

УДК (UDC) 621.86

СТРУКТУРНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНОГО  
ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСА  
НА ОСНОВЕ ПАРЕТО-ОПТИМАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙSTRUCTURAL OPTIMIZATION OF THE HYDRAULIC DRIVE OF A MOBILE  
TRANSPORT AND RELOADING ROPE COMPLEX BASED ON  
PARETO-OPTIMAL SOLUTIONSТаричко В.И.  
Tarichko V.I.АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)  
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье предложен метод структурной оптимизации гидропривода мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе специальных многоосных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости. В настоящее время данный вид технологических машин можно рассматривать как новый класс технологических надземных транспортирующих средств, являющийся эффективной альтернативой стационарных грузовых канатных дорог для труднодоступных территорий со сложным рельефом и при необходимости оперативного развертывания транспортно-логистических операций. Рассмотрен алгоритм формирования множества Парето, состоящее из множества альтернативных вариантов исполнения гидропривода на основе сочетания объемных насосов и гидродвигателей допустимых типоразмеров. Предложен критерий выбора парето-оптимальных решений проектируемого гидропривода, исходя из трех показателей качества – суммарной массы гидромашин, удельной мощности и коэффициента полезного действия гидропривода.

**Ключевые слова:** мобильный канатный комплекс, гидропривод, структурная оптимизация, парето-оптимальное решение.

**Дата принятия к публикации:** 10.10.2020  
**Дата публикации:** 25.12.2020

**Сведения об авторе:**

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

**Abstract.** The article proposes a method of structural optimization of the hydraulic drive of mobile transport and reloading rope complexes based on special multi-axle chassis with increased carrying capacity and cross-country ability. At present, this type of technological machines can be considered as a new class of technological overground transport vehicles, which is an effective alternative to stationary freight ropeways for hard-to-reach areas with difficult terrain and, if necessary, the rapid deployment of transport and logistics operations. An algorithm for the formation of the Pareto set is considered, which consists of a variety of alternative versions of the hydraulic drive based on a combination of positive displacement pumps and hydraulic motors of permissible standard sizes. A criterion for choosing the Pareto-optimal solutions of the designed hydraulic drive is proposed, based on three quality indicators - the total mass of the hydraulic machines, the specific power and the efficiency of the hydraulic drive.

**Keywords:** mobile aerial rope complex, hydraulic drive, structural optimization, Pareto-optimal solution.

**Date of acceptance for publication:** 10.10.2020  
**Date of publication:** 25.12.2020

**Author's information:**

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

**Благодарности**

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

**Acknowledgements**

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

## 1. Введение

Канатные транспортные системы в виде стационарных подвесных или буксировочных канатных дорог получили широкое распространение для организации перевозки грузов и пассажиров в горной и труднодоступной местности [1, 2]. Стационарность несущих конструкций препятствует оперативной перестройке транспортной сети под изменяющиеся интересы пользователей [1, 3]. Кроме того, невозможно быстрое возведение стационарных конструкций в труднодоступной местности, в условиях Арктики, а также в сложной оперативной обстановке, например, в условиях чрезвычайных ситуаций и др. [2].

Эффективной альтернативой стационарным канатным дорогам являются мобильные канатные транспортно-переправочные дороги и комплексы, у которых необходимое технологическое оборудование размещено на специальных многоцелевых шасси повышенной проходимости и грузоподъемности [2]. Мобильные канатные дороги и комплексы в условиях сложной оперативной обстановки могут обеспечить быструю переброску сил и средств через различные преграды (реки, болота, овраги). Они могут использоваться там, где применение других видов мобильной транспортно-перегрузочной техники невозможно или не целесообразно.

В настоящее время как в России, так и за рубежом отсутствуют мобильные машины и оборудование для практической реализации задачи по использованию канатных технологий с надземным перемещением транспортируемых грузов, достаточно хорошо зарекомендовавших себя для решения транспортно-логистических проблем на труднодоступных территориях со сложным рельефом. Поэтому несомненную актуальность имеют теоретические исследования и технологические разработки, направленные на эффективное решение транспортно-перегрузочных логистических задач на основе нового класса перспективных конкурентоспособных машин и на создание научных основ оптимального проектирования их механизмов и узлов для реализации мехатронных канатных тех-

нологий надземного транспортирования различных грузов.

В этой связи важное значение имеет создание расчетных методик автоматизированного проектирования гидропривода (включая задачу оптимизации структуры и ключевых технических характеристик привода) технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [4-6]. В определенной мере для решения этой проблемы можно использовать уже имеющиеся наработки по исследованию гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием, например, представленные в [7-8].

## 2. Постановка задачи

Как показывает опыт проектирования насосных гидроприводов механизмов движения, используемых в настоящее время в различных механизмах и машинах, высокие показатели качества гидропривода в целом во многом определяются правильным выбором их основных технических характеристик – номинального рабочего давления  $p_{nom}$  и номинального расхода рабочей жидкости  $Q_{nom}$ , а также рациональной структурой гидропривода, т.е. составом используемых конструктивных элементов – гидромашин, гидроустройств и гидроаппаратов [10, 11].

В исходном документе на проектирование гидропривода – техническом задании – или по результатам начального этапа проектирования транспортно-технологической машины конструктору становится известна требуемая мощность  $N_{hd}$ , которую должен развивать проектируемый привод, и скорости выходных звеньев отдельных гидродвигателей [4, 12, 13]. Требуемая мощность определяется суммированием (с некоторым запасом работоспособности) мощности механизмов отдельных движений, которые по условиям технического задания или согласно нормативным документам Ростехнадзора могут или должны выполняться одновременно [14]. Мощность механизма однозначно определяется регламентируемыми заказчиком значением преодолеваемой выходным звеном гидродвигателя нагрузки и скоростью движения. Для

гидродвигателя механизма возвратно-поступательного движения (гидроцилиндра) преодолеваемая эксплуатационная (рабочая) нагрузка выражается сосредоточенной силой сопротивления линейному движению  $F$ , а скорость движения – линейной скоростью  $v$ . Для гидродвигателя механизма возвратно-поступательного движения (поворотного гидродвигателя) – крутящим моментом сопротивления при поворотном движении  $M$  и угловой скоростью  $\dot{\phi}$ . Для гидродвигателя механизма вращательного движения (гидромотора или обратимой гидромашины) – крутящим моментом сопротивления при вращательном движении  $M$  и частотой вращения  $n$ .

Таким образом, мощность отдельного механизма движения пропорциональна [10, 15, 16]:

- при линейном движении выходного звена гидродвигателя

$$N_{hd} \sim Fv;$$

- при поворотном движении выходного звена гидродвигателя

$$N_{hd} \sim M\dot{\phi};$$

- при вращательном движении выходного звена гидродвигателя

$$N_{hd} \sim 2\pi Mn;$$

- при наличии в конструкции гидропривода гидродвигателей, реализующих все перечисленные виды движения выходного звена

$$N_{hd} \sim \sum_{k=1}^{k=K} F_k v_k + \sum_{l=1}^{l=L} M_l \dot{\phi}_l + \sum_{m=1}^{m=M} M_m n_m,$$

где  $K, L, M$  – число гидродвигателей возвратно-поступательного, возвратно-поворотного и вращательного движения в составе гидропривода.

Необходимое значение  $N_{hd}$  обеспечивается соответствующим выбором номинального рабочего давления  $p_{nom}$  и номинального расхода рабочей жидкости  $Q_{nom}$  в гидроприводе таким образом, чтобы соблюдалось соотношение (рис. 1):

$$N_{hd} \sim p_{nom} Q_{nom} = const. \quad (1)$$

Необходимое значение  $N_{hd}$  может быть получено при различных сочетаниях давления  $p_{nom}$  и расхода  $Q_{nom}$ , удовлетворяющих совместно условию (1). Каждое подходящее

сочетание  $p_{nom}$  и  $Q_{nom}$  следует рассматривать как отдельный вариант структурного исполнения гидропривода.

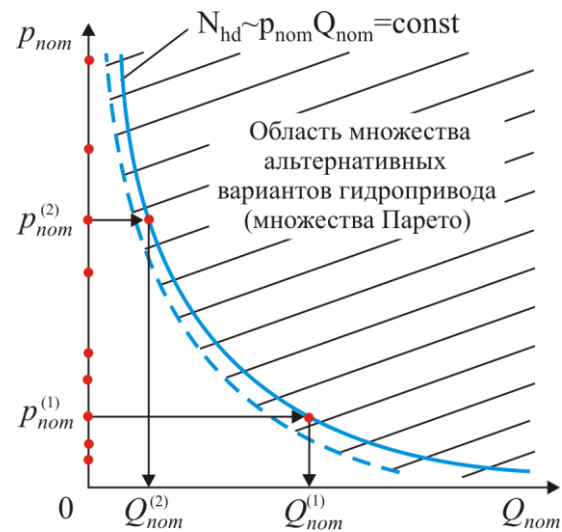


Рис. 1. Область существования возможных вариантов структурного исполнения гидропривода

Согласно ГОСТ 12445-80 [16] выбор возможного значения номинального давления  $p_{nom}$  должен производиться, исходя из нормального ряда давлений рабочей жидкости. Для гидроприводов транспортно-технологических и подъемно-транспортных машин и устройств, к числу которых относятся мобильные канатные комплексы, номинальные давления  $p_{nom}$  составляют 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50 МПа. Для каждого значения давления отечественной и зарубежной промышленностью выпускаются объемные насосы разных типов и разной величины подачи  $Q_{nom}$  [15, 17, 18].

Таким образом, на основе всего множества выпускаемых промышленностью объемных насосов, каждый из которых характеризуется допустимым сочетанием пары дискретных значений – рабочего давления  $p_{nom}$  и объемной подачи насоса  $Q_{nom}$  – можно сформировать достаточное число вариантов структурного исполнения гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Между собой эти варианты будут отличаться достигаемыми технико-экономическими показателями, причем следует ожидать, что среди них нельзя будет найти такой вари-

ант, который бы оказался наилучшим по всем показателям качества, предъявляемым к проектируемому гидроприводу. Следует ожидать, что будет выявлено несколько конкурирующих вариантов структурного исполнения гидропривода, каждый из которых будет показывать наилучшие значения части учитываемых показателей качества.

Это обстоятельство позволяет ставить задачу выявления оптимального варианта проектируемого насосного гидропривода как задачу выбора варианта, обладающего наилучшими значениями учитываемых проектировщиком технико-экономических показателей качества, путем выявления и анализа множества парето-оптимальных решений-вариантов [5, 19].

### 3. Методика парето-оптимизации структурного исполнения гидропривода

В [20] рассматривается структурная схема гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса, которую можно рассматривать как типовую для данного вида транспортно-технологических машин. Анализ данной структурной схемы гидропривода, а также известного технического решения самоходной концевой станции мобильной канатной дороги [21] позволяет считать, что в наиболее общем случае гидропривод мобильного канатного комплекса должен обеспечивать работу нескольких его механизмов:

- механизма движения несущего тягового каната на базе гидродвигателя вращательного движения;
- механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении на базе гидроцилиндра возвратно-поступательного движения;
- механизма ориентации канатного шкива на базе гидроцилиндра возвратно-поступательного движения;
- механизма установки аутригеров на базе четырех однотипных гидроцилиндров возвратно-поступательного движения;
- механизма привода анкерных устройств на основе нескольких гидродвигателей возвратно-поступательного или возвратно-поворотного движения.

Особенностью работы гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса является то, что эти механизмы по времени работают индивидуально. Таким образом, при расчетной оценке одних показателей качества надо суммарно учитывать технические характеристики всех структурных элементов гидропривода, тогда как при оценке других – технические характеристики отдельного механизма. Примером первых показателей качества могут служить массо-габаритные показатели, примером вторых – энергетические показатели гидропривода.

Управляемыми параметрами задачи оптимизации будут выступать две характеристики, отличающие возможные варианты гидропривода друг от друга и подлежащие определению при выборе оптимального решения:

$$\{x\} = \{x_1 \quad x_2\} = \{p_{nom} \quad Q_{nom}\}.$$

В качестве показателей оптимальности, которые целесообразно учитывать при проектировании гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса, учитывая рекомендации [5, 10, 22], целесообразно использовать такие технико-экономические и массо-габаритные характеристики, как

- коэффициент полезного действия гидропривода  $\eta_{hd}$ ;
- удельную мощность гидропривода  $n_{sp}$ ;
- общую массу гидромашин (насоса и гидродвигателей)  $m_{cm}$ .

Таким образом, задача оптимального проектирования гидропривода представляет собой задачу многокритериальной условной оптимизации. Векторная целевая функция имеет следующий вид

$$V(\{x\}, \{z\}) = V(-O\{x\}, \{z\})_{\eta};$$

$$-O\{x\}, \{z\})_{\eta}; O\{x\}, \{z\})_{m} \rightarrow \min, \quad (2)$$

где  $O\{x\}, \{z\})_{\eta}$ ;  $O\{x\}, \{z\})_{\eta}$ ;  $O\{x\}, \{z\})_{m}$  - частные целевые функции показателей оптимальности  $\eta_{hd}$ ,  $n_{sp}$ ,  $m_{cm}$ .

На целевую функцию (2) накладываются ограничения, обусловленные лимитированием предельных (минимальных и максимальных) значений управляемых параметров, исходя из номенклатуры выпускаемых промышленностью объемных насосов:



$$\begin{aligned}x_1 - [p_{nom}]_{\min} &\geq 0; \\ [p_{nom}]_{\max} - x_1 &\geq 0; \\ x_2 - [Q_{nom}]_{\min} &\geq 0; \\ [Q_{nom}]_{\max} - x_2 &\geq 0,\end{aligned}$$

В выражении (2) знак «минус» перед частным целевыми функциями  $O\{x\}, \{z\}\}_\eta$  и  $O\{x\}, \{z\}\}_n$  обусловлен тем, что соответствующие им показатели  $\eta_{hd}$  и  $n_{cp}$  требуют нахождения их максимума.

Алгоритм построения множества Парето возможных вариантов исполнения гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса включает последовательное проведение следующих расчетных действий:

1) расчет требуемых расходов жидкости в гидроприводе при различном рабочем давлении;

2) определение максимального и минимального расхода жидкости при различном рабочем давлении;

3) определение интервала допустимых рабочих давлений проектируемого гидропривода;

4) подбор насосов на различное рабочее давление (установление возможных альтернативных вариантов исполнения проектируемого гидропривода – формирование множества Парето исполнения гидропривода);

5) расчет показателей оптимальности для всех вариантов исполнения гидропривода;

6) выбор парето-оптимальных решений структурного исполнения гидропривода;

7) анализ выявленных парето-оптимальных решений и решение вопроса о структурном исполнении гидропривода.

Расчет требуемых расходов жидкости в гидроприводе при различном рабочем давлении включает расчет требуемых индивидуальных расходов рабочей жидкости в каждом из гидродвигателей, обеспечивающих преодоление заданной внешней нагрузки на выходном звене с заданной скоростью его движения, а также суммарного расхода в гидроприводе.

При этом необходимо рассмотреть все возможные варианты одновременной работы гидродвигателей и в качестве дальнейшего

расчетного варианта выбрать тот, при котором гидропривод должен обеспечиваться наибольший расход. Как правило, такой вариант определяется необходимостью обеспечения работы либо механизма движения несущего каната, либо механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении.

Расчет требуемых расходов жидкости выполняется для всех значений рабочего давления  $p_{nom}$  из нормального ряда в интервале 2,5...50 МПа согласно ГОСТ 12445-80 [16].

Индивидуальный расход жидкости  $Q_i$  в  $i$ -м гидродвигателе определяется его конструктивным типом и рассчитывается по следующим зависимостям:

- для гидроцилиндра

$$Q_i = k_s F_i v_i;$$

- для поворотного гидродвигателя

$$Q_i = k_s M_i \dot{\phi}_i / p_{nom};$$

- для гидромотора

$$Q_i = 2\pi k_s M_i n_i / p_{nom},$$

где  $k_s$  – коэффициент запаса по усилию (рекомендуется  $k_s = 1,1 \dots 1,3$  [10]).

Суммарный требуемый расход жидкости  $Q_{nom}$  определяется как сумма расходов всех одновременно работающих гидродвигателей

$$Q_{nom} = \sum_i Q_i.$$

Величина максимального возможного расхода жидкости  $Q_{\max}$  в гидроприводе определяется, исходя из возможности подбора существующего насоса одного из выбранных конструктором типов:

$$Q_{\max} = \max_j (Q_{\max,j}),$$

где  $Q_{\max,j}$  – максимальная подача насосов  $j$ -го типа для номинального давления на выходе  $p_{nom}$ .

Величина минимального возможного расхода жидкости  $Q_{\min,i}$  в каждом  $i$ -м двигателе проектируемого гидропривода определяется по условию прочности их выходных звеньев.

Для гидроцилиндров и поршневых поворотных двигателей в качестве условия прочности используется условие недопущения

потери устойчивости штока под действием сжимающей осевой нагрузки, для шиберных поворотных двигателей и гидромоторов – условие недопущения разрушения выходного вала под действием скручивающей нагрузки. Приближенные зависимости для расчета минимальных расходов  $Q_{\min,i}$  имеют вид [10]:

- для поршневого гидроцилиндра

$$Q_{\min,i} = (1/k_d^2 - 1) k_f l_i v_i \sqrt{k_s F_i};$$

- для поршневого поворотного гидродвигателя

$$Q_{\min,i} = k_f k_s \varphi_i^2 \dot{\varphi}_i M_i / k_d^4;$$

- для шиберного поворотного гидродвигателя

$$Q_{\min,i} = n_{b,i} (1 - k_d^2) k_s \dot{\varphi}_i M_i / k_d^3,$$

где  $l_i$  – ход поршня;  $\varphi_i$  – угол поворота;  $k_f$  – коэффициент закрепления гидроцилиндра, определяемый [10];  $k_d$  – коэффициент диаметра штока ( $k_d = 0,5 \dots 0,7$ );  $n_{b,i}$  – число лопастей шиберного гидродвигателя.

Суммарный минимальный расход жидкости  $Q_{\min}$  в гидроприводе определяется как сумма расходов  $Q_{\min,i}$  всех одновременно работающих гидродвигателей

$$Q_{\min} = \sum_i Q_{\min,i}.$$

При определении интервала допустимых рабочих давлений проектируемого гидропривода значение минимально допустимого давления  $p_{\min}$  определяется по условию

$$Q_{nom}(p_{\min}) \leq Q_{\max}(p_{\min}),$$

а максимально допустимого давления  $p_{\max}$  – по условию

$$Q_{nom}(p_{\max}) \geq Q_{\min}(p_{\max}).$$

Оба найденных значения округляются до ближайшего большего из нормального ряда давлений согласно ГОСТ 12445-80 [16].

Рабочее давление  $p_{nom} < p_{\min}$  недопустимо из-за невозможности подобрать подходящий типоразмер насоса, а давление  $p_{nom} > p_{\max}$  недопустимо из-за необеспеченности прочности выходных звеньев гидродвигателей.

Графически процесс определения интервала допустимых рабочих давлений можно проиллюстрировать рис. 2.

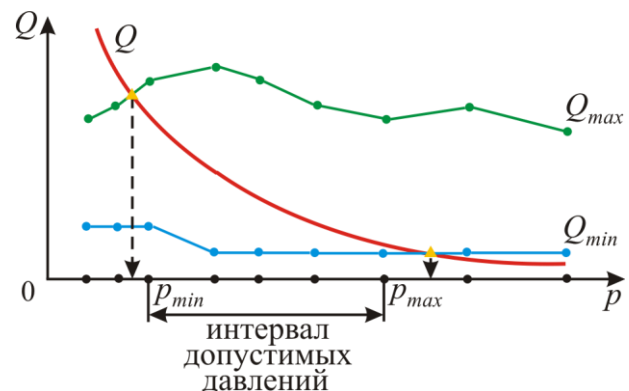


Рис. 2. Определение интервала допустимых рабочих давлений оптимизируемого гидропривода

Подбор насосов на различное рабочее давление является по своему смыслу является установлением возможных вариантов исполнения оптимизируемого гидропривода. Для каждого рабочего давления в пределах интервала  $p_{nom} \in [p_{\min}; p_{\max}]$  из насосов всех выбранных типов подбираются подходящие типоразмеры, которые должны удовлетворять следующим условиям:

$$Q_p > Q_{nom}; \quad p_p \geq p_{nom}.$$

Параметры  $Q_p$  и  $p_p$  различных типоразмеров насосов отечественного и зарубежного производства наиболее распространенных типов указаны, в частности, в [10, 15, 17, 18].

Количество подобранных таким образом типоразмеров насосов определяет объем множества решений Парето (число альтернативных вариантов исполнения гидропривода). Среди этих альтернативных вариантов подлежат дальнейшему выбору парето-оптимальные решения гидропривода для заданных условий эксплуатации мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

Расчет показателей оптимальности для всех вариантов исполнения гидропривода базируется на известных зависимостях проектирования объемных насосных гидроприводов [1, 11, 12, 23-25].

Общая масса гидромашин для  $k$ -го варианта исполнения  $m_{cm,k}$  рассчитывается по зависимости

$$m_{cm,k} = m_{p,k} + \sum_i m_{hd,i},$$

где  $m_{p,k}$  – масса насоса для  $k$ -го варианта исполнения гидропривода;  $m_{hd,i}$  – масса  $i$ -го гидродвигателя.

Для целей структурной оптимизации гидропривода на ранней стадии проектирования масса гидродвигателей  $m_{hd,i}$  приближенно может быть определена на основе следующих зависимостей, предложенных в [10]:

- для гидроцилиндра с односторонним штоком или с возвратной пружиной

$$m_{hd,i} = \frac{9500 l_i Q_i}{(1-k_d^2) v_i} \left[ k_d^2 + 2 \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,5 p_{nom}}{[\sigma] - 1,63 p_{nom}}} - 1 \right) \right];$$

- для гидроцилиндра с двухсторонним штоком

$$m_{hd,i} = \frac{19000 l_i Q_i}{(1-k_d^2) v_i} \left( k_d^2 + \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,5 p_{nom}}{[\sigma] - 1,63 p_{nom}}} - 1 \right);$$

- для поршневого поворотного гидродвигателя

$$m_{hd,i} = \frac{15000 Q_i}{n_{pi} \dot{\phi}_i} \times$$

$$\left\{ n_{pi} \left[ \frac{\phi_i k_d^2}{2} + 2 \phi_i \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,5 p_{nom}}{[\sigma] - 1,63 p_{nom}}} - 1 \right) + \sqrt{\frac{1,25 p_{nom}}{[\sigma]}} + 2 k_d \right] \right\};$$

- для шиберного поворотного гидродвигателя

$$m_{hd,i} = \frac{5 \cdot 10^4 Q_i}{(1-k_d^2) n_{b,i}} \left[ k_d^2 (1 - \pi n_{b,i}) + \pi n_{b,i} k_d + 2 \left( \sqrt{\frac{[\sigma] + 0,5 p_{nom}}{[\sigma] - 1,63 p_{nom}}} - 1 \right) + \sqrt{\frac{1,25 p_{nom}}{[\sigma]}} \right],$$

где  $n_{pi}$  – число поршней поворотного гидродвигателя;  $[\sigma]$  – допустимое напряжение на разрыв материала корпуса гидроцилиндра.

Коэффициент полезного действия  $k$ -го варианта гидропривода рассчитывается по зависимости

$$\eta_{hd,k} = \frac{\eta_{p,k} k_s}{P_{nom,k} Q_{nom,k}} \times \left( \sum_{\nu=1}^{n_{\nu}} F_{\nu} v_{\nu} + \sum_{\mu=1}^{n_{\mu}} M_{\mu} \dot{\phi}_{\mu} + 2\pi \sum_{\lambda=1}^{n_{\lambda}} M_{\lambda} n_{\lambda} \right),$$

где  $\eta_{p,k}$  – коэффициент полезного действия типоразмера насоса  $k$ -го варианта;  $n_{hc}$ ,  $n_{rd}$ ,  $n_{hm}$  – число входящих в состав гидропривода гидроцилиндров, поворотных двигателей и гидромоторов.

Удельная мощность  $k$ -го варианта гидропривода  $n_{sp,k}$  определяется по зависимости

$$n_{sp,k} = k_s \left( \sum_{\nu=1}^{n_{hc}} F_{\nu} v_{\nu} + \sum_{\mu=1}^{n_{rd}} M_{\mu} \dot{\phi}_{\mu} + \sum_{\lambda=1}^{n_{hm}} M_{\lambda} n_{\lambda} \right) / m_{cm,k}.$$

Среди альтернативных вариантов исполнения гидропривода, формирующих в целом множество Парето, находятся те из них, которые имеют наибольшие значения коэффициента полезного действия  $\eta_{hd,k}$  и удельной мощности гидропривода  $n_{sp,k}$ , и эти значения присваиваются параметрам  $\eta_{hd,max}$  и  $n_{sp,max}$ . Аналогично находятся те варианты, которые имеют наименьшие значения общей массы гидромашин  $m_{cm,k}$ , и эти значения присваиваются параметру  $m_{cm,min}$ .

Указанные варианты исполнения гидропривода следует рассматривать как парето-оптимальные решения, каждое из которых является вариантом структурной оптимизации проектируемого гидропривода и каждое из которых поэтому может быть положено в основу дальнейшего детального проектирования гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

Представляется также целесообразным проведение итогового анализа выявленных парето-оптимальных решений на основе их взаимного ранжирования.

Для этого каждому парето-оптимальному решению присваивается ранг в интервале от 1 до  $N_{Popt}$  включительно, где  $N_{Popt}$  – число парето-оптимальных решений. Ранг назначается следующим образом: наилучшему варианту по  $k$ -му критерию оптимальности присваивается ранг  $\rho_{n,k} = 1$ , следующему за ним – ранг  $\rho_{n,k} = 2$  и так далее до наихудшего варианта, которому присваивается ранг  $\rho_{n,k} = N_{Popt}$ .

Далее для каждого  $n$ -го парето-оптимального решения гидропривода с учетом весового коэффициента  $w_k$ , определяю-

щего степень значимости (по мнению проектировщика)  $k$ -го критерия оптимальности, выполняется расчетная оценка его суммарного ранга  $P_n$  по зависимости

$$P_n = \sum_{k=1}^{k=3} w_k \rho_{n,k} \quad (n = 1, 2, \dots, N_{\text{opt}}).$$

Вариант, имеющий минимальное значение  $P_k$ , является оптимальным решением задачи оптимизации структуры гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

#### 4. Заключение

Как показывает опыт проектирования и моделирования рабочих процессов в гидроприводах с частотно-дрессельным регулированием для мобильных транспортно-перегрузочных комплексов, представленный в настоящее время в весьма ограниченном числе научных публикаций, в частности, в [8, 9, 26], структура и технические характеристики указанных гидропривода достаточ-

но разнообразны вследствие необходимости создания канатных систем с широким интервалом возможных требований заказчика по величине пролета между концевыми станциями, допустимому перепаду высот их взаимного расположения, требуемой грузоподъемности и др.

Предложенный метод структурной оптимизации гидроприводов является эффективным подходом при решении проектных задач на ранней стадии проектирования мобильных транспортно-перегрузочных комплексов с учетом всех конкретных требований, установленных в техническом задании на разработку. Это обусловлено тем, что наряду с установлением оптимального сочетания основных, наиболее ответственных и дорогостоящих конструктивных элементов проектируемого гидропривода, в первую очередь, гидромашин, определяются оптимальные значения первостепенных технических характеристик рабочего давления и объемного расхода рабочей жидкости.

#### Список литературы

1. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с.

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

2. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2019. 268 с.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

3. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажиры одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2016. 210 с.

4. Бажин И.И., Беренгард Ю.Г., Гайцгори М.М., Ермаков С.А. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода. М.: Машиностроение, 1988. 312 с.

#### References

1. 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)

2. 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, Don State Technical University, 2019. 268 p.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)

3. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi. Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeway devices and operation]. M.: Mashinostroyeniye, 1988. 312 p.



5. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. Брянск: БГТУ, 2013. 228 с.  
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202230>
6. Лагерев А.В., Мильто А.А., Лагерев И.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. № 3 (39). С. 24-31.
7. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации // Подъемно-транспортное дело. 2013. № 1 (71). С. 4-7.
8. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480
9. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Работа гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных канатных комплексов при последовательной установке дросселей // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №1. С. 73-92. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-73-92
10. Лагерев А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2006. 232 с.  
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>
11. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Моделирование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск: РИСО БГУ, 2019. 201 с.  
DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>
12. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1991. 384 с.
13. Галдин Н.С., Семенова И.А. Гидравлические схемы мобильных машин. Омск: ways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)
4. 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)
5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Optimalnoe proektirovanie podyemno-transportnykh mashin* [Optimal design of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiiy Universitet, 2013. 228 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202230> (In Russian)
6. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302038> (In Russian)
7. 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)
8. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In Russian)
9. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. The operation of hydraulic drives with frequency-throttle regulation for mobile rope complexes with the consistent installation of throttles. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.1, pp. 73-92. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-73-92 (In Russian)
10. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podyemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines].



мана, 2002. 320 с.

25. Лагереv И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Брянск: РИО БГУ, 2016. 371 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980>.

26. Лагереv А.В., Лагереv 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/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209>

“Gidrokomplekt”, 1997. 271 p. (In Russian)

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

19. Nogin V.D. *Prinyatie resheniya v mnogokriterialnoy srede: kolichestvennyy podkhod* [Decision making in a multi-criteria environment: a quantitative approach]. Moscow, Fizmatlit, 2002. 176 p. (In Russian)

20. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Lagerev A.V. Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293 (In Russian)

21. Patent RU 200827, B61B 7/06. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya* [Self-propelled end station]. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Declared 12.05.2020. Published 12.11.2020. (In Russian)

22. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Multi-objective optimization of the main design parameters of the hydraulic crane-manipulator installations of mobile machines. *Vestnik SibADI*, 2017, No. 3, pp. 32-40. DOI: [https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3\(55\)-32-40](https://doi.org/10.26518/2071-7296-2017-3(55)-32-40) (In Russian)

23. 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)

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

25. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BГУ, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)

26. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling

‡ of working processes in the frequency-  
‡ adjustable hydraulic drive of manipulation sys-  
‡ tems with separate movement of links during  
‡ operation of mobile machines. *Nauchno-*  
‡ *tekhnicheskij vestnik Bryanskogo*  
‡ *gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2,  
pp. 187-209. DOI:  
[https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-](https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209)  
02-187-209 (In Russian)