

Транспорт

УДК 004.89:621.226

DOI: 10.30987/article_5c0f808e251a63.44576589

П.В. Казаков, В.С. Казаков

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ ВЫБОР ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА ЕГО КОНСТРУКТИВНЫХ, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Предлагается методика многокритериального выбора объемного гидропривода с наилучшими сочетаниями конструктивных, эксплуатационных и динамических характеристик. В её основе лежат найденные на этапе многокритериальной оптимизации оптимальные по Парето варианты гидропривода. Для каждого из них оцениваются эксплуата-

ционные и динамические характеристики, что позволяет выбрать оптимальный для конкретной задачи использования гидропривод.

Ключевые слова: объемный гидропривод, многокритериальная оптимизация, математическое моделирование, динамические характеристики.

P.V. Kazakov, V.S. Kazakov

MULTI-CRITERION CHOICE OF VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE BASED ON ANALYSIS OF ITS DESIGN OPERATION AND DYNAMIC CHARACTERISTICS

The operational efficiency of a volumetric hydraulic drive (HD) depends much upon results of its design combining a choice, computation, optimization of design and operational parameters of a unit. There is offered a procedure for a HD multi-criterion choice which widens potentialities of common methods for computation and selection of the HD design, for instance, from the catalogues of mass produced products. It is achieved at the expense of the definition of HD optimum versions according to Pareto and an alternative choice from them taking into account design values obtained corresponding to a technical specification for design and optimum operational characteristics. To determine Pareto optimum options of hydraulic drives, there is used a genetic algorithm. For an expert choice criteria are supplemented with the information on HD dynamic properties as dynamics indices of a

transition process in a hydraulic cylinder. It allows predicting a possibility for saving operation modes required of the unit at operating conditions changes of a system with a hydraulic drive. The procedure developed and tested in the problems of hydraulic drive design for a asphalt paver, a truck loader and an excavator allows increasing the accuracy of decisions made at the creation and operation of machinery with the hydraulic drive. The investigation of the hydraulic drive with a single-side rod does not limit the applicability of the procedure considered in engineering practice and whenever necessary it may be adapted to other structures of the volumetric hydraulic drive.

Key words: volumetric hydraulic drive, multi-criterion optimization, mathematical modeling, dynamic characteristics.

Введение

Эффективность эксплуатации объемного гидропривода (ГП) во многом зависит от результатов его проектирования, объединяющего выбор, расчет, оптимизацию конструктивных и эксплуатационных параметров агрегата. Существующие традиционно применяемые методики проектирования гидропривода [1; 2] преимущественно ориентированы на расчет значений геометрических параметров элементов ГП с целью последующего выбора оборудования из номенклатуры серийно выпускаемых типоразмеров [2]. Достоинством такого подхода является его унифицированность, возможность реализации в различных САПР в виде специальных библиотек

конструктивных элементов. Вместе с тем существует целый ряд задач, где формальный выбор ГП из доступного модельного ряда может оказаться недостаточным из-за потребности проектирования систем с учетом повышенных требований к техническим возможностям ГП при непосредственной эксплуатации (быстродействие, удельная мощность, время преодоления переходного процесса и достижения значений рабочих параметров) [3; 4]. В таком случае процесс проектирования ГП следует рассматривать как исследовательскую задачу, формализованную в виде оптимизационной процедуры, направленной на определение конструкции ГП со значе-

ниями параметров, соответствующими техническому заданию, и обладающей оптимальными эксплуатационными, динамическими свойствами. В статье процесс проектирования такого гидропривода рассматривается в виде методики его многокритериального выбора, включающей три этапа: оптимальное проектирование ГП по

нескольким критериям качества, оценку динамики найденных вариантов ГП с учетом их возможной эксплуатации в изменяющихся внешних условиях, определение варианта ГП с наилучшим соответствием характеристик техническому заданию и заданным специалистом критериям выбора.

Математическая модель задачи многокритериальной оптимизации гидропривода

Процесс оптимального проектирования ГП рассматривается как задача многокритериальной оптимизации (МКО) [5], решение которой позволяет определить набор оптимальных по Парето вариантов ГП с различным сочетанием значений таких параметров, как диаметр и ход поршня силового цилиндра, величины действующего на шток усилия и приведенной к нему массы нагрузки, скорость перемещения выходного звена в режиме рабочего хода,

размеры плунжера и окон гидрораспределителя и др.

Для формализации критериев задачи МКО гидропривода, а также математического описания динамических свойств его элементов используется расчетная схема ГП, приведенная на рис. 1. Также были использованы дифференциальное уравнение баланса сил, действующих на гидроцилиндр, уравнение расходов, уравнение движения модели гидроцилиндра с линеаризованными характеристиками [6-8].

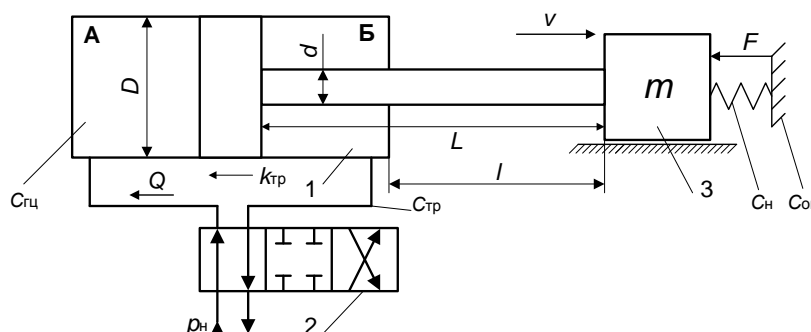


Рис. 1. Расчетная схема для задачи МКО гидропривода:

1 – гидроцилиндр; 2 – дроссельный гидрораспределитель; 3 – приведенная масса нагрузки

Согласно выбранной схеме, ГП имеет гидроцилиндр с односторонним штоком, что применяется в большинстве силовых установок различных машин (асфальтоукладчики, грейдеры, автопогрузчики, экскаваторы и др.). Выбранные критерии оптимальности ГП отражают наиболее важные эксплуатационные характеристики таких машин, а именно динамическую устойчивость и мощность. Количественно эти характеристики могут быть выражены через

величины демпфируемости, обратно пропорциональной времени преодоления переходного процесса (коэффициент демпфирования f_{ξ}) [6], и коэффициента удельной мощности (f_N) соответственно. Оптимизация этих критериев позволяет определить наилучшие значения конструктивных параметров ГП.

$$f_N = F \frac{(Q + K_{Qp} \frac{2}{3} p_H)}{m \sqrt{\frac{p_H}{\rho}} S_A} \sqrt{\frac{2 \left(p_H - \frac{F}{S_B} \right)}{\rho}} \rightarrow \max,$$

$$f_{\xi} = \frac{K_{Qp}}{2S_A^2} \sqrt{\frac{m}{\frac{1}{C_{гц}} + \frac{1}{C_{оп}} + \frac{1}{C_{тр}}}} \rightarrow \max,$$

где $K_{Qp} > 0$ - коэффициент крутизны расходно-перепадной характеристики гидро-распределителя, определяющий его типоразмер и площадь рабочего окна (ω), $\text{м}^4 \cdot \text{с}/\text{кг}$;

$$\omega = \frac{Q + K_{Qp} \frac{2}{3} p_H}{\mu \sqrt{\frac{p_H}{\rho}}} - \text{площадь рабочего окна}$$

гидрораспределителя, м^2 ; $\mu = 0,7$ - коэффициент расхода рабочего окна гидрорас-

пределителя [7]; $S_A = \frac{\pi D^2}{4}$ - площадь

поршня, м^2 ; $D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p_H \eta_{мц} \eta_{гс}}}$ - диаметр

поршня, м ; $S_B = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ - эффективная площадь поршня со стороны штока, м^2 ;

$Q = \frac{\pi D^2}{4} \frac{v}{\eta_{оц}}$ - расход рабочей жидкости в

линии нагнетания, $\text{м}^3/\text{с}$;

v - скорость рабочего хода поршня, $\text{м}/\text{с}$; F -

усилие на штоке гидроцилиндра, Н ; p_H -

номинальное давление в линии нагнетания, Па ; $\eta_{мц} = 0,93 \dots 0,97$ - механический КПД гидроцилиндра, учитывающий меха-

нические потери энергии на трение; $\eta_{гс} = 0,85 \dots 0,90$ - гидравлический КПД, учитывающий потери энергии в гидравлической

системе гидропривода; $\eta_{оц} = 0,96 \dots 0,98$ -

объемный КПД гидроцилиндра, учитывающий потери энергии с утечками рабочей жидкости; ρ - плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; m - суммарная перемещаемая

масса, кг ; L - максимальный ход поршня, м ;

l - длина рабочего хода поршня, м ;

Математическое моделирование некоторых динамических характеристик гидропривода

Для сокращения числа Парето-оптимальных вариантов ГП кроме информации об уже известных их конструктивных и массогабаритных параметрах важно учитывать и возможные динамические ха-

$C_{гц}, C_{оп}, C_{тр}$ - соответственно коэффициенты жесткости гидроцилиндра, опоры его закрепления и присоединенных трубопроводов, $\text{Н}/\text{м}$.

Кроме перечисленных выражений математическая модель МКО ГП содержит набор ограничений, учитывающих регламентацию значений ряда параметров по ГОСТ, выполнение условий прочности при сжатии и оценке устойчивости штока гидроцилиндра [2; 3], а также результат поверки реальных значений действительно реализуемых усилий на штоке (F_p), скорости перемещения поршня (v_p).

Все переменные и константы математической модели могут быть разделены на входные $\{F, v, l, m, \eta_{мц}, \eta_{гс}, \eta_{оц}\}$,

выходные $\{D, d, p_H, L, w, F_p, v_p\}$ и варьируемые на этапе оптимизации ГП $\{d, p_H, K_{Qp}, L, m\}$.

Выбранные критерии оптимальности ГП являются конфликтующими, то есть улучшение показателей гидропривода по одному критерию приводит к их снижению по другому. Поэтому специалисту предоставляется для анализа множество Парето-оптимальных конструкций гидроприводов с различным сочетанием значений критериев удельной мощности и демпфирования. Это позволяет исследовать все возможные варианты системы ГП, наиболее точно определить пределы ее возможностей, получить данные для принятия решения о целесообразности дальнейших усилий по улучшению того или иного показателя ее качества. Далее специалист, ориентируясь на конкретные условия эксплуатации ГП, его конструктивные и динамические характеристики, должен выбрать один, наилучший вариант ГП.

рактические ГП, в качестве которых могут быть использованы показатели динамики переходного процесса работы исполнительного органа объемного гидропривода - поршня силового цилиндра.

В общем виде явления переходных процессов в динамике колебательного и апериодического звеньев второго порядка и более сложных схем объемного гидропривода с дроссельным регулированием изучены, описаны и представлены в виде системы дифференциальных уравнений в монографиях [6-8]. Для математического

$$\frac{mV_0}{E_{ц} S_A K_{Qx}} \frac{d^2 v}{dt^2} + \frac{S_A}{K_{Qx}} \left(\frac{m K_{Qp}}{S_A^2} + \frac{k_{тр} V_0}{E_{ц} S_A^2} \right) \frac{dv}{dt} + \frac{S_A}{K_{Qx}} \left(1 + \frac{V_0 C_H}{E_{ц} S_A^2} + \frac{k_{тр} K_{Qp}}{S_A^2} \right) v(t) + \frac{K_{Qp} C_H}{K_{Qx} S_A} v(t) t = X_3, \quad (1)$$

где V_0 – объем рабочей полости гидроцилиндра, м³; $E_{ц}$ – приведенный модуль упругости гидроцилиндра, Па; $k_{тр}$ – коэффициент вязкого трения, кг/с; C_H – жесткость нагрузки на поршень гидроцилиндра, Н/м; K_{Qx} – параметр расходно-перепадной характеристики дроссельного гидрораспределителя, м²/с; X_3 – перемещение золотника дроссельного гидрораспределителя, м.

Как показывает практика изучения нестационарных, переходных и неустановившихся процессов в установках, машинах и их агрегатах, основные характеристики динамических свойств элементов оборудования связаны с закономерностями изменения скорости (ускорения) перемещения исполнительных звеньев [8]. Поэтому целевой функцией исследования динамических характеристик объемного гидропривода в переходный период его работы принята $v(t)$ – функция изменения скорости рабочего хода поршня.

Для возможности исследования и анализа поведения целевой функции скорости в переходный период исходное дифференциальное уравнение (1) было преобразовано к общей форме, удобной для интегрирования по функции $v(t)$ и учитывающей конкретные условия и парамет-

моделирования динамики исследуемых процессов в данной работе были взяты за основу дифференциальные уравнения движения поршня гидроцилиндра, баланса расходов и действующих сил, характеристики работы дроссельного гидрораспределителя, приведенные к виду обобщенного дифференциального уравнения [8]:

ры работы силового выходного звена гидропривода далее рассматриваемых типов машин. Кроме этого, были приняты следующие допущения и граничные условия: утечки и перетечки рабочей жидкости не учитываются; сжимаемость жидкости и растворенных в ней газов, деформация стенок трубопроводов и гидроцилиндра учитываются модулем упругости $E_{ц}$; расчет сил вязкого трения производится по теории гидродинамического сопротивления в пограничном слое рабочей жидкости; сопротивление нагрузки имитируется соответствующим значением коэффициента жесткости C_H ; перемещение золотника X_3 соответствует найденным оптимальным значениям площади открытия окна гидрораспределителя ω и параметра K_{Qp} ; в начальный момент времени (при $t = 0$) скорость поршня принимается равной нулю.

Таким образом, была получена безразмерная форма дифференциального уравнения динамики объемного гидропривода, решение которого позволяет получить дополнительную информацию о времени переходного процесса исследуемого варианта ГП, запасе мощности и времени достижения требуемой скорости рабочего хода:

$$K_1 \frac{d^2 v}{dt^2} + K_2 \frac{dv}{dt} + K_3 v(t) + K_4 v(t) \cdot t = 1, \quad (2)$$

$$\text{где } K_1 = \frac{ml(D^2 - d^2)}{2,88 \cdot 10^9 p_H D^2 K_{Qp}}; \quad K_2 = \frac{0,7m}{p_H D^2} + \frac{vl^3(D^2 - d^2)}{0,068 \cdot 10^9 p_H D^2 K_{Qp}};$$

$$K_3 = \frac{0,44D^2}{p_H K_{Qp}} + \frac{0,44(D^2 - d^2)^2 \psi}{p_H D^2 K_{Qp}} + \frac{30vl^2}{p_H D^2}; \quad K_4 = \frac{0,89 \cdot 10^9 (D^2 - d^2) \psi}{p_H D^2 l};$$

$\psi = C_H / C_{ц}$ – коэффициент жесткости на-

грузки на гидропривод; $C_{ц} = \frac{E_{ц} S_{Б}^2}{V_0}$ – при-

веденная жесткость гидроцилиндра, Н/м.

Полученное дифференциальное уравнение 2-го порядка может быть решено с помощью численного метода Рунге -

Кутта с использованием программного обеспечения Maple. Анализ результатов решения проводится графоаналитически - в форме исследования полученных зависимостей изменения скорости выходного звена $v(t)$ для найденных вариантов ГП.

Результаты многокритериального выбора гидропривода для различных проектных данных

В качестве примеров использования разработанной авторами методики многокритериального выбора ГП решались задачи проектирования гидропривода для технических систем асфальтоукладчика, автопогрузчика и ковша экскаватора. Для определения множества Парето-оптимальных вариантов гидропривода использовались методы эволюционного моделирования, в частности разработанный генетический алгоритм с кластерной модификацией [9]. При этом были определены соотношения значений управляющих

параметров генетического алгоритма, при которых достигается наилучшая аппроксимация границы Парето для разных исходных данных задачи МКО ГП. Это дало возможность проанализировать влияние на выбранные критерии качества ГП различных сочетаний значений геометрических параметров гидроцилиндра и гидрораспределителя [10]. Результаты МКО гидропривода для исходных данных, соответствующих различным видам машин и условиям их эксплуатации, представлены в табл. 1-3.

Таблица 1

Парето-оптимальные варианты ГП асфальтоукладчика

$\{F = 52000; v = 0,012; l = 0,41; m \in [450,550]; \eta_{мц} = 0,95; \eta_{гс} = 0,85; \eta_{оц} = 0,96\}$

№ варианта	D , мм	d , мм	p_n , МПа	L , мм	F_p , Н	v_p , м/с	ω_2 , мм ²	f_N	f_ξ
1	180	125	2,5	630	53530	0,012	17,33	1,251	0,0097
2	63	36	20	500	51768	0,012	0,94	1,300	0,0057
3	90	63	10	500	53565	0,012	2,15	1,327	0,0052
4	63	40	20	630	52108	0,012	0,88	1,398	0,0044
5	75	30	16	500	57855	0,012	1,16	1,436	0,0038
6	75	35	16	630	58146	0,012	1,1	1,459	0,0030
7	50	40	32	630	53575	0,012	0,38	1,474	0,0026

Таблица 2

Парето-оптимальные варианты ГП автопогрузчика

$\{F = 10000; v = 0,1; l = 0,4; m \in [2400,2600]; \eta_{мц} = 0,95; \eta_{гс} = 0,85; \eta_{оц} = 0,96\}$

№ варианта	D , мм	d , мм	p_n , МПа	L , мм	F_p , Н	v_p , м/с	ω_2 , мм ²	f_N	f_ξ
1	80	22	2,5	500	10210	0,1	35,53	0,416	0,676
2	80	28	2,5	500	10252	0,1	34,1	0,419	0,630
3	80	40	2,5	500	10366	0,1	30,95	0,423	0,531
4	80	45	2,5	500	10425	0,1	29,6	0,426	0,488
5	80	50	2,5	630	10492	0,1	28,62	0,429	0,408
6	80	56	2,5	630	10581	0,1	27,36	0,433	0,372
7	50	40	6,3	500	10548	0,1	6,54	0,44	0,247

Для выбора наилучшего варианта ГП от специалиста должна быть получена дополнительная информация об условиях эксплуатации системы с гидроприводом, а также его предпочтениях о важности со-

хранения ГП показателей удельной мощности, быстродействия и устойчивости при изменении внешних условий функционирования, возникновении запроектных воздействий и т.п. Для оценки подобных

свойств при исследовании ГП должны быть проанализированы динамика, время переходных процессов и достижения заданных условий функционирования, в частности скорости рабочего хода. Для выбранных задач проектирования ГП с использованием полученных результатов

МКО ГП были решены численным методом дифференциальные уравнения вида (2) и получены семейства соответствующих кривых функции $v(t)$ с учетом эксплуатационных параметров работы, в том числе жесткости нагрузки ψ (рис. 2).

Таблица 3

Парето-оптимальные варианты ГП ковша экскаватора
 $\{F = 52000; v = 0,4; l = 0,9; m \in [1000, 1300]; \eta_{мц} = 0,95; \eta_{гс} = 0,85; \eta_{оц} = 0,96\}$

№ варианта	D , мм	d , мм	$p_{н}$, МПа	L , мм	F_p , Н	v_p , м/с	ω , мм ²	$f_{\bar{N}}$	f_{ξ}
1	180	125	2,5	900	53530	0,4	593,37	17,86	0,44
2	90	63	10	900	53565	0,4	73,89	18,65	0,21
3	63	40	20	1000	52108	0,4	29,13	18,77	0,18
4	50	30	32	900	52322	0,4	14,50	19,01	0,15
5	75	35	16	1000	58146	0,4	36,54	19,39	0,12
6	50	40	32	1000	53575	0,4	12,19	19,55	0,10

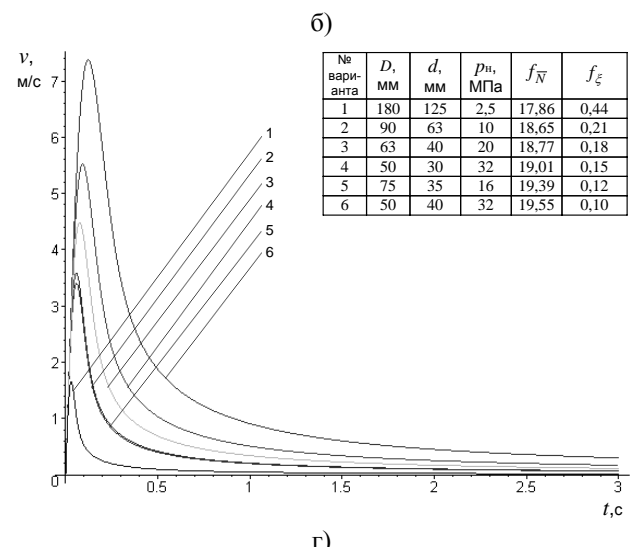
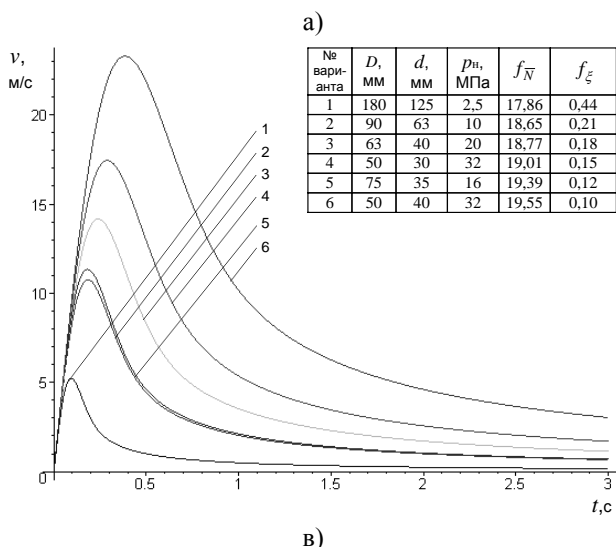
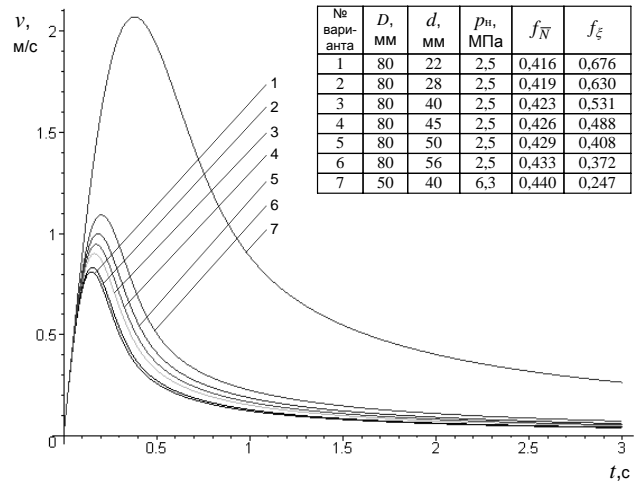
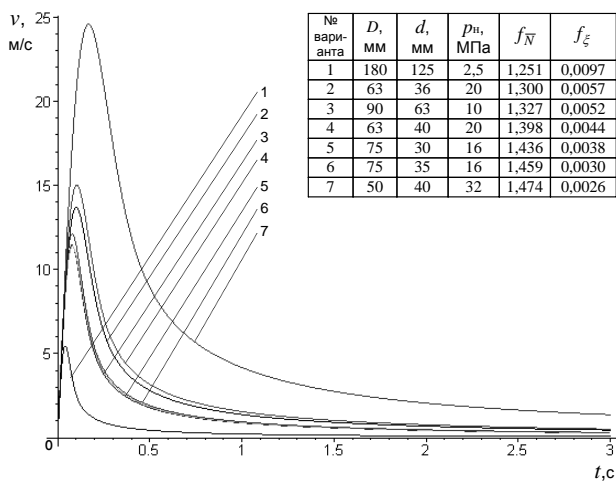


Рис. 2. Динамика переходного процесса ГП в зависимости от конструктивных характеристик и жесткости нагрузки: а - асфальтоукладчик ($\psi = 0,01$); б - автопогрузчик ($\psi = 0,01$); в - ковш экскаватора ($\psi = 0,01$); г - ковш экскаватора ($\psi = 0,1$)

Анализ кривых изменения скорости перемещения поршня от времени позволяет оценить продолжительность переходного процесса ГП T на начальном этапе его работы в зависимости от конструктивных и эксплуатационных характеристик. Также выявляется зависимость временного момента начала устойчивого движения поршня от конкретных значений удельной мощности и демпфирующей способности его цилиндра. Так, из сравнения полученных кривых можно сделать следующие выводы. Увеличение удельной мощности гидропривода, сопровождающееся уменьшением геометрических размеров поршня цилиндра, влечет за собой повышение величины его приведенной жесткости и снижение свойств демпфирования, что в сочетании с возрастанием жесткости нагрузки приводит к значительному уменьшению времени переходного процесса. А это, в свою очередь, способствует повышению качества (по показателю устойчивости) и точности соответствия значениям выходных параметров работы гидропривода. С другой стороны, увеличение коэффициента демпфирования снижает показатели жесткости системы и обуславливает работу гидропривода при большей продолжительности переходного процесса, когда возможен режим запроектных технических условий эксплуатации, при которых величина T становится больше времени рабо-

чего хода $t_{рх}$. Для предотвращения такой ситуации каждый вариант ГП может быть оценен на влияние жесткости нагрузки, которая выражается коэффициентом ψ . Его разные значения могут отражать изменяющиеся условия эксплуатации ГП, что в сочетании с моделированием динамики ГП дает возможность прогнозировать сохранение штатного режима работы, а именно времени прекращения автоколебаний, периода достижения скорости рабочего хода и запаса мощности для поддержания требуемой скорости. Действительно, если считать, что ГП с максимальной удельной мощностью при заданной жесткости (ψ_1) позволяет за минимальное время передать кинетическую энергию присоединенной нагрузке, то мощности ГП при увеличении жесткости нагрузки (ψ_2) может оказаться недостаточно, чтобы завершить рабочий ход с той же скоростью (рис. 2 в, г).

Наличие информации о конструктивных и эксплуатационных параметрах ГП в сочетании с данными о его динамических характеристиках позволяет специалисту сформулировать критерии выбора, а также оценить их важность для принятия оптимального решения. Применительно к рассматриваемым задачам этот этап выбора ГП можно представить в виде тест-таблицы (табл. 4).

Таблица 4

Тест-таблица для принятия решения о выборе наилучшего варианта ГП

№ п/п	Тип машины с гидроприводом	Критерии выбора, их значимость для специалиста						№ варианта ГП
		I	II	III	IV	V	VI	
1	Асфальтоукладчик	С	В	В	С	Н	С	4
2	Манипулятор автопогрузчика	Н	С	В	В	Н	В	2
3	Ковшовый экскаватор	В	С	Н	Б	В	Н	2

Примечания: 1. Критерии выбора: I – удельная мощность, II – демпфирование, III – чувствительность, IV – динамика переходного процесса ($T/t_{рх}$), V – жесткость нагрузки, VI – массогабаритный показатель.

2. Значимость критериев для специалиста: В – высокая, С – средняя, Н – низкая, Б – безразлично.

На примере выбора объемного гидропривода ковша экскаватора можно кон-

статировать, что для его функционирования приоритетными являются показатели

удельной мощности, способности преодоления жесткости нагрузки на гидропривод в сочетании с достаточной демпфирующей способностью. В большей степени таким требованиям соответствует вариант ГП №2, так как в этом случае обеспечивается сохранение рабочих характеристик при увеличении жесткости нагрузки, гидропривод обладает высокой удельной мощностью и достаточной способностью демпфирования. Для ГП асфальтоукладчика наиболее важными при эксплуатации являются обеспечение плавности хода и чувствительность. Достижение этого возможно при выборе варианта ГП №4, отличающегося максимальным значением демпфируемости и минимальным временем переходного процесса. Для манипулятора автопогрузчика при выборе варианта ГП прежде всего должны учитываться чувствительность, динамика переходного процесса и массогабаритные показатели. Для реализации этих требований может быть рекомендован вариант ГП №2. Далее после уточнения значений соответствующих параметров (давление в гидроцилиндре, объемный расход рабочей жидкости,

Заключение

Предложенная в статье методика многокритериального выбора ГП расширяет возможности традиционных способов расчета и подбора конструкции ГП, например из каталогов серийно выпускаемых изделий. Достигается это за счет определения оптимальных по Парето вариантов ГП и выбора из них альтернативы с учетом полученных конструктивных значений, соответствующих техническому заданию на проектирование, и оптимальных эксплуатационных характеристик. При этом критерии выбора для специалиста дополняются информацией о динамических

гидравлические характеристики гидрораспределителя и трубопроводной системы) с использованием существующих методик [2] могут быть определены мощность, тип насоса и его привода.

Рассмотренные задачи проектирования ГП имеют данные технического задания, достаточно ограниченно отражающие требуемые характеристики системы, где будет использоваться гидропривод. Поэтому при выборе наилучшего варианта ГП учитывалось соответствие прежде всего наиболее значимым критериям. Комплексный анализ системы с ГП может потребовать использования другой совокупности критериев, а также более сложной системы предпочтений специалиста. В ней могут быть задействованы модели принятия решений, использующие специализированные методы ранжирования альтернатив по значимости, а также их выбора в условиях неопределенности [11]. В сочетании с применением программ автоматизации принятия решений все это позволит повысить качество проектирования систем с ГП, определить для них наилучшие режимы управления и функционирования.

свойствах ГП, что обеспечивает возможность сохранения требуемых режимов работы при изменении условий функционирования системы с ГП. Разработанная методика позволяет повысить точность принимаемых решений при проектировании и эксплуатации машин с гидроприводом. Исследование конструкции ГП с односторонним штоком не ограничивает применимость в инженерной практике рассмотренной методики, при необходимости она может быть адаптирована и к другим схемам объемного гидропривода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Навроцкий, К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. - М.: Машиностроение, 1991. - 384 с.
2. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. - М.: Машиностроение, 2004. - 512 с.
3. Кондратьева, Л.Ю. Обоснование выбора параметров и конструктивной схемы гидропривода стрелы на основе анализа эксплуатационных требований к устойчивости экскаватора: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Л.Ю. Кондратьева. - Ковров, 2004. - 190 с.

4. Казаков, П.В. Оценка эксплуатационных характеристик объемного гидропривода на этапе его проектирования с использованием эволюционного моделирования / П.В. Казаков, В.С. Казаков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2015. - № 4. - С. 135-140.
5. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Дрофа, 2006. - 175 с.
6. Чупраков, Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики / Ю.И. Чупраков. - М.: Машиностроение, 1979. - 232 с.
7. Лещенко, В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В.А. Лещенко. - М.: Машиностроение, 1975. - 288 с.
8. Попов, Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учеб. для вузов / Д.Н. Попов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. - 320 с.
9. Аверченков, В.И. Многокритериальная оптимизация системы объемного гидропривода с использованием генетических алгоритмов / В.И. Аверченков, П.В. Казаков, В.С. Казаков // Вестник компьютерных и информационных технологий. - 2015. - № 12. - С. 7-13.
10. Казаков, П.В. Программа для параметрического синтеза и оценки эксплуатационных характеристик объемного гидропривода / П.В. Казаков, В.С. Казаков. - Свид. о рег. № 2017617933 от 17.07.17. - М.: ФИПС.
11. Черноруцкий, И.Г. Методы принятия решений / И.Г. Черноруцкий. - СПб.: БХВ-Петербург, 2005. - 416 с.
1. Navrotsky, K.L. *Theory and Design of Hydro- and Pneumatic Drives* / K.L. Navrotsky. - М.: Mechanical Engineering, 1991. - pp. 384.
2. Sveshnikov, V.K. *Machine Hydraulic Drives: reference book* / V.K. Sveshnikov. - М.: Mechanical Engineering, 2004. - pp. 512.
3. Kondratieva, L.Yu. Substantiation of choice of parameters and design structure for jib hydraulic drive based on analysis of operation requirements to excavator stability: *Thesis for Can. Sc. Tech. Degree: 05.02.02.* / L.Yu. Kondratieva. - Kovrov, 2004. - pp. 190.
4. Kazakov, P.V. Operational characteristics estimate of volumetric hydraulic drive at its design using evolution modeling / P.V. Kazakov, V.S. Kazakov // *Bulletin of Bryansk State Technical University.* - 2015. - No.4. - pp. 135-140.
5. Sobol, I.M. *Optimum Parameter Choice in Problems with Many Criteria* / I.M. Sobol, R.B. Statnikov. - 2-d edition revised and supplemented. - М.: Drofa, 2006. - pp. 175.
6. Chuprakov, Yu.I. *Hydraulic Drive and Hydro-automation Means* / Yu.I. Chuprakov. - М.: Mechanical Engineering, 1979. - pp. 232.
7. Leshchenko, V.A. *Hydraulic Servo Drives of NC Machines* / V.A. Leshchenko. - М.: Mechanical Engineering, 1975. - pp. 288.
8. Popov, D.N. *Mechanics of Hydro- and Pneumatic Drives: college textbook* / D.N. Popov. - М.: Publishing House of Bauman STU of Moscow, 2001. - pp. 320.
9. Averchenkov, V.I. Multi-criterion optimization of volumetric hydraulic drive system using genetic algorithms / V.I. Averchenkov, P.V. Kazakov, V.S. Kazakov // *Bulletin of Computer and Information Technologies.* - 2015. - No.12. - pp. 7-13.
10. Kazakov, P.V. Program for parametric synthesis and estimate of volumetric hydraulic drive operational characteristics / P.V. Kazakov, V.S. Kazakov. - Cert. of Reg. No. 2017617933 of 17.07.17. - М.: FIPS.
11. Chernorutsky, I.G. *Decision-Making Methods* / I.G. Chernorutsky. - S.-Pb.: BHV-Petersburg, 2005. - pp. 416.

Статья поступила в редакцию 28.08.18.

Рецензент: д.т.н., профессор Брянского государственного технического университета

Аверченков В.И.

Статья принята к публикации 12.11.18.

Сведения об авторах:

Казаков Павел Валерьевич, к.т.н., доцент кафедры «Компьютерные технологии и системы» Брянского государственного технического университета, тел. (4832) 56-49-90, e-mail: pvk_mail@list.ru.

Kazakov Pavel Valerievich, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Computer Technologies and Systems", Bryansk State Technical University, e-mail: pvk_mail@list.ru.

Казаков Валерий Сергеевич, к.т.н., доцент кафедры «Промышленная теплоэнергетика» Брянского государственного технического университета, тел.: (4832) 58-82-07.

Kazakov Valery Sergeevich, Can. Sc. Tech., Assistant Prof. of the Dep. "Industrial Heat-Power Engineering", Bryansk State Technical University, phone: (4832) 58-82-07.