

О. С. Ганпанцурова, к.т.н., доцент,  
С. В. Симоненко, магистрант

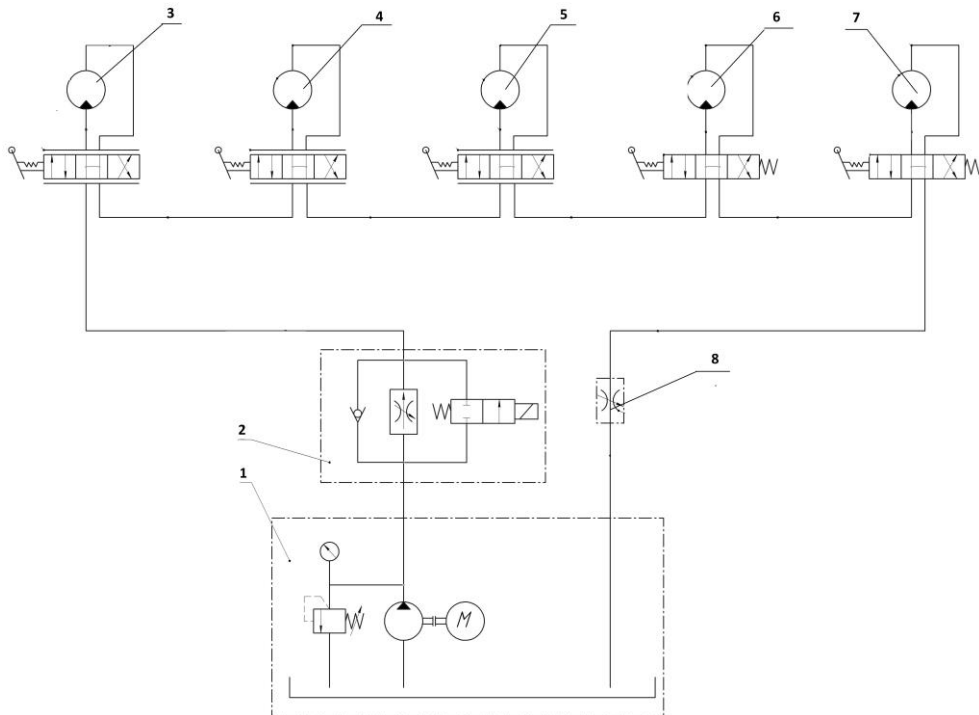
*Национальный технический университет Украины «КПИ»*

## К ВОПРОСУ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ МНОГОРЕЖИМНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Повышение энергетической эффективности гидравлических систем является актуальной задачей. Одним из вариантов повышения энергетической эффективности систем, работающих с разными уровнями мощности, является рациональный выбор номинальных параметров давления и расхода на каждом режиме работы с учетом характеристик гидроустройств и длительности режима по критерию минимума суммарных потерь энергии:

$$K_p = \min_{i=1}^n (\Delta W_i = f(F(Q_i, p_i), T_i)).$$

В качестве примера многорежимной гидросистемы был рассмотрен гидропривод флексомшины, предназначенный для приведения во вращательное движение в произвольном составе пяти дукторных валов с одинаковой постоянной скоростью и возможностью их регулирования (рис. 1). Вращение дукторных валов осуществляется с помощью пяти гидромоторов (ГМ), которые могут включаться в работу и выключаться из неё в произвольном порядке и в пяти разных комбинациях: 1) работает только 1й ГМ; 2) работают 1й и 2й ГМ; 3) работают 1й, 2й и 3й ГМ; 4) работают 1й, 2й, 3й и 4й ГМ; 5) работают все 5 ГМ. Загрузка гидромоторов за 8-ми часовую смену работы флексомшины составляет соответственно: первый ГМ – 40%; второй ГМ – 30%; третий ГМ – 20%; четвертый ГМ – 9%; пятый ГМ – 1%.



1 – насосная станция, 2 – блок регулирования входного расхода, 3-7 – гидромоторы, 8 – регулируемый дроссель

Рисунок 1 – Гидравлическая схема привода флексомшины

На основании циклограммы работы гидромоторов проводится гидравлический расчет, который определяет потери давления, расхода и мощности при передаче энергии. Потери мощности в каждом режиме определяются гидравлическим сопротивлением системы и режимом течения жидкости. Уровень мощности и номинальное значение расхода позволяют определить режим течения в гидравлических линиях:

$$Re = \frac{u \cdot d}{\nu(t)} = \frac{(Q/\Omega) \cdot d}{\nu(t)} = \frac{[(N_i/p_n)/\Omega] \cdot d}{\nu(t)}, \quad (1)$$

где  $\Omega$  – площадь живого сечения  $i$ -го трубопровода,  $d$  – характерный размер,  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости жидкости,  $Q$  – расход, проходящий через  $i$ -й трубопровод в рассматриваемом режиме.

Значение номинального расхода с учетом числа  $Re$  задают потери мощности:

$$\Delta N_i = \sum_L \Delta p_{ji}(Re) \cdot Q_i + \sum_Z \Delta p_{\zeta_i}(Q_i^2 / \Omega^2) \cdot Q_i, \quad (2)$$

где  $\Delta p_{ji}$  – потери давления в каналах и линиях,  $\Delta p_{\zeta_i}$  – потери давления на местных сопротивлениях.

Для расчетов были выбраны 5 стандартных рабочих объемов гидромоторов: 2,2 см<sup>3</sup>, 4 см<sup>3</sup>, 5,6 см<sup>3</sup>, 9 см<sup>3</sup> и 11,2 см<sup>3</sup>, 5 значений номинальной частоты оборотов, и проведен гидравлический расчет с использованием формул (1-2) (рис. 2).

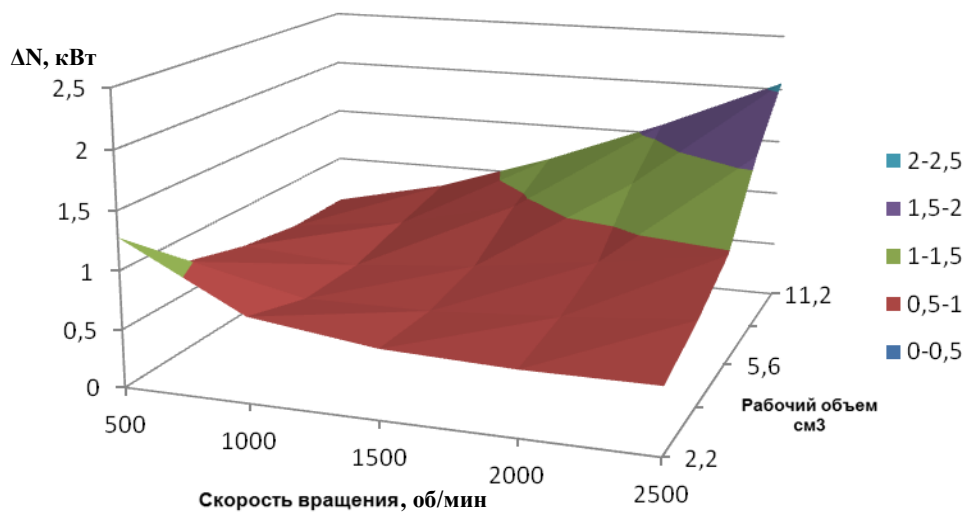


Рисунок 2 – Зависимость потерь мощности от рабочего объема гидромоторов и скорости их вращения

На следующем этапе проводится расчет потерь энергии. Для этого потери мощности дополняются временем работы системы в каждом режиме, а общие потери находим как сумму для всех режимов работы:

$$\Delta W = \sum_{i=1}^m \Delta N_i \cdot T_i.$$

После проведения расчетов потерь энергии можно будет выбрать наиболее эффективный вариант системы.