

УДК 625.7.08.002.5; 616-07; 62-187

## ТЕМПЕРАТУРНАЯ ПОДГОТОВКА ГИДРОПРИВОДОВ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

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

*Аннотация.* Установлены зависимости, связывающие время разогрева рабочей жидкости с основными параметрами гидропривода, при условии обеспечения постоянного давления на входе насоса на всём протяжении разогрева.

*Ключевые слова:* гидропривод, время температурной подготовки гидропривода, обеспечение постоянного давления на входе насоса.

## ТЕМПЕРАТУРНА ПІДГОТОВКА ГІДРОПРИВОДІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

**І.Г. Пімонов, доц., к.т.н., Харківський національний автомобільно-дорожній університет**

*Анотація.* Визначено залежності, що пов'язують час розігрівання робочої рідини з основними параметрами гідроприводу, за умови забезпечення постійного тиску на вході насоса протягом всього розігрівання.

*Ключові слова:* гідропривід, час температурної підготовки гідроприводу, забезпечення постійного тиску на вході насоса.

## THE MODE OF TEMPERATURE PREPARATION OF MOBILE MACHINES HYDRAULIC DRIVES

**I. Pimonov, Assoc. Prof., Cand., Eng. Sc.,  
Kharkiv National Automobile and Highway University**

*Abstract:* The problem of increasing efficiency of construction machines hydraulic drives performance by establishing the dependence that links the time of the working liquid warming-up for the necessary range of temperatures with the basic parameters of hydraulic drive and that determines the condition of providing permanent pressure on the entrance of the pump during the whole warming-up period has been solved.

*Key words:* hydraulic drive, time of hydraulic drive temperature preparation, providing permanent pressure on the entrance of the pump

### Введение

Гидравлический привод нашел широкое распространение в дорожном строительстве, лесном комплексе, сельском хозяйстве и других отраслях производства. В гидрофицированных машинах до 100 % мощности приводного двигателя потребляется гидроприводом. Эффективность работы гидропривода обеспечивается качественными проектиро-

ванием, изготовлением и эксплуатацией, которая включает в себя необходимый уровень ТО и Р с применением современных методов и средств технической диагностики, очистку рабочей жидкости от загрязнений, а также рациональный тепловой режим гидропривода.

Тепловой режим гидропривода влияет на потери мощности, долговечность его агрегатов и способность рабочей жидкости сохранять

необходимые параметры. От температуры (вязкости), соответствующей пределу прокачиваемости, определяющей возможность зимнего пуска гидропривода [1–4], разогрев рабочей жидкости проходит этап возможных кавитационных явлений.

Исследованию и оптимизации теплового режима гидроприводов посвящено много работ [1–6], однако они не нашли своего развития в установлении рационального режима температурной подготовки рабочей жидкости на начальном этапе от температуры, соответствующей пределу прокачиваемости, до температуры, позволяющей длительную работу.

### Анализ публикаций

Значение вязкости, соответствующее пределу прокачиваемости для аксиально-поршневых насосов, работающих на масле МГЕ-46В, превышает 2000 сСт, что соответствует температуре ниже  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (263 К) [3, 4]. Ниже этой критической температуры наступает разрыв сплошности потока, начинает нарушаться или прекращаться подача рабочей жидкости, что ведёт к потере работоспособности гидропривода [3, 4].

После критической температуры ещё имеют место большие гидравлические сопротивления во всасывающей гидролинии насоса и в самом насосе [1, 2]. Эти сопротивления создают недостаточное заполнение рабочего объема насоса, что вызывает его кавитацию, сопровождаемую пульсацией давления и шумом.

Пульсация давления обусловлена гидравлическими ударами, вызванными нарушением подачи рабочей жидкости во всасывающую полость насоса. Амплитуда этих пульсаций может достигнуть величин, снижающих долговечность насосов или вызывающих их разрушение [1, 2]. Поэтому для температурной подготовки гидропривода к работе от предела прокачиваемости необходимы специальные мероприятия, вытекающие из следующего.

Работоспособность гидропривода при низких температурах определяется абсолютным давлением во всасывающей камере насоса. Минимальное давление на входе в шестеренные насосы с внешним зацеплением  $p_{в} = 0,07\text{ МПа}$ , а для насосов с внутренним

зацеплением и аксиально-поршневых  $p_{в} = 0,08\text{ МПа}$  [1, 2].

Согласно уравнению Бернулли, абсолютное давление во всасывающем трубопроводе насоса определяется

$$\begin{aligned} p &= p_0 + \gamma \cdot h - p_{0-1} = \\ &= p_0 + \gamma \cdot h - (p_1 + p_2 + p_3) = \\ &= p_0 \pm \gamma \cdot h - \frac{\rho \cdot u^2}{2 \cdot g} \cdot (1 + \zeta_1 \cdot b + \zeta_2 \cdot b) - \\ &= \frac{75 \cdot L \cdot v}{2 \cdot d^2 \cdot u} \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot \frac{(n \cdot q_0 \cdot 10^{-6})^2}{f^2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $p_0$  – атмосферное давление, Па;  $p_{0-1}$  – допустимые потери давления во всасывающей магистрали насоса, Па;  $p_1, p_2, p_3$  – соответственно составляющие допустимых потерь на входе во всасывающую магистраль, на линейном участке всасывающего трубопровода и на входе в насос, Па;  $\gamma$  – удельный вес жидкости, Н/м<sup>3</sup>;  $h$  – высота бака над насосом, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $u$  – допустимая скорость движения рабочей жидкости во всасывающей магистрали, м/с;  $\zeta_1$  – коэффициент сопротивления на входе всасывающего трубопровода насоса;  $\zeta_2$  – коэффициент местных сопротивлений на входе в насос и в самом насосе;  $L$  – длина всасывающего патрубка, м;  $d$  – диаметр трубопровода гидропривода, м;  $q_0$  – рабочий объём насоса, м<sup>3</sup>;  $n$  – частота вращения вала, об./с;  $f$  – площадь сечения всасывающего трубопровода, м<sup>2</sup>;  $v$  – вязкость рабочей жидкости, м<sup>2</sup>/с;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;  $b(\text{Re})$  – поправочный коэффициент, учитывающий изменение значений местных потерь от числа Рейнольдса.

При числах  $\text{Re} \geq 2300$   $b=1$  при  $\text{Re} < 2300$  коэффициент  $b$  находят по графикам [2]. На основании зависимости (1) возможны следующие основные технические решения, способствующие снижению потерь давления во всасывающей магистрали насоса на этапе разогрева рабочей жидкости до значений, обеспечивающих возможность длительной работы гидропривода ( $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 500 сСт): увеличение высоты всасывания ( $h$ ) или применение наддува над жидкостной поверхностью гидробака инертным газом или

воздухом; уменьшение скорости движения жидкости во всасывающем трубопроводе  $u$  за счёт увеличения диаметра  $d$  всасывающего трубопровода; уменьшение длины всасывающего трубопровода  $L$ ; снижение местных сопротивлений  $\sum \xi_b$  на участке всасывания.

Достижение необходимой температуры возможно также за счет системы терморегуляции, а достижение необходимой вязкости, – за счёт замены сорта рабочей жидкости. На этом этапе разогрев возможен также: применением специальных условий междуременного хранения машин, дополнительного источника тепла или аккумуляирования тепловой энергии; специальных режимов работы насоса без нагрузки с уменьшенной частотой его вращения, позволяющих повысить температуру рабочей жидкости в безкавитационном режиме.

Вследствие кратковременности этого этапа исследователи [3] допускают возможность его прохождения при номинальных частоте вращения насоса и давлении рабочей жидкости. Однако при этом отмечается нежелательность дроссельного режима разогрева рабочей жидкости, в следствии работы насоса в неблагоприятных и даже аварийных условиях. Кроме этого, при дросселировании увеличивается перепад давления на входе и выходе насоса, что вызывает увеличение негативных влияний кавитационных процессов на гидропривод.

### Цель и постановка задачи

Содержание статьи направлено на исследование связи между временем температурной подготовки гидропривода и основными его параметрами, а также установлением режима температурной подготовки рабочей жидкости, обеспечивающего минимум энергозатрат на своё осуществление. Для достижения этой цели устанавливается влияние основных параметров гидропривода на время разогрева рабочей жидкости при постоянной подаче. Затем устанавливаются частоты вращения вала насоса, обеспечивающие его бескавитационную работу на этапе разогрева от температуры продавливания до температуры, позволяющей длительную его работу. Последняя задача решается в следующей последовательности:

– устанавливается зависимость давления во всасывающей магистрали насоса от параметров гидропривода;

– устанавливается зависимость частот вращения насоса (подачи) от вязкости рабочей жидкости, затем вязкости от температуры и, в конечном итоге, частоты вращения насоса от температуры рабочей жидкости, обеспечивающих бескавитационную работу насоса.

Используя последнюю зависимость, устанавливаем математическую связь времени нагрева рабочей жидкости с основными параметрами гидропривода при обеспечении постоянного и допустимого значений давления во всасывающей магистрали насоса.

На начальном этапе температурной подготовки рабочей жидкости от температуры, соответствующей пределу прокачиваемости, до температуры, позволяющей длительную работу, гидрофицированная машина только готовится к выполнению производственных операций. Поэтому энергозатраты на этом этапе определяются в основном его продолжительностью.

### Исследование влияния параметров гидропривода на время разогрева рабочей жидкости

Находим время нагрева рабочей жидкости при постоянной частоте вращения вала насоса [3, 4]

$$\tau = \frac{m_{гн} \cdot c_{гн}}{K_{гн} \cdot F_{гн}} \cdot \ln \left( \frac{Q_{гн}}{K_{гн} \cdot F_{гн} \cdot (T_0 - T) + Q_{гн}} \right) = \frac{m_{гн} \cdot c_{гн}}{K_{гн} \cdot F_{гн}} \cdot \ln \left( \frac{n \cdot q_0 \cdot p \cdot (1 - \eta_{об})}{K_{гн} \cdot F_{гн} \cdot (T_0 - T) + Q_{гн}} \right), \quad (2)$$

где  $\tau$  – время нагрева, с;  $n$  – частота вращения вала насоса, об./с;  $q_0$  – рабочий объем насоса, м<sup>3</sup>;  $\eta_{об}$  – общий коэффициент полезного действия гидропривода;  $p$  – давление гидросистемы, Па;  $T$  – температура рабочей жидкости, К;  $T_0$  – начальная температура рабочей жидкости, К;  $k_{гн}$  – коэффициент теплопередачи,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ ;  $F_{гн}$  – площадь теплообмена, м<sup>2</sup>;  $m_{гн}$  – масса гидропривода, кг

$$m_{ггп} = m_{гг} + m_{рж}, \quad (3)$$

где  $m_{гг}$  – масса гидрооборудования, кг;  $m_{рж}$  – масса рабочей жидкости, кг;  $c_{ггп}$  – теплоемкость гидропривода,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$$c_{ггп} = \frac{c_{ж} \cdot m_{рж} + c_{гг} \cdot m_{гг}}{m_{рж} + m_{гг}}, \quad (4)$$

где  $c_{ж}$  – теплоемкость рабочей жидкости,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $c_{гг}$  – теплоемкость гидрооборудования,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ .

Используя формулу (2), определяем влияние на время нагрева рабочей жидкости основных параметров гидропривода при их одинаковом относительном изменении.

Степень влияния параметров гидропривода на время нагрева оценивалась по формуле (5)

$$\frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}}. \quad (5)$$

Время нагрева рабочей жидкости гидропривода экскаватора ЭО-4325 на заданные интервалы температур рассчитывается по формуле (2) при постоянной частоте вращения вала насоса. Соответствующая зависимость приведена на рис. 1.

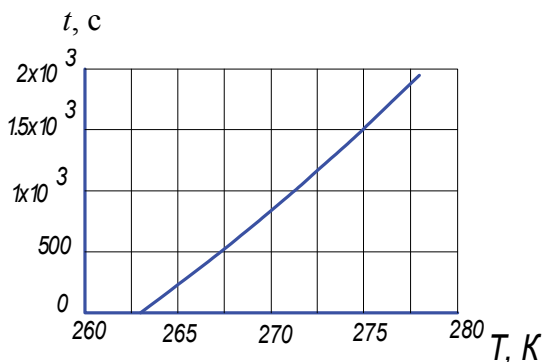


Рис. 1. Время температурной подготовки рабочей жидкости при постоянной подаче

Результаты определения и сравнения степени влияния параметров гидропривода на время разогрева по формулам (2), (5) приведены на рис. 2.

Сравнение результатов показывает, что при одинаковом относительном изменении параметров гидропривода наибольшее влияние на время разогрева рабочей жидкости оказывают общий КПД гидропривода и давление (в три – четыре раза больше, чем площадь теплоотдачи и коэффициент теплопередачи).

Параметры на рисунке расставлены по убыванию степени их влияния на время разогрева рабочей жидкости.

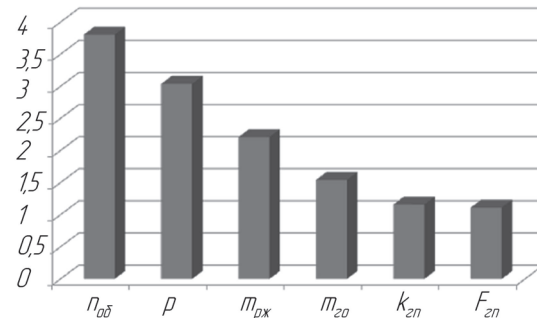


Рис. 2. Влияние параметров гидропривода на время разогрева рабочей жидкости при постоянной подаче

### Определение частот вращения насоса, обеспечивающих его безкавитационную работу

По мере уменьшения вязкости рабочей жидкости при её разогреве уменьшаются потери давления во всасывающем трубопроводе насоса. Это позволяет увеличивать частоты вращения насоса так, чтобы потери оставались постоянными на уровне, обеспечивающем безкавитационный режим работы насоса, но ускоряли, за счёт увеличения частоты вращения насоса (подачи), разогрев рабочей жидкости.

По данным, приведенным в работе [1], безкавитационный режим работы аксиально-поршневых насосов при критической температуре продавливания ( $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2000 сСт) может быть обеспечен подачей насоса, соответствующей частоте его вращения около 600–700 об./мин (10–11,6 об./с).

Завершением этапа является достижение рабочей жидкостью температуры, обеспечивающей возможность длительной работы насоса ( $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 500 сСт). При этом должно быть обеспечено необходимое давление во всасывающей магистрали насоса, которое определяется зависимостью (1).

В работе [1] приведены графики зависимости поправочного коэффициента  $b$  местных потерь от числа Рейнольдса  $Re$   $b = f(Re)$  при ламинарном режиме течения рабочей жидкости, который имеет место при температурной подготовке.

Аппроксимируем приведенную в работе графическую зависимость аналитической зависимостью вида

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot (Re)^{c_1}} \quad (6)$$

Представив число Рейнольдса в развернутом виде, получаем

$$b = \frac{1}{a_1 + b_1 \cdot \left( \frac{d \cdot n \cdot q_0}{v \cdot f} \right)^{c_1}}, \quad (7)$$

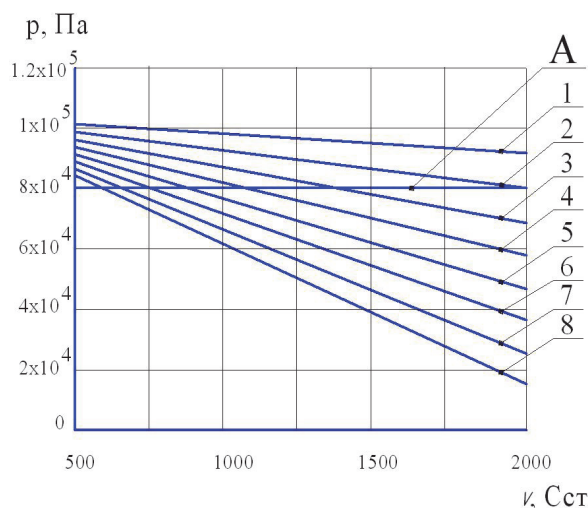
где  $a_1 = 6,9921 \cdot 10^{-4}$ ,  $b_1 = 9,6474 \cdot 10^{-4}$ ,  $c_1 = 1,085897$  – постоянные коэффициенты формулы.

Подставив зависимость (7) в формулу (2), получим

$$p = p_0 + \gamma \cdot h - \frac{\gamma \cdot (n \cdot q_0 \cdot 10^{-6})^2}{2 \cdot g \cdot f^2} \times \left[ 1 + \frac{\xi_1}{a_1 + b_1 \cdot \left( \frac{d \cdot n \cdot q_0}{v \cdot f} \right)^{c_1}} + \frac{\xi_2}{a_1 + b_1 \cdot \left( \frac{d \cdot n \cdot q_0}{v \cdot f} \right)^{c_1}} \right] - \frac{75 \cdot L \cdot v \cdot 10^{-6} \cdot \gamma \cdot n \cdot q_0 \cdot 10^{-6}}{d^2 \cdot 2 \cdot g \cdot f} \quad (8)$$

Используя полученную формулу (8), строим кривые изменения давления во всасывающей полости насоса в зависимости от вязкости (температуры) рабочей жидкости для частот вращения, изменяющихся в диапазоне от 5 об./с (прямая 1) до 40 об./с (прямая 8, рис. 3).

Используя графики на рисунке и формулу (8), определяем значения вязкости, обеспечивающие допустимое давление на входе насоса для всех частот его вращения в рассматриваемом диапазоне ( $8 \cdot 10^4$  Па, прямая А, рис. 3).



$$1-5 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 2-10 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 3-15 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 4-20 \frac{\text{об}}{\text{с}}; \\ 5-25 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 6-30 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 7-35 \frac{\text{об}}{\text{с}}; 8-40 \frac{\text{об}}{\text{с}}$$

Рис. 3. Зависимость давления на входе в насос от вязкости рабочей жидкости для разных частот вращения вала насоса

Используя графические зависимости, приведенные в работе [1], аппроксимируем функции  $T = f(v)$  зависимостью вида

$$T = a_2 \cdot (v - b_2)^{c_2}, \quad (9)$$

где  $a_2 = 374,787$ ,  $b_2 = -244,545$ ,  $c_2 = -0,04608$  – коэффициенты формулы;  $T$  – температура рабочей жидкости, К.

Используя зависимости (8) и (9), находим функцию  $n = f(T)$ , аппроксимируя её зависимостью следующего вида

$$n = a_3 + b_3 \cdot T + c_3 \cdot T^2, \quad (10)$$

где  $a_3 = 10438,473$ ,  $b_3 = -79,91246$ ,  $c_3 = 0,153087$  – коэффициенты формулы.

### Получение зависимости времени нагрева рабочей жидкости от параметров гидропривода

Количество тепла, выделяемое в гидроприводе в единицу времени, соответствует потерь мощности и может быть определено по формуле

$$Q = (1 - \eta) N_H, \quad (11)$$

где  $\eta$  – общий КПД гидропривода;  $N_H$  – мощность привода насоса, Вт.

При расчете общий КПД может быть выбран в пределах 0,7–0,8. Мощность насоса вычисляют по формуле

$$N_H = Q_H \cdot P_H, \quad (12)$$

где  $Q_H$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $P_H$  – давление насоса, Па.

Мощность потерь создаёт энергию потерь, которая идет на нагрев рабочей жидкости и рассеивается в окружающую среду

$$A_n = A_t + A_p, \quad (13)$$

где  $A_n$  – энергия потерь в гидроприводе;  $A_t$  – энергия потерь на нагрев гидропривода;  $A_p$  – энергия потерь, рассеиваемая в окружающую среду.

Время нагрева рабочей жидкости находим из уравнения теплового баланса

$$\begin{aligned} n \cdot q_0 \cdot (1 - \eta_{об}) \cdot p \cdot d\tau = \\ = m \cdot c_{гн} \cdot dT + k_{гн} \cdot F_{гн} \cdot (T - T_0) \cdot d\tau, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $\tau$  – время разогрева гидропривода, с;  $p$  – давление системы, Па;  $T$  – температура рабочей жидкости, К;  $m$  – приведенная масса гидрооборудования и рабочей жидкости, кг;  $c$  – средняя удельная теплоемкость гидрооборудования и рабочей жидкости,  $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ ;

$F$  – площадь теплоотдающих поверхностей, м<sup>2</sup>;  $T_0$  – температура окружающей среды, К.

$$m = m_{го} + m_{рж}, \quad (15)$$

где  $m_{го}$  – масса гидропривода;  $m_{рж}$  – масса рабочей жидкости.

Введём следующие обозначения:

$$\begin{aligned} A_3 = q_0 \cdot (1 - \eta_{об}) \cdot p; \quad C_3 = m_{гн} \cdot c_{гн}; \\ D_3 = k_{гн} \cdot F_{гн}. \end{aligned}$$

После подстановки принятых обозначений в формулу (10) последняя приобретает вид

$$A_3 \cdot n \cdot d\tau = C_3 \cdot dT + D_3 \cdot (T_{ж} - T_0) \cdot d\tau. \quad (16)$$

После разделения переменных получаем следующее выражение

$$d\tau = \frac{C_3}{A_3 \cdot n - D_3 \cdot T_{ж} + D_3 \cdot T_0} \cdot dT. \quad (17)$$

Введем дополнительные обозначения

$$\begin{aligned} K_3 = A_3 \cdot c_3; \quad P_3 = A_3 \cdot b_3 - D_3; \\ Q_3 = A_3 \cdot a_3 + D_3 \cdot T_0; \quad M_3 = \sqrt{\frac{Q_3}{K_3} - \frac{P_3^2}{4 \cdot K_3^2}}. \end{aligned}$$

С учётом дополнительных обозначений получаем следующую формулу для определения времени температурной подготовки гидропривода в зависимости от основных его параметров

$$\begin{aligned} \tau = \frac{1}{K_3} \int_{T_0}^{T_{ж}} \frac{C_3}{(T_{ж} + \frac{P_3}{2 \cdot K_3})^2 + M_3^2} dT_{ж} = \\ = \frac{C_3}{K_3 \cdot M_3} \cdot \arctg \left( \frac{T_{ж} + \frac{P_3}{2 \cdot K_3}}{M_3} \right) - \\ - \frac{C_3}{K_3 \cdot M_3} \cdot \arctg \left( \frac{T_0 + \frac{P_3}{2 \cdot K_3}}{M_3} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

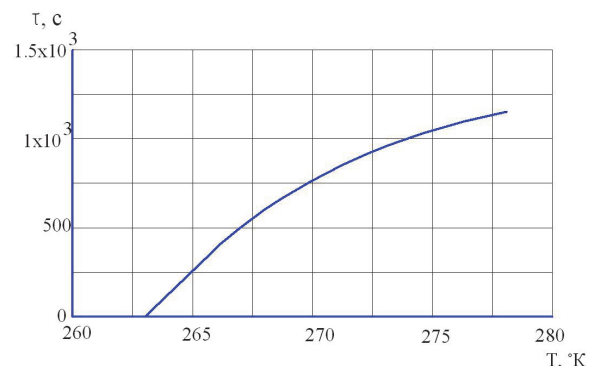


Рис. 4. Время температурной подготовки рабочей жидкости при постоянном давлении во всасывающей магистрали насоса и переменной подаче

На основе зависимости (18) определяется время разогрева рабочей жидкости от температуры продавливания (263 К) до температуры, обеспечивающей возможность длительной работы гидропривода (278 К), а также время, необходимое для достижения любого промежуточного значения температур в этом интервале.

### Выводы

Получена аналитическая зависимость, связывающая время разогрева рабочей жидкости с основными параметрами гидропривода, при условии обеспечения постоянного давления на входе насоса на всём протяжении разогрева.

Осуществление разогрева рабочей жидкости с постоянным допустимым давлением на входе насоса, достигаемого за счёт увеличения подачи по мере разогрева рабочей жидкости, позволяет сократить время температурной подготовки гидропривода к работе на 40–60 % и, соответственно, сократить энергозатраты этого процесса.

Степень влияния основных параметров гидропривода на время его разогрева при постоянной подаче убывает в следующей последовательности: общий КПД, давление, массы рабочей жидкости и гидрооборудования, коэффициенты теплопередачи и площадь теплоотдачи.

### Литература

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справочное пособие / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
2. Васильченко В.А. Теплообменники для гидравлических систем мобильных машин / В.А. Васильченко // Строительные и дорожные машины. – 2006. – № 10. – С. 27–29.
3. Каверзин С.В. Гидравлические баки самоходных машин (проектирование, расчёт, эксплуатация) / С.В. Каверзин, А.С. Каверзина, С.В. Подсосов; под ред. Каверзина С.В. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. – 75 с.
4. Каверзин С.В. Стабилизация температуры рабочей жидкости гидроприводов строительных машин / С.В. Каверзин, А.С. Каверзина, С.В. Подсосов. – Красноярск: Изд-во Красноярского ун-та, 2001. – 252 с.
5. Пімонов І.Г. Обґрунтування технічних рішень з енергозбереження в гідроприводах БДМ їх температурним режимом / І.Г. Пімонов // Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів: збірник статей і доповідей. Міжнар. науково-практичної конференції (03–05 жовтня 2013 р.). – Кіровоград, 2013. – С. 104–106.
6. Пімонов Г.Г. Система регулювання температури робочої рідини гідроприводу / Г.Г. Пімонов, І.Г. Пімонов // Проблеми розвитку дорожньо-транспортного і будівельного комплексів: збірник статей і доповідей Міжнар. науково-практичної конференції (03–05 жовтня 2013 р.). – Кіровоград, 2013. – С. 258–261.

Рецензент: Е.С. Венцель, профессор, д.т.н., ХНАДУ.

Статья поступила в редакцию 14 апреля 2014 г.