_{nl} = 2\pi(Q_{3,1}^+)_{nl} / V_{hm}$$

и крутящий момент на валу гидромотора

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl}(p_4 - p_5) / (\omega_{hm})_{nl}$$

или

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl} \frac{P_{pump} - R_1\{Q_p\} - R_2\{Q_p\} - R_3\{(Q_{3,1}^+)_{nl}\} - R_6\{(Q_{3,1}^+)\} - R_7\{Q_p\}}{(\omega_{hm})_{nl}}$$

При работе гидропривода под нагрузкой распределение расходов, рассчитываемое на основании зависимостей (8) и (9), не выполняется, так как объемный расход рабочей жидкости в произвольный момент времени определяется решением дифференциального уравнения (2), исходя из величины преодолеваемой эксплуатационной нагрузки – приведенных моментов сил сопротивления M_{ol} и торможения M_{br} :

$$Q_{3,1}^+ = Q_{hm}, \quad Q_{3,1}^+ \neq (Q_{3,1}^+)_{nl}$$

Так как эксплуатационная нагрузка тормозит вращение выходного вала гидромотора в процессе работы гидропривода, препятствуя поступлению рабочей жидкости в его рабочую полость, то

$$Q_{hm} = Q_{3,1}^+ \leq (Q_{3,1}^+)_{nl}$$

Таким образом, соотношение расходов $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ нарушается за счет того, что «лишняя» часть расхода величиной

$$\Delta Q_{3,1}^+ = (Q_{3,1}^+)_{nl} - Q_{hm}$$

будет стремиться пройти через линию II гидросистемы, увеличивая тем самым расход $Q_{3,2}^+$ до значения

$$Q_{3,2}^+ = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+$$

Это повлечет за собой повышение гидравлических потерь как на отдельных участках линии II гидросистемы R_4 , R_6 и R_d , так гидравлических потерь всей линии II в целом R_{II} . В результате произойдет повышение давления рабочей жидкости в месте установки напорного клапана (характерной точке 2 структурно-функциональной схемы гидропривода) до значения

$$p_2' = R_2\{Q_p\} + R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_d\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\}. \quad (10)$$

Если величина давления p_2' , рассчитанная по зависимости (10), не превышает давление открытия напорного клапана, т.е.

$$p_2' \leq P_{open},$$

то напорный клапан остается закрытым и объемный расход через него $\Delta Q_v = 0$.

Тогда гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы будут определяться следующими зависимостями:

$$p_1 = p_2 + R_1\{Q_p\};$$

$$p_2 = p_2';$$

$$p_3 = p_2 - R_2\{Q_p\};$$

$$p_4 = p_3 - R_3\{Q_{hm}\};$$

$$p_5 = R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p\};$$

$$p_6 = R_7\{Q_p\};$$

$$p_7 = p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\};$$

$$p_8 = R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\};$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_6 = Q_0 = Q_p;$$

$$Q_{3,1}^+ = Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm};$$

$$Q_{3,2}^+ = Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+.$$

Если величина давления p_2' , рассчитанная по зависимости (10), превышает давление открытия напорного клапана, т.е.

$$p_2' > P_{open},$$

то напорный клапан открывается и объемный расход через него $\Delta Q_v \neq 0$.

Объемный расход рабочей жидкости через напорный клапан ΔQ_v определяется решением следующего нелинейного алгебраического уравнения

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - f_v(\Delta Q_v) = 0. \quad (11)$$

При использовании в составе гидросистемы напорного клапана прямого действия уравнение (11) примет вид:

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0,$$

при использовании напорного клапана не-прямого действия -

если $0 < \Delta Q_v < Q_{\min}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - \frac{P_{\min}}{Q_{\min}} \Delta Q = 0.$$

если $Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - \\ - p_{\min} - \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}} (\Delta Q - Q_{\min}) = 0.$$

Давление в характерной точке 2 гидро-системы при открытом напорном клапане определяется следующими зависимостями, аналогичными зависимостям (4) – (6):

- для клапана прямого действия

$$p_2 = p_{open} + a_{op} \Delta Q_v^{b_{op}},$$

- для клапана непрямого действия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{\min}$

$$p_2 = \frac{P_{\min}}{Q_{\min}} \Delta Q_v,$$

если $Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}$

$$p_2 = p_{\min} + \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}} (\Delta Q_v - Q_{\min}).$$

Тогда гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы будут определяться следующими зависимостями:

$$p_1 = p_2 + R_1\{Q_p\};$$

$$M_{ol} = \frac{k_p D_p}{2\eta_m} |S^o - S^r| = \frac{k_p D_p}{2\eta_m} \left(|S^o - S^r|_{stat} + |S^o - S^r|_{dyn} \frac{\varepsilon_{hm}}{i_m} \right);$$

$$J_{red} = J_{hm} + \frac{1}{i_m^2} \left\{ 2(J_c + J_p) + \frac{D_p^2}{4g} [2n_k \xi_k L_{tr} q_k + n_G (G + G_{hd})] + \sum_{i=1}^{i=n_b} \left(\frac{\xi_{sl,i} D_p}{D_{b,i}} \right)^2 J_{b,i} \right\} \approx \\ \approx \frac{k_J}{i_m^2} \left\{ 2(J_c + J_p) + \frac{D_p^2}{4g} [2n_k \xi_k L_{tr} q_k + n_G (G + G_{hd})] \right\},$$

где k_p - коэффициент запаса мощности (можно рекомендовать по аналогии с [23, 24] $k_p = 1,05 \dots 1,1$); η_m - коэффициент полезного действия механизма движения тягового канатного

$$p_3 = p_2 - R_2\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_4 = p_3 - R_3\{Q_{hm}\};$$

$$p_5 = R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_6 = R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_7 = p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\};$$

$$p_8 = R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_p;$$

$$Q_2^+ = Q_3^- = Q_6^+ = Q_0 = Q_p - \Delta Q_v$$

$$Q_{3,1}^+ = Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm};$$

$$Q_{3,2}^+ = Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v.$$

3.5. Расчет эксплуатационных нагрузок на выходной вал гидромотора и инерционных характеристик движущихся элементов канатной системы

Требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (2) величины эксплуатационных нагрузок (приведенных к выходному валу гидромотора моментов силы сопротивления движению тягового канатного органа мобильного комплекса M_{ol} и силы торможения гидромотора от внешних тормозных устройств M_{br}), а также инерционных характеристик движущихся элементов тягового канатного органа (приведенный момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы J_{red}) с учетом рекомендаций [28] могут быть определены следующим образом:

органа; S^o , S^r - набегающая и сбегающая силы на приводном шкиве, определяемые на основе тягового расчета мобильного комплекса, например, с помощью рекомендаций [11, 23, 26], Н; $|S^o - S^r|_{stat}$ - статическая составляющая разности сил на приводном шкиве, Н; $|S^o - S^r|_{dyn}$ - динамическая составляющая разности сил на приводном шкиве, Н; ε_{hm} - угловое ускорение вращения выходного вала гидромотора, c^{-2} ; i_m - передаточное отношение механизма движения тягового канатного органа; J_{hm} - момент инерции роторных деталей гидромотора, $кг \cdot м^2$; J_c , J_p - моменты инерции поворотной части колонны и шкива, $кг \cdot м^2$; D_p - диаметр шкива, м; n_k - число несущих-тяговых канатов; L_{tr} - длина пролета мобильного комплекса, м; ξ_k - коэффициент удлинения каната вследствие его провисания в пролете [25]; q_k - погонный вес 1 м длины каната, Н; n_G - число одновременно перемещаемых грузов; G - вес единичного транспортируемого груза, Н; G_{hd} - вес грузозахватного устройства, Н; g - ускорение свободного падения, $м/с^2$; n_b - число отклоняющих блоков; $D_{b,i}$, $J_{b,i}$ - диаметр, м, и момент инерции, $кг \cdot м^2$, i -го отклоняющего блока; $\xi_{sl,i}$ - коэффициент проскальзывания каната относительно i -го отклоняющего блока; k_j - коэффициент запаса вследствие неучета вклада второстепенных движущихся элементов механизма движения тягового канатного комплекса (рекомендуется $k_j = 1,05 \dots 1,1$).

Для задания законов частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора при разгоне и торможении и изменения вызываемого дополнительными внешними тормозными устройствами тормозного момента удобно использовать сплайн-интерполяцию этих законов с помощью одномерных кубических полиномов, аналогичных предложенным в [14, 26]. На рис. 3 приведены графики сплайн-интерполяции указанных законов.

На этапе разгона несущего-тягового каната закон частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора удобно представлять в виде набора кусочных функций в пределах каждого временного интервала $\tau_k \leq \tau \leq \tau_{k+1}$ в интервала времени разгона $0 \leq \tau \leq \tau_{ov}$ (рис. 3, а):

$$n_{pump}(\tau_k \leq \tau \leq \tau_{k+1}) = n_k + b_{n,k}(\tau - \tau_k) + c_{n,k}(\tau - \tau_k)^2 + d_{n,k}(\tau - \tau_k)^3,$$

где τ_{ov} - интервал времени разгона каната, с; n_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $n_{pump}(\tau)$, c^{-1} ; τ_k - абсцисса k -й опорной точки сплайн-интерполяции; $b_{n,k}$, $c_{n,k}$, $d_{n,k}$ - коэффициенты кубического сплайна [27].

На этапе торможения несущего-тягового каната законы частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора и изменения тормозного момента целесообразно реализовать в виде набора кусочных пространственных функций в пределах каждого отрезка $x_k \leq x \leq x_{k+1}$ тормозного пути $L_{tr} - x_{br}^n \leq x \leq L_{tr}$ или $L_{tr} - x_{br}^M \leq x \leq L_{tr}$ до требуемой точки останова транспортируемого груза (рис. 3, б, в):

$$n_{pump}(x_k \leq x \leq x_{k+1}) = n_k + b_{n,k}(x - x_k) + c_{n,k}(x - x_k)^2 + d_{n,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{br}(x_k \leq x \leq x_{k+1}) = M_k + b_{M,k}(x - x_k) + c_{M,k}(x - x_k)^2 + d_{M,k}(x - x_k)^3,$$

где x_{br}^n , x_{br}^M - тормозной путь при частотном регулировании гидромотора и действии тормозного момента, м; n_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $n_{pump}(x)$ при торможении, c^{-1} ; M_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $M_{br}(x)$, Н·м; x_k - абсцисса k -й опорной точки сплайн-интерполяции; $b_{n,k}$, $c_{n,k}$, $d_{n,k}$ - коэффициенты кубического сплайна для закона $n_{pump}(x)$; $b_{M,k}$, $c_{M,k}$, $d_{M,k}$ - коэффициенты кубического сплайна для закона $M_{br}(x)$.

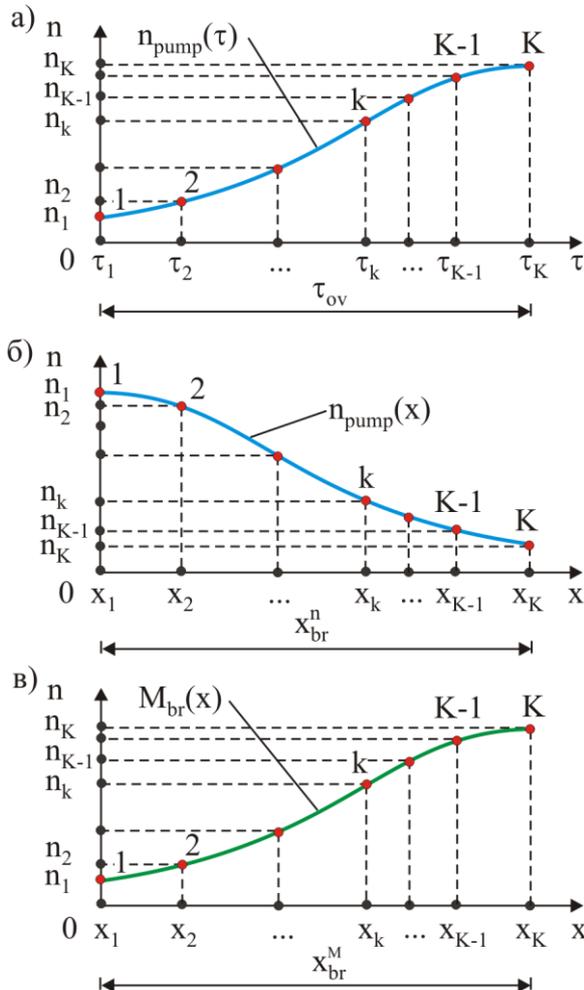


Рис. 3. Сплайн-интерполяция законов изменения частотных и тормозных характеристик: а – закон $n_{pump}(\tau)$; б - закон $n_{pump}(x)$; в – закон $M_{br}(x)$

4. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель реализована в компьютерной программе «Моделирование частотно-регулируемого гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса».

Программа позволяет моделировать изменение во времени таких основных технических характеристик гидропривода с частотно-дрессельным регулированием, как давления и расходы рабочей жидкости в характерных точках по длине гидросистемы, перепад давления на гидромоторе и мгновенная мощность гидропривода, а также кинематических и силовых параметров движения тяговых и несущих канатов

(пройденного расстояния, линейной скорости и ускорения, требуемой мощности, преодолеваемых эксплуатационных нагрузок) на всех стадиях работы механизма движения рабочего канатного органа – стадии разгона транспортируемого груза, стадии установившегося (стационарного) движения с постоянной скоростью и стадии торможения при подходе к конечной точке останова.

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Frequency_Regulation_of_Ropeway*, 14 процедур типа Procedure:

- *DetermDeltaPhm* - определение объемного расхода рабочей жидкости и перепада давления на гидромоторе;
- *DetermDeltaQ* - вычисление расхода через напорный клапан в произвольный момент времени;
- *DetermDeltaQbegin* - вычисление расхода через напорный клапан в начальный момент времени;
- *DetPQ* - определение характеристик гидропривода в характерных точках гидросистемы в произвольный момент времени;
- *DetPQbegin* - определение характеристик гидропривода в начальный момент времени;
- *DetQIdleMode* - расчет распределения расходов на холостом режиме работы гидромотора;
- *MotionBr* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при торможении;
- *MotionOv* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при разгоне;
- *ParamValve* - определение характерных параметров статической характеристики открытия предохранительного напорного клапана;
- *PressureLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;
- *PresValve* - определение давления на входе напорного клапана при известном расходе;
- *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерного полинома, заданного набором опорных точек;

- *UravnBR* - определение значения правой части уравнения вращения выходного вала гидромотора при торможении согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

- *UravnRK* - определение значения правой части уравнения вращения выходного вала гидромотора при разгоне согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

а также 4 процедуры типа Function:

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

- *EquationQ* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан в произвольный момент времени;

- *EquationQbegin* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан в начальный момент времени;

- *EquationQ31plus* - вычисление левой части уравнения для определения расхода через гидромотор.

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени движения рабочего канатного органа следующих данных:

- 1) угловой скорости $\omega_{hm}(\tau)$, углового ускорения $\varepsilon_{hm}(\tau)$, крутящего момента $M_{hm}(\tau)$ и мгновенной мощности $N_{hm}(\tau)$ при вращении выходного вала гидромотора;

- 2) частоты вращения выходного вала нерегулируемого насоса $n_{pump}(\tau)$ на стадиях разгона и торможения несущего каната;

- 3) объемного расхода рабочей жидкости $Q_p(\tau)$, подаваемого насосом в гидросистему;

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

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

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

- 7) перепада давления рабочей жидкости на гидродвигателе $\Delta p_{HD}(\tau)$;

- 8) объемного расхода рабочей жидкости $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ и $(Q_{3,2}^+)_{nl}$, угловой скорости $(\omega_{hm})_{nl}$

и крутящего момента $(M_{hm})_{nl}$ на выходном валу гидромотора при холостом режиме работы механизма движения несущего каната;

- 9) пройденного пути $x(\tau)$, линейной скорости $\dot{x}(\tau)$ и линейного ускорения $\ddot{x}(\tau)$ движения несущего каната с транспортируемым грузом;

- 10) угловой скорости $\omega_p(\tau)$, углового ускорения $\varepsilon_p(\tau)$ и крутящего момента $M_p(\tau)$ при вращении приводного шкива механизма движения канатной системы;

- 11) продолжительности стадии разгона τ_{ov} , стадии торможения τ_{br} и стадии установившегося движения τ_{st} несущего каната;

- 12) линейной скорости движения несущего каната на стадии установившегося движения v_{st} и в точке останова v_e транспортируемого груза;

- 13) пути, проходимого несущим канатом в процессе разгона x_{ov} .

5. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Для оценки достоверности моделирования гидравлических процессов в гидроприводе с частотно-дрессельным регулированием механизма движения несущего каната мобильного транспортно-перегрузочного комплекса на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена подвесная канатная система маятникового типа протяженностью $L_{tr} = 200$ м для транспортирования единичного груза весом $G = 100$ кН. В качестве гидромотора был взят нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 210.20 с номинальным давлением на выходе $p_{pump} = 20$ МПа, номинальным объемным расходом рабочей жидкости $Q_p = 84$ л/мин, минимальной и номинальной частотой вращения выходного вала 50 и 1800 об/мин соответственно. С целью оценки степени влияния настройки регули-

руемого дросселя на гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, а также на кинематические и силовые параметры при движении несущего-тягового каната были проведены расчеты при нескольких значениях силы гидравлического сопротивления дросселя. На стадии разгона длительностью $\tau_{ov} = 10$ с частота вращения выходного вала насоса изменялась по линейному закону (в об/мин)

$$n_{pump}(\tau) = 100 + 150\tau,$$

а на стадии торможения с длиной тормозного пути $x_{br}^n = 10$ м – по линейному закону (в об/мин)

$$n_{pump}(x) = 1600 - 110x.$$

На рис. 4 показаны графики изменения кинематической (линейной скорости $\dot{x}(\tau)$) и силовой (крутящего момента на приводном шкиве $M_p(\tau)$) характеристик механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения.

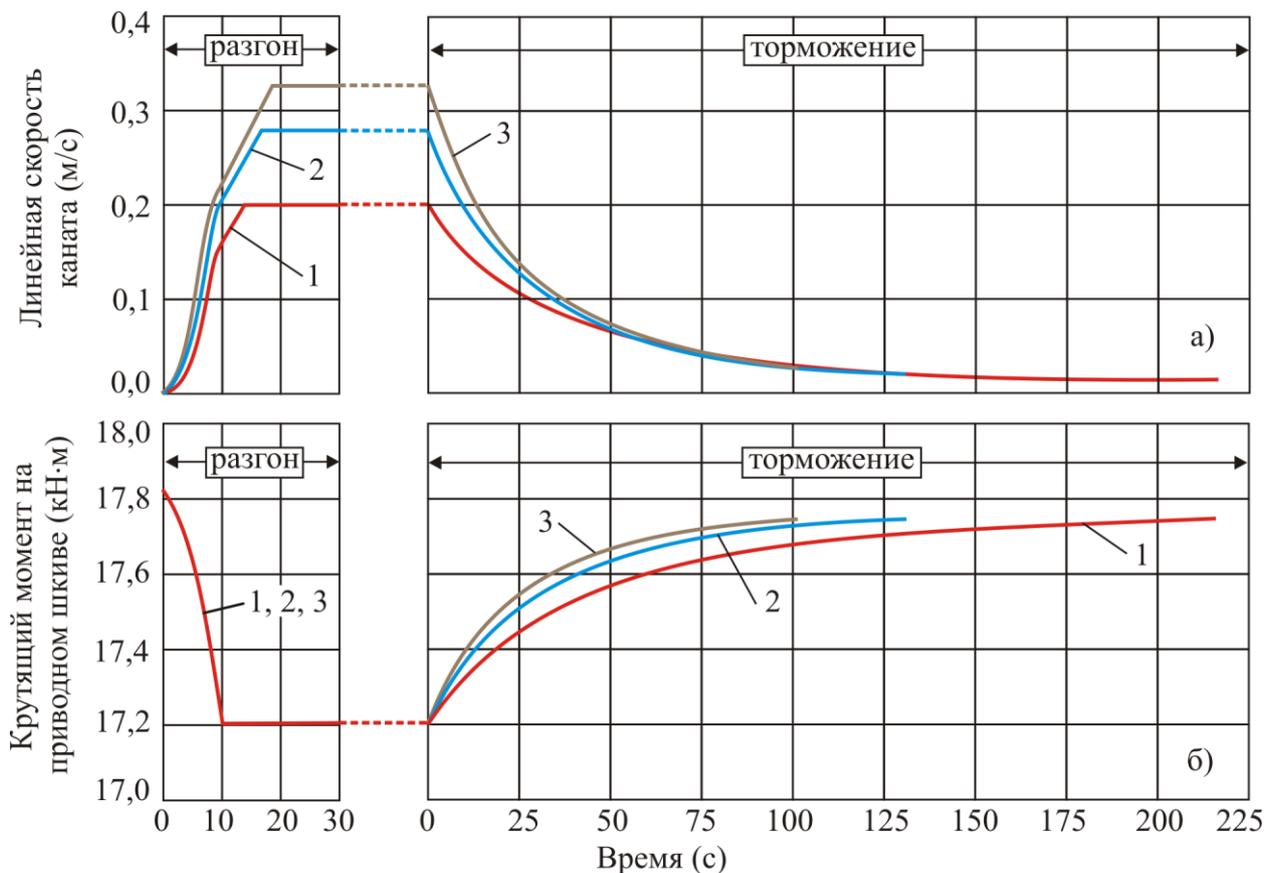


Рис. 4. Графики изменения кинематической и силовой характеристик механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а - линейная скорость $\dot{x}(\tau)$; б - крутящий момент на приводном шкиве $M_p(\tau)$

(1 - $w_d = 0,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 2 - $w_d = 1,0 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 3 - $w_d = 1,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷)

Величина предварительной настройки регулируемого дросселя w_d оказывает заметное влияние на величину линейной скорости на всех стадиях движения каната: с увеличением w_d наблюдается увеличение линейной скорости на стадии установившегося движения v_{st}

и, как следствие, уменьшение времени перемещения транспортируемого груза между конечными точками вдоль трассы канатной дороги. При этом продолжительность стадии разгона τ_{ov} , путь разгона x_{ov} и величина линейной скорости транспортируемого груза в

конечной точке останова v_e увеличиваются, а продолжительности стадий торможения τ_{br} и установившегося движения τ_{st} , наоборот, сокращаются (рис. 5).

Такое поведение кинематических и временных характеристик движения несущего каната объясняется тем, что с увеличением настройки регулируемого дросселя

w_d происходит повышение гидравлического сопротивления линии II гидросистемы R_{II} , вследствие чего происходит перераспределение объемных расходов рабочей жидкости в пользу увеличения расхода через гидромотор $Q_{3,1}^+$ за счет соответствующего снижения расхода через дроссель $Q_{3,2}^+$ (рис. 5, е).

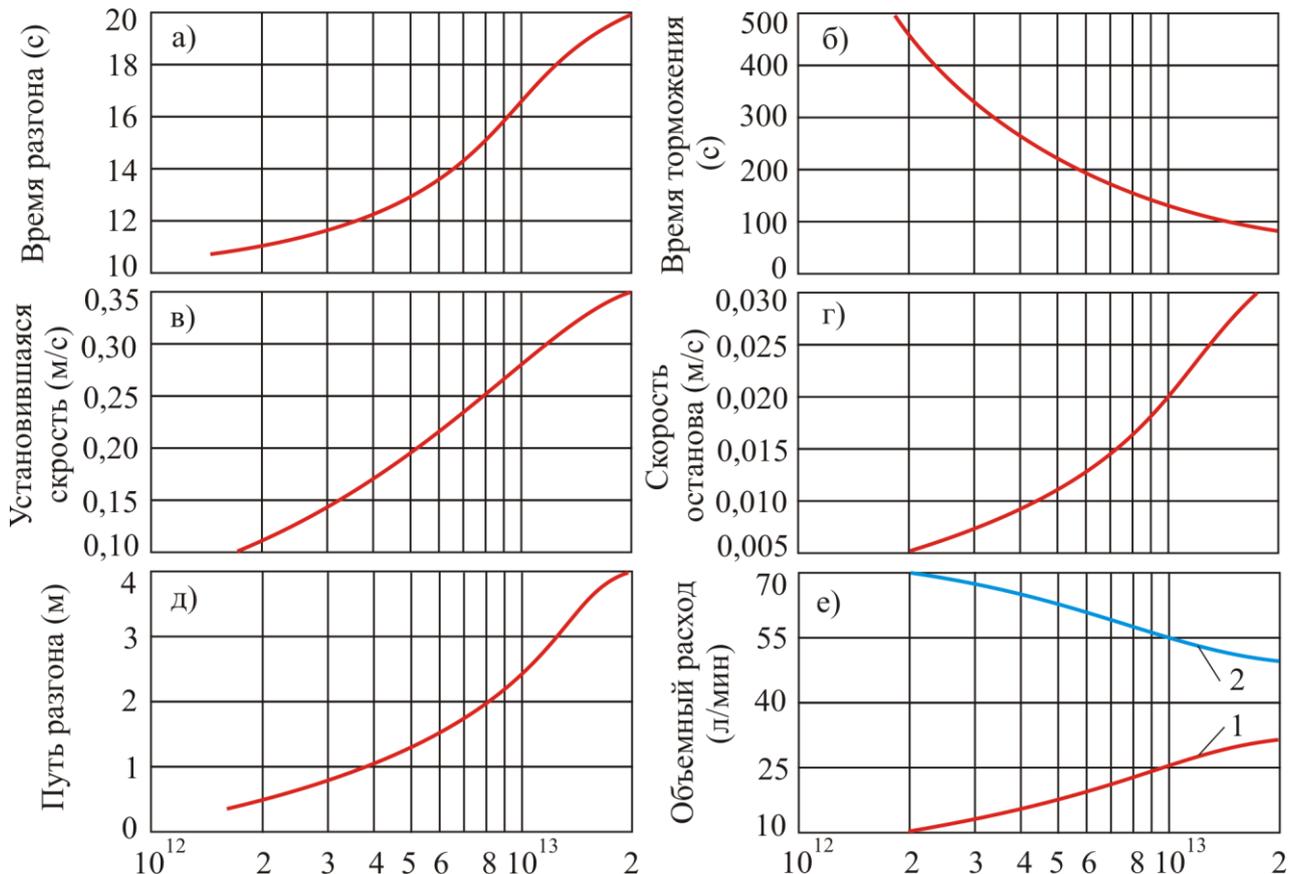


Рис. 5. Графики изменения временных и кинематических силовой характеристик механизма движения несущего каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а – время разгона τ_{ov} ; б – время торможения τ_{br} ; в – установившаяся скорость v_{st} ;
г – скорость останова v_e ; д – путь разгона x_{ov} ; е – объемный расход рабочей жидкости
(1 - $Q_{3,1}^+$; 2 - $Q_{3,2}^+$)

На рис. 6 и 7 приведены графики изменения гидродинамических параметров – давления и объемного расхода рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего каната на стадиях разгона и торможения.

Величина предварительной настройки регулируемого дросселя w_d также оказывает

заметное влияние на количественные значения гидродинамических параметров, причем по отношению к давлению рабочей жидкости влияние сказывается только на стадии торможения, а по отношению к объемному расходу рабочей жидкости – на всех стадиях движения несущего каната.

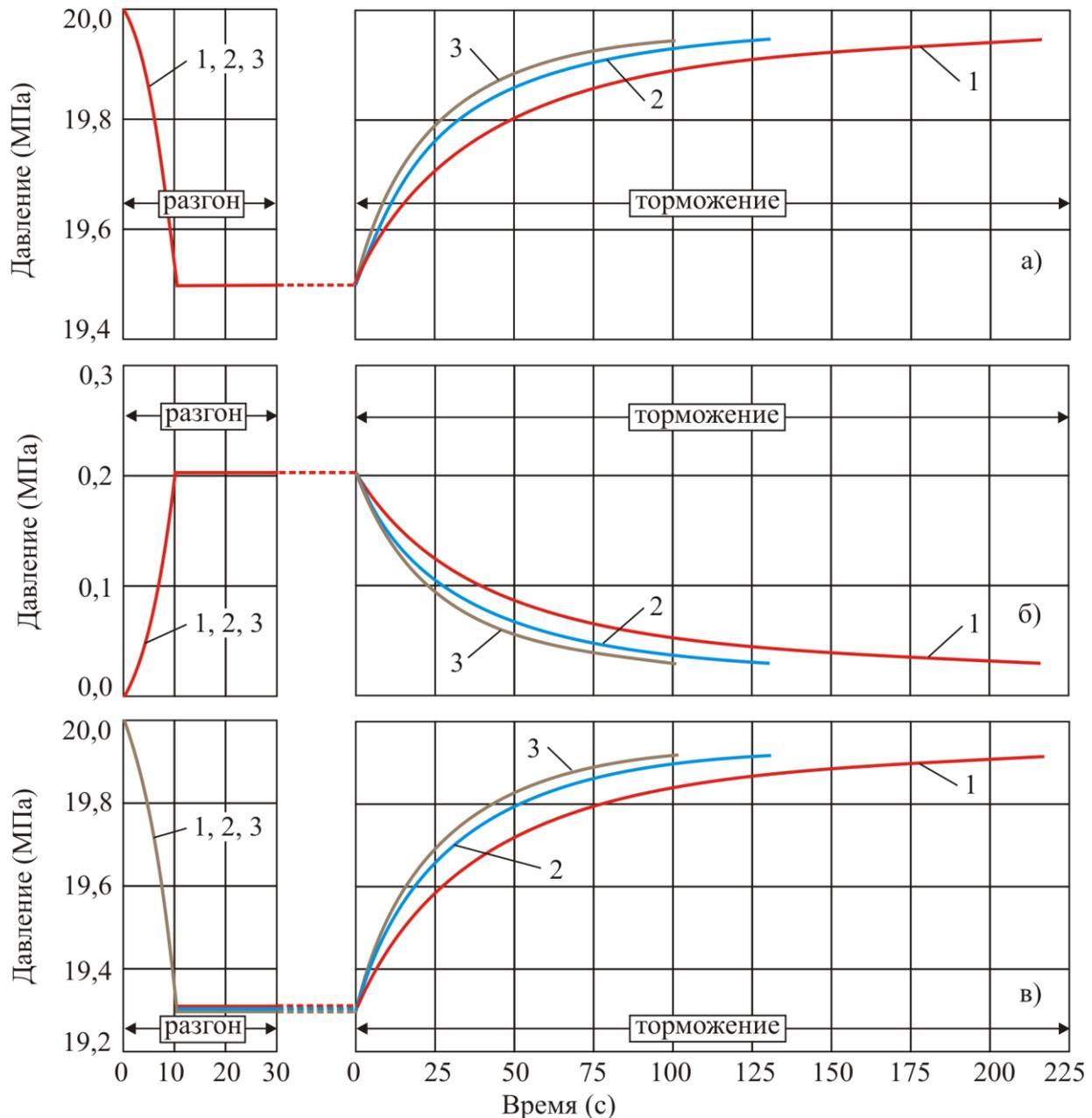


Рис. 6. Графики изменения давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а – на входе гидромотора p_4 ; б – на выходе гидромотора p_5 ; в – перепад давления на гидромоторе Δp_{hm} ($1 - w_d = 0,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; $2 - w_d = 1,0 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; $3 - w_d = 1,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷)

6. Заключение

Представленные в данном исследовании математическая модель и реализующая ее компьютерная программа для моделирования гидродинамических процессов в гидроприводе механизма движения несущего-тягового каната и их взаимосвязи с кинематическими и силовыми характеристиками

канатной системы мобильных транспортно-перегрузочных комплексов являются одним из практических инструментов, которые следует использовать при проектировании мобильного канатного транспорта.

Комбинированное частотно-дроссельное регулирование гидропривода позволяет достаточно эффективно и гибко управлять работой канатной системы, обеспечивая необхо-

димые скоростные параметры движения несущего-тягового каната как на стадии разгона транспортируемого груза, так, что более важно, и на стадии торможения при подходе к конечной точке останова. Изменение частоты вращения выходного вала насоса регулируемого типа позволяет обеспечивать плавный останов даже без использования дополнительных внешних тормозных устройств.

Практика использования гидравлических приводов с дроссельным регулированием применительно к различным технологическим машинам и оборудованию показывает, что наряду с рассмотренной в данной статье схемой установки регулируемого дросселя параллельно гидромотору также применяется альтернативный вариант – схема последо-

вательной установки регулируемого дросселя в одну гидролинию с гидромотором (либо перед гидромотором, либо после гидромотора, либо и перед и после гидромотора). Поэтому как возможное направление дальнейших исследований можно рассматривать работу по моделированию рабочих гидродинамических, кинематических и силовых параметров гидроприводов механизмов движения несущего-тягового каната мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов применительно к схеме последовательной установки гидромотора и регулируемого дросселя с целью последующего сравнительного анализа полученных результатов и разработки рекомендаций по проектированию.

Список литературы

1. Vuchic V.R. Urban transit systems and technology. John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.

2. Короткий А.А., Кирсанов М.В., Панфилов А.В. Перспективы применения канатного транспорта в урбанизированной среде // Градостроительство. 2013. № 4. С. 66-70.

3. Земсков А.Н. Перспективы использования грузовых подвесных канатных дорог // Горная промышленность. 2004. № 4. URL: <https://mining-media.ru/ru/article/transport/1408>

4. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов н/Д: Издательство ДГТУ, 2019. 268 с.

5. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов н/Д: Издательство ДГТУ, 2017. 274 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>

6. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-

References

1. Vuchic V.R. Urban transit systems and technology. John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.

2. Korotkiy A.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V. Perspektivy primeneniya kanatnogo transporta v urbanizirovannoy srede. *Gradostroitelstvo*, 2013, No. 4, pp. 66-70. (In Russian)

3. Zemskov A.N. Perspektivy ispolzovaniya gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog. *Gornaya promyshlennost*, 2004, No. 4. URL: <https://mining-media.ru/ru/article/transport/1408> (In Russian)

4. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, DGTU, 2019. 268 p.

5. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913> (In Russian)

спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.

7. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.

8. Свойкин Ф.В. Мобильная канатно-рельсовая трелевочная установка (МКРТУ) // Леса России и хозяйство в них. 2012. № 1-2. С. 88-90.

9. Передвижная лесная канатная установка – MOZ Тайфун [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.tajfun.ru/moz/index.html> (дата обращения: 29.07.2019).

10. Иванова М.А. Многофункциональный судовой кран // Морской вестник. 2007. №3. С. 62-65.

11. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.

12. Справочник проектировщика. Промышленный транспорт / Под ред. А.С. Гельмана, С.Д. Чубарова. М.: Стройиздат, 1984. 231 с.

13. Таричко В.И., Лагерев И.А. Комплексная математическая модель для исследования рабочих процессов мобильных канатных дорог // Сб. мат. XII Всеросс. конф. молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019.

14. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №4. С. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379>

15. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-02-02-187-209>

6. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh robot. *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoj zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)

7. Mekhrentsev A.V., Gerts E.F., Martinek Ya., Novak L. *Kanatnye trelevochnye ustanovki* [Cable skidders]. Ekaterinburg, Brno, UGLTU, 2012. 19 p. (In Russian)

8. Svoykin F.V. Mobilnaya kanatno-relsovalaya trelevochnaya ustanovka (MKRTU). *Lesa Rossii i khozyaystvo v nikh*, 2012, No. 1-2, pp. 88-90. (In Russian)

9. Peredvizhnaya lesnaya kanatnaya ustanovka – MOZ Tayfun [site]. Available: <http://www.tajfun.ru/moz/index.html> (In Russian)

10. Ivanova M.A. Mnogofunktsionalnyy sudovoy kran. *Morskoy vestnik*, 2007, No.3, pp. 62-65. (In Russian)

11. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)

12. *Spravochnik proektirovshchika. Promyshlennyy transport* [Designer reference. Industrial transport]. Eds. A.S. Gelman, S.D. Chubarov. Moscow, Stroyizdat, 1984. 231 p. (In Russian)

13. Tarichko V.I., Lagerev I.A. Kompleksnaya matematicheskaya model dlya issledovaniya rabochykh protsessov mobilnykh kanatnykh dorog. *Sbornik materialov XII Vseross. konf. molodykh uchenykh i spetsialistov «Budushchee mashinostroeniya Rossii»*, Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 2019. (In Russian)

14. 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)

15. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-*

2019-05-02-187-209

16. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1988. 512 с.

17. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник: в 3 кн. М.: «Техинформ» МАИ, 2001.

18. Васильченко В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник. М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. 271 с.

19. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

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

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

22. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

23. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.

24. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запечин, Е.Е. Шешко. М.: МГГУ, 2005. 543 с.

25. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2014. № 4. С. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302237>

26. Лагереv А.И., Лагереv И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск: РИО БГУ, 2019. 201 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>

tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2019, No.2, pp. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209> (In Russian)

16. Sveshnikov V.K., Usov A.A. *Stanochnye gidroprivody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 512 p. (In Russian)

17. Sveshnikov V.K. *Gidrooborudovanie: Mezhdunarodnyy spravochnik: v 3 kn.* [Hydroequipment: International Directory]. Moscow, Tekhinform MAI, 2001. (In Russian)

18. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunalnykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): catalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO "Mashmir" i ZAO "Gidrokomplekt", 1997. 271 p. (In Russian)

19. 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)

20. 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)

21. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2002. 320 p. (In Russian)

22. 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)

23. Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Continuous Transport Machines]. Moscow, Mashi-

