



## ГОРНЫЕ МАШИНЫ, ТРАНСПОРТ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

Научная статья

<https://doi.org/10.17073/2500-0632-2024-01-179>

УДК 62-13:62-52:62-51:62-59:62-64:62-66

**Влияние технического состояния главных насосов гидравлического экскаватора на расход топлива**М. Г. Рахутин<sup>1</sup>  , В. Х. Чан<sup>2</sup> , А. Е. Кривенко<sup>1</sup>   , К. К. Занг<sup>3</sup> <sup>1</sup> Университет науки и технологий МИСИС, г. Москва, Российская Федерация<sup>2</sup> Государственный технический университет им. Ле Куй Дона, г. Ханой, Вьетнам<sup>3</sup> Университет Тхань Донг, г. Хайзыонг, Вьетнам [Krivenko.ae@misis.ru](mailto:Krivenko.ae@misis.ru)**Аннотация**

В процессе эксплуатации гидравлических экскаваторов вследствие износа изменяется техническое состояние насосов. Увеличиваются зазоры, переток жидкости, снижается объемный КПД, возрастают потери энергии, что приводит к перерасходу топлива. Целью работы являлось определение рационального срока эксплуатации насосов с учетом перерасхода топлива, который возрастает в процессе эксплуатации. Решены задачи: создание математической модели затрат на владение насосом с учетом перерасхода топлива, возрастающего в процессе эксплуатации, разработка алгоритма и компьютерного моделирования в программе Simulink-Matlab, оценка увеличения расхода топлива. В статье на примере гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8 показано влияние технического состояния главных насосов гидравлического экскаватора на перерасход топлива. На основе предлагаемой модели затрат на эксплуатацию насоса с учетом повышения расхода топлива в процессе эксплуатации получены зависимости перерасхода топлива от технического состояния насосов. По разработанному методике расчета и программному алгоритму выполнено компьютерное моделирование в программах Simulink-Matlab и Excel. Получены зависимости перерасхода топлива гидравлического экскаватора от технического состояния насосов. Представлены математическая модель затрат на владение насосом с учетом перерасхода топлива, возрастающего в процессе эксплуатации, и полученное на ее основе выражение для определения рационального срока эксплуатации насосов для минимизации затрат на приобретение насосов и топлива, учитывающее техническое состояние главных насосов, скорость его изменения, стоимость топлива и замены насоса. Предложен показатель, характеризующий перерасход топлива, определяемый отношением разницы между фактическим расходом топлива на 1 м<sup>3</sup> экскавируемой горной массы и расходом топлива при номинальных значениях КПД основных насосов (номинальным расходом) к номинальному расходу. Использование предлагаемого критерия совместно с выражением для определения рационального срока эксплуатации насосов позволит обоснованно выбирать значение предельного состояния основных насосов и уменьшить суммарные затраты на владение насосом и на расход топлива до 17 % в зависимости от экономических и горнотехнических факторов эксплуатации с учетом экономических и горнотехнических факторов эксплуатации.

**Ключевые слова**

горные машины, карьерный гидравлический экскаватор, техническое состояние насосов, гидравлика, насос, состояние, эксплуатация, моделирование, утечки, КПД, износ, затраты, алгоритм, расход, перерасход, рациональный срок

**Для цитирования**

Rakhutin M. G., Tran V. H., Krivenko A. V., Giang Q. Kh. Impact of the technical condition of main pumps on fuel consumption in a hydraulic excavator. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2025;10(1):67–74. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2024-01-179>



## MINING MACHINERY, TRANSPORT, AND MECHANICAL ENGINEERING

Research paper

**Impact of the technical condition of main pumps on fuel consumption in a hydraulic excavator**M. G. Rakhutin<sup>1</sup>  , V. H. Tran<sup>2</sup> , A. E. Krivenko<sup>1</sup>   , Q. Kh. Giang<sup>3</sup> <sup>1</sup> University of Science and Technology MISIS, Moscow, Russian Federation<sup>2</sup> Le Quy Don Technical University, Hanoi, Vietnam<sup>3</sup> Thanh Dong University, Hai Duong City, Vietnam [Krivenko.ae@misis.ru](mailto:Krivenko.ae@misis.ru)**Abstract**

During the operation of hydraulic excavators, the technical condition of pumps deteriorates due to wear, leading to increased internal clearances, fluid leakage, a reduction in volumetric efficiency, and higher energy losses, ultimately resulting in excessive fuel consumption. The objective of this study was to determine the optimal service life of pumps, taking into account the growing fuel overconsumption during operation. The following tasks were addressed: developing a mathematical model for pump ownership costs, incorporating progressive fuel overconsumption; designing an algorithm and conducting computer simulations using Simulink-Matlab; and assessing the increase in fuel consumption. The study examines the impact of the technical condition of the main hydraulic pumps on fuel overconsumption using the Komatsu PC2000-8 hydraulic excavator as a case study. Based on the proposed pump operation cost model, which accounts for the increase in fuel consumption over time, dependencies between fuel overconsumption and pump wear were established. Computer modeling was performed in Simulink-Matlab and Excel based on the developed calculation methodology and software algorithm. Relationships between the excavator's fuel overconsumption and the technical condition of the pumps were identified. A mathematical model for pump ownership costs is presented, taking into account the progressive fuel overconsumption during operation, along with the resulting equation for determining the optimal service life of pumps to minimize total costs, including pump acquisition and fuel expenses. This expression considers the technical condition of the main pumps, their rate of deterioration, fuel costs, and pump replacement costs. A fuel overconsumption indicator was introduced, defined as the ratio of the difference between actual fuel consumption per 1 m<sup>3</sup> of excavated material and fuel consumption at nominal efficiency of the main pumps (nominal fuel consumption) to the nominal fuel consumption. The application of this criterion, in conjunction with the proposed equation for determining the optimal pump service life, allows for a data-driven selection of the critical wear threshold for the main pumps, reducing total ownership and fuel costs by up to 17%, depending on economic and mining-engineering conditions.

**Keywords**

mining machinery, hydraulic mining excavator, pump technical condition, hydraulics, pump, condition, operation, modeling, leakage, efficiency, wear, costs, algorithm, consumption, overconsumption, optimal service life

**For citation**

Rakhutin M. G., Tran V. H., Krivenko A. V., Giang Q. Kh. Impact of the technical condition of main pumps on fuel consumption in a hydraulic excavator. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2025;10(1):67–74. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2024-01-179>

**Введение**

Утечки рабочей жидкости в механизме нагнетания объемных насосов гидравлического привода карьерных экскаваторов закладываются на этапе конструирования и в среднем составляют 5% от рабочей подачи при рабочем давлении. Меньший объем утечек приводит к тому, что ухудшаются условия смазки и охлаждения деталей нагнетательного механизма, далее происходит перегрев и насос выходит из строя. Величина утечек напрямую зависит от величины зазоров в нагнетательном механизме насоса [1–3]. По мере износа деталей зазоры в механизме нагнетания увеличиваются и растут утечки рабочей жидкости, уменьшается КПД насоса, растет расход топлива.

Целью работы являлось определение рационального срока эксплуатации насосов с учетом перерасхода топлива, возрастающего в процессе эксплуатации. Влияние возрастающих утечек на производительность карьерного экскаватора может быть оценено через объемный КПД гидромашины. Ранее было установлено, что можно выделить две стадии влияния износа насоса на затраты энергии: 1. Запас мощности привода покрывает потери энергии, возрастающие в результате увеличивающихся утечек рабочей жидкости в насосе. На этом этапе производительность машины остается прежней, но удельные затраты энергии на 1 м<sup>3</sup> горной массы увеличиваются; 2. Запас мощности привода меньше, чем потери энергии из-за объ-



емных утечек в насосе, и быстродействие машины уменьшается, при этом удельные затраты энергии на  $1 \text{ м}^3$  горной массы продолжают расти. Установление рационального технического состояния насоса позволит планировать его своевременную замену и затраты будущих периодов [4–6]. Выявление зависимости «излишнего» расхода топлива от технического состояния насоса (величины утечек) позволит определять наиболее целесообразный диапазон значений объёмного КПД исходя из минимальных потерь производительности, перерасхода топлива и стоимости владения насосом.

### Методы

В гидравлическом экскаваторе все основные и вспомогательные операции выполняются с использованием гидропривода. При выполнении основных операций, к которым относятся: копание, поворот на выгрузку, разгрузка ковша, поворот в забой<sup>1</sup>, используются регулируемые аксиально-поршневые насосы, называемые в технической литературе<sup>2</sup> [7–9] основными или главными. Увеличение зазоров, вызванное механическими примесями, в процессе эксплуатации насоса влечет за собой рост утечек гидравлической жидкости, снижение объёмного КПД насоса и увеличение расхода энергии на выполнение полезной работы, что подтверждается ранее выполненными исследованиями [10–12]. Замена насоса решает проблему перерасхода топлива, но требует дополнительных затрат. Для достижения поставленной цели – определение рационального срока эксплуатации насосов, были сформулированы задачи: создание математической модели затрат на владение насосом с учетом перерасхода топлива, возрастающего в процессе эксплуатации, разработка алгоритма и компьютерного моделирования в программе Simulink-Matlab, оценка увеличения расхода топлива.

В работе рассматривалось влияние технического состояния аксиально-поршневых насосов HPV375 на расход топлива карьерным гидравлическим экскаватором Komatsu PC2000-8. В рамках исследования принято допущение, что потери подведенной энергии в узлах трения механизмов экскаватора постоянны, и при расчетах не учитывались.

Главные насосы гидравлической системы карьерного экскаватора обеспечивают жидкостью гидродвигатели рабочего оборудования и механизма поворота платформы. В зависимости от фазы рабочего цикла экскаватора некоторые гидродвигатели могут бездействовать или, наоборот, работать с максимальной нагрузкой. Нагрузка на механизмы экскаватора определяет рабочее давление в гидросистеме, и, в свою

<sup>1</sup> ГОСТР 55165–2012 Оборудование горно-шахтное. Экскаваторы одноковшовые карьерные с вместимостью ковша свыше  $4 \text{ м}^3$ . Общие технические требования и методы испытаний.

<sup>2</sup> Занг К.К. Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях Республики Вьетнам. [Автореф. дис. канд. техн. наук]. М.: МИСиС; 2021. 21 с.

очередь, величина утечек и сил трения в механизме нагнетания насоса изменяется пропорционально изменению давления. Отсюда следует, что для оценки потерь энергии в главных гидравлических насосах необходимо учитывать свойства экскавируемой горной массы, температуру рабочей жидкости, уровень утечек рабочей жидкости, скорости и ускорения подвижных элементов [13, 14].

Утечки в зазорах механизмов аксиально-поршневого насоса зависят от ряда факторов, основными из них являются разность давлений на входе и выходе из зазора и сопротивление зазора, которое зависит от его формы и площади сечения. При прочих равных условиях с ростом разности давлений растут утечки. Это происходит в процессе вытеснения рабочей жидкости из рабочей камеры гидравлического насоса. В процессе заполнения рабочей камеры утечки практически отсутствуют.

Утечки в рабочих камерах механизма нагнетания насоса HPV375+375 можно представить в виде четырех составляющих: перетоки жидкости в зазоре кольцевой формы между плунжером и стенкой рабочей камеры  $Q_{pc}$ , в сферическом шарнире, соединяющем основание плунжера с упорным башмаком, в плоском зазоре между упорным башмаком и наклонным диском, а также по поверхности контакта блока рабочих камер с диском распределительного механизма  $Q_{bp}$ . В этих зазорах утечки конструктивно не только неизбежны, но и необходимы, т.к. рабочая жидкость, попадая в эти зазоры, смазывает поверхности деталей, нагруженные усилиями, создаваемыми рабочим давлением жидкости, и снижает их износ.

При расчете перетоков жидкости в зазоре между плунжером и стенкой рабочей камеры необходимо учесть, что под действием боковых нагрузок, возникающих при передаче крутящего момента от приводного вала к плунжерной группе, плунжер, несмотря на малые допуски и высокий класс точности изделия, занимает эксцентричное положение в рабочей камере. Расход жидкости в эксцентричном кольцевом зазоре определяется по формуле [15, 16]:

$$Q_{pc} = \frac{\pi d_p h_{pc}^3 (p_c - p_0)}{12\mu l} (1 + 1,5\lambda^2) - \frac{\pi d_p h_{pc} v}{2}, \quad (1)$$

где  $d_p$  – диаметр плунжера насоса, м;  $h_{pc}$  – средняя величина зазора между плунжером и стенкой рабочей камеры насоса, м;  $p_c, p_0$  – соответственно рабочее давление насоса и давление в корпусе насоса, Па;  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости, Па·с;  $\lambda = e/h_{pc}$  – относительный эксцентриситет плунжера в рабочей камере;  $e$  – эксцентриситет плунжера относительно стенок цилиндра, м;  $v$  – скорость движения плунжера, м/с;  $l$  – длина части плунжера, находящейся в цилиндре в текущий момент времени, м:

$$l = l_0 + R(1 - \cos \omega t) \operatorname{tg} \gamma, \quad (2)$$

здесь  $l_0$  – средняя длина части плунжера, находящейся в цилиндре, м;  $R$  – радиус осей рабочих камер, м;  $\omega$  – угловая скорость блока рабочих камер, рад/с;  $\gamma$  – угол наклона упорного диска, град.



Осевая скорость одного поршня относительно цилиндра определяется следующим образом:

$$v = \omega R t g \gamma \sin \omega t. \quad (3)$$

Утечки рабочей жидкости через зазоры между поршнем и башмаком определяются по выражению [17]:

$$Q_{bp} = \frac{\pi h_{bp}^3 (p_1 - p_0)}{3\mu \left( \operatorname{tg}^2 \beta_2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1 + 2 \ln \left| \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1} \right| \right)}, \quad (4)$$

где  $h_{bp}$  – зазор между поршнем и башмаком, м;  $p_1, p_0$  – соответственно давление в камере башмака и в камере корпуса, Па;  $\beta_1, \beta_2$  – конструктивные углы поршня и башмака, рад.

Аналогично рассчитываются утечки в других узлах аксиально-поршневого насоса.

Действующий ГОСТ 13823–78 устанавливает предельное состояние только для нерегулируемых аксиально-поршневых насосов и не устанавливает для регулируемых насосов с питанием системы управления от основного потока. При этом из известного уровня техники следует, что наступает момент, когда дальнейшая эксплуатация регулируемого аксиально-поршневого насоса нецелесообразна, в том числе в связи с повышенным перерасходом топлива. Для карьерных гидравлических экскаваторов величину предельного состояния регулируемых основных насосов следует устанавливать с учетом горнотехнических и экономических условий эксплуатации [18].

### Обсуждение результатов

Комплексная математическая модель, включающая перечисленные формулы утечек для критических узлов механизма нагнетания жидкости аксиально-поршневых насосов гидравлической системы карьерного экскаватора, была составлена в системе Simulink-Matlab. В последнее время Simulink-Matlab наравне с другими популярными CAD, CAE системами широко и успешно используется для цифрового

прототипирования рабочих процессов оборудования в горном деле [19]. Также в модель были добавлены условия и ограничения, напрямую и косвенно влияющие на величину утечек рабочей жидкости в зазорах. В первую очередь параметры цикла рабочей камеры насоса, конструктивные параметры механизма нагнетания, временные и нагрузочные параметры рабочего цикла карьерного гидравлического экскаватора, температура рабочей жидкости.

В рамках численного эксперимента были определены объемы утечек рабочей жидкости в насосах высокого давления гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора, имеющих различную степень износа механизма нагнетания: от состояния нового насоса (зазоры  $h_{pc} = h_{cv} = h_{ps} = h_{ss} = 5$  мкм) до бывшего в эксплуатации в течение нескольких лет (зазоры  $h_{pc} = h_{cv} = h_{ps} = h_{ss} = 20$  мкм).

Величины значений потерь перерасхода топлива, соответствующие утечкам в насосах, приведены в табл. 1. Графики зависимости перерасхода топлива от температуры рабочей жидкости, построенные для четырех степеней износа механизма нагнетания (рис. 1), показывают, что с ростом величины зазоров перерасход топлива возрастает многократно. Например, для температуры рабочей жидкости 70 °С увеличение зазоров в механизме нагнетания аксиально-поршневого насоса в 2, 3 и 4 раза вызывает рост перерасхода топлива, вызванного утечками рабочей жидкости, в 8, 27 и 64 раза соответственно. Такое соотношение может быть отражено функцией  $x = y^5$ .

Перерасход топлива при выполнении рабочих операций в зависимости от зазора между поршнем и блоком цилиндров при различной температуре РЖ представлен на рис. 2.

Влияние температуры рабочей жидкости на потери мощности в гидравлическом экскаваторе рассмотрено в [20]. В указанной работе влияние технического состояния насосов на потери мощности не рассматривалось.

Следует сказать, что потеря мощности в 1 кВт·ч приводит к перерасходу 207–218 г топлива.

Таблица 1

Перерасход топлива при выполнении основных операций рабочего цикла в зависимости от величины зазора между поршнем и блоком цилиндров

Температура РЖ, °С	Перерасход топлива, л/ч $10^{-3}$															
	Копание				Поворот на выгрузку				Разгрузка ковша				Поворот в забой			
	Величина зазора, мкм															
	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20	5	10	15	20
20	46	98	226	448	24	28	36	52	28	34	50	78	18	18	22	30
40	82	208	510	1,036	36	44	66	102	42	58	94	156	26	30	38	54
60	138	406	1,040	2,146	48	66	110	186	60	90	164	294	34	42	60	92
80	224	720	1,896	3,946	64	98	178	316	80	138	274	510	44	58	92	152
100	342	1,178	3,156	6,604	82	138	272	506	104	200	428	826	56	80	136	234

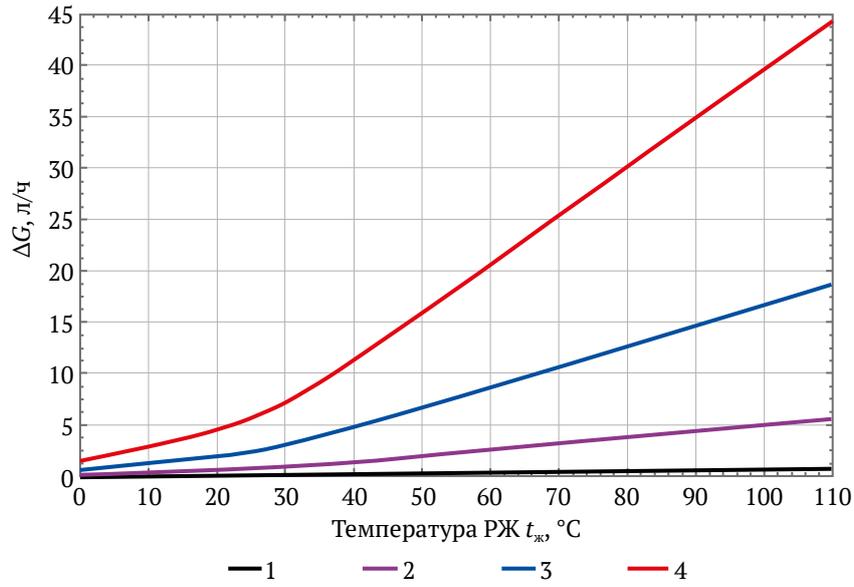


Рис. 1. Потери мощности при ширине зазоров: 1 – 5 мкм; 2 – 10 мкм; 3 – 15 мкм; 4 – 20 мкм

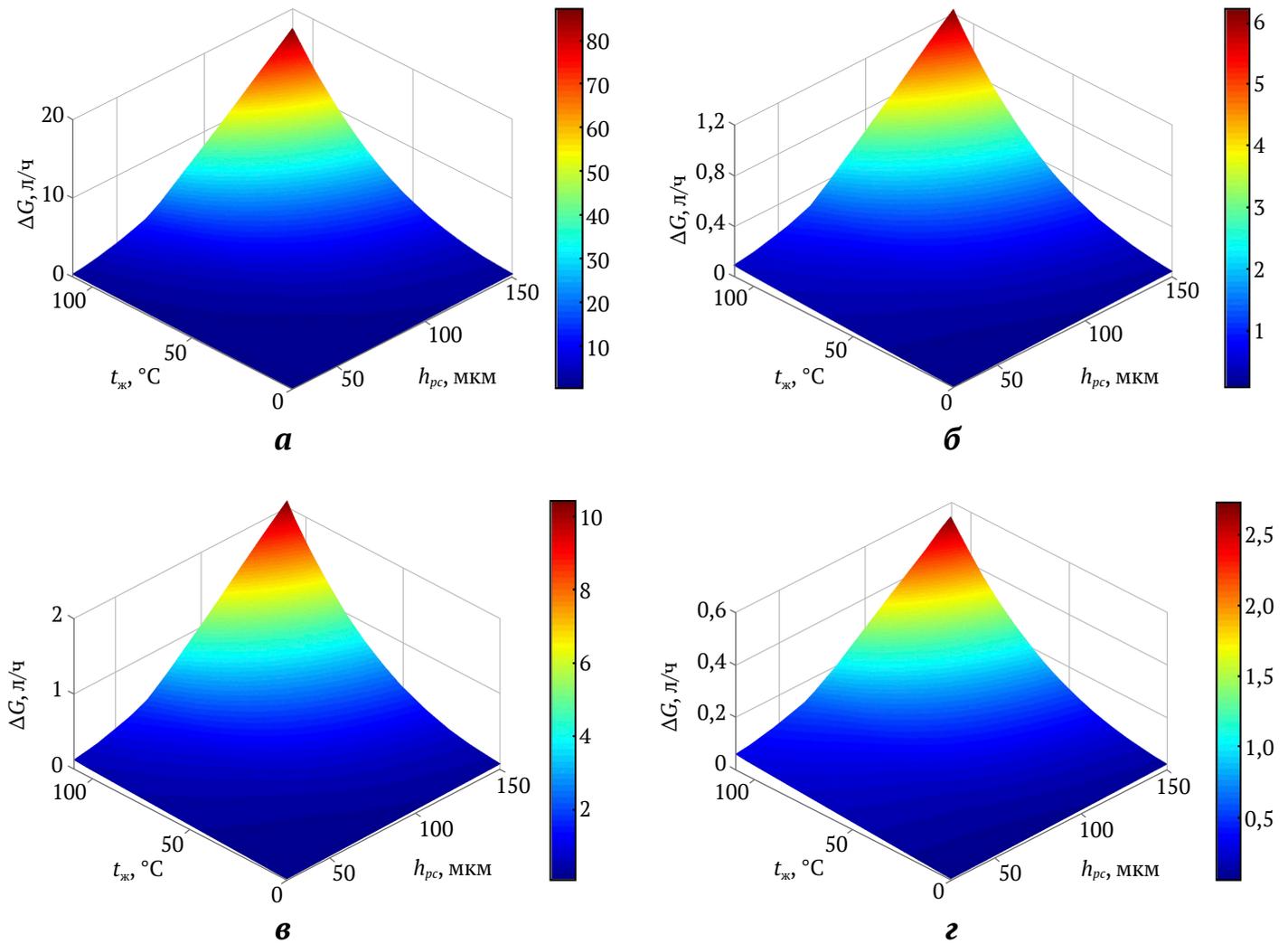
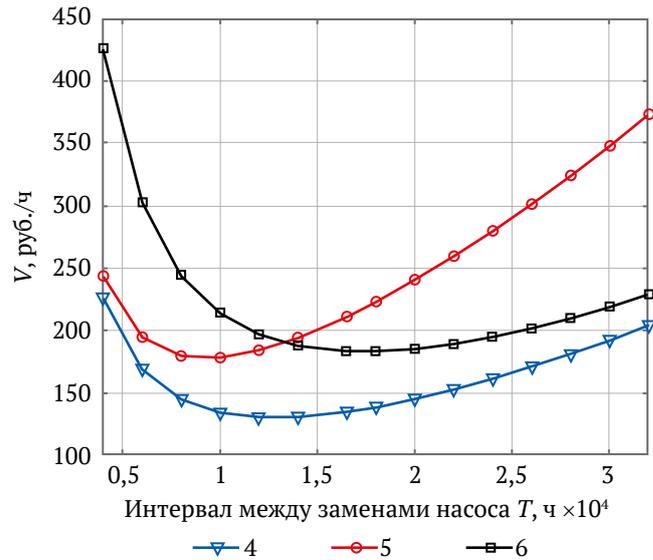
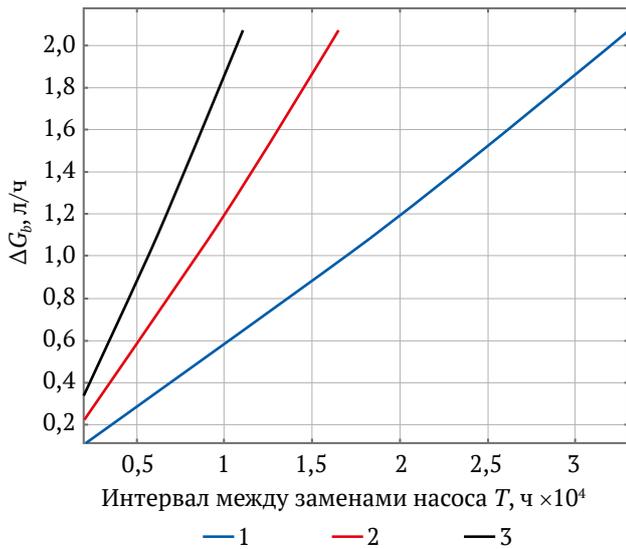


Рис. 2. Перерасход топлива при выполнении рабочих операций: а – копание; б – поворот на выгрузку; в – разгрузка ковша; г – поворот в забой



**Рис. 3.** Влияние интервала между заменами основных насосов:

а – на перерасход топлива; б – на затраты на топливо и замену насосов:

1 –  $v_n = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ; 2 –  $v_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ; 3 –  $v_n = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ; 4 –  $v_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ,  $C_{zn} = 800 \text{ 000 руб.}$ ,

$D = 35 \text{ руб./л}$ ; 5 –  $v_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ,  $C_{zn} = 800 \text{ 000 руб.}$ ,  $D = 70 \text{ руб./л}$ ; 6 –  $v_n = 1 \cdot 10^{-3} \text{ \%}/\text{ч}$ ,  $C_{zn} = 1 \text{ 600 000 руб.}$ ,  $D = 35 \text{ руб./л}$

В работе Чан В.Х.<sup>3</sup> была разработана математическая модель стоимости владения основным насосом гидравлического экскаватора и затрат на перерасход топлива:

$$V = Z_e + Z_g \left[ \frac{v_n}{\eta_n} \frac{T}{2} + \frac{v_n^2}{\eta_n^2} \frac{T^2}{3} \right] + \frac{C}{T}, \quad (5)$$

где  $Z_e$  – затраты на эксплуатацию насоса, руб/ч;  $Z_g$  – затраты на топливо в начальный момент эксплуатации, руб/ч;  $C$  – стоимость замены насоса, руб.;  $\eta_n$  – величина объемного КПД насоса в начальный момент эксплуатации;  $v_n$  – скорость изменения объемного КПД насоса, %/ч;  $T$  – продолжительность эксплуатации, ч.

На основе предложенной модели получено выражение для определения интервала между заменами:

$$T_{opt} = \sqrt{\frac{2\eta_n C}{v_n Z_g}}. \quad (6)$$

Использование расчетного значения интервала между заменами насоса позволит минимизировать затраты на приобретение насоса и расход топлива в процессе эксплуатации до замены.

Из выражения хорошо видно, что величина интервала увеличивается как корень второй степени с увеличением стоимости замены насоса и уменьшения стоимости топлива и скорости уменьшения объемного КПД в процессе эксплуатации.

Также из полученного выражения следует, что величина постоянных затрат на эксплуатацию насоса не влияет на рациональную величину интервала между заменами (рис. 3).

<sup>3</sup> Чан В.Х. Обоснование наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора в условиях Вьетнама. Автореф. дис. канд. техн. наук. Тверь, 2024. 21 с.

Для оценки перерасхода топлива предложен показатель  $K_{ef}$ , характеризующий перерасход топлива, определяемый отношением разницы между фактическим расходом топлива на  $1 \text{ м}^3$  экскавируемой горной массы  $G_f$  и расходом топлива при начальном значении объемного КПД  $G_n$  к расходу топлива при начальном значении объемного КПД:

$$K_{ef} = \frac{G_f - G_n}{G_n}.$$

Значение показателя равно нулю при равенстве номинального и фактического расхода топлива, т.е. в начальный момент эксплуатации, если фактический расход топлива в 2 раза больше, чем номинальный (следует отметить, что при эксплуатации такой перерасход топлива не допускается), коэффициент принимает значение, равное единице.

Использование предлагаемого коэффициента эффективности расхода топлива и предложенного выражения для расчета интервалов между заменами насоса позволит на основе объективных данных принимать решения о назначении предельных состояний и сроках замены основных насосов карьерного гидравлического экскаватора и уменьшить суммарные затраты на владение насосом и на расход топлива до 17% в зависимости от экономических и горнотехнических факторов эксплуатации.

### Заключение

1. С использованием разработанного алгоритма и компьютерного моделирования в программе Simulink-Matlab установлена зависимость перерасхода топлива от вязкости рабочей жидкости и величины зазоров в аксиально-поршневом насосе НРV375 экскаватора Komatsu PC2000-8.



2. Представлены математическая модель затрат на владение насосом с учетом перерасхода топлива, возрастающего в процессе эксплуатации, и полученное на ее основе выражение для определения рационального срока эксплуатации насосов для минимизации затрат на приобретение насосов и топлива, учитывающее техническое состояние главных насосов, скорость его изменения, стоимость топлива и замены насоса.

3. Предложен показатель, характеризующий перерасход топлива, определяемый отношением разницы между фактическим расходом топлива на 1 м<sup>3</sup>

экскавируемой горной массы и расходом топлива при начальном значении КПД насоса к расходу топлива при начальном значении КПД.

4. Использование предлагаемого показателя перерасхода топлива и предложенного выражения для расчета интервалов между заменами насоса позволит более точно планировать сроки замены и затраты будущих периодов, а также уменьшить суммарные затраты на владение насосом и на расход топлива до 17 % в зависимости от экономических и горнотехнических факторов эксплуатации.

### Список литературы / References

1. Chen Y., Zhang J., Xu B. et al. Multi-objective optimization of micron-scale surface textures for the cylinder/valve plate interface in axial piston pumps. *Tribology International*. 2019;138:316–329. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.06.002>
2. Mnatsakanyan V.U., Surina N.V., Belyankina O.V., Sizova E.I. Assembly accuracy of power cylinders for powered roof supports in longwalls. *Eurasian Mining*. 2023;(1):50–54. <https://doi.org/10.17580/em.2023.01.11>
3. Bergada J.M., Kumar S., Davies D.L., Watton J. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied Mathematical Modelling*. 2012;36(4):1731–1751. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016>
4. Xia L., Quan L., Cao D. et al. Research on energy saving characteristics of large hydraulic excavator boom driven by dual hydraulic-gas energy storage cylinder. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019;55(20):240–248. (In Chinese) <https://doi.org/10.3901/JME.2019.20.240>
5. Yu Y., Do T.C., Yin B. et al. Improvement of energy saving for hybrid hydraulic excavator with novel powertrain. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*. 2023;10:521–534. <https://doi.org/10.1007/s40684-022-00437-9>
6. Lukashuk O.A., Komissarov A.P., Letnev K.Y. Increasing power efficiency of open-pit excavators. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020;709(2):022083. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/2/022083>
7. Zhuraev A. Study of the effect of hydraulic systems operation on the general performance of a hydraulic excavator. *The American Journal of Engineering and Technology*. 2021;3(10):36–42. <https://doi.org/10.37547/tajet/Volume03Issue10-07>
8. Литвин О.И., Хорешок А.А., Дубинкин Д.М. и др. Анализ методик расчета производительности карьерных гидравлических экскаваторов. *Горная промышленность*. 2022;(5):112–120. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2022-5-112-120>  
Litvin O.I., Khoreshok A.A., Dubinkin D.M. et al. Analysis of methods for calculating the productivity of open-pit hydraulic shovels and backhoes. *Russian Mining Industry*. 2022;(5):112–120. (In Russ.) <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2022-5-112-120>
9. Vukovic M., Leifeld R., Murrenhoff H. Reducing fuel consumption in hydraulic excavators – a comprehensive analysis. *Energies*. 2017;10(5):687. <https://doi.org/10.3390/en10050687>
10. Бурый Г.Г., Потеряев И.К. Определение оптимальной силы и скорости копания грунта одноковшового гидравлического экскаватора с ковшом сферической формы. *Устойчивое развитие горных территорий*. 2022;14(2):321–329. <https://doi.org/10.21177/1998-4502-2022-14-2-321-329>  
Buryi G.G., Poteryaev I.K. Determination of the optimal strength and speed of soil digging of a single-bucket hydraulic excavator with a spherical shape bucket. *Sustainable Development of Mountain Territories*. 2022;14(2):321–329. (In Russ.) <https://doi.org/10.21177/1998-4502-2022-14-2-321-329>
11. Hidayat H., Aviva D., Muis A., Halik A. Failure analysis of excavator hydraulic pump. In: *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2022;1212(1):012052. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1212/1/012052>
12. Овчинников Н.П. Оценка влияния твердой фазы шахтных вод на эффективность секционных насосов при разработке месторождений кимберлитовых руд. *Горные науки и технологии*. 2022;7(2):150–160. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-2-150-160>  
Ovchinnikov N.P. Assessment of mine water solid phase impact on section pumps performance in the development of kimberlite ores. *Mining Science and Technology (Russia)*. 2022;7(2):150–160. <https://doi.org/10.17073/2500-0632-2022-2-150-160>
13. D'Andrea D., Epasto G., Bonanno A. et al. Failure analysis of anti-friction coating for cylinder blocks in axial piston pumps. *Engineering Failure Analysis*. 2019;104:126–138. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.05.041>
14. Xu B., Hu M., Zhang J., Su Q. Characteristics of volumetric losses and efficiency of axial piston pump with respect to displacement conditions. *Journal of Zhejiang University – Science A*. 2016;17:186–201. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1500197>



15. Li R., Liu J., Ding X., Liu Q. Study on the influence of flow distribution structure of piston pump on the output of pulsation pump. *Processes*. 2022;10(6):1077. <https://doi.org/10.3390/pr10061077>
16. Hong H., Zhao Ch., Zhang B. et al. Flow ripple reduction of axial-piston pump by structure optimizing of outlet triangular damping groove. *Processes*. 2020;8(12):1664. <https://doi.org/10.3390/pr8121664>
17. Хорин В.Н. *Объемный гидропривод забойного оборудования*. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Недра; 1980. 415 с.  
Khorin V.N. *Volumetric hydraulic drive of downhole equipment*. 3<sup>rd</sup> ed., revised and add. Moscow: Nedra Publ. House; 1980. 415 p. (In Russ.)
18. Сурина Н.В., Мнацакян В.У. Система автоматизированного проектирования технологических процессов при ремонте горной техники. *Горный журнал*. 2019;(7):90–95. <https://doi.org/10.17580/gzh.2019.07.08>  
Surina N.V., Mnatsakanyan V.U. Automated process design system for mining equipment repair. *Gornyi Zhurnal*. 2019;(7):90–95. (In Russ.) <https://doi.org/10.17580/gzh.2019.07.08>
19. Рахутин М.Г. Методология обоснования предельных состояний элементов гидропривода горных машин. *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2011;(S1):508–519.  
Rakhutin M.G. Methodology of substantiation of limit states of hydraulic drive elements of mining machines. *Mining Informational and Analytical Bulletin*. 2011;(S1):508–519. (In Russ.)
20. Рахутин М.Г., Занг К.К., Кривенко А.Е., Чан В.Х. Оценка влияния температуры рабочей жидкости на потери мощности карьерного гидравлического экскаватора. *Записки Горного института*. 2023;261:374–383.  
Rakhutin M.G., Giang Kh.Q., Krivenko A.E., Tran H.V. Evaluation of the influence of the hydraulic fluid temperature on power loss of the mining hydraulic excavator. *Journal of Mining Institute*. 2023;261:374–383. (In Russ.)

### Информация об авторах

**Максим Григорьевич Рахутин** – доктор технических наук, профессор кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения, Университет науки и технологий МИСИС, г. Москва, Российская Федерация; ORCID [0000-0001-5873-5550](https://orcid.org/0000-0001-5873-5550), Scopus ID [57200152323](https://scopus.com/authorid/57200152323); e-mail [rahutin.mg@misis.ru](mailto:rahutin.mg@misis.ru)

**Ван Хиеп Чан** – кандидат технических наук, преподаватель факультета механики, Государственный технический университет им. Ле Куй Дона, г. Ханой, Вьетнам; ORCID [0000-0003-0962-5835](https://orcid.org/0000-0003-0962-5835); e-mail [hieptv@lqdtu.edu.vn](mailto:hieptv@lqdtu.edu.vn)

**Александр Евгеньевич Кривенко** – кандидат технических наук, доцент кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения, Университет науки и технологий МИСИС, г. Москва, Российская Федерация; ORCID [0000-0001-7198-4447](https://orcid.org/0000-0001-7198-4447), Scopus ID [57210220257](https://scopus.com/authorid/57210220257); e-mail [Krivenko.ae@misis.ru](mailto:Krivenko.ae@misis.ru)

**Куок Кхань Занг** – кандидат технических наук, декан факультета механической технологии, Университет Тхань Донг, г. Хайзюнг, Вьетнам; ORCID [0009-0006-8589-5609](https://orcid.org/0009-0006-8589-5609); e-mail [khanhgg@thanhdong.edu.vn](mailto:khanhgg@thanhdong.edu.vn)

### Information about the authors

**Maxim G. Rakhutin** – Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Department of Mining Equipment, Transport and Mechanical Engineering, University of Science and Technology MISIS, Moscow, Russian Federation; ORCID [0000-0001-5873-5550](https://orcid.org/0000-0001-5873-5550), Scopus ID [57200152323](https://scopus.com/authorid/57200152323); e-mail [rahutin.mg@misis.ru](mailto:rahutin.mg@misis.ru)

**Van Hiep Tran** – Cand. Sci. (Eng.), Lecturer of the Mechanical Engineering Faculty, Le Quy Don Technical University, Hanoi, Vietnam; ORCID [0000-0003-0962-5835](https://orcid.org/0000-0003-0962-5835); e-mail [hieptv@lqdtu.edu.vn](mailto:hieptv@lqdtu.edu.vn)

**Alexander E. Krivenko** – Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor of the Department of Mining Equipment, Transport and Mechanical Engineering, University of Science and Technology MISIS, Moscow, Russian Federation; ORCID [0000-0001-7198-4447](https://orcid.org/0000-0001-7198-4447), Scopus ID [57210220257](https://scopus.com/authorid/57210220257); e-mail [Krivenko.ae@misis.ru](mailto:Krivenko.ae@misis.ru)

**Quoc Khanh Giang** – Cand. Sci. (Eng.), Dean of the Faculty of Mechanical Engineering, Thanh Dong University, Hai Duong City, Vietnam; ORCID [0009-0006-8589-5609](https://orcid.org/0009-0006-8589-5609); e-mail [khanhgg@thanhdong.edu.vn](mailto:khanhgg@thanhdong.edu.vn)

Поступила в редакцию 20.01.2024  
Поступила после рецензирования 01.06.2024  
Принята к публикации 17.09.2024

Received 20.01.2024  
Revised 01.06.2024  
Accepted 17.09.2024