

УДК 629.03

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НАГРУЗОК НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ ЭКСКАВАТОРА НА ИЗНОС КАЧАЮЩЕГО УЗЛА ГИДРОНАСОСА

**В.Б. Косолапов, доц., к.т.н., Ю.В. Рукавишников, доц.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет,
С.В. Литовка, доц., к.т.н., Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко**

Аннотация. Рассмотрен вопрос влияния нагрузок на рабочем органе экскаватора на формирование нагрузки в зоне контакта поверхностей качающего узла аксиально-плунжерного насоса и их влияние на износ сопряжения плунжер–гильза.

Ключевые слова: рабочий орган экскаватора, гидропривод, зона контакта, износ.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕННЯ НА РОБОЧОМУ ОРГАНІ ЕКСКАВАТОРА НА ЗНОС КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА ГІДРОНАСОСА

**В.Б. Косолапов, доц., к.т.н., Ю.В. Рукавишников, доц.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
С.В. Літовка, доц., к.т.н., Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка**

Анотація. Розглянуто питання впливу навантажень на робочому органі экскаватора на формування навантаження в зоні контакту поверхонь качаючого вузла аксіально-плунжерного насоса та їх вплив на знос сполучення плунжер–гільза.

Ключові слова: робочий орган экскаватора, гідропривід, зона контакту, знос.

ANALYSIS OF IMPACT OF AN EXCAVATOR WORKING UNIT LOADS ON WEAR OF A HYDRAULIC PUMP PUMPING UNIT

**V. Kosolapov, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.), Yu. Rukavishnikov, Assoc. Prof.,
Kharkiv National Automobile and Highway University,
S. Litovka, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.), Kharkiv Petro Vasylenko National Technical
University of Agriculture**

Abstract. The influence of an excavator working unit loads on forming loads in the contact area of pumping unit surfaces of axial piston pump and their influence on piston–sleeve conjugation wear has been considered.

Key words: excavator working unit, hydraulic drive, contact area, wear.

Введение

Гидравлические экскаваторы занимают ведущее место среди строительных машин при выполнении земляных работ. Общая тенденция развития конструкции экскаваторов направлена на повышение удельной мощности машины при относительно небольшом

увеличении ее массы. В свою очередь экскаватор – это наиболее проблемная машина с точки зрения надежности и долговечности.

Наиболее критичным элементом экскаватора является объемный гидропривод. Отказ элементов гидропривода составляет до 70 % в общем потоке отказов машины [1, 2].

В потоке отказов элементов гидропривода самыми значимыми являются: аксиально-плунжерные насосы, гидроцилиндры, гидрораспределители. Основная причина развития необратимых процессов, приводящая к выходу из строя отмеченных гидроагрегатов, – изнашивание элементов подвижных сопряжений, основным определяющим фактором которого является нагрузка в зоне их контактирования.

Анализ публикаций

При эксплуатации экскаваторов в условиях ограничений, установленных паспортом на гидрооборудование и паспортом на машину в целом, ведущим видом износа подвижных трибосопряжений является усталостный износ [1, 2]. Известно, что интенсивность и характер усталостных процессов в металлах зависит от спектра нагрузок и режима их воздействия на элементы сопряжения. Нагрузки в подвижных сопряжениях качающего узла аксиально-плунжерных насосов гидропривода экскаватора являются суммой спектра нагрузок, формирующихся на исполнительных механизмах машины в процессе ее работы $F_p(t)$, и спектра нагрузок $\Delta p_i(t)$ характерных для работы элементов ее гидросистемы.

$$N(t) = f\{F_p(t); \Delta p_i(t)\}. \quad (1)$$

Однако до настоящего времени нет четкой физической картины, отражающей связь между нагруженностью исполнительных механизмов машины и усталостным износом элементов подвижных сопряжений качающего узла аксиально-плунжерных насосов в ее гидроприводе.

Основными факторами, формирующими величину и характер нагрузки в зоне контакта элементов подвижных сопряжений качающего узла аксиально-плунжерных насосов гидропривода экскаватора, являются усилия на его рабочем органе и пульсации давления внутри гидронасоса, обусловленные принципом его работы.

Выполнение операций рабочего процесса экскаватора производится путем подключения соответствующих исполнительных механизмов в соответствии с характерной циклограммой (рис. 1) [3].

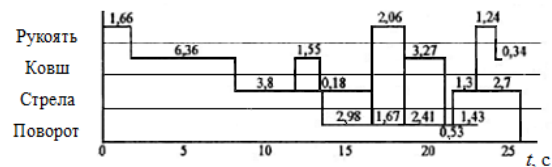


Рис. 1. Циклограмма рабочего процесса экскаватора

Анализ циклограммы показывает, что часть рабочих операций экскаватора сопровождается одновременным включением различного набора исполнительных механизмов. При этом основное время цикла составляет работа ковша и механизма поворота платформы. Известно, что операции, выполняемые экскаватором в течение цикла, сильно отличаются затратами энергии. Качественную оценку энергозатрат можно выполнить с использованием циклограмм изменения давления в гидросистеме экскаватора. Характерная циклограмма показана на рис. 2 [4].



Рис. 2. Циклограмма изменения давления в гидросистеме экскаватора

Анализ циклограммы изменения давления в гидросистеме экскаваторов показывает, что максимальное давление в гидросистеме экскаватора соответствует операции набора ковша. При этом время, в течение которого наблюдаются максимальные значения давления в гидросистеме, составляет 0,25–0,3 времени рабочего цикла экскаватора. Чаще всего набор ковша производится его поворотом относительно оси крепления на рукояти.

Исследования, проведенные в работе Коваленко М.В. [4] (рис. 3), показывают, что максимальные усилия резания грунта ковшом находятся в диапазоне его поворота на 40–90 градусов.

Характер изменения усилия резания и диапазон угла поворота ковша, соответствующий максимальным усилиям резания, практически сохраняются для различных грунтов и могут быть описаны функцией вида

$$P_{\tau}(\varphi) = a_0 + a_1 \cdot \varphi + a_2 \cdot \varphi^2 + \dots + a_5 \cdot \varphi^5. \quad (2)$$

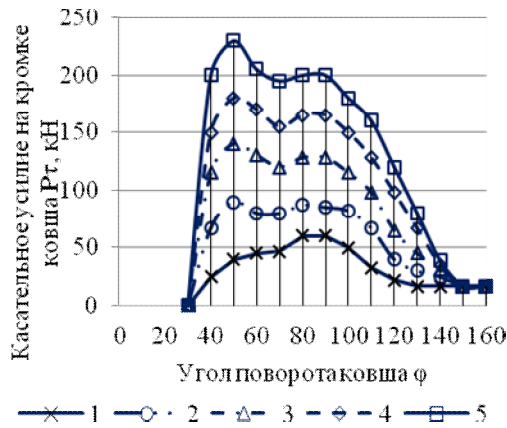


Рис. 3. Диаграмма зависимостей касательной силы P_{τ} на режущей кромке ковша от угла поворота ковша φ при резании различных грунтов: 1 – мягкий суглинок; 2 – суглинок; 3 – глина влажная средней крепости; 4 – глина влажная крепкая; 5 – глина отвердевшая и лесс

Для удобства последующего анализа выполним переход из системы координат графика $P_{\tau} = f(\varphi)$ (рис. 3) в систему координат $P_{\tau} = f(t)$. В первом приближении будем считать, что скорость поворота ковша V_k сохраняется постоянной в течение времени набора ковша. Тогда время поворота ковша можно определить через параметры гидроцилиндра поворота ковша и величину подачи соответствующей секции гидронасоса из выражения

$$t \approx \frac{\varphi_k \cdot r_k \cdot S_{цк}}{q_n \cdot \eta_{\Sigma}}, \quad (3)$$

где φ_k – угол поворота ковша при копании; r_k – радиус поворота точки сопряжения штока гидроцилиндра с ковшом; $S_{цк}$ – площадь плунжера цилиндра ковша; q_n – теоретическая подача гидронасоса; η_{Σ} – суммарные объемные потери в магистрали гидронасос – гидроцилиндр ковша.

Таким образом, в соответствии с выражением (3), график функции $P_{\tau}(t)$ будет иметь вид (рис. 4).

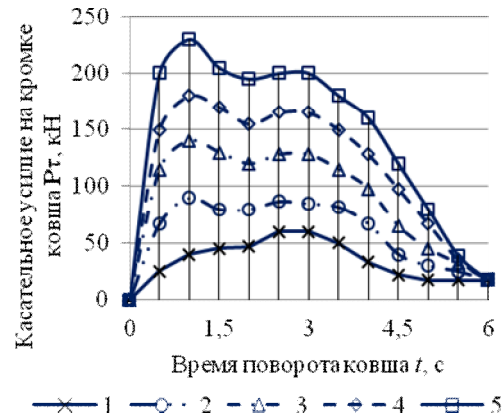


Рис. 4. Диаграмма зависимостей касательной силы P_{τ} на режущей кромке ковша от времени поворота ковша t при резании различных грунтов: 1 – мягкий суглинок; 2 – суглинок; 3 – глина влажная средней крепости; 4 – глина влажная крепкая; 5 – глина отвердевшая и лесс

Расчетное значение времени поворота ковша на угол, необходимый для набора ковша (рис. 3), составляет 5–8 с и практически совпадают с длительностью операции, выполняемой ковшом в соответствии с циклограммой на рис. 1. Сравнение характера функции изменения давления при выполнении операции набора ковша на рис. 2 и 3 позволяет констатировать, что график изменения давления в гидросистеме экскаватора в области, соответствующей операции набора ковша, по своему характеру практически полностью аналогичен графику изменения касательной силы P_{τ} на режущей кромке ковша, т.е. можно утверждать; касательная сила P_{τ} на режущей кромке ковша является основным фактором определяющим величину давления в гидросистеме экскаватора при выполнении рабочей операции «резание грунта».

Спектр нагрузок в качающем узле аксиально-плунжерных насосов отражает индикаторная диаграмма на рис. 5. Изменение давления $p_{ц}(t)$ в цилиндре насоса при переходе цилиндра из приемной области с давлением p_b в отдающую, с давлением p_n , определяется тремя последовательными переходными процессами: процессом изменения давления в запертом цилиндре (1–2–3 на рис. 5), процессом выравнивания давления в цилиндре и отдающей камере (3–4–6), процессом гене-

рации цилиндрических колебаний из-за вступления в действие последующих цилиндров (6–7 и 7–5) [5].

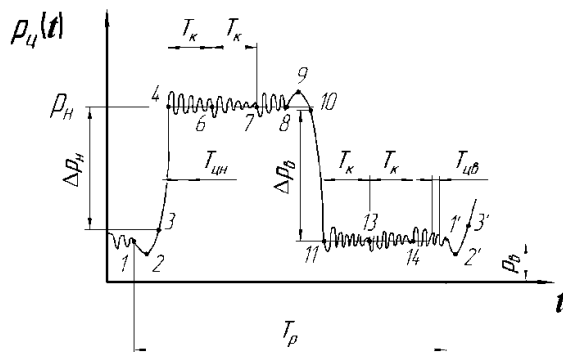


Рис. 5. Индикаторная диаграмма аксиально-плунжерного насоса

Аналогичные процессы происходят при переходе цилиндра из отдающей области в приемную (8–9–10, 10–11–13, 13–14 и 14–1 соответственно) [5]. Процесс нагружения подвижного сопряжения качающего узла «плунжер–гильза» представляет собой периодическую функцию, которая определяется колебаниями четырех разных частот [5]:

- роторными колебаниями с периодом $T_p = 2\pi/\Omega$ (Ω – угловая скорость ротора);
- коммутационными колебаниями с периодом $T_k = T_p/z$ (z – число цилиндров);
- и высокочастотными цилиндрическими колебаниями с периодами $T_{цн}$ и $T_{цв}$, определяемые переходными процессами выравнивания давлений при открытии цилиндров.

Анализ графика (рис. 5) показывает, что даже если пренебречь изменениями давления из-за колебаний нагрузки, упругими процессами в системе, различного рода вибрационными процессами, то в рассматриваемых переходных процессах возникают флюктуации, поэтому значения p_u и $\partial p_u/\partial t$ в начале каждого нового переходного процесса не являются детерминированными [5].

Выполненный обзор исследований факторов, участвующих в формировании нагрузки в качающем узле аксиально-плунжерного насоса гидропривода экскаватора, показывает, что величина давления ΔP_n в цилиндре насоса на участке диаграммы 3–4 (рис. 5) определяется функцией изменения усилия на рабочем органе машины, а параметры, определяющие изменения $p_u(t)$ во время перемещения поршня в отдающей магистрали, –

частотой пульсаций давления, обусловленных переходными процессами в аксиально-плунжерном насосе.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является разработка физического представления о влиянии нагрузки на рабочем органе экскаватора на процесс износа качающего узла аксиально-плунжерного насоса в его гидроприводе.

Задачей данного исследования является: установление функциональной связи между режимом нагружения рабочего органа экскаватора и усталостным износом элементов подвижных сопряжений в качающем узле его гидронасоса.

Физическое представление влияния на износ качающего узла гидронасоса нагрузки на рабочем органе экскаватора

Интенсивность износа элементов подвижного сопряжения I_h в условиях граничной смазки в общем виде можно представить следующим выражением [6, 7]:

$$I_h = K_2 \cdot \zeta \cdot K_{\nu} \cdot (p_{\max})^{1+\frac{y}{2-v+1}} \times \\ \times (E_{\kappa 2})^{\frac{2-v \cdot y}{2-v+1}} \cdot (\Delta)^{\frac{v \cdot y}{2-v+1}} \cdot \left(\frac{z_w \cdot f_w}{\sigma_2} \right)^y, \quad (4)$$

где K_2 – коэффициент, зависящий от параметров опорной кривой; ζ – коэффициент взаимного перекрытия; K_{ν} – безразмерный коэффициент; p_{\max} – максимальное давление в контакте; y – показатель кривой фрикционной усталости; v – параметр опорной кривой; $E_{\kappa 2}$ – модуль упругости материала; Δ – комплексная характеристика шероховатости; z_w – коэффициент, характеризующий напряженное состояние в контакте; f_w – коэффициент трения; σ_2 – предел текучести материала; L – путь трения.

Из уравнения (4) видно, что связь процесса изнашивания сопряженных поверхностей с параметрами, характеризующими степень влияния на них внешних факторов, учитывается параметром p_{\max} .

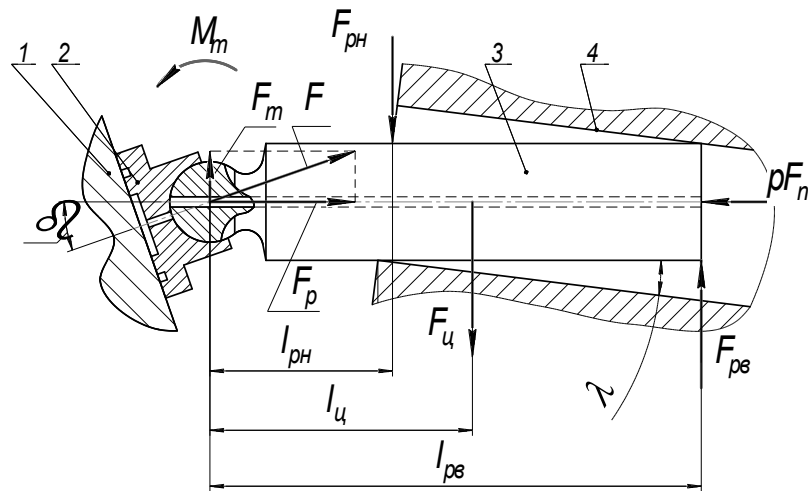


Рис. 6. Схема действия внутренних и внешних сил на плунжер: 1 – опора; 2 – пята; 3 – плунжер; 4 – втулка блока цилиндров

Величина параметра p_{\max} в контакте подвижных сопряжений качающего узла гидронасоса, в соответствии со схемой на рис. 6, определяется функцией изменения давления в напорной магистрали гидросистемы. В общем виде контактное давление плунжерной пары имеет вид [8]

$$p_{\max}^n = 1,077 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda \cdot R_F}{\eta_k} \cdot \left(\frac{r_2 - r_1}{r_2 \cdot r_1}\right)^2}, \quad (5)$$

где λ – угол наклона деталей сопряжения; R_F – радиальная сила в контакте; r_1 и r_2 – радиусы кривизны цилиндрических поверхностей плунжера и втулки; η_k – упругая составляющая материалов соприкасающихся тел.

На схеме (рис. 6) контакт поверхностей плунжера и гильзы происходит в двух точках и соответствующие им радиальные силы в контакте обозначены $F_{рв}$ и $F_{рн}$. [9]

$$F_{рв} = \frac{-M_{ш} + F_m \cdot l_{рн} + F_{ц} \cdot (l_{ц} - l_{рн})}{l_{рв} - l_{рн}}, \quad (6)$$

$$F_{рн} = F_m - F_{ц} + \frac{-M_{гн} + F_m \cdot l_{рн} + F_{ц} \cdot (l_{ц} - l_{рн})}{l_{рв} - l_{рн}}, \quad (7)$$

где F_m – нормальная составляющая силы действующей со стороны опоры на плунжер; $l_{рн}$, $l_{рв}$, $l_{ц}$ – расстояния до точки приложе-

ния контактной нагрузки $F_{рн}$ и центробежной силы $F_{ц}$ (рис. 6); $M_{гн}$ – момент трения в опоре головки плунжера.

Сила F_m равна

$$F_m = p \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot \text{tg}\beta, \quad (8)$$

где p – давление в гидросистеме; β – угол наклона опоры 1 (рис. 6); r_1 – радиус плунжера.

Каждый плунжер при вращении ротора с угловой скоростью ω испытывает действие центробежной силы $F_{ц}$

$$F_{ц} = m \cdot \frac{D_c}{2} \cdot \omega^2, \quad (9)$$

где m – масса плунжера; D_c – диаметр делительной окружности блока цилиндров; ω – угловая скорость.

Момент трения $M_{гн}$ приближенно может быть определен по формуле [9]

$$M_{гн} = \frac{f_{гн} \cdot \pi \cdot r_1^2 \cdot p \cdot d_{гн}}{2}, \quad (10)$$

где $f_{гн}$ – коэффициент трения в опоре; $d_{гн}$ – диаметр головки плунжера.

Анализ приведенных аналитических зависимостей (5–10) показывает, что при прочих равных условиях изменение функции контактного давления в плунжерной паре насоса определяется изменениями давления в гидросистеме, а значит, интенсивность износа элементов подвижного сопряжения в условиях граничной смазки определяется функцией нагружения рабочего органа машины.

Выводы

Выполненный анализ процесса формирования нагрузки в контакте элементов подвижных сопряжений качающего узла гидронасоса экскаватора и его влияния на их износ позволяет сделать следующие выводы:

- время, в течение которого наблюдаются нагрузки, превышающие среднее значение за цикл, составляет 0,25–0,3 продолжительности рабочего цикла экскаватора, а максимальное давление в гидросистеме экскаватора соответствует операции набора ковша;
- касательная сила P_{τ} на режущей кромке ковша является основным фактором, влияющим на величину давления в гидросистеме экскаватора при выполнении рабочей операции «резание грунта»;
- величина давления ΔP_n в цилиндре насоса в отдающей магистрали определяется функцией изменения усилия на рабочем органе машины, а параметры, определяющие изменения $p_n(t)$ во время перемещения поршня в отдающей магистрали, – переходными процессами в аксиально-плунжерном насосе;
- при прочих равных условиях, интенсивность изнашивания элементов подвижных сопряжений качающего узла гидронасоса экскаватора в условиях граничной смазки определяется функцией нагружения его рабочего органа.

Литература

1. Зорин В.А. Основы долговечности строительных и дорожных машин / В.А. Зорин. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.

2. Гринчар Н.Г. Методы и средства повышения эксплуатационной надежности гидроприводов дорожных и строительных машин : автореф. дисс. на соискание степени д-ра техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Н.Г. Гринчар. – Новочеркасск, 2007. – 35 с.
3. Коваленко М.Б. Технологическая механика рабочего процесса экскаватора / М.Б. Коваленко // Динамика систем, механизмов и машин: матер. IV Междунар. техн. конф., посв. 60-ю ОмГТУ. – Омск: ОмГТУ. – 2002. – Кн. 1. – С. 51–52.
4. Коваленко М.В. Механика копания грунтов ковшом гидравлического экскаватора / В.Н. Тарасов, М.В. Коваленко // Строительные и дорожные машины. – 2003. – №8. – С. 41–45.
5. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
6. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 525 с.
7. Справочник по триботехнике: в 3 т. / под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – Т.1: Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.
8. Лозовский В.Н. Надежность гидравлических агрегатов / В.Н. Лозовский. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
9. Літовка С.В. Розробка методу прогнозування технічного стану об'ємних гідроприводів трансмісій сільськогосподарських машин : дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.05.11 / С.В. Літовка. – Х., 2011. – 254 с.

Рецензент: М.А. Подригало, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 17 марта 2016 г.