

А. Н. Смирнов, П. В. Авраменко, А. Г. Вабищевич*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь***ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА ПОГРУЗЧИКА
С ПОЗИЦИИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ**

В статье предложена методика расчета рационального режима совместной работы двигателя и гидропривода погрузчика с позиции топливной экономичности.

Ключевые слова: погрузчик, двигатель, гидропривод, насос, гидроцилиндр, квадратичные потери давления, удельный эффективный расход топлива.

A. N. Smirnov, P. V. Avramenko, A. G. Vabishevich*Educational Establishment «Belarusian State Agrarian Technical University»
Minsk, Republic of Belarus*

The article presents methods of calculating rational joint work engine and hydraulic drive loader with position fuel saving.

Keywords: loader, engine, hydraulic drive, pump, hydrocylinder, quadratic loss pressure, specific effective consumption fuel.

Введение

В различных отраслях находят широкое применение одноковшовые погрузчики, предназначенные для погрузки и транспортирования сыпучих и кусковых материалов, а при установке сменного рабочего оборудования – для выполнения ряда других работ [1].

В современных конструкциях фронтального погрузочного оборудования исключительное применение имеет гидравлическое управление, обеспечивающее простоту привода, высокие силовые параметры и долговечность.

В настоящее время актуальной является задача энергосбережения, поэтому при проектировании и эксплуатации подъемно-транспортных машин следует уделять большое внимание выбору рациональных параметров и режимов работы, обеспечивающих максимальное снижение их энергоемкости.

Рассмотрим вопрос выбора рационального режима совместной работы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с гидроприводом погрузчика с позиции топливной экономичности при подъеме стрелы с грузом в ковше, так как этот процесс является циклическим и достаточно энергоемким.

Основная часть

Мощность, развиваемая насосом рабочего оборудования, кВт:

$$N_H = P_H Q_H, \quad (1)$$

где P_H – давление на выходе насоса, кПа; Q_H – подача насоса, м³/с;

$$P_H = z F_{ш} / f_{п} \eta_{мп} + \Sigma P_{пот}, \quad (2)$$

где z – число гидроцилиндров подъема стрелы; $F_{ш}$ – усилие на штоке гидроцилиндра от веса погрузочного оборудования с грузом в ковше, кН (для упрощения расчетов принимаем $F_{ш} = \text{const}$, равное его среднему значению за время подъема стрелы); $f_{п}$ – площадь поршневой

полости гидроцилиндра, м^2 ; $\eta_{\text{мц}}$ – механический КПД гидроцилиндра; $P_{\text{пот}}$ – суммарные потери давления от насоса к гидроцилиндрам, кПа :

$$P_{\text{пот}} = \sum (P_{\text{дi}} + P_{\text{ми}}),$$

где $P_{\text{дi}}$, $P_{\text{ми}}$ – соответственно потери давления по длине и в местных сопротивлениях на i -ом участке трубопровода, кПа ;

$$P_{\text{дi}} = \lambda_i \rho l_i V_i^2 / 2 d_i;$$

$$P_{\text{ми}} = \zeta_i \rho V_i^2 / 2,$$

где λ_i , ζ_i – соответственно коэффициенты гидравлического трения и местных потерь i -го участка трубопровода; ρ – плотность рабочей жидкости (РЖ), $\text{кг}/\text{м}^3$; l_i , d_i – соответственно длина и диаметр i -го участка, м .

Тогда

$$P_{\text{пот}} = \sum \rho (\lambda_i l_i V_i^2 / d_i + \zeta_i V_i^2) / 2.$$

Потери давления $P_{\text{пот}}$ составляют до 20 % от P_H при номинальной подаче насоса в гидроприводах погрузчиков.

Для упрощения расчетов принимаем $\lambda_i = \lambda = \text{const}$ и $d_i = d = \text{const}$ для трубопроводов от насоса к стреловым гидроцилиндрам.

Тогда

$$P_{\text{пот}} = \rho (\lambda \sum l_i / d + \sum \zeta_i) V_{\text{ТР}}^2 / 2, \quad (3)$$

где $V_{\text{ТР}}$ – средняя скорость течения РЖ в трубопроводах, $\text{м}/\text{с}$.

Обозначим

$$\rho (\lambda \sum l_i / d + \sum \zeta_i) / 2 = k = \text{const}. \quad (4)$$

Учитывая (3) и (4), получим

$$P_{\text{пот}} = k V_{\text{ТР}}^2, \quad (5)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

$$V_{\text{ТР}} = Q_H / f_{\text{ТР}} = 4 Q_H / \pi d^2, \quad (6)$$

где $f_{\text{ТР}}$ – площадь поперечного сечения трубопровода, м^2 .

Подставляя (5) в выражение (2) и учитывая (6), получим:

$$P_H = z F_{\text{ш}} / f_{\text{п}} \eta_{\text{мц}} + 16 k Q_H^2 / \pi^2 d^4. \quad (7)$$

Подача регулируемого насоса равна, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_H = e V_H n_H \eta_{\text{ОН}} / 60,$$

где e – параметр регулирования; V_H – текущий рабочий объем насоса, $\text{м}^3/\text{об.}$; n_H – частота вращения насоса, мин^{-1} ; $\eta_{\text{ОН}}$ – объемный КПД;

$$n_H = n_d / i_P, \text{ мин}^{-1},$$

где n_d – число оборотов ДВС, мин^{-1} ; i_P – передаточное число редуктора привода насоса.

Тогда

$$Q_H = e V_H n_d \eta_{\text{ОН}} / 60 i_P, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Обозначим

$$e V_H \eta_{\text{ОН}} / 60 i_P = \kappa_1 = \text{const} \text{ при } e = \text{const}.$$

Следовательно,

$$Q_H = k_1 n_D, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (8)$$

Подставляя (8) в выражение (7), получим:

$$P_H = z F_{ш} / f_{п} \eta_{мц} + 0,27 k k_1^2 n_D^2 / \pi^2 d^4, \text{ кПа}. \quad (9)$$

С учетом (1), (8) и (9) мощность, развиваемая насосом, кВт:

$$N_H = (z F_{ш} / f_{п} \eta_{мц} + 0,27 k k_1^2 n_D^2 / \pi^2 d^4) k_1 n_D = z k_1 F_{ш} n_D / f_{п} \eta_{мц} + 0,27 k k_1^3 n_D^3 / \pi^2 d^4.$$

Обозначим

$$z F_{ш} / f_{п} \eta_{мц} = k_2; \quad 0,27 / \pi^2 d^4 = k_3.$$

Тогда

$$N_H = k_1 k_2 n_D + k k_3 k_1^3 n_D^3.$$

Мощность на валу ДВС, кВт:

$$N_D = N_H / \eta_P = (k_1 k_2 n_D + k k_3 k_1^3 n_D^3) / \eta_P, \quad (10)$$

где η_P – КПД редуктора привода насоса.

Внешняя работа, совершаемая ДВС, кДж:

$$A_D = N_D t, \quad (11)$$

где t – время, с;

$$t = S_{ш} / V_{ш}, \quad (12)$$

где $V_{ш}$ – скорость штока гидроцилиндра, м/с;

$$V_{ш} = Q_H \eta_{оц} / f_{п} = k_1 n_D \eta_{оц} / f_{п}, \quad (13)$$

где $\eta_{оц}$ – объемный КПД гидроцилиндра.

Обозначим

$$\eta_{оц} / f_{п} = k_4.$$

Тогда

$$V_{ш} = k_1 k_4 n_D.$$

Подставляя (10) и (12) в выражение (11), с учетом (13) получим:

$$A_D = (k_2 + k k_3 k_1^3 n_D^2) S_{ш} / k_4 \eta_P.$$

Обозначим

$$k_2 S_{ш} / k_4 \eta_P = k_5; \quad k k_3 k_1^3 S_{ш} / k_4 \eta_P = k_6.$$

Следовательно,

$$A_D = k_5 + k_6 n_D^2. \quad (14)$$

Согласно [2], для дизелей с неразделенными камерами сгорания:

$$q_E = q_{EN} [1,55 - 1,55 n / n_N + (n / n_N)^2], \quad (15)$$

где q_E – удельный эффективный расход топлива на единицу совершаемой работы, г/(кВт·ч); q_{EN} – удельный эффективный расход топлива при максимальной мощности двигателя (по внешней скоростной характеристике), г/(кВт·ч); n – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹; n_N – обороты, соответствующие максимальной мощности двигателя, мин⁻¹.

Определяем обороты n_1 (мин⁻¹) ДВС, при которых удельный эффективный расход топлива q_E является наименьшим:

$$q_E = q_{E \min} \text{ при } dq_E / dn = 0; \text{ при этом } d^2 q_E / dn^2 > 0;$$

$$dq_E / dn = -1,55 q_{EN} / n_N + 2 n q_{EN} / n_N^2 = 0; \quad (16)$$

$$d^2 q_E / dn^2 > 2 n q_{EN} / n_N^2 > 0.$$

Решая квадратное уравнение (16), получим:

$$n_1 = 0,775 n_N. \quad (17)$$

Однако общий расход топлива Q_T (з) ДВС при этих оборотах не будет наименьшим, так как гидравлические потери $P_{пот}$ от насоса к гидроцилиндрам рабочего оборудования ввиду квадратичной зависимости от скорости V_{TP} рабочей жидкости, что видно из выражения (5), а значит и от $V_{ш}$ и оборотов ДВС n , оказывают большее влияние на внешнюю работу A_D , а следовательно, и на общий расход топлива Q_T ДВС, нежели время $t(u)$, так как $S_{ш} = V_{ш} t = const$:

$$Q_T = q_E A_D = q_E N_D t \neq Q_{T \min}. \quad (18)$$

Подставляя (15) и (14) в выражение (18), после преобразований получим:

$$\begin{aligned} Q_T &= q_E A_D = q_{EN} [1,55 - 1,55 n / n_N + (n / n_N)^2] (k_5 + k_6 n^2) = \\ &= q_{EN} k_6 n^4 / n_N^2 - 1,55 q_{EN} k_6 n^3 / n_N + (k_5 / n_N^2 + 1,55 k_6) q_{EN} n^2 - 1,55 q_{EN} k_5 n / n_N + 1,55 q_{EN} k_5. \end{aligned}$$

Минимальный общий расход топлива

$$Q_T = Q_{T \min} \text{ при } dQ_T / dn = 0;$$

$$d^2 Q_T / dn^2 > 0.$$

$$\begin{aligned} dQ_T / dn &= 4 q_{EN} k_6 n^3 / n_N^2 - 4,65 q_{EN} k_6 n^2 / n_N + (2 k_5 / n_N^2 + 31 k_6 q_{EN} n - \\ &- 1,55 q_{EN} k_5 / n_N) = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

Разделив все члены уравнения (19) $4 q_{EN} k_6 / n_N^2$, на получим

$$n^3 - 1,16 n_N n^2 + (0,5 k_5 k_6 + 0,77 n_N^2) n - 0,39 k_5 n_N / k_6 = 0. \quad (20)$$

Обозначим: $-1,16 n_N = r$; $0,5 k_5 k_6 + 0,77 n_N^2 = m$; $-0,39 k_5 n_N / k_6 = u$.
Канонический вид уравнения (20):

$$n^3 + r n^2 + m n + u = 0. \quad (21)$$

Делаем замену неизвестного: $y = n + r / 3$.

Тогда $n = y - r / 3$.

Приведенное уравнение (21) имеет вид:

$$y^3 + z y + q = 0, \quad (22)$$

где

$$z = m - r^2 / 3; \quad q = 2 r^3 / 27 - 2 m / 3 + u.$$

Решая уравнение (22), находим оптимальные обороты ДВС:

$$n_{opt} = \sqrt[3]{-q/2 + \sqrt{q^2/4 + z^3/27}} + \sqrt[3]{-q/2 - \sqrt{q^2/4 + z^3/27}} - r/3, \text{ мин}^{-1}. \quad (23)$$

Из трех корней уравнения (23) выбираем действительные положительные.

Обороты n_{opt} ДВС по критерию топливной экономичности, соответствующие минимальному общему расходу топлива Q_{Tmin} за время t при совершении внешней работы A_d , например, подъема стреловыми гидроцилиндрами груза на определенную высоту, где потери давления $P_{пот}$ имеют квадратичную зависимость от оборотов ДВС n , а время t им обратно пропорционально, вычисленные по выражению (22), будут несколько меньше оборотов n_1 , определяемых по формуле (17).

Эта разница тем больше, чем меньше КПД $\eta_{дц}$ от ДВС к стреловым гидроцилиндрам (указанные обороты будут совпадать только в случае $\eta_{дц} = 1$).

Заключение

Предложенная методика расчета позволит сократить энергозатраты за счет уменьшения квадратичных потерь давления в гидросистеме погрузчика, что сократит общий расход топлива ДВС за счет снижения его оборотов и увеличения времени на определенную внешнюю работу.

Расчеты показывают, что для погрузчика «Амкодор» грузоподъемностью 2,2 т, оснащенного ДВС Д-245 Минского моторного завода $N_d = 90 \text{ кВт}$ с частотой вращения $n_d = 2200 \text{ мин}^{-1}$, удельным эффективным расходом топлива $210 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ и квадратичными потерями давления в гидросистеме 20 %, при работе ДВС на $n_{opt} = 1650 \text{ мин}^{-1}$ общий расход топлива Q_T снижается на 6 %, а время t при подъеме стрелы увеличивается на 1,5 с.

Аналогично можно рассчитать рациональные режимы работы ДВС, например, при движении автомобиля с учетом сопротивления воздуха, где последнее имеет квадратичный характер и представляет еще более значительные потери.

Расчеты рекомендуется проводить с использованием ЭВМ.

Литература

1. Базанов, А. Ф. Самоходные погрузчики / А. Ф. Базанов, Г. В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
2. Железко, Б. Е. Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей / Б. Е. Железко. – Минск: Выш. шк., 1980. – 303 с.

УДК 631.374.072.3

Поступила в редакцию 16.10.2018
Received 16.10.2018

В. Б. Попов

*УО «Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого»
г. Гомель, Республика Беларусь
e-mail: popov5@list.ru*

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

В статье рассматриваются вопросы выбора внутренних параметров гидропривода и механизма навески подъемно-навесного устройства (ПНУ) универсального энергетического средства «Полесье». Представлены формализованное описание выходных параметров ПНУ и результаты их расчета. На основе функциональной математической модели анализа определяются рациональные параметры подъемно-навесного устройства.

Ключевые слова: подъемно-навесное устройство, диаметр поршня, центральная тяга, раскос, ход оси подвеса, запас грузоподъемности.