

УДК 631.3:621.225

**ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ВЫХОДНЫЕ
ПАРАМЕТРЫ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ ТРАНСМИССИЙ
ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНЫХ МАШИН**

Литовка С.В., к.т.н.; Роечко С.В., студент

*(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени Петра Василенка)*

Установлен аналитический характер изменения коэффициента подачи насоса и объемного коэффициента полезного действия гидромотора объемного гидропривода трансмиссии лесозаготовительных машин в зависимости от температуры рабочей жидкости. Показано, что увеличение температуры рабочей жидкости приводит к увеличению зазоров качающих узлов гидроагрегатов и, как следствие, к уменьшению выходных параметров объемных гидроприводов трансмиссий.

Введение. Эффективное развитие лесопромышленного комплекса зависит от уровня механизации лесозаготовок, и в частности от технического уровня лесопромышленных тракторов. Конструктивное совершенство гусеничных тракторов, которые являются базой навесного технологического оборудования, определяет технический уровень гаммы лесозаготовительных машин. Следует отметить, что практически все лесозаготовительные машины (валочно-трелёвочные, трелёвочные бесчokerные, лесопогрузочные, для сбора порубочных остатков и др.) оснащены объёмным гидравлическим приводом навесного технологического оборудования, а в последнее время и механизма движителя.

Анализ публикаций. В настоящее время одним из путей решения проблемы повышения экономичности и эффективности работы лесозаготовительных машин является внедрение объёмных гидроприводов трансмиссий (ОГТ) [1].

Преимуществами ОГТ являются: простота и удобство управления; возможность в широком диапазоне регулирования скорости; высокая точность маневрирования, возможность быстрого реверсирования движения; снижение динамических воздействий на остов машины при маневрах, трогании и остановке. К недостаткам ОГТ можно отнести: сравнительно низкий коэффициент полезного действия (КПД); значительная стоимость гидромашин и рабочей жидкости (РЖ); требования более высокого уровня эксплуатации и ремонта; сложности с очисткой и охлаждением [2].

Наиболее широкое применение в ОГТ лесозаготовительных машин (ЛЗМ) нашли аксиальнопоршневые регулируемые насосы с наклонным диском и аксиальнопоршневые нерегулируемые гидромоторы с наклонным диском. Производителями этого класса гидромашин являются ведущие предприятия «Hamilton Sundstrand», «Eaton» (США), «Danfos» (Дания), «Sauer-Danfoss» (Дания), «Rexroth-Bosch» (Германия), «Europarts» (Словакия), «Гидромаш» (Россия), «Гидросила» (Украина) и др.

В процессе эксплуатации ОГТ по мере износа рабочих поверхностей увеличиваются зазоры и уменьшается давление нагнетания, что ведет к снижению объёмного и общего КПД ЛЗМ [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].

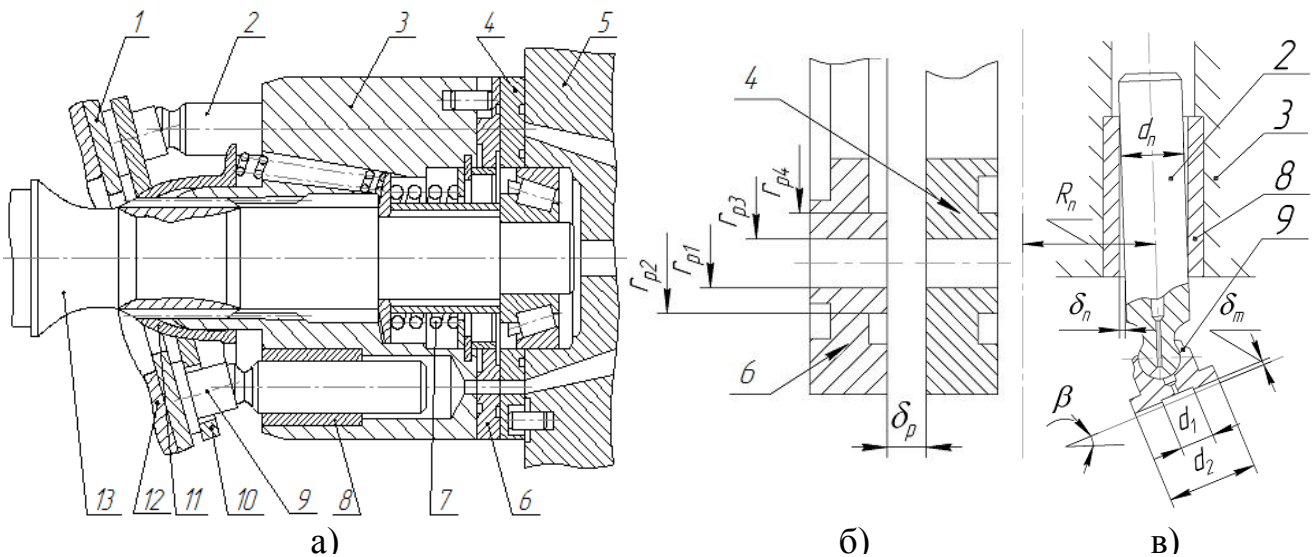


Рис. 1. Качающий узел гидромашины ОГТ: а) качающий узел в сборе; б) схема распределительной пары; в) схема поршневой пары; 1 – опорное кольцо; 2 – поршень; 3 – блок цилиндров; 4 – распределитель стальной; 5 – крышка задняя; 6 – распределитель латунный (приставное дно); 7 – пружина; 8 – втулка; 9 – опорная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

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

Цель исследований. Целью работы является установление функциональной связи между температурой РЖ, величинами зазоров качающих узлов гидроагрегатов и выходными параметрами ОГТ ЛЗМ.

Основная часть. Как известно коэффициент подачи насоса определяется выражением:

$$\eta_{он} = 1 - \frac{Q_{УТ}}{Q_T}, \quad (1)$$

где $Q_{УТ}$ – общие утечки РЖ качающего узла гидромашины; Q_T – теоретическая подача качающего узла гидромашины.

Объемный КПД гидромотора определяется выражением:

$$\eta_{ом} = \frac{Q_T}{Q_T + Q_{УТ}}. \quad (2)$$

Теоретическая подача качающего узла гидромашины [2]:

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

где d_n – диаметр поршня; L_n – ход поршня; ω – номинальная скорость вращения вала; z_n – число поршней в гидромашине.

Общие утечки РЖ качающего узла гидромашины:

$$Q_{УТ} = Q_{УТ}^{nl} + Q_{УТ}^p + Q_{УТ}^n, \quad (4)$$

где Q_{YT}^{nl} – утечки РЖ в поршневой паре; Q_{YT}^p – утечки РЖ в распределительной паре; Q_{YT}^n – утечки РЖ в пяте и опоре.

Утечки РЖ через кольцевую щель поршневой пары с учетом эксцентриситета и осреднения по времени нагнетания имеют вид [7]:

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

где ΔP – перепад давления жидкости в полостях перед поршнем и за поршнем; δ_n – кольцевой зазор поршневой пары; μ – динамическая вязкость жидкости; L_3 – длина заделки плунжера; e – эксцентриситет.

Повышение температуры материалов поверхностей сопряжения приводит к изменению первоначального кольцевого зазора δ_n на величину [8]:

$$\Delta \delta_n = \frac{d_g \cdot (1 + \alpha_g \cdot T) - d_n \cdot (1 + \alpha_n \cdot T)}{2}, \quad (6)$$

где d_g – диаметр втулки; α_g и α_n – коэффициенты линейного расширения материалов втулки и поршня; T – температура среды.

Зависимость динамической вязкости РЖ от температуры для практических расчетов определяется по формуле [7]:

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)}, \quad (7)$$

где μ_0 – начальная динамическая вязкость РЖ при температуре T_0 ; c – эмпирический коэффициент [7].

В процессе эксплуатации более интенсивному изнашиванию подвергается втулка поршневой пары, тогда с учетом зависимостей (6), (7) формула (5) примет вид:

$$Q_{YT}^{nl} = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left[(d_n + 2\delta_n) \cdot (1 + \alpha_g \cdot T) - d_n \cdot (1 + \alpha_n \cdot T) \right]^3 \cdot d_n \cdot z_n}{384 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)} \cdot \left[\left(1 + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{e}{\delta_n} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{2L_3 + L_n}{L_3(L_3 + L_n)} \right) \right]^{-1}}. \quad (8)$$

Утечки РЖ через торцевое отверстие распределительной пары с учетом волнистости рабочих поверхностей в зоне нагнетания по данным работы [8] и зависимости (7) определяются по формуле:

$$Q_{YT}^p = \frac{\pi \cdot \delta_p^3 \cdot \left(1 + \frac{3}{2} a^2 \right)}{24 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)}} \cdot \left[\frac{\Delta P + \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p2}^2 - r_{p1}^2)}{\ln \left(\frac{r_{p2}}{r_{p1}} \right)} + \frac{\Delta P - \frac{3}{20} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r_{p3}^2 - r_{p4}^2)}{\ln \left(\frac{r_{p3}}{r_{p4}} \right)} \right], \quad (9)$$

где δ_p – торцевой зазор в распределительной паре; a – отношение амплитуды волнистости поверхности к величине зазора; ρ – плотность РЖ; r_{p1} , r_{p2} – расстояние между осью вращения и, соответственно, внутренней и наружной

стороной большего уплотнительного пояска; r_{p3} , r_{p4} – расстояние между осью вращения и, соответственно, наружной и внутренней стороной меньшего уплотнительного пояска.

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

$$Q_{УТ}^n = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot \left(3 \cdot \cos \beta \cdot \left(\mu \cdot \omega \cdot \left[\frac{R_n}{d_n} \cdot \left(\frac{d_2}{d_n} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right) \right] \right)^2 \right)^{\frac{3}{4}} \cdot d_n^3}{6 \cdot \mu_0 \cdot e^{-c \cdot (T - T_0)} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \cdot (4 \cdot \Delta P^2)^{\frac{3}{4}}} \cdot \frac{z_n}{2}. \quad (10)$$

где β – угол наклона опорной пяты; R_n – расстояние от оси плунжера до оси блока цилиндра; d_1, d_2 – внутренний и внешний диаметры опорного пояска пяты.

Подставляя зависимости (3), (4), (5), (9), (10) в выражения (1), (2) и их преобразуя получаем коэффициент подачи насоса и объемный КПД гидромотора, как функцию температуры РЖ и зазоров в поршневых парах качающего узла гидромашин ОГТ. Ввиду незначительного изменения величин утечек в распределительной паре и пяте в расчете приняты их средние величины.

Результаты расчетов коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора ОГТ ЛЗМ представлены на рис. 2.

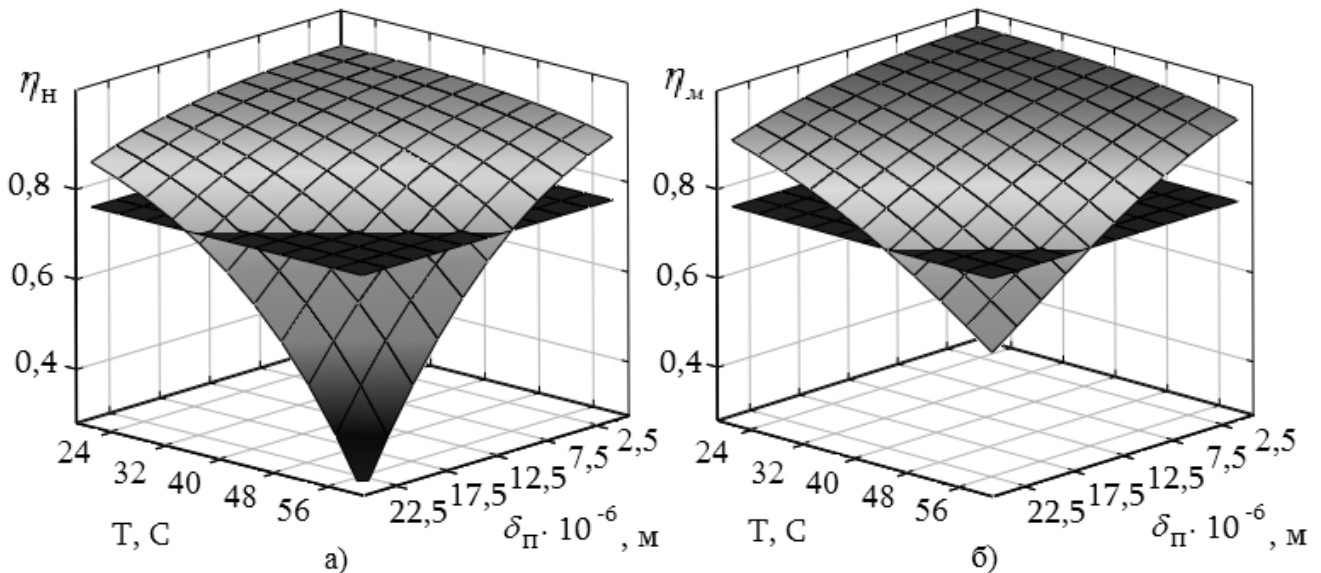


Рис. 2. Зависимости коэффициента подачи насоса а) и объемного КПД гидромотора б) от температуры РЖ и зазоров в поршневых парах качающего узла гидромашин ОГТ (плоскость на графиках определяет предельно-допустимые параметры функции)

Из анализа графиков на рис. 2 видно, что при одинаковой интенсивности увеличения зазоров в сопряжениях насоса и гидромотора, при прочих равных

условиях, уменьшение коэффициент подачи насоса происходит более интенсивно, чем уменьшение объемного КПД гидромотора.

Выводы. Установлен аналитический характер изменения коэффициента подачи насоса и объемного КПД гидромотора ОГТ ЛЗМ в зависимости от температуры РЖ.

Показано, что увеличение температуры РЖ приводит к увеличению зазоров качающих узлов гидроагрегатов и, как следствие, к уменьшению выходных параметров ОГТ. При этом, при прочих равных условиях, уменьшение коэффициент подачи насоса происходит более интенсивно, чем объемного КПД гидромотора.

Список литературы:

1. Маслов Д.Ю. Особенности применения гидрообъемных трансмиссий на лесопромышленных тракторах. // Совершенствование машин для лесозаготовительной промышленности и восстановление их потенциальных свойств / Межвуз. сб. научн. тр. – СПб.: ЛТА. – 1995. – С.156-159.
2. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. Черейский П.М. Влияние износа на работу гидропривода трансмиссии / П.М. Черейский, П.Т. Мельянцов // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – №3. – С. 63–64.
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. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод машин лесной промышленности. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 296 с.
7. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / [Прокофьев В. Н., Данилов Ю. А., Кондаков Л. А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
8. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
9. Sneek H. Торцовое уплотнение с эксцентриситетом и тангенциально изменяющейся толщиной плёнки / J. Sneek // Проблемы трения и смазки. – 1969. – Т. 91. – Серия F. – № 4. – С. 158–164.

Анотація

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ РОБОЧОЇ РІДИНИ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ ОБ'ЄМНИХ ГІДРОПРИВОДІВ ТРАНСМІСІЙ ЛІСОЗАГОТІВЕЛЬНИХ МАШИН

Літовка С.В., Роєнко С.В.

Встановлено аналітичний характер зміни коефіцієнта подачі насоса та об'ємного коефіцієнта корисної дії гідромотора об'ємного гідروприводу трансмісії лісозаготівельних машин в залежності від температури робочої рідини. Показано, що збільшення температури робочої рідини приводить до збільшення зазорів качаючих вузлів гідроагрегатів і, як наслідок, до зменшення вихідних параметрів об'ємного гідроприводу трансмісії.

Abstract

INFLUENCE OF TEMPERATURE OF THE WORKING LIQUID ON THE OUTPUT PARAMETERS OF VOLUME HYDRODRIVES OF TRANSMISSIONS OF LOGGING MACHINES

Litovka S., Royenko S.

Analytical character of change of delivery rate of the pump and volume efficiency of the hydromotor of a volume hydrodrive of transmission logging machines depending on temperature of a working liquid has been established. It is shown that the increase of temperature of a working liquid leads to increase of backlashes of swinging knots of hydrounits and, as consequence, to reduction of output parameters of a volume hydrodrive of transmission.