

УДК 625.7.08.002.5

Пимонов И. Г., к.т.н., доц. (Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет)

## ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ В ГИДРОПРИВОДАХ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ТЕМПЕРАТУРНЫМ РЕЖИМОМ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

Устанавливаются зависимости, связывающие полезную мощность насоса с температурой рабочей жидкости, с учётом изменения технического состояния насоса для обеспечения энергосбережения в гидроприводах мобильных машин.

**Ключевые слова:** гидропривод, температура рабочей жидкости, мощность насоса, время разогрева рабочей жидкости.

Уменьшение потерь энергии является актуальной проблемой во всех производственных процессах. Гидропривод мобильных машин, потери мощности в котором при его работе могут превышать 50%, не является исключением. Обеспечение рациональной температуры рабочей жидкости (РЖ), вместе с такими факторами, как чистота этой жидкости, режимы нагрузки, применение современной диагностики, – определяют эффективность эксплуатации гидропривода и всей строительной машины [1 ... 5].

Потери гидравлической мощности в насосах в десятки раз превосходят потери мощности в распределителях и в сотне раз в гидроцилиндрах. Поэтому насос является основным гидроагрегатом, который определяет эффективность работы гидропривода по критерию полезной мощности, поступающей к исполнительному рабочему органу [5].

Влияние температуры РЖ на полезную мощность, которую развивает гидропривод, от начала до конца рабочей смены характеризуется двумя участками (рис. 1).

Расходы мощности на прогрев РЖ к рациональной температуре на первом участке

$$N_x = p_x \cdot \Psi_x \cdot Q_0, \quad (1)$$

где  $p_x$  – давление РЖ и частота вращения насоса, при которых осуществляется прогрев;

$Q_0$  – рабочий объем насоса.

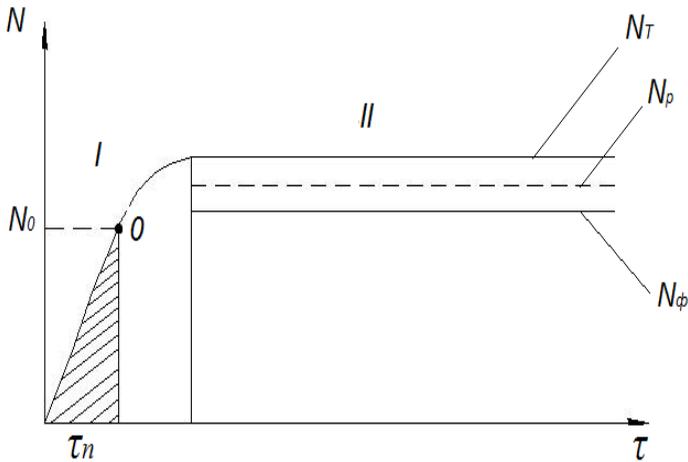


Рис. 1. Зависимость полезной мощности насоса от времени его работы

В свою очередь эти расходы состоят из мощности, необходимой для достижения РЖ температур возможности «прокачиваемости», работоспособности и значения рациональной температуры [1, 3].

Мощности, которые развиваются насосом на втором участке с прогретой РЖ, без учета потерь мощности вызванные трением в насосе, – определяется следующими зависимостями.

Теоретическая гидравлическая мощность:

$$N_T = n \cdot \Psi_{q_0} \cdot \Psi_p = Q_{тн} \cdot \Psi_p, \quad (2)$$

где  $n$  – частота вращения насоса, при прогретой рабочей жидкости;

$p$  – рабочее давление создано насосом;

$Q_{тн}$  – теоретическая подача насоса.

Фактическая мощность уменьшается на величину, обусловленную внутренними перетечками в насосе

$$N_\phi = n \cdot \Psi_{q_0} \cdot \Psi_p - Q_{y.n} \cdot \Psi_p, n(t), n, S \cdot \Psi_p, \quad (3)$$

где  $Q_{y.n}$  – внутренние перетечки в насосе;

$n(t)$  – вязкость рабочей жидкости с учетом ее зависимости от температуры;

$S$  – параметры, характеризуют зазоры в насосе.

Гидравлическая мощность гидропривода с рациональной температурой РЖ, которая обеспечивается рациональным соотношением потерь мощности, вызванных внутренними перетечками в гидроагрегатах и потерями давления в гидроприводе, определяется

$$N_p = n \cdot \zeta_o \cdot \zeta_p - Q_{y.n} \cdot \zeta_{\text{г}} \cdot n(t_{\text{рац}}), n, S_{\text{г}} \cdot \zeta_{\text{г}} - N_b, \quad (4)$$

где  $N_b$  – дополнительные расходы мощности на обеспечение рациональной температуры РЖ (на привод вентилятора маслоохладителя).

Внутренние перетечки в насосе равны

$$Q_{y.n} = \left[ \frac{p \cdot \zeta_n \cdot \zeta_n \cdot \zeta_n^3 \cdot \zeta_g}{12 \cdot \zeta_g \cdot \zeta \cdot \zeta} - \frac{p \cdot \zeta_n \cdot \zeta_n \cdot \zeta_{w_n} \cdot \zeta_n}{2} + \right. \\ \left. + \left[ p \cdot \zeta_{\text{г}} \cdot 4^3 \cdot \zeta_n^3 \cdot \frac{\zeta_{\text{г}}}{\zeta} - \frac{3 \cdot \zeta_g \cdot (\zeta_{2p} \cdot \zeta_n)^2}{g \cdot \zeta_{20}} \cdot \zeta_{r_2^2 - r_1^2} \cdot \zeta_{\text{г}} \cdot 4^3 \cdot \zeta_n^3 \cdot \frac{\zeta_{\text{г}}}{\zeta} \right] \right], \quad (5)$$

где  $d_n$  – диаметр поршня насоса;

$z_n$  – количество поршней в насосе;

$S_n$  – зазор между гильзой и поршнем;

$g$  – объемный вес;  $L$  – длина уплотняющей части поршня насоса;

$\nu$  – вязкость рабочей жидкости с учетом ее температуры;

$r_2, r_1$  – внешний и внутренний радиусы окошек распределителя насоса;

$w_n$  – средняя скорость поршней насоса.

Зависимость вязкости рабочей жидкости от ее температуры определяется

$$\nu = e^{a + \frac{b}{T} + c \cdot \ln T} = e^{-277 + \frac{17523}{T} + 40 \cdot \ln T}, \quad (6)$$

где  $a, b, c$  – безразмерные коэффициент зависимости;  $T$  – температура РЖ, °К;

Исследование, на основе зависимостей (4-6), связи полезной мощности гидропривода с температурой (вязкостью) РЖ для насосов с разным техническим состоянием, позволили определить, что полезную наибольшую мощность насосы с объемным КПД  $\eta=0.96 \dots 0.9$  дают при вязкости, которая соответствует температуре РЖ близкой к 50 °С.

С ухудшением технического состояния насоса и приближением его объемного КПД к предельному значению по экономическим кри-

терия (к  $\eta=0.7$ ), наибольшую мощность гидропривода обеспечивается температурой РЖ 35...42 °С.

В среднем каждый киловатт, расходуемый на привод маслоохладителя, отбирает от РЖ 5...10 кВт тепловой энергии [1, 3, 4]. Поэтому обеспечение рациональной температуры РЖ в диапазоне объемных КПД насосов, близких к  $\eta=0.7$  увеличивает необходимую мощность привода вентилятора на 30...50%, то есть на 1.5..2 кВт. При этом полезная мощность гидропривода увеличивается 5...9 кВт.

С последующим ухудшением технического состояния насоса и приближения его состояния к пределу работоспособности, что отвечает объемному КПД  $\eta=0.65...0.6$ , рациональная температура приближается к 30...20 °С, обеспечение которой вызывает повышение затраты мощности на охлаждение РЖ и может стать нецелесообразным. Но и в этом случае уменьшение температуры РЖ дает повышение полезной мощности гидропривода.

**Выводы:**

1. Исследованиями установлено, что по критерию полезной наибольшей мощности гидропривода рациональное значение температуры (вязкости) рабочей жидкости не постоянно и зависит, в основном, от технического состояния насоса.

2. Применение температурного режима с учётом технического состояния насоса целесообразно, является неиспользованным резервом энергосбережения в гидроприводах мобильных машин и, как следствие, повышения эффективности их эксплуатации.

1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ЭО – 4124 : каталог / ООО Ковровский экскаваторный завод – М. : Ковровец, 1995. – 110 с.
2. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика: учеб. для студентов вузов / Т. М. Башта // – М. : Машиностроение, 1971. – 672 с.
3. Рожкин В. М. Калориферы для гидроприводов экскаваторов / В. М. Рожкин // Строительные и дорожные машины. – М., 1977. – № 5. С. 4–5.
4. Васильченко В. А. Особенности расчета гидросистем строительных и дорожных машин, работающих при низких температурах / В. А. Васильченко // ЦНИИТ Эстроймаш – М. : Машиностроение, 1971. – 230 с.
5. Пімонов І. Г. Обґрунтування технічних рішень з енергозбереження в гідроприводах БДМ їх температурним режимом / І. Г. Пімонов // Міжнародна науково-практична конференція «Проблеми розвитку дорожно-транспортного і будівельного комплексів» (03-05 жовтня 2013 р.) Збірник статей і доповідей. – Кіровоград, 2013. – С. 104–106.

Рецензент: д.т.н., професор Кравець С. В. (НУВГП)

---

**Пімонов І. Г., к.т.н., доцент** (Харківський національний автомобільно-дорожній університет)

### **ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В ГІДРОПРИВОДАХ МОБІЛЬНИХ МАШИН ТЕМПЕРАТУРНИМ РЕЖИМОМ РОБОЧОЇ РІДИНИ**

**Встановлюються залежності, що зв'язують корисну потужність насоса з температурою робочої рідини, з урахуванням зміни технічного стану насоса для забезпечення енергосбереження в гідроприводах мобільних машин.**

**Ключові слова:** гідропривід, температура робочої рідини, потужність насоса, час розігріву робочої рідини.

---

**Pimonov I. H., Candidate of Engineering, Associate Professor** (Kharkov National Automobile and Highway University)

### **ENERGY SAVING IN MOBILE HYDRODRIVE CARS TEMPERATURE REGIME FLUID**

**The article establishes the dependences linking clambering pump power with temperature of the working fluid, taking into account changes in the technical state of the pump to provide energy -saving - in hydraulic mobile machines.**

**Keywords:** hydraulic drive, the temperature of the working fluid - cardinality of the pump while heating the working fluid.

---