

УДК 532.526

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРООБЪЕМНОЙ  
ТРАНСМИССИИ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ С УЧЕТОМ  
ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОМОТОРОВ  
THE MATHEMATICAL MODEL OF HYDROSTATIC  
TRANSMISSION MOBILE WITH GIVEN THERMAL  
LOADING OF MOTORS

И.А. Веренич, канд. техн. наук, доц.,  
Д.М. Ковальчис

Белорусский национальный технический университет  
г. Минск, Беларусь

I. Verenich, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,  
D. Kovalchis

Belarusian national technical university Minsk, Belarus

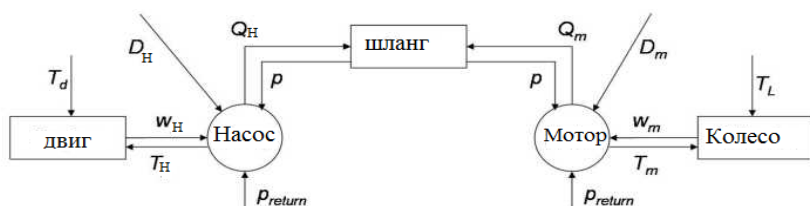
Объектом исследования выбран сельскохозяйственный комбайн СКС-649. Задачей исследования является разработка математической модели ГОТ с учетом теплового режима.

The object of study selected agricultural harvester SKS-649. The task of the study is to develop a mathematical model of GOTH taking into account the thermal regime.

## ВВЕДЕНИЕ

При моделировании динамики гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) важным является согласование двух потоков: потока высокого давления в нагнетательной магистрали насоса и потока низкого давления в сливной магистрали гидромотора. Необходимо, чтобы модели насоса и гидромотора позволяли согласовывать разность давлений двух потоков при моделировании. Известны различные модели [1,2] и методы решения данной задачи. Наиболее приемлемой моделью является модель, состоящая из блоков, моделирующих отдельные части системы (ДВС, насос, магистрали с учетом сжимаемости рабочей жидкости, гидромотор и др. гидроаппараты, входящие в систему функционирования и управления трансмиссией). Это позволит легко составлять модели трансмиссий разных конфигураций и структур [3]. Однако, в этих моделях не учтена нестационарность теплового режима привода (в частности, гидромоторов). Поэтому

учет тепловой нагруженности при моделировании ГОТ является актуальной задачей. Определение начальных и граничных условий, разработать алгоритм и программу и провести сравнительный расчет ГОТ с учетом тепловой нагруженности и без. Структурная схема рассматриваемой ГОТ представлена на рисунке 1. Схема включает отдельные блоки: «двигатель-насос», «насос-гидромотор», «магистрالی (шланги) насос-гидромотор», «гидромотор-колесо». Будем считать число оборотов двигателя  $\omega_d$  равно числу оборотов насоса  $\omega_n$  ( $\omega_d = \omega_n$ ), число оборотов гидромотора  $\omega_m$  равно числу оборотов колеса ( $\omega_m = \omega_k$ ), подача насоса равна расходу гидромотора  $Q_m$  плюс расход утечек  $Q_L$  и плюс расход через клапаны  $Q_k$  ( $Q_n = Q_m + Q_L + Q_k$ ), момент на валу двигателя  $T_d$  равен моменту на валу насоса  $T_n$ , ( $T_d = T_n$ ), момент на валу гидромотора  $T_m$  равен моменту на колесе  $T_k$  ( $T_m = T_k$ ).



$Q_n$  – подача насоса;  $Q_m$  – подача мотора;  $D_n$  – рабочий объем насоса;  $D_m$  – рабочий объем мотора;  $T_d, T_n, T_m, T_k$  – моменты на валу двигателя, насоса, мотора, колеса

Рисунок 1 – Структурная схема гидрообъемной трансмиссии

Математическая модель ГОТ представляется в следующем виде:

### Насос

$$\begin{aligned} (J_p + J_d)\omega'_p &= T_d - T_{Tp} - T_p \\ T_p &= \frac{D_p \Delta p}{\eta_p} \\ T_{Tp} &= \mu_p \omega_d + K_p \end{aligned} \quad (1)$$

### Гидромотор

$$\begin{aligned} (J_m + J_k)\omega'_m &= T_m - T_{Tm} - T_L \\ T_m &= D_m \Delta p \eta_{hmm} \\ T_{Tm} &= \mu_m \omega_m + K_m \text{sign}(\omega_m) \end{aligned} \quad (2)$$

**Уравнения, описывающие давление в магистралях**

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\beta_{\infty}}{V_n} \int_0^t (Q_p - Q_m) dt \\ \Delta\rho &= \rho - \rho_{p0} \\ Q_p &= D_p \omega_p \eta_{p0} \\ Q_m &= \frac{D_m \omega_m}{\eta_{m\bar{i}}} \end{aligned} \quad (3)$$

Для учета тепловой нагруженности ГОТ в математическую модель вводим уравнение энергии в следующем виде

Уравнение энергии:

$$C_p \rho \frac{DT}{\partial\tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q_v + \mu \Phi_1, \quad (4)$$

$$\rho = \rho(T), \quad C_p = C_p(T), \quad \lambda = \lambda(T), \quad \mu = \mu(T).$$

Диссипативная функция  $\Phi_1$  описывается уравнением:

$$\begin{aligned} \Phi_1 = 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \\ + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial z}{\partial y} \right)^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Зависимость тепловых напряжений от диссипативной функции:

$$\sigma_w = f(\Phi_1).$$

Рабочие объемы насоса и гидромотора являются функциями электрических сигналов управления. Сигнал управления поступает на пропорциональный распределитель режимов движения работы гидромоторов или на блок управления работой насосов. Сигнал управления формируется, например, на основании зависимости:

$$i_j = a_1 \gamma_k + a_2 \Delta\omega + a_3 \Delta M_n + a_4 \dot{\Delta M}_n + a_5 p_{nk} + a_6 \Delta\dot{\omega} + a_7 \int \Delta\omega + a_8 \omega_{\text{двс}}, \quad (6)$$

где  $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8$  – коэффициенты усиления соответствующих сигналов датчиков,  $\gamma_k$  – угол наклона блоков цилиндров  $k$ -го насоса,  $\Delta\omega$  – рассогласование угловых скоростей  $j$ -го колеса и  $n$ -го гидромотора,  $\Delta M_n$  – момент на  $n$ -ом гидромоторе вычисляется в бортовом компьютере по зависимости  $\Delta M_n = \Delta p_n \frac{V_m}{2\pi} \eta_{ГМ}$ ,  $\dot{\Delta M}_n$  – производная от момента на  $n$ -ом гидромоторе,  $p_{nk}$  – сигнал датчиков давления  $k$ -го насоса,  $\Delta\dot{\omega}$  – производная от рассогласования  $\Delta\omega$ ,  $\int \Delta\omega$  – рассогласование углов поворота колеса и вала гидромотора,  $\omega_{\text{двс}}$  – сигнал датчика оборотов ДВС.

Реакции мотора и насоса на алгоритмы управления без учета тепловой нагруженности:

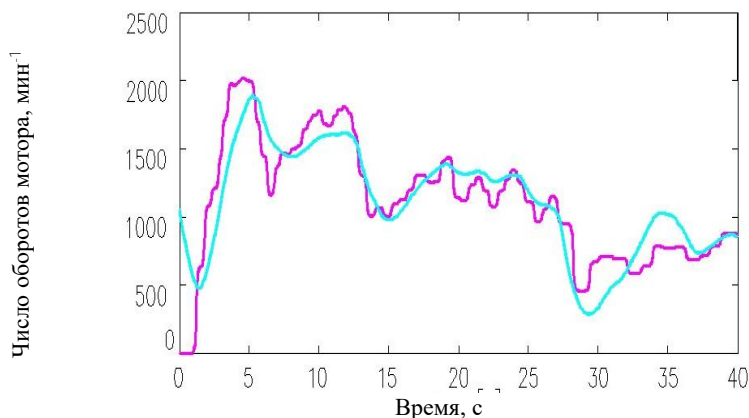


Рисунок 2 – Реакция мотора на различные алгоритмы

## Секция «ГИДРАВЛИКА МОБИЛЬНЫХ МАШИН»

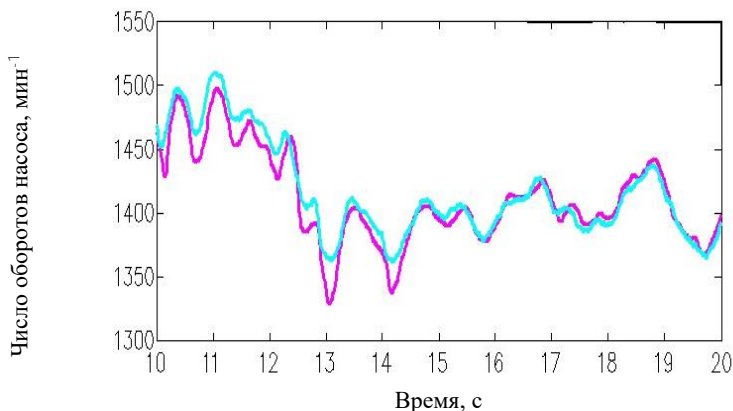


Рисунок 3 – Реакция насоса при различных алгоритмах управления

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработана математическая модель гидрообъемной трансмиссии с учетом теплового нагружения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Гойдо М.Е. Проектирование объемных гидроприводов / М.Е. Гойдо. М.: Машиностроение, 2009. – 304 с.
2. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: Учеб. Пособие для студ. высш. учеб. заведений / Т.В. Артемьева [и др.]; Под ред. С.П. Стесина. – М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 336 с.
3. Скойбеда А.Т., Веренич И.А. Гидравлический расчет системы объемного гидропривода хода свеклоуборочного комбайна с учетом неравномерных нагрузок. Сборник докладов Международной научно-практической конференции «Современные проблемы гидропневмосистем машин», 24-28 октября 2011 г., БНТУ, г. Минск. – С. 35-45.
4. Rong Zhang. Multivariable Robust Control of Nonlinear Systems with Application to an Electro-Hydraulic Powertrain. PhD thesis, University of Illinois, 2002.