

УДК 631.35:621.225

## **ВЛИЯНИЕ ЗАЗОРОВ КАЧАЮЩЕГО УЗЛА ГИДРОАГРЕГАТОВ НА ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ТРАНСМИССИЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН**

Литовка С.В., інженер.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенка*

тел. (097) 5685477

**Аннотация** – увеличение зазоров качающих узлов гидроагрегатов объемного гидропривода трансмиссии (ОГТ) сельскохозяйственных машин (СХМ) приводит к уменьшению коэффициента подачи насоса и объемного коэффициента полезного действия (КПД) гидромотор. При этом, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем объемного КПД гидромотора.

**Ключевые слова** – зерноуборочный комбайн, объемный гидропривод трансмиссии, коэффициент подачи насоса.

*Постановка проблемы.* Анализ показателей надежности гидронасыщенных мобильных сельскохозяйственных машин (СХМ) показывает, что около 30% отказов в условиях эксплуатации приходится на ОГТ. Это приводит к незапланированным затратам, связанных с простоем машин во время ремонта. Особенно актуально это для зерноуборочных комбайнов, так как превышение технологических сроков уборки влечет за собой огромные потери урожая и одновременно повышает себестоимость зерна.

*Анализ последних исследований.* Анализ литературных источников [1-3] показал, что современные зерноуборочные комбайны ДОН-1500Б/1500М/2600/091, Вектор, Асрос, Енисей ("Руслан"), кормоуборочные ДОН-68СМ, Енисей-324, Полесье-250, корнеуборочные и ботвоуборочные РКМ, КСК, косилки-плющилки ДОН-800, КГ1С-5Г, зарубежная техника корпораций «John Deere», «Challenger», «New-Holland», «Claas», «Case», «Massey Ferguson», «Fendt», «Valtra», а также отечественные комбайны «Славутич», КЗС-9-1, КЗС-9М и т.д. оснащены различными гидрофицированными узлами, в том числе объемным гидроприводом трансмиссий (ОГТ) типа ГСТ.

*Формулирование целей статьи.* Целью работы является установление функциональной связи между величинами зазоров качающих узлов ОГТ и их выходными параметрами.

*Основная часть.* Наиболее широкое применение в ОГТ отечественных кормо- и зерноуборочных комбайнов нашли аксиальнопоршневые регулируемые насосы с наклонным диском марки НП 90 и аксиальнопоршневые нерегулируемые гидромоторы с наклонным диском марки МП 90, предназначенные для закрытых гидрообъемных систем трансмиссий типа ГСТ-90, которые производятся Кировоградским заводом «Гидросила». Этот класс гидромашин выгодно отличается от других за счет высокой унификации и взаимозаменяемости узлов и составных частей, их производителями являются ведущие предприятия «Hamilton Sundstrand», «Eaton» (США), «Danfos» (Дания), «Sauer-Danfoss» (Дания), «Rexroth-Bosch» (Германия), «Europarts» (Словакия), «Гидромаш» (Россия) и др.

Детальный анализ причин, которые привели к потере работоспособного состояния ОГТ, показал, что значительная их часть (около 20%) обуславливается эксплуатационными отказами. К ним можно отнести эксплуатацию гидравлических трансмиссий на загрязненных рабочих жидкостях (РЖ), несвоевременная замена фильтрующих элементов и качество проведения работ по техническому обслуживанию (ТО) и диагностированию гидравлических агрегатов не в соответствии с техническими требованиями [3].

Критерием предельно-допустимого технического состояния ОГТ является снижение коэффициента подачи насоса или гидромеханического КПД гидромотора не более чем на 20% [4, 5].

Как свидетельствует анализ дефектов гидромашин ОГТ, основным процессом, приводящим их к утере работоспособности, следует считать процессы износа качающего узла, а точнее рабочих поверхностей поршней и втулок блока цилиндров (поршневая пара), торцовых поверхностей распределителя и приставного дна (распределительная пара), и поверхностей пяты – опора (рис.1) [3, 6, 7].

Износ сопряжений гидропривода в значительной степени определяется условиями и режимами эксплуатации СХМ, технологической средой, в которой они работают, качеством проведения ТО, а также применяемой РЖ.

Как известно коэффициент подачи насоса определяется выражением

$$\eta_{ii} = 1 - \frac{Q_{\text{од}}}{Q_0}, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{од}}$  – общие утечки РЖ качающего узла гидромашин;

$Q_0$  – теоретическая подача качающего узла гидромашин.

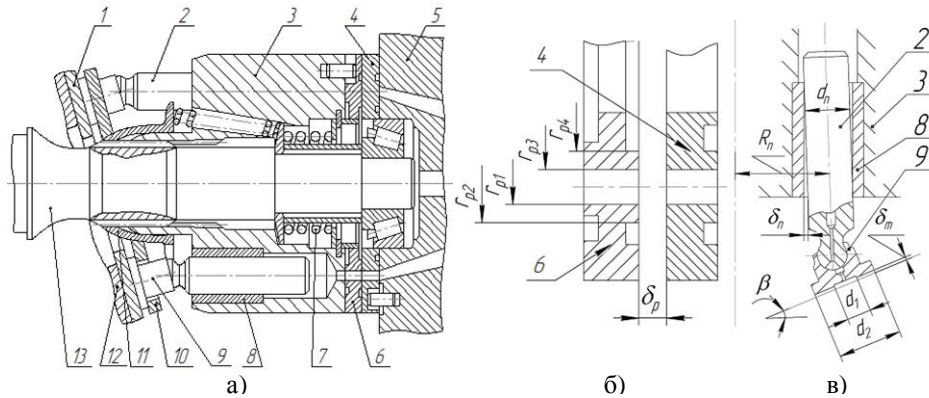


Рис. 1. Качающий узел гидромашины ОГТ: а) качающий узел в сборе; б) схема распределительной пары; в) схема поршневой пары; 1 – опорное кольцо; 2 – поршень; 3 – блок цилиндров; 4 – распределитель стальной; 5 – крышка задняя; 6 – распределитель латунный (приставное дно); 7 – пружина; 8 – втулка; 9 – опорная пята; 10 – сепаратор; 11 – втулка сферическая; 12 – наклонный диск; 13 – вал.

Объемный КПД гидромотора определяется выражением

$$\eta_{ii} = \frac{Q_{\partial}}{Q_{\partial} + Q_{\partial\partial}}. \quad (2)$$

Теоретическая подача качающего узла гидромашины [8]

$$Q_T = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot L_n \cdot \omega \cdot z_n}{4}, \quad (3)$$

где  $d_n$  – диаметр втулки;

$L_n$  – ход поршня;

$\omega$  – номинальная скорость вращения вала;

$z_n$  – число поршней в гидромашине.

Общие утечки РЖ качающего узла гидромашины

$$Q_{\partial\partial} = Q_{\partial\partial}^{i\partial} + Q_{\partial\partial}^{\partial} + Q_{\partial\partial}^n, \quad (4)$$

где  $Q_{\partial\partial}^{i\partial}$  – утечки РЖ в поршневой паре;

$Q_{\partial\partial}^{\partial}$  – утечки РЖ в распределительной паре;

$Q_{\partial\partial}^n$  – утечки РЖ в пяте и опоре.

Утечки РЖ через кольцевую щель поршневой пары с учетом эксцентриситета и осреднения по времени нагнетания имеют вид [8]

$$Q_{\partial\partial}^{i\partial} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \delta_n^3 \cdot d_n \cdot z_n}{48 \cdot \mu} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right) \cdot \left( \frac{2 \cdot L_3 + L_n}{L_3 \cdot (L_3 + L_n)} \right), \quad (5)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления жидкости в полостях перед поршнем и за поршнем;

$\delta_n$  – кольцевой зазор поршневой пары;

$\mu$  – динамическая вязкость жидкости;

$L_3$  – длина заделки плунжера;

$e$  – эксцентриситет.

Утечки РЖ через торцевое отверстие распределительной пары с учетом волнистости рабочих поверхностей в зоне нагнетания по данным работы [9]

$$Q_{\text{до}}^{\delta} = \frac{\pi \cdot \delta_n^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \dot{a}^2\right)}{24 \cdot \mu} \cdot \left[ \frac{\Delta P + \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p2}^2 - r_{p1}^2)}{\ln\left(\frac{r_{p2}}{r_{p1}}\right)} + \frac{\Delta P - \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p3}^2 - r_{p4}^2)}{\ln\left(\frac{r_{p3}}{r_{p4}}\right)} \right], \quad (6)$$

где  $\delta_p$  – торцевой зазор в распределительной паре;

$a$  – отношение амплитуды волнистости поверхности к величине зазора;

$\rho$  – плотность РЖ;

$r_{p1}, r_{p2}$  – расстояние между осью вращения и, соответственно, внутренней и наружной стороной большего уплотнительного пояса;

$r_{p3}, r_{p4}$  – расстояние между осью вращения и, соответственно, наружной и внутренней стороной меньшего уплотнительного пояса.

Утечки РЖ в пяте и опоре в зоне нагнетания примут вид [8]

$$Q_{\text{до}}^n = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left( 3 \cdot \cos \beta \cdot \left( \mu \cdot \omega \cdot \left[ \frac{R_n}{d_n} \cdot \left( \frac{d_2}{d_n} \right)^2 \cdot \left( 1 - \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right) \right] \right)^2 \right)^{\frac{3}{4}} \cdot d_n^3}{6 \cdot \mu \cdot \ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right) \cdot (4 \cdot \Delta P^2)^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{z_n}{2}, \quad (7)$$

где  $\beta$  – угол наклона опорной пяты;

$R_n$  – расстояние от оси плунжера до оси блока цилиндра;

$d_1, d_2$  – внутренний и внешний диаметры опорного пояса пяты.

Подставляя зависимости (3), (4), (5), (6) в выражения (1), (2) и их преобразуя получаем коэффициент подачи насоса и объемный КПД гидромотора, как функцию зазоров в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин ОГТ.

Расчеты производим применительно к ОГТ зерноуборочного комбайна Дон-1500. Результаты расчетов коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора представлены на рис. 2.

Из анализа графиков на рис. 2 видно, что при одинаковой интенсивности увеличения зазоров в сопряжениях насоса и гидромотора, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем уменьшение объемного КПД гидромотора.

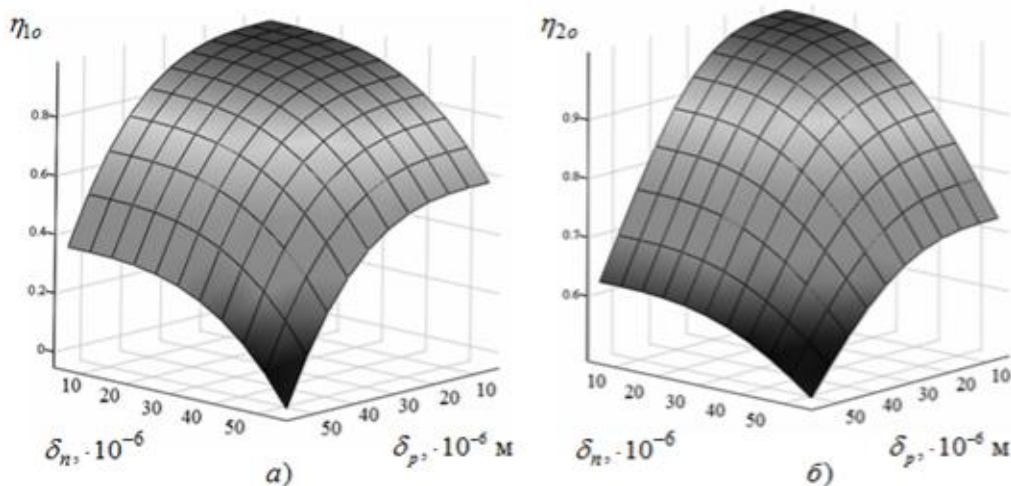


Рис. 2. Зависимости коэффициента подачи насоса а) и объемного КПД гидромотора б) от зазоров в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин ОГТ.

*Выводы.* Структурными параметрами ОГТ, непосредственно характеризующими коэффициент подачи насоса и объемного КПД гидромотора, являются зазоры в поршневых и распределительных парах качающего узла гидромашин. Увеличение зазоров качающих узлов гидромашин ОГТ приводит к уменьшению коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора. При этом, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициента подачи насоса происходит более интенсивно, чем объемного КПД гидромотора.

#### Литература.

1. Черейский П.М. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии / П.М. Черейский, П.Т. Мельянцева // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – №3. – С. 63–64.
2. Пруцков Ф.М. Интенсивная технология возделывания зерновых культур / Ф.М. Пруцков, И.П. Осипов. – М.: Росагропромиздат, 1990. – 269 с.
3. Мельянцева П.Т. Оцінка технічного стану робочої рідини агрегатів гідроприводу трансмісії кормо- та зернозбиральних комбайнів в умовах експлуатації / П.Т. Мельянцева, Є.В. Калганков, О.І. Кириленко // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2008. – № 2. – С. 86–90.
4. Насосы аксиальнопоршневые НП33, НП52, НП71, НП90, НП112 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 23 с.
5. Гидромоторы аксиальнопоршневые МП33, МП52, МП71, МП90, МП112-1 и их исполнения. Паспорт. – Кировоград: Частное акционерное общество «Гидросила АПМ», 2009. – 17 с.

6. *Черейский П.М.* Алгоритмы диагностирования гидропривода трансмиссии / *П.М. Черейский, Р.И. Бурнашев, П.Т. Мельянцева* // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 5. – С. 47-50.
7. *Галин Д.А.* Оценка работоспособности и повышение долговечности объемного гидропривода ГСТ-90: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.03 “Технологии и средства техн. обслужив. в сельском хозяйстве” / *Д.А. Галин*. – Саранск, 2007. – 18 с.
8. *Баица Т.М.* Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / *Баица Т.М.* – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
9. *Sneck H.* Торцовое уплотнение с эксцентриситетом и тангенциально изменяющейся толщиной плёнки / *J. Sneck* // Проблемы трения и смазки. – 1969. – Т. 91. – Серия F. – № 4. – С. 158–164.

## **ВПЛИВ ЗАГОРІВ КАЧАЮЧОГО ВУЗЛА ГІДРОАГРЕГАТІВ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН**

*Літовка С.В.*

### *Анотація.*

**Збільшення зазорів качаючих вузлів гідроагрегатів об'ємного гідроприводу трансмісії сільськогосподарських машин призводить до зменшення коефіцієнта подачі насоса і об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотор. При цьому, за інших рівних умов, зменшення коефіцієнта подачі насоса відбувається інтенсивніше, ніж об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора.**

## **INFLUENCE OF CLEARANCES OF THE SWINGING KNOT OF HYDROUNITS FOR THE OUTPUT PARAMETERS OF THE VOLUME HYDRODRIVE OF TRANSMISSIONS OF AGRICULTURAL MACHINES**

*S. Litovka*

### *Summary*

**The increase of clearances of swinging knots of hydrounits of a volume hydrodrive of transmission of agricultural machines leads to reduction of delivery rate of the pump and volume efficiency the hydromotor. Thus, with other things being equal, reduction of delivery rate of the pump occurs more intensively, than volume efficiency of the hydromotor.**