ISSN 2411-3336; e-ISSN 2541-9404

ЗАПИСКИ ГОРНОГО ИНСТИТУТА
Journal of Mining Institute
Сайт журнала: pmi.spmi.ru



Научная статья

Оценка влияния температуры рабочей жидкости на потери мощности карьерного гидравлического экскаватора

М.Г.РАХУТИН[1], **ЗАНГ КУОК КХАНЬ**[2], **А.Е.КРИВЕНКО**[1]✉, **ЧАН ВАН ХИЕП**[1]
[1] *Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва, Россия*
[2] *Куангниньский индустриальный университет, Куангнинь, Вьетнам*

Как цитировать эту статью: Рахутин М.Г., Занг Куок Кхань, Кривенко А.Е., Чан Ван Хиеп. Оценка влияния температуры рабочей жидкости на потери мощности карьерного гидравлического экскаватора // Записки Горного института. 2023. Т. 261. С. 374-383. EDN OKWKUF

Аннотация. В установившемся режиме работы температура рабочей жидкости гидравлической системы карьерного экскаватора определяется температурой окружающей среды, конструкцией гидравлической системы и потерями мощности. Величина потерь мощности зависит от физических и термодинамических свойств рабочей жидкости и степени износа рабочих элементов гидравлической системы карьерного экскаватора. Основными причинами потерь мощности являются гидравлические потери в местных сопротивлениях, трубопроводах и утечки в насосах и гидромоторах. При увеличении температуры рабочей жидкости ее вязкость уменьшается, что приводит к снижению потерь мощности за счет гидравлических потерь в трубопроводах и местных сопротивлениях и к увеличению объемных утечек и связанных с ними потерь мощности. Для численного определения уровня потерь мощности на примере экскаватора Komatsu PC750-7 при применении гидравлических масел Shell Tellus S2 V 22, 32, 46, 68 с соответствующей кинематической вязкостью 22, 32, 46, 68 сСт при 40 °С использовалась разработанная методика расчета и программный алгоритм в среде MatLab Simulink. Предложен коэффициент потери мощности, получаемый сравнением потерь мощности при оптимальной величине температуры для гидросистемы в рассматриваемых условиях с фактическими. Использование коэффициента позволит выбирать рабочие жидкости и устанавливать величины предельного состояния основных насосов и других элементов гидросистемы, оценивать фактическую энергоэффективность работы экскаватора. Расчеты показали, что проведение мероприятий, обеспечивающих работу в интервале с отклонением 10 % от оптимального значения температуры для данных условий, позволяет сократить потери энергии от 3 до 12 %.

Ключевые слова: карьерный гидравлический экскаватор; гидравлическая система; потеря мощности; вязкость; температура; утечки рабочей жидкости; гидравлические потери

Поступила: 16.03.2023 ***Принята: 20.06.2023*** ***Онлайн: 19.07.2023*** ***Опубликована: 19.07.2023***

Введение. Общеизвестно, что в большинстве гидравлических систем КПД не превышает 75 %. Подведенная мощность при этом расходуется на преодоление механического трения, гидравлические потери в трубопроводах и местных сопротивлениях, внутренние утечки рабочей жидкости. Все потери мощности превращаются в тепло, поглощаемое рабочей жидкостью [1-3]. Рост температуры рабочей жидкости выше определенного предела приводит к возрастанию скорости старения, ухудшению рабочих свойств и существенно влияет на производительность экскаватора и долговечность гидравлической системы. Особое значение потери мощности имеют при эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов, поскольку они работают в режиме изменяющихся внешних условий, в первую очередь температуры окружающей среды, и имеют мощный привод, что дает большие абсолютные значения потерь электрической энергии или дизельного топлива [4-6].

Расчет потерь мощности позволит выбрать соответствующую мощность привода при проектировании новой техники, найти условия теплового равновесия, определить максимально возможную температуру масла в гидравлической системе экскаватора, правильно выбрать параметры маслоохладителя с учетом мощности, режима и условий эксплуатации оборудования. Точный

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т. 261. С. 374-383
© М.Г.Рахутин, Занг Куок Кхань, А.Е.Кривенко, Чан Ван Хиеп, 2023

расчет суммарных потерь мощности гидравлической системы карьерного экскаватора сложен из-за большого объема вычислений и необходимости учета изменчивости физических параметров сред, участвующих в процессе.

Методы. В качестве объекта изучения выбрана гидравлическая система экскаватора Komatsu PC750-7. Рабочие жидкости Shell Tellus S2 V 22, 32, 46, 68 с соответствующей кинематической вязкостью 22, 32, 46, 68 сСт при 40 °С. Механические потери в узлах трения приняты постоянной величиной и при расчетах не учитывались [7, 8].

В гидравлической системе карьерного экскаватора потери энергии зависят от выполняемых операций и температуры рабочей жидкости. Это мощность, расходуемая на преодоление сопротивления в гидравлических магистралях, местных сопротивлениях и утечки рабочей жидкости в элементах гидравлической системы. Для точной оценки потерь энергии в гидросистеме экскаватора необходимо учитывать зависимость плотности и вязкости рабочей жидкости от температуры. В расчетах, выполняемых вручную, принято усреднять физические параметры рабочей жидкости, поскольку учет изменения плотности и вязкости от температуры значительно усложняет вычисления.

Изменение плотности и вязкости рабочей жидкости в широком диапазоне температур влияет на энергоемкость процессов передачи и преобразования энергии, протекающих в гидравлической системе карьерного экскаватора, и для получения точных результатов необходим учет этих изменений. С изменением температуры изменяется величина каждого типа потерь мощности. С ростом температуры рабочей жидкости уменьшается ее вязкость, что влечет за собой уменьшение потерь мощности из-за гидравлических потерь в трубопроводах и местных сопротивлениях и одновременно увеличение потерь мощности из-за возрастания объема утечек в элементах гидравлической системы.

Изменение плотности рабочей жидкости в рабочем диапазоне температур влияет на величину потерь мощности, носит линейный характер и может быть определено по формуле [9-11]

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1+\alpha_t \Delta t},$$

где ρ_0, ρ_t – плотность рабочей жидкости при температуре t_0 и t, кг/м^3; Δt – изменение температуры, °С; α_t – коэффициент температурного расширения, °С$^{-1}$.

Изменение вязкости рабочей жидкости при изменении температуры в диапазоне 40-110 °С определяется из выражения

$$\nu_t = \nu_0^{\left(\frac{t_0}{t}\right)^n},$$

где ν_0, ν_t – кинематический коэффициент вязкости при температуре t_0 и t, м^2/с; n – коэффициент, зависящий от типа и марки рабочей жидкости, температуры t_0 и вязкости ν_0 [9, 10, 12].

В диапазоне температур от 0 до 40 °С выражение для расчета кинематической вязкости принимает следующий вид:

$$\nu_t = at^2 + bt + c,$$

где a, b, c – коэффициенты, зависящие от температуры и характеристик рабочей жидкости, определяются по справочной литературе или экспериментально. Их значения для рабочей жидкости Shell Tellus S2 V 46 в интервалах температуры до 40 °С представлены в табл.1.

Таблица 1

Значения коэффициентов для рабочей жидкости Shell Tellus S2 V 46

Интервал температуры t	Коэффициенты		
	a	b	c
0-10	0,9	–30,5	430
10-20	0,6	–28	435
20-30	0,14	–11,3	285
30-40	0,04	–5,4	198

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

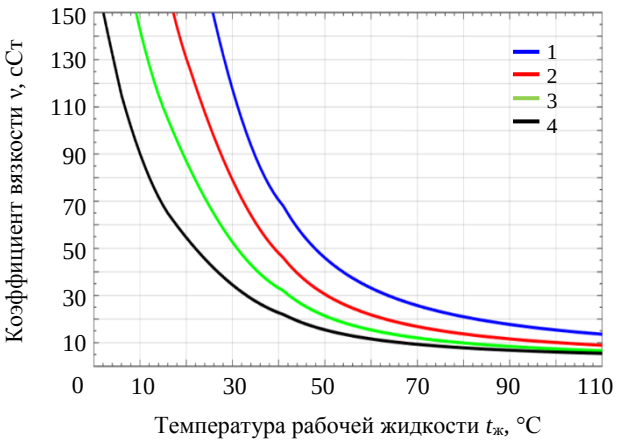


Рис.1. Зависимость вязкости рабочих жидкостей от температуры
1 – Shell Tellus S2 V 68; 2 – S2 V 46; 3 – S2 V 32; 4 – S2 V 22

Зависимость вязкости применяемых в карьерных гидравлических экскаваторах рабочих жидкостей Shell Tellus от температуры показана на рис.1.

Расчет потерь мощности при работе карьерного гидравлического экскаватора предполагает расчет гидравлических потерь по длине трубопроводов и местных сопротивлений, потерь мощности из-за утечек, в первую очередь основных насосов и гидромоторов. Суммарные гидравлические потери по длине трубопроводной системы определяются по формуле Дарси – Вейсбаха для потока вязкой жидкости

$$\sum \Delta p_l = \rho g \sum_{i=1}^{n} \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2g} \right) = \frac{\rho}{2} \sum_{i=1}^{n} \left(\lambda_i \frac{L_i}{d_i} v_i^2 \right),$$

где i – количество прямых участков гидравлической трубы; λ_i – коэффициент гидравлического трения для соответствующей гидролинии; L_i, d_i – длина и внутренний диаметр i-го трубопровода; v_i – средняя скорость потока рабочей жидкости i-го трубопровода [10, 13, 14].

Величина коэффициента гидравлического трения зависит от характера течения жидкости. После длительного простоя, сразу после запуска гидросистемы, когда жидкость еще не прогрелась, в каналах может наблюдаться ламинарное течение и коэффициент гидравлического трения принято подсчитывать по формуле Пуазейля [10, 14, 15]

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}}.$$

Далее при турбулентном режиме по формуле Блазиуса [14-16] определяется

$$\lambda = 0{,}3164 \mathrm{Re}^{-0{,}25},$$

где Re – число Рейнольдса потока рабочей жидкости в трубопроводе.

Также потери возникают, когда жидкость проходит через местные сопротивления: фитинги, клапаны, управляющие устройства гидросистемы. Величину потерь давления рассчитывают по формуле [14, 17]

$$\sum \Delta p_ф = \sum_{j=1}^{J} \rho g K_j \left(\frac{v_j^2}{2g} \right) = \frac{\rho}{2} \sum_{j=1}^{J} K_j v_j^2,$$

где K – коэффициент местных потерь давления, значения определяются по справочной литературе или экспериментально.

Рабочий цикл рабочей камеры аксиально-поршневого насоса состоит из процессов всасывания и нагнетания рабочей жидкости. Причиной утечек рабочей жидкости в насосе служит большая разница давлений между рабочей камерой и корпусом. Объемные потери возникают, когда происходит вытеснение жидкости в напорную магистраль. Утечки рабочей жидкости из рабочей камеры складываются из четырех компонентов: утечки через зазор между плунжером и стенкой цилиндра Q_{pc}; через зазор между плунжером и башмаком Q_{ps}; через зазор между башмаком и упорным диском Q_{ss}; через зазор между блоком цилиндров и распределительным диском Q_{cv} (рис.2, *а*).

Утечки рабочей жидкости через кольцевой зазор между плунжером и стенкой цилиндра определяются по выражению [10, 17, 18]

$$Q_{pc} = \frac{\pi d_p h_{pc}^3 (P_1 - P_0)}{12 \mu l} \left(1 + 1{,}5\eta^2\right) - \frac{\pi d_p h_{pc} v}{2}, \quad (1)$$

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т. 261. С. 374-383
© М.Г.Рахутин, Занг Куок Кхань, А.Е.Кривенко, Чан Ван Хиеп, 2023

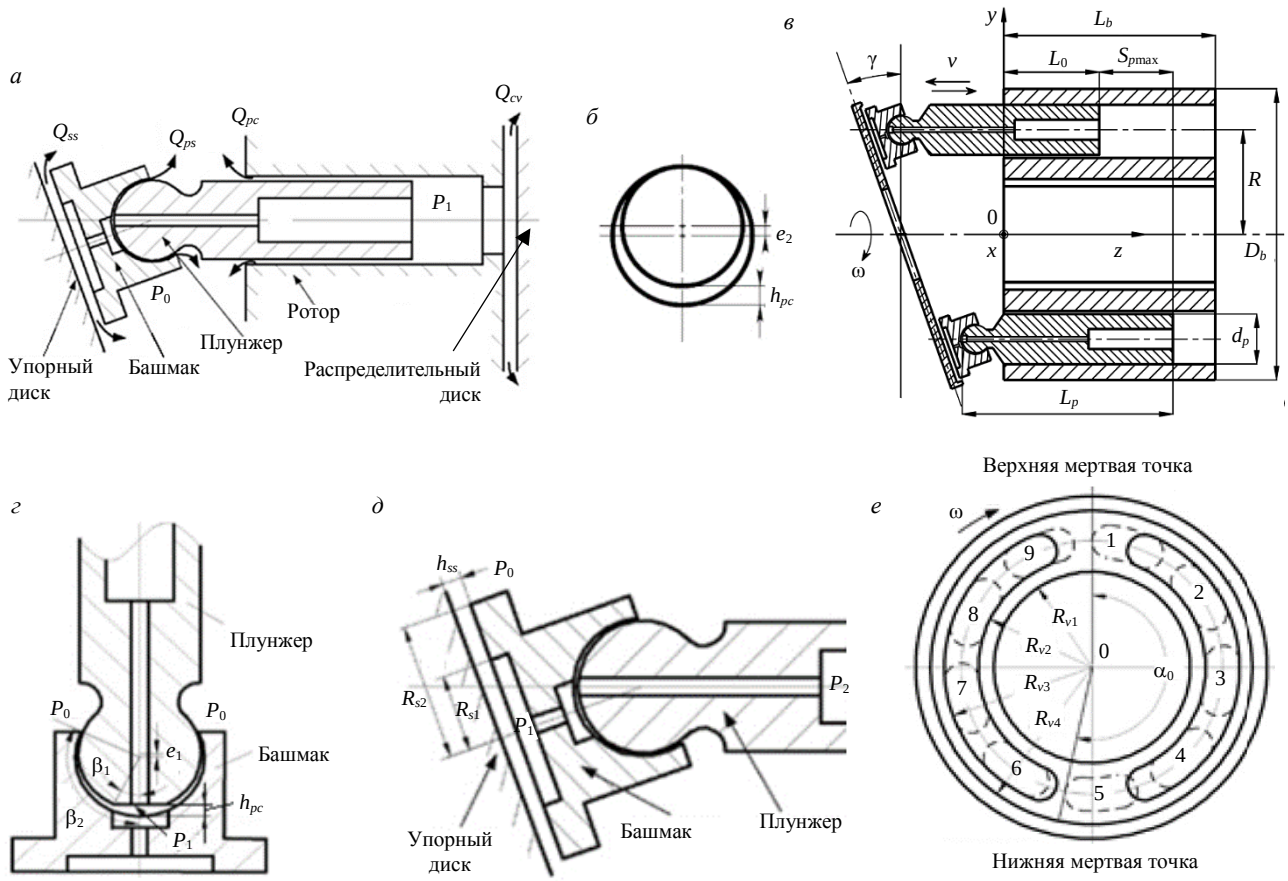


Рис.2. Утечки рабочей жидкости в аксиально-плунжерных насосе и гидромоторе

где d_p – диаметр плунжера, м; h_{pc} – ширина зазора между плунжером и цилиндром, м; P_1, P_0 – давление в рабочей камере насоса и в корпусе, Па; μ – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости, Па·с; l – длина плунжера в цилиндре, м; $\eta = e/h_{pc}$ – относительный эксцентриситет; e – эксцентриситет плунжера относительно цилиндра, м; v – скорость движения плунжера в рабочей камере, м/с (рис.2, *б*, *в*) [10].

Утечки рабочей жидкости в сферическом шарнире между плунжером и башмаком определяются по выражению [10, 17, 18]

$$Q_{ps} = \frac{\pi h_{ps}^3 \left(P_1 - P_0\right)}{3\mu\left(\mathrm{tg}^2\beta_2 - \mathrm{tg}^2\beta_1 + 2\ln\left|\frac{\mathrm{tg}\beta_2}{\mathrm{tg}\beta_1}\right|\right)}, \quad (2)$$

где h_{ps} – ширина зазора сферического шарнира, м; P_1, P_0 – давление в камере башмака и в корпусе насоса, Па; β_1, β_2 – конструктивные углы сферического сочленения плунжера и башмака, рад (рис.2, *г*).

Утечки рабочей жидкости через зазор между башмаком и упорным диском определяются по формуле [10, 18, 19]

$$Q_{ss} = \frac{\pi h_{ss}^3 \left(P_1 - P_0\right)}{6\mu\ln\left(R_{s2} / R_{s1}\right)}, \quad (3)$$

где h_{ss} – ширина зазора между башмаком и упорным диском, м; R_{s1} – радиус проточки, м; R_{s2} – наружный радиус башмака плунжера, м (рис.2, *д*).

Утечки рабочей жидкости через зазор между блоком цилиндров и распределительным диском определяются по выражению [10, 18, 20]

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

$$Q_{cv} = \frac{\alpha_0 h_{cv}^3 \left(P_s - P_0\right)}{12\mu}\left[\frac{1}{\ln\left(R_{v2}/R_{v1}\right)} + \frac{1}{\ln\left(R_{v4}/R_{v3}\right)}\right], \quad (4)$$

где h_{cv} – ширина зазора между блоком цилиндров и распределительным диском, м; R_{v1}, R_{v2}, R_{v3}, R_{v4} – размеры распределительного диска, м (рис.2, *е*).

Суммируя результаты формул (1)-(4), с учетом рабочего цикла камер и конструкции насоса получим

$$Q_{\text{п1}} = \frac{z}{2}\left(Q_{pc} + Q_{ps} + Q_{ss} + Q_{cv}\right),$$

где z – число рабочих камер в насосе.

Принимая во внимание допущения, общие потери мощности в гидравлической системе карьерного экскаватора можно записать в виде [21-23]

$$\Delta N = \frac{Q_{\text{э}}\Delta p + Q_{\text{п1}} p}{1000},$$

где $Q_{\text{э}}$ – объемный расход рабочей жидкости, м^3/с; Δp – потери давления в гидравлической системе, Па; $Q_{\text{п1}}$ – суммарные утечки рабочей жидкости в насосах и гидромоторах, м^3/с; p – рабочее давление в гидросистеме, Па.

Математическая модель, используемая для программирования вычислений с использованием программного обеспечения MatLab Simulink, построена на основе рассмотренных уравнений и выражений. Основными параметрами, использованными в расчетах и моделировании, являются фактические параметры гидравлической системы карьерного экскаватора Komatsu PC750-7 по данным каталога производителя (табл.2).

Таблица 2

Исходные параметры для моделирования

Элемент системы	Параметры
Рабочая жидкость Shell Tellus S2 V 440 л	Плотность при $t_{\text{ж}}$ = 15 °С: ρ = 872 кг/м^3
Главный гидронасос HPV160+160 2 шт.	Диаметр рабочей камеры $d_{\text{р}}$ = 22,5 мм Длина плунжера L_p = 100 мм Радиус окружности осей рабочих камер $R_{\text{р}}$ = 49,5 мм Угол наклона упорного диска γ = 19,5° Минимальная длина плунжера в рабочей камере l_0 = 45 мм Количество рабочих камер z = 9 Частота вращения n = 2400 об/мин Давление в рабочей камере P_s = 31 МПа Давление в корпусе P_0 = 1,5 МПа Конструктивные размеры упорного башмака плунжера R_{s1} = 8 мм; R_{s2} = 13° Конструктивные углы сферического сочленения плунжера и башмака β_1 = 14°; β_2 = 119° Конструктивные размеры распределительного узла R_{v1} = 29 мм; R_{v2} = 38 мм; R_{v3} = 50 мм; R_{v4} = 60 мм; α_0 = 193°
Гидромоторы поворота платформы (аксиально-плунжерные) 2 шт.	Рабочий объем q_1 = 255 см^3/об Частота вращения 260 об/мин Рабочее давление 28,4 МПа Мощность 31,4 кВт Механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ = 0,98 Объемный КПД $\eta_{\text{о}}$ = 0,96
Гидроцилиндры подъема стрелы 2 шт.	Расходы в процессах: копания 0,0018 м^3/с подъема и поворота 0,0013 м^3/с разгрузки 0,0014 м^3/с возврата и опускания 0,00144 м^3/с Внутренний диаметр гидролиний $d_{\text{тр}in}$ = 19,05 мм Длина гидролиний $L_{\text{тр}}$ = 13,4 м

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Окончание табл.2

Элемент системы	Параметры
Гидроцилиндры рукояти 2 шт.	Расходы в процессах: копания 0,002 м^3/с подъема и поворота 0,00014 м^3/с разгрузки 0,00105 м^3/с возврата и опускания 0,001903 м^3/с Внутренний диаметр гидролиний $d_{трin}$ = 19,05 мм Длина гидролиний $L_{тр}$ = 23 м
Гидроцилиндры ковша 1 шт.	Расходы в процессах: копания 0,00191 м^3/с подъема и поворота 0,001804 м^3/с разгрузки 0,0021 м^3/с возврата и опускания 0,00115 м^3/с Внутренний диаметр гидролиний $d_{трin}$ = 19,05 мм Длина гидролиний $L_{тр}$ = 23 м
Маслоохладитель 1 шт.	Размеры овальных труб в маслоохладителе: a = 22,1 мм; b = 6 мм; $\delta_{тр}$ = 0,75 мм Число рядов труб $z_{ряд}$ = 3 Число труб в ряду $m_{колонки}$ = 51 Длина труб $L_{тр}$ = 1290 мм
Фильтры 5 шт. Распределитель 3 шт. Дроссель 3 шт. Стандартный угольник 90° 34 шт. Обратный клапан 5 шт. Всасывающая линия насоса	Коэффициенты местных сопротивлений 5-12 Коэффициенты местных сопротивлений 3-5 Коэффициенты местных сопротивлений 0-100 Коэффициенты местных сопротивлений 1 Коэффициенты местных сопротивлений 1-5 Диаметр 35 мм Длина 2,5 м

Численное моделирование физических процессов нашло широкое применение в области исследования процессов карьерных гидравлических экскаваторов, поскольку позволяет учитывать величины, изменяющиеся по нелинейным зависимостям, и решить ранее рассматривавшиеся задачи с существенно большей точностью [24-26]. Для компьютерного моделирования потерь мощности в гидравлической системе использовалась разработанная методика расчета и программный алгоритм, реализованный в среде MatLab Simulink.

Обсуждение результатов. Подготовка численного эксперимента потребовала проведения анализа рабочего цикла карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC750-7 [27-29]. Были установлены точные значения скоростей потоков на различных участках гидравлических линий, а также в отдельных устройствах гидравлической системы экскаватора, что важно для точного определения потерь энергии [30-32]. В результате моделирования получены значения потерь мощности в процессе выполнения рабочих операций при различных значениях температур (табл.3).

Таблица 3

Потери мощности в процессе выполнения рабочих операций, кВт

Температура рабочей жидкости $t_ж$, °С	Копание	Подъем и поворот	Разгрузка	Возврат и опускание	Объемные утечки
0	390,2	110,3	269,3	222,5	1,6
20	126,3	41,73	90,08	76,23	5,99
30	90,78	32,44	65,92	56,42	9,64
40	71,43	27,51	52,34	45,74	15,2
50	58,41	24,34	43,69	38,73	24
55	54,66	23,39	41,16	36,68	28,71
60	51,87	22,69	39,28	35,15	33,56
70	48,04	21,71	36,69	33,04	43,51
80	45,54	21,07	35,02	31,67	53,62
90	43,8	20,61	33,85	30,71	63,76
110	41,52	20,02	32,33	29,45	83,78

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

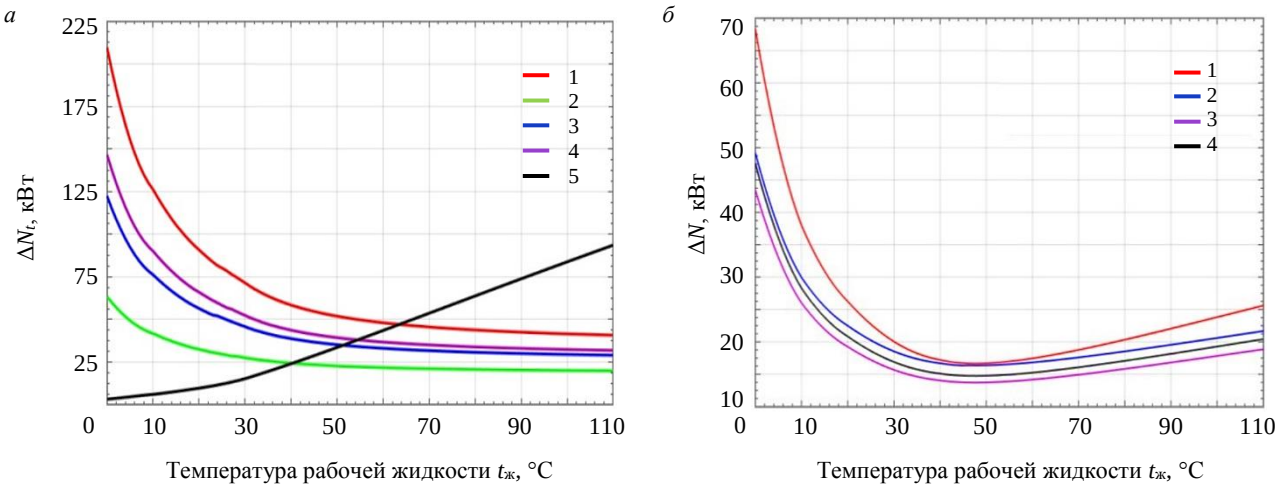


Рис.3. Потери мощности в зависимости от температуры рабочей жидкости:
а – из-за объемных утечек, гидравлических потерь по длине трубопроводов, местных сопротивлений (1 – в процессе копания; 2 – подъема и поворота; 3 – возврата и опускания; 4 – разгрузки; 5 – в основных гидронасосах)
б – суммарные потери мощности при осуществлении рабочих процессов (1 – копания; 2 – подъема и поворота; 3 – разгрузки; 4 – возврата и опускания)

На рис.3 представлены потери мощности из-за объемных утечек, гидравлических потерь по длине трубопроводов и местных сопротивлений в зависимости от температуры рабочей жидкости для операций копания горной массы, подъема и поворота, разгрузки, возврата и опускания рабочего оборудования.

Из представленных графических зависимостей наглядно видно, что потери энергии при различных рабочих операциях существенно отличаются друг от друга, что не противоречит ранее публиковавшимся результатам [33-35]. По мере увеличения температуры жидкости потери мощности из-за гидравлических потерь по длине трубопроводов и местных сопротивлений будут уменьшаться, тогда как потери мощности из-за объемных утечек увеличиваются.

Значения суммарных потерь мощности ΔN при различных операциях рабочего цикла экскаватора отличаются по величине, но все они имеют общую особенность: суммарные потери мощности уменьшаются с увеличением температуры рабочей жидкости от 0 до 30-35 °С, достигая самого низкого значения в диапазоне температур от 35 до 55 °С. После 55 °С потери мощности быстро повышаются с ростом температуры. Поскольку утечки в управляющих устройствах гидравлической системы на этом этапе исследований не учитывались, потери мощности с повышением температуры в рассматриваемом примере будут являться нижней границей значений.

Общие потери мощности в зависимости от температуры для различных рабочих жидкостей представлены на рис.4. Графические зависимости наглядно показывают существенный перерасход энергии при работе на непрогретом гидравлическом масле и необходимость его прогрева перед началом работы до 30-40 °С.

Из данных зависимостей следует, что при работе экскаватора в зимних условиях целесообразно использовать рабочие жидкости с меньшей вязкостью, а при работе в жарком климате, например в условиях Вьетнама, применять рабочие жидкости с повышенной вязкостью. Оптимальное значение температуры зависит от вязкости и других характеристик жидкости, от технического состояния элементов гидросистемы и горно-технических факторов эксплуатации, влияющих на продолжительность рабочих циклов, поэтому абсолютные потери мощности в определенных условиях не являются информативным показателем.

Для оценки энергоэффективности гидравлической системы карьерного экскаватора предложен коэффициент потери мощности, определяемый как отношение минимально возможных потерь мощности в гидросистеме в рассматриваемых условиях эксплуатации к фактическим:

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Записки Горного института. 2023. Т. 261. С. 374-383
© М.Г.Рахутин, Занг Куок Кхань, А.Е.Кривенко, Чан Ван Хиеп, 2023

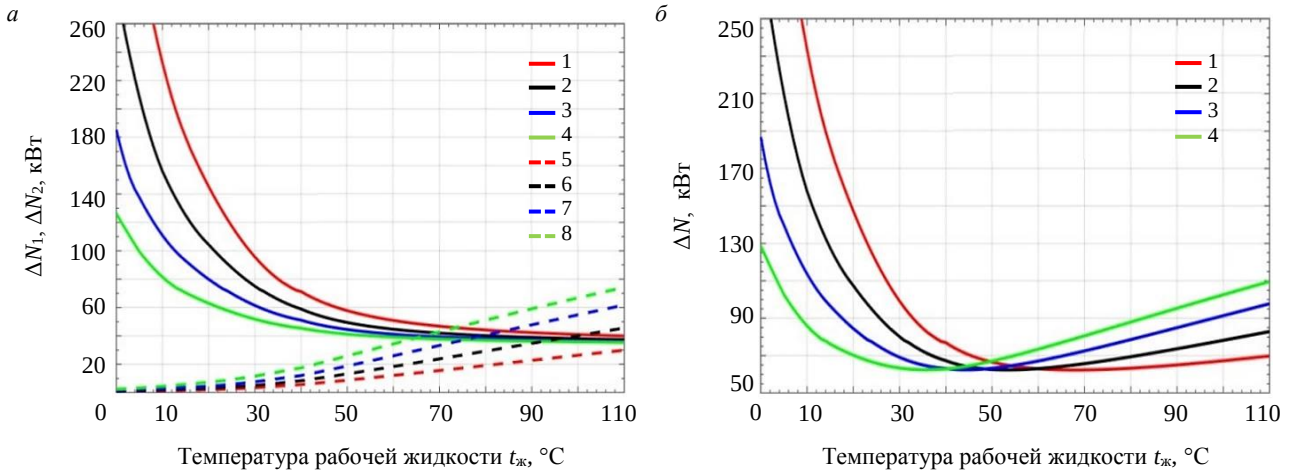


Рис.4. Потери мощности в зависимости от температуры для различных рабочих жидкостей:
а – из-за объемных утечек, гидравлических потерь по длине трубопроводов и местных сопротивлений (1, 5 – ΔN_1 и ΔN_2 при использовании Shell Tellus S2 V 68; 2, 6 – ΔN_1 и ΔN_2 при Shell Tellus S2 V 46; 3, 7 – ΔN_1 и ΔN_2 при Shell Tellus S2 V 32; 4, 8 – ΔN_1 и ΔN_2 при Shell Tellus S2 V 22)
б – общие потери мощности при осуществлении рабочих процессов (1 – ΔN при использовании Shell Tellus S2 V 68; 2 – при Shell Tellus S2 V 46; 3 – при Shell Tellus S2 V 32; 4 – при Shell Tellus S2 V 22)

$$K_{\text{пм}} = \frac{\Delta N_{\min}}{\Delta N_{\text{ф}}},$$

где $\Delta N_{\min}$ – минимально возможные потери мощности в данных условиях; $\Delta N_{\text{ф}}$ – фактические потери мощности.

Значения коэффициентов потери мощности при использовании рабочих жидкостей представлены на рис.5. Предложено понятие «температурный интервал потери мощности $T_{\text{ипм}}$» – интервал между минимальной и максимальной температурами, соответствующими значению коэффициента потери мощности.

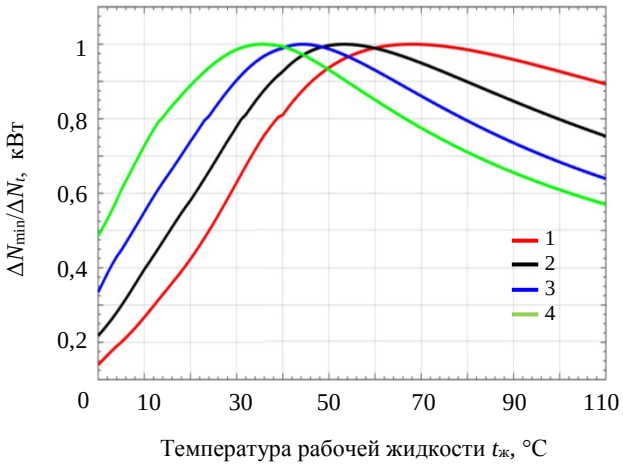


Рис.5. Изменение значений коэффициента потери мощности в зависимости от температуры
1 – $\Delta N_{\min}/\Delta N_t$ при использовании Shell Tellus S2 V 68; 2 – при Shell Tellus S2 V 46; 3 – при Shell Tellus S2 V 32; 4 – при Shell Tellus S2 V 22

Диапазон температур при значении коэффициента потерь мощности 0,8; 0,9; 0,95 для жидкостей с различной вязкостью в рассматриваемых условиях представлен в табл.4: ν – вязкость рабочей жидкости; t_{opt} – значение температуры для наименьших потерь энергии; $t_{-\text{А}}$, $t_{+\text{А}}$ – наименьшее и наибольшее значения температуры в рассматриваемом интервале; $t_{-\text{От}}$, $t_{+\text{От}}$ – величина интервала температуры от t_{opt} до $t_{-\text{А}}$, $t_{+\text{А}}$; t_+-t_- – величина интервала температуры от $t_{-\text{А}}$ до $t_{+\text{А}}$.

Таблица 4

Значения диапазона температур при различной вязкости рабочих жидкостей

ν, сСт	t_{opt}	$K_{\text{пм}}$ = 0,8					$K_{\text{пм}}$ = 0,9					$K_{\text{пм}}$ = 0,95				
		$t_{-\text{А}}$	$t_{-\text{От}}$	$t_{+\text{А}}$	$t_{+\text{От}}$	t_+-t_-	$t_{-\text{А}}$	$t_{-\text{От}}$	$t_{+\text{А}}$	$t_{+\text{От}}$	t_+-t_-	$t_{-\text{А}}$	$t_{-\text{От}}$	$t_{+\text{А}}$	$t_{+\text{От}}$	t_+-t_-
22	35	12	23	68	33	56	20	15	52	17	32	25	10	45	10	15
32	44	24	20	79	35	55	30	14	62	18	32	32	12	53	9	21
46	55	30	25	100	45	70	38	17	80	35	42	42	13	70	15	28
68	68	40	28	> 110	> 45	80	48	20	108	50	60	52	16	95	27	43

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

Из графических зависимостей и данных, представленных в табл.4, следует, что с увеличением вязкости увеличивается разность значений высокой и оптимальной температуры, а также величина интервала потери мощности, соответствующие заданному значению $К_{пм}$.

Заключение. Предложена методика расчета потерь мощности в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры, реализованная с использованием программы MatLab Simulink на примере рабочей жидкости Shell Tellus SV 2 46 и гидросистемы экскаватора Komatsu PC750-7.

• В диапазоне от 0 до 30-50 °С 70-80 % потерь мощности составляют гидравлические потери в трубопроводах и местных сопротивлениях, которые уменьшаются по квадратической зависимости с уменьшением вязкости рабочей жидкости, вызванной увеличением температуры. После 30-50 °С при дальнейшем уменьшении вязкости рабочей жидкости из-за увеличения утечек в насосах и гидромоторах основные потери мощности возрастают по зависимости, близкой к прямой. Угол наклона зависимости определяется техническим состоянием гидромоторов и насосов, в первую очередь основных насосов, параметрами рабочей жидкости и горно-техническими факторами эксплуатации.

• Предложен критерий оценки потерь энергии в гидросистеме карьерного гидравлического экскаватора в зависимости от температуры рабочей жидкости – коэффициент потерь мощности $K_{пм}$, получаемый сравнением минимально возможных потерь при оптимальной температуре в данных условиях с потерями энергии при фактической температуре. Использование коэффициента позволит оценивать «излишние» потери энергии при отклонении от диапазона, близкого к оптимальной температуре рабочей жидкости в рассматриваемых условиях и гидравлических системах других машин.

• Предложено понятие «температурный интервал потери мощности $T_{ипм}$» – интервал между минимальной и максимальной температурами, соответствующими значению коэффициента потери мощности.

• Расчеты показали, что проведение мероприятий, обеспечивающих работу в интервале с отклонением 10 % от оптимального значения температуры ($K_{пэ} \geq 0{,}9$) для данных условий, позволяет сократить потери энергии от 3 до 12 %.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кузин Е.Г., Кривенко А.Е.* Оценка влияния условий эксплуатации на производительность работы системы охлаждения рабочей жидкости гидравлического карьерного экскаватора // Горное оборудование и электромеханика. 2021. № 1. С. 51-58. DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-51-58

2. *Özmen Ö., Sınanoğlu C., Batbat T., Güven A.* Prediction of Slipper Pressure Distribution and Leakage Behaviour in Axial Piston Pumps Using ANN and MGGP // Mathematical Problems in Engineering. Vol. 2019. № 7317520. P. 1-13. DOI: 10.1155/2019/7317520

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. Vol. 36. Iss. 4. P. 1731-1751. DOI: 10.1016/j.apm.2011.09.016

4. *Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Шестаков В.С., Иванов И.Ю.* Энергопотребление одноковшовых экскаваторов // Горный журнал. 2018. № 1. С. 73-77. DOI: 10.17580/gzh.2018.01.13

5. *Juza M., Hermanek P.* Study of the energy efficiency of the UDS 214 excavator hydraulic system // MM Science Journal. 2022. Iss. 3. P. 5768-5774. DOI: 10.17973/MMSJ.2022_10_2022077

6. *Casoli P., Scolari F., Vescovini C.M. et al.* Excavator hydraulic circuit solution to reduce dissipations and fuel consumption // E3S Web of Conferences. 2021. Vol. 312. № 05004. DOI: 10.1051/e3sconf/202131205004

7. *Balakhnina E., Vykhodtseva G., Sizova E. et al.* Theoretical interpretation of the function of changing the tractive effort of a quarry locomotive in the starting mode // AIP Conference Proceedings. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2021, 6-10 September 2021, Sevastopol, Russia. AIP Publishing, 2022. Vol. 2503. Iss. 1. № 050049. DOI: 10.1063/5.0100861

8. *Balakhnina E., Sizova E., Vykhodtseva G., Mishedchenko O.* Investigation of the Dependence of the Friction Coefficient Change on the Speed under Rational Starting Modes of a Quarry Locomotive // AIP Conference Proceedings, International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2021, 6-10 September 2021, Sevastopol, Russia. AIP Publishing, 2022. Vol. 2503. Iss. 1. № 050048. DOI: 10.1063/5.0100597

9. *Пудов Е.Ю., Занг К.К., Кузин Е.Г. и др.* Влияние температуры окружающей среды и типа рабочей жидкости на термодинамическое равновесие гидравлической системы карьерных экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2021. № 1. С. 45-50. DOI: 10.26730/1816-4528-2021-1-45-50

10. *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.

11. *Abduazizov N.A., Muzaffarov A., Toshov J.B. et al.* A complex of methods for analyzing the working fluid of a hydrostatic power plant for hydraulic mining machines // International Journal of Advanced Science and Tehnology. 2020. Vol. 29. SI5. P. 852-855.

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0

12. *Абдуазизов Н.А., Джураев Р.У., Жураев А.Ш.* Исследование влияния температуры и вязкости рабочей жидкости гидравлических систем на надежность работы горного оборудования // Горный вестник Узбекистана. 2018. № 3 (74). С. 58-60. DOI: 10.13140/RG.2.2.11942.96329

13. *Xia Lianpeng, Quan Long, Cao Donghui 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. Vol. 55. Iss. 20. P. 240-248. DOI: 10.3901/JME.2019.20.240

14. *Yusuf S.I., Ejeh S., Olayiwola R.O.* Analytical Study of Leakage of Viscous Flow in a Cylindrical Pipe // International Journal of Scientific Engineering and Applied Science. 2022. Vol. 8. Iss. 3. P. 74-93.

15. *Siddique M.A.A., Yong-Joo Kim, Wan-Soo Kim et al.* Effects of Temperatures and Viscosity of the Hydraulic Oils on the Proportional Valve for a Rice Transplanter Based on PID Control Algorithm // Agriculture. 2020. Vol. 10. Iss. 3. № 73. DOI: 10.3390/agriculture10030073

16. *Lukashuk O.A., Komissarov A.P., Letnev K.Y.* Increasing power efficiency of open-pit excavators // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 709. Iss. 2. № 022083. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022083

17. *Ruichuan Li, Jilu Liu, Xinkai Ding, Qi Liu.* Study on the Influence of Flow Distribution Structure of Piston Pump on the Output of Pulsation Pump // Processes. 2022. Vol. 10. Iss. 6. № 1077. DOI: 10.3390/pr10061077

18. *Haocen Hong, Chunxiao Zhao, Bin Zhang et al.* Flow Ripple Reduction of Axial-Piston Pump by Structure Optimizing of Outlet Triangular Damping Groove // Processes. 2020. Vol. 8. Iss. 12. № 1664. DOI: 10.3390/pr8121664

19. *Shishlyannikov D., Zverev V., Ivanchenko A., Zvonarev I.* Increasing the Time between Failures of Electric Submersible Pumps for Oil Production with High Content of Mechanical Impurities // Applied Sciences. 2022. Vol. 12. Iss. 1. № 64. DOI: 10.3390/app12010064

20. *Xingjian Wang, Siru Lin, Shaoping Wang et al.* Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump // Chinese Journal of Aeronautics. 2016. Vol. 29. Iss. 3. P. 779-788. DOI: 10.1016/j.cja.2015.12.020

21. *Yingxiao Yu, Tri Cuong Do, Bifeng Yin, Kyoung Kwan Ahn.* Improvement of Energy Saving for Hybrid Hydraulic Excavator with Novel Powertrain // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology. 2023. Vol. 10. Iss. 2. P. 521-534. DOI: 10.1007/s40684-022-00437-9

22. *Hidayat H., Aviva D., Muis A. et al.* Failure analysis of excavator hydraulic pump // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2022. Vol. 1212. Iss. 1. № 012052. DOI: 10.1088/1757-899X/1212/1/012052

23. *Макарова В.В., Лагунова Ю.А., Ковязин Р.А., Нестеров В.И.* Новый подход к созданию гидравлических экскаваторов // Горное оборудование и электромеханика. 2021. № 6. С. 9-14. DOI: 10.26730/1816-4528-2021-6-9-14

24. *Литвин О.И., Марков С.О., Хорешок А.А. и др.* Определение области энергоэффективного положения рабочего оборудования и эффективного радиуса черпания гидравлических экскаваторов на открытых горных работах // Маркшейдерия и недропользование. 2022. № 4 (120). С. 38-44. DOI: 10.56195/20793332_2022_4_38

25. *Kujundžić T., Klanfar M., Korman T., Briševac Z.* Influence of Crushed Rock Properties on the Productivity of a Hydraulic Excavator // Applied Sciences. 2021. Vol. 11. Iss. 5. № 2345. DOI: 10.3390/app11052345

26. *Holt G.D., Edwards D.* Analysis of interrelationships among excavator productivity modifying factors // International Journal of Productivity and Performance Management. 2015. Vol. 64. № 6. P. 853-869. DOI: 10.1108/IJPPM-02-2014-0026

27. *Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Лукашук О.А., Шестаков В.С.* Программное управление процессом экскавации горных пород карьерным экскаватором // Горное оборудование и электромеханика. 2020. № 5. С. 28-33. DOI: 10.26730/1816-4528-2020-5-28-33

28. *Литвин О.И., Хорешок А.А., Дубинкин Д.М. и др.* Анализ методик расчета производительности карьерных гидравлических экскаваторов // Горная промышленность. 2022. № 5. С. 112-120. DOI: 10.30686/1609-9192-2022-5-112-120

29. *Комиссаров А.П., Лагунова Ю.А., Набиуллин Р.Ш., Хорошавин С.А.* Цифровая модель процесса экскавации горных пород рабочим оборудованием карьерного экскаватора // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2022. № 4. С. 156-168. DOI: 10.25018/0236_1493_2022_4_0_156

30. *Litvin O., Litvin Y.* Evaluation of Effect of the Excavator Cycle Duration on its Productivity // E3S Web of Conferences. Vol. 174. № 01010. P. 1-5. DOI: 10.1051/e3sconf/202017401010

31. *Sobolevskyi R., Korobiichuk V., Levytskyi V. et al.* Optimization of the process of efficiency management of the primary kaolin excavation on the curved face of the conditioned area // Rudarsko-geološko-naftni zbornik. 2020. Vol. 35. № 1. P. 123-138. DOI: 10.17794/rgn.2020.1.10

32. *Klanfar M., Herceg V., Kuhinek D., Sekulić K.* Construction and testing of the measurement system for excavator productivity // Rudarsko-geološko-naftni zbornik. 2019. Vol. 34. № 2. P. 51-58. DOI: 10.17794/rgn.2019.2.6

33. *Cheol-Gyu Park, Seungjin Yoo, Hyeonsik Ahn et al.* A coupled hydraulic and mechanical system simulation for hydraulic excavators // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering 2019. Vol. 234. Iss. 4. P. 527-549. DOI: 10.1177/0959651819861612

34. *Ng F., Harding A.J., Glass J.* An eco-approach to optimise efficiency and productivity of a hydraulic excavator // Journal of Cleaner Production. 2016. Vol. 112. Part 5. P. 3966-3976. DOI: 10.1016/j.jclepro.2015.06.110

35. *Juraev 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. Vol. 3. Iss. 10. P. 36-42. DOI: 10.37547/tajet/Volume03Issue10-07

***Авторы*: М.Г.Рахутин,** *д-р техн. наук, профессор, https://orcid.org/0000-0001-5873-5550* (*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва, Россия*), **Занг Куок Кхань,** *канд. техн. наук, преподаватель, https://orcid.org/0009-0006-8589-5609* (*Куангниньский индустриальный университет, Куангнинь, Вьетнам*), **А.Е.Кривенко,** *канд. техн. наук, доцент, https://orcid.org/0000-0001-7198-4447* (*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва, Россия*), **Чан Ван Хиеп,** *аспирант, https://orcid.org/0000-0003-0962-5835* (*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва, Россия*).

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья опубликована в открытом доступе по лицензии CC BY 4.0