

## ДИАГНОСТИРОВАНИЕ МНОГОПОТОЧНЫХ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

**Р.Б. ШАЙДУЛЛАЕВ**

*E.mail.* [ksucta@elcat.kg](mailto:ksucta@elcat.kg)

*Бул макалада ЭО-5124 экскаваторунун мисалында көп агымдуу насостун диагностикалоо каралды. Изилдөөнүн натыйжасында суюуктукту сарптоо менен басымдан болгон коэффициентти аныкталды.*

*Рассмотрен способ и предложена методика диагностирования многопоточных насосных агрегатов на примере экскаватора ЭО-5124. В процессе исследования определен коэффициент зависимости расхода рабочей жидкости от давления.*

*The considered way and is offered methods diagnosing of multithreaded pumping unit on example of the excavator ЭО-5124. In researching process is determined factor to dependencies of the consumption worker to liquids from pressure.*

Для диагностирования многопоточных насосных агрегатов рассмотрим пример диагностирования насосного агрегата V-размерной группы универсального полноповоротного одноковшового экскаватора ЭО-5124. Данный экскаватор имеет некоторые особенности перед экскаваторами III и IV размерной группы:

- 1) основное рабочее давление гидросистемы составляет 32 МПа;
- 2) по сравнению с III и IV размерной группами увеличен объем ковша экскаватора (1,25 м<sup>3</sup>; 1,65 м<sup>3</sup>; 2,0 м<sup>3</sup>);
- 3) гидронасосы имеют большой рабочий объем, и номинальная подача равна  $Q=204,3$  л/мин (3,4 м<sup>3</sup>/с).

Конструкция экскаватора предусматривает возможность использования сменного оборудования: обратной лопаты с ковшами вместимостью 1,25 и 1,65 м<sup>3</sup>, обратной лопаты с удлиненной рукоятью с ковшом вместимостью 1,25 м<sup>3</sup>; прямой лопаты с ковшами вместимостью 1,6 и 2,0 м<sup>3</sup>; а также в качестве сменного оборудования можно устанавливать гидромолот и другое рабочее оборудование /1/.

На экскаваторе ЭО-5124 применен аксиально-поршневой насос типа 311.224, и этот насос изготавливается Одесским НПО «Стройгидравлика».

Конструкция насоса состоит из двух основных составных частей: собственно насоса и регулятора мощности.

Регулятор мощности насоса встроен в дополнительный корпус, который образует дренажную полость насоса. Дополнительный корпус прикреплен сзади к корпусу насоса, а вилка регулятора соединена с шипом поворотного блока.

Потребляемая мощность насоса определяется известной зависимостью /3/:

$$N = \frac{P \cdot Q}{K}, \quad (1)$$

где  $p$  – действующее давление в напорной полости насоса;  $Q$  – подача насоса,  $Q=204,3 \pm 10,2$  л/мин ( $3,4$  дм<sup>3</sup>/с);  $K$  – коэффициент, значение которого зависит от размерности величин, входящих в формулу.

Таким образом, для постоянства потребляемой мощности необходимо выполнить условие:

$$P \cdot Q = const.$$

По этой зависимости построена работа плунжерного цилиндра во взаимодействии с пружинами. Из напорной полости насоса подводится рабочая жидкость под давлением, вилка перемещается, и подача уменьшается. При уменьшении давления рабочей жидкости пружины возвращают вилку, и подача увеличивается.

В работе /2/ отмечается, что при эксплуатации экскаватора ЭО-5124, снабженного гидромолотом типа «Импульс-300» и «Импульс-600», выявлены похожие неисправности. Для решения данных недостатков в работе гидромолотов авторы считают целесообразным применение методов и средств технической диагностики, а также более широкое научное исследование двигателя внутреннего сгорания в условиях высокогорья, так как при эксплуатации экскаваторов, снабженных гидромолотом, более 25 % времени затрачено на перегрев ДВС и 35 % – на гидросистему экскаватора.

Учитывая факты выявленных недостатков, предлагаем способ диагностирования многопоточных насосных агрегатов. Для осуществления диагностирования многопоточных насосов примем схему исследования:

1) при номинальном значении давлении  $P_{ном}$  и номинальном расходе  $Q_{ном}$ , определим давление, характеризующее состояние насоса и имеющее вид:

$$\uparrow P_{1max} = \left| \begin{array}{l} 20,0 \text{ МПа} \\ 140 \text{ л / мин} \end{array} \right. \rightarrow Q_{ном} \rightarrow f_{др/c} \rightarrow P_2 \quad (2)$$

2) При максимальном значении давления  $P_{max}$  и минимальном расходе  $Q_{мин}$  определим давление характеризующее состояние насоса с регулятором мощности:

$$\uparrow P_{1max} = \left| \begin{array}{l} 28,0 \text{ МПа} \\ 91 \text{ л / мин} \end{array} \right. \rightarrow Q_{ном} \rightarrow f_{др.c} \rightarrow P_3 \quad (3)$$

где  $f_{др.c}$  – площадь дроссельного сечения, м<sup>2</sup>.

Для чего известны основные параметры насоса /1/:

- минимальный рабочий объем,  $V_{\min}=73 \text{ см}^3$ ;
- максимальный рабочий объем,  $V_{\max}=224 \text{ см}^3$ ;
- номинальное рабочее давление,  $P_{\text{ном}}=20 \text{ МПа}$ ;
- максимальное рабочее давление,  $P_{\max}=32 \text{ МПа}$ ;
- номинальный расход насоса,  $Q_{\text{ном}}=204,3 \text{ л/мин}$ ;
- частота вращения насоса,  $n_n=960 \text{ об/мин}$ ;
- предельный объемный КПД насоса,  $\eta_o=0,77$ .

Принципиальная схема диагностирования насосного агрегата показана на (рис. 1).

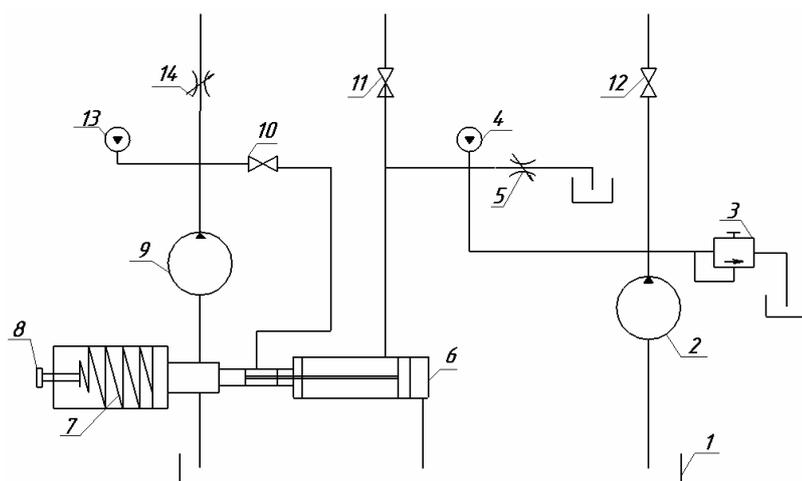


Рис.1. Гидравлическая схема диагностирования насосного агрегата:

1 – бак для рабочей жидкости; 2 – управляющий насос; 3 – предохранительный клапан; 4 и 13 – манометры; 5 и 14 – дроссели; 6 – полость регулятора мощности; 7 – возвратная пружина; 8 – регулировочный винт; 9 – диагностируемый насос; 10, 11 и 12 – вентили

Техническое состояние насоса определим по разности  $P_2$  и  $P_3$ :

$$\Delta = P_3 - P_2. \quad (4)$$

Определяем расход рабочей жидкости через дроссель:

$$Q_{\text{ном}} = \mu \cdot f_{\text{др.с}} \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5)$$

где  $f_{\text{др.с}}$  – площадь дроссельного сечения,  $\text{см}^2$ ;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $\Delta p$  – перепад давления, МПа;  $\rho$  – плотность жидкости,  $\rho=88,0 \text{ кг/см}^3$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода для круглого сечения,  $\mu=0,62$ ;  $Q_n$  – расход жидкости.

Из формулы (5) находим площадь  $f_{\text{др.с}}$  дроссельного сечения, при  $Q_{\text{ном}} = 140,3 \text{ л/мин}$  и  $P_{\text{ном}}=20,0 \text{ МПа}$ , отсюда:

$$f_{др.с} = \frac{Q_{ном}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p \cdot g}{\rho}}} = \frac{140.3}{0,62 \sqrt{\frac{200 \cdot 2 \cdot 98}{88}}} = 0,64 \text{ см}^2.$$

Зная площадь дроссельного сечения, из формулы (5) находим  $\Delta p$  при  $f_{др.с1} = 0,64 \text{ см}^2$ , тогда:

$$\Delta p = \frac{Q_{ном}^2 \cdot \rho}{\mu^2 \cdot f^2 \cdot 2g} \quad (6)$$

Пользуясь формулой (6), при расчете получим:

$\Delta p_1 = 5,065$ ; при $Q_{ном} = 77$ л/мин.	$\Delta p_7 = 11,1$ ; при $Q_{ном} = 114$ л/мин.
$\Delta p_2 = 5,88$ ; при $Q_{ном} = 83$ л/мин.	$\Delta p_8 = 12,3$ ; при $Q_{ном} = 120$ л/мин.
$\Delta p_3 = 6,62$ ; при $Q_{ном} = 88$ л/мин.	$\Delta p_9 = 15,1$ ; при $Q_{ном} = 133$ л/мин.
$\Delta p_4 = 7,7$ ; при $Q_{ном} = 95$ л/мин.	$\Delta p_{10} = 17,9$ ; при $Q_{ном} = 145$ л/мин.
$\Delta p_5 = 8,83$ ; при $Q_{ном} = 102,0$ л/мин.	$\Delta p_{11} = 19,2$ ; при $Q_{ном} = 150$ л/мин.
$\Delta p_6 = 9,78$ ; при $Q_{ном} = 107,0$ л/мин.	$\Delta p_{12} = 21,8$ ; при $Q_{ном} = 160$ л/мин.

Пользуясь формулой (5), определим площадь  $f_{др.с2}$  второго дроссельного сечения, при  $Q_{мин} = 91,0$  л/мин и  $P_{max} = 28,0$  МПа, тогда имеем:

$$f_{др.с2} = \frac{Q_{мин}}{\mu \sqrt{\frac{2\Delta p \cdot g}{\rho}}} = \frac{91}{0,63 \sqrt{\frac{280 \cdot 2 \cdot 98}{88}}} = \frac{5,45}{13,09} = 0,42 \text{ см}^2.$$

Зная площадь второго дроссельного сечения, определим изменение давления  $\Delta p$  при

$f_{др.с2} = 0,42 \text{ см}^2$  по формуле (6):

$\Delta p_1 = 26,57$ МПа, при $Q_{ном} = 100$ л/мин;	$\Delta p_5 = 9,554$ МПа, при $Q_{ном} = 60$ л/мин;
$\Delta p_2 = 21,98$ МПа, при $Q_{ном} = 91$ л/мин;	$\Delta p_6 = 6,667$ МПа, при $Q_{ном} = 50$ л/мин;
$\Delta p_3 = 16,99$ МПа, при $Q_{ном} = 80$ л/мин;	$\Delta p_7 = 4,258$ МПа, при $Q_{ном} = 40$ л/мин;
$\Delta p_4 = 13,1$ МПа, при $Q_{ном} = 70$ л/мин;	$\Delta p_8 = 2,395$ МПа, при $Q_{ном} = 30$ л/мин.

В результате теоретического исследования многопоточного насосного агрегата получаем кривые линии, отражающие характер изменения технического состояния насоса (рис. 2) регулятора мощности. Полученные результаты показывают, что кривые линии описывают квадратные уравнения. Отсюда, значения расхода насоса отмечаем через  $X=Q$  и давления  $P=Y$ , тогда получим уравнение:

$$Y = aX^2. \quad (7)$$

Вставляя значения вместо  $X$  и  $Y$ , имеем:

$$4,258 = a40^2, \text{ или } a = 4,258/1600 = 0,0026538.$$

$$9,554 = a60^2, \text{ или } a = 9,554/3600 = 0,0026538.$$

$21,98=a91^2$ , или  $a=21,98/8281=0,0026538$ .

Тогда, округлив, имеем  $a\approx 0,003$  – коэффициент пропорциональности расхода от давления.

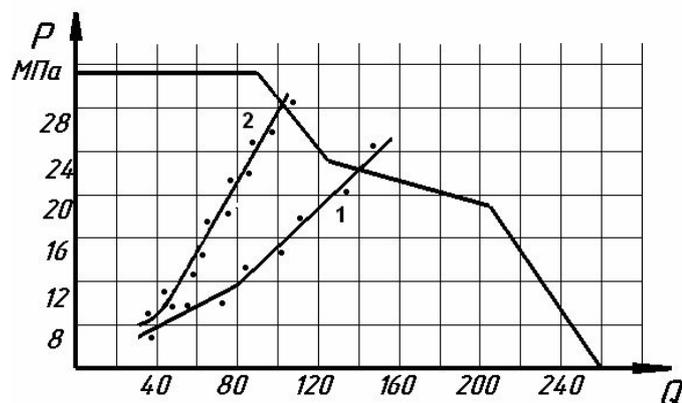


Рис. 2. График перепада давления на регулятор мощности и напорной гидролинии:

- 1 – изменение давления при сечении дросселя  $f_{др.с2}=0,42 \text{ см}^2$ ,
- 2 – изменение давления при сечении дросселя  $f_{др.с1}=0,64 \text{ см}^2$

### Выводы

Таким образом, исследования многопоточного насосного агрегата показали следующее:

1. В процессе исследования предложен способ диагностирования многопоточных насосов с регулятором мощности.
2. Предложена гидравлическая схема диагностирования технического состояния насосного агрегата, включая регулятор мощности, а также указаны точки подключения средств диагностирования.
3. Перепад давления  $\Delta P$  является параметром для оценки технического состояния гидропривода.
4. В процессе исследования многопоточных насосных агрегатов определен коэффициент  $a$  зависимости расхода рабочей жидкости от давления.

### Список литературы

1. Болтыхов В.П.; Филатов А.И.; Фрейдлес Л.П. и др. Гидравлический экскаватор ЭО-5124. – М.: Машиностроение, 1991. – С. 118.
2. Ураимов С.У.; Султаналиев Б.С. Применение гидромолота типа «Импульс» на безвзрывной разработке золоторудных месторождений Кыргызстана //Материалы второй международной конференции «Механизмы переменной структуры и вибрационные машины». – Бишкек, 1995. – С.325-328.

3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочное пособие. – М., 1990. – С. 215.