

## **ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ИХ ГИДРАВЛИЧЕСКУЮ ПЛОТНОСТЬ**

**Дидур В.А.**, д.т.н, проф., **Журавель Д.П.**, к.т.н., доц., **Юдовинский В.Б.**, к.т.н., доц., **Коломоец В.А.**, инженер, Таврический государственный агротехнологический университет, (Украина)

**Аннотация – работа посвящена исследованию влияния износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность**

**Ключевые слова – топливная аппаратура, плунжерные пары, топливный насос, износ, надежность, дизельный двигатель.**

От топливной аппаратуры зависят основные мощностные и экономические показатели дизеля, его надежность, стабильность параметров, удельные массовые и объемные характеристики, уровень создаваемого звука, а также токсичность и дымность отработавших газов. Топливная аппаратура автотракторных двигателей (АТД) должна обеспечить подачу за короткий промежуток времени (0,001-0,01с) точно дозированных малых порций топлива (10-500 мм<sup>3</sup>), в заданный период рабочего цикла в цилиндры дизеля в соответствии с порядком их работы под высоким (до 100 МПа и более) давлением, изменяющимся по определенному закону[1].

Эксплуатация АТД осуществляется с топливами, имеющими различные физико-химические свойства, при неодинаковых климатических условиях, в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов.

В состав топливной аппаратуры входят топливный насос высокого давления, подкачивающий насос, встроенный все режимный, много-режимный, одно- или двух режимный регулятор, положительный и отрицательный корректоры протекания внешней скоростной характеристики, пусковой обогатитель подачи топлива, корректор по давлению наддува, встроенный или навесной автомат опережения впрыскивания; плотно-вязкостной корректор, учитывающий изменение физических свойств топлив, корректор по подаче топлива в зависимости от атмосферного давления, устройства аварийной остановки двигателя.

В состав топливной аппаратуры входят также форсунки, нагнетательные трубопроводы, системы фильтрации и питания насоса топливом.

Основные потребительские качества топливной аппаратуры оцениваются показателями технического уровня. Возможно комплексная, интегральная оценка топливной аппаратуры при использовании ее на данной модели дизеля по обобщенному показателю, характеризующему эффективность дизеля в эксплуатации.

Показатели технического уровня топливной аппаратуры можно разделить на следующие группы:

- показатели, определяющие условия впрыскивания топлива в цилиндр дизеля (характеристика впрыскивания и давления впрыскивания, изменение угла опережения впрыскивания);

- показатели производительности топливной аппаратуры ( $V_{ц}, G_{т.н.}$ ) на номинальном режиме, режимах максимального крутящего момента и пуска и ДР., характеристики производительности системы при изменении частоты вращения вала насоса;

- показатели стабильности параметров топливной аппаратуры – идентичность условий подачи топлива во все цилиндры дизеля, а также стабильность показателей от цикла к циклу и при изменении условий работы топливной аппаратуры;

- показатели надежности (срок службы, отказность, включая характеристики стабильности исходных конструктивно-регулируемых параметров в процессе эксплуатации);

- показатели, характеризующие стоимость обслуживания и ремонта топливной аппаратуры в эксплуатации, - периодичность и объемы техобслуживания, ремонтпригодность, средняя стоимость комплекта запасных частей, необходимых для эксплуатации изделия в течении срока службы.

Габаритно - массовые показатели - габаритные размеры, масса изделий топливной аппаратуры, удельные массовые и габаритные характеристики. Показатели технологичности – трудоемкость изготовления, степень унификации между деталями и узлами.

Производительность топливной аппаратуры должна обеспечить требуемую мощность дизеля. Она определяется количеством топлива, впрыскиваемого в цилиндр дизеля в течение одного цикла работы. Обычно оценивается подача топлива за 1 ч (кг/ч):

$$G_{m.д} = \frac{N_e \cdot g_e}{1000} \quad (1)$$

Часовой расход топлива (кг/ч) определяется из выражения

$$G_{m.н} = \frac{6V_{ц} \cdot i_{ц} \cdot n_{н} \cdot \rho}{10^5} = 6V \cdot i_{н} \cdot i_{н.ц} \cdot n_{н} \cdot \rho \quad (2)$$

Из этих формул получается следующая зависимость для цикловой подачи топлива ( $мм^3$ ):

$$V = \frac{10^2 N_e \cdot g_e}{6n_{н} \cdot i_{ц} \cdot \rho} = \frac{10^5 G_{m.н}}{6n_{н} \cdot i_{ц} \cdot \rho} \quad (3)$$

Для надежного пуска дизеля при отрицательной температуре окружающего воздуха необходимо с целью улучшения распыливания топлива путем увеличения давления впрыскивания создания благоприятных для воспламенения концентраций смеси увеличить  $V_{ц}$  по сравнению с ее значениями на рабочих режимах. Рекомендуется  $V_{ц.п.} \approx 100-140 \text{ мм}^3$  на 1 л рабочего объема дизеля. Степень увеличения  $V_{ц}$  оценивается коэффициентом обогащения подачи топлива (%).

$$\xi_n = \frac{V_{ц.н}}{V_{ц.р}} \cdot 100. \quad (4)$$

На рисунке 1 представлены скоростные характеристики изменения цикловой подачи  $V_{ц}$  определенные при различных положениях рейки насоса.

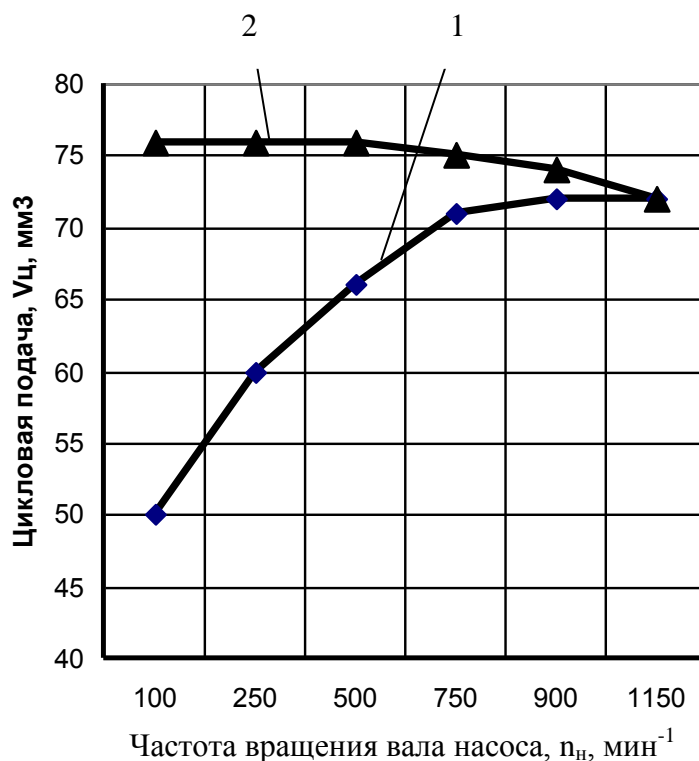


Рисунок 1 - Скоростная характеристика топливоподачи:  
1-обычная, 2-откорректированная

Износ деталей сопряжения плунжер – гильза происходит за счет трения плунжера по корпусу из-за больших скоростей движения топлива в период перекрытия плунжером отверстий. Прецизионные детали, вблизи которых топливо движется с большой скоростью, изнашиваются быстрее [2].

Быстрее всего изнашивается поверхность плунжера вблизи верхней его кромки, обращенная при работе к впускному окну корпуса, и поверхность, прилегающая к отсечной кромке со стороны отсечного окна. Зеркало втулки (корпуса) изнашивается в зонах впускного и отсечного окон.

При нагнетании топлива плунжером впускное окно постепенно закрывается верхней кромкой плунжера (Рисунок 2). В момент перекрытия

окна кромкой происходит защемление механических частиц, которые содержатся в топливе.

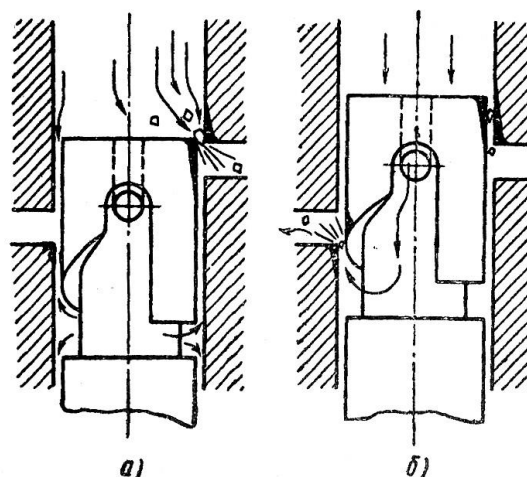


Рисунок 2 - Схема абразивного износа плунжерной пары в зоне впускного (а) и отсечного (б) окон втулки

Этот процесс усиливается после того, как кромка плунжера окажется чуть выше кромки окна. Давление, возникающее в надплунжерной полости, создает перетекание топлива в направлении меньшего давления (полости окна), т.е. навстречу движению плунжера. Утечки по кольцевому зазору между корпусом и плунжером будут неравномерными. Верхняя кромка плунжера находится далеко от отсечного окна, и зазор с этой стороны представляет собой длинную щель, обладающую большим сопротивлением. Расстояние между кромками со стороны впускного окна намного меньше, поэтому именно в этом месте утечки топлива будут наибольшими. Твердые частицы потоком топлива выталкиваются в зазор, защемляются в нем и протаскиваются по поверхностям, снимая микроскопический слой металла.

Износ поверхности, вызываемый царапаньем твердым телом, называется механическим (абразивным) износом. При большом перепаде давлений поток топлива движется через узкую щель с очень большой скоростью и разрушает поверхности, размывая их. Такой износ называется эрозийным.

В конце активного хода отсечная кромка плунжера подходит к отсечному окну. Когда кромки совместятся, между ними сначала образуется узкая щель. Через нее в отсечное окно устремится поток топлива, находящийся под высоким давлением со стороны над плунжерной полости. Скорость потока велика, и острые кромки подвергаются эрозийному износу. Механический износ в этом месте почти отсутствует, так как твердые частицы не заклиниваются, потому что при открытии окна щель непрерывно увеличивается.

Хотя имеются приборы для измерения диаметров наружных и внутренних цилиндрических поверхностей с точностью до 0,2-0,4 мкм, однако получаемые при этом размеры локальных зазоров вследствие отклонения от правильности геометрической формы не характеризуют

полностью уплотняющих свойств прецизионных элементов. Для комплексной оценки зазоров и геометрической формы уплотняющих поверхностей прецизионных деталей применяются косвенные методы, основанные на оценке плотности прецизионных пар. Плотность плунжерных пар определяется временем перемещения плунжера относительно гильзы на величину заданного  $h_{п.а}$  (для АТД не должно превышать 4,5 мм) под воздействием груза, создающего в над плунжерном пространстве постоянное давление, препятствующее перемещению плунжера (рисунок 3).

В соответствии с ГОСТ 25708-83 (СТ СЭВ 2406-80) при опрессовке применяется смесь дизельного топлива с маслом вязкостью 9,9-10,9 мм<sup>2</sup>/с при 20<sup>0</sup>С. Груз должен создавать в над плунжерном пространстве давление (15-20)±10 МПа. Время опрессовки составляет 15 с и более

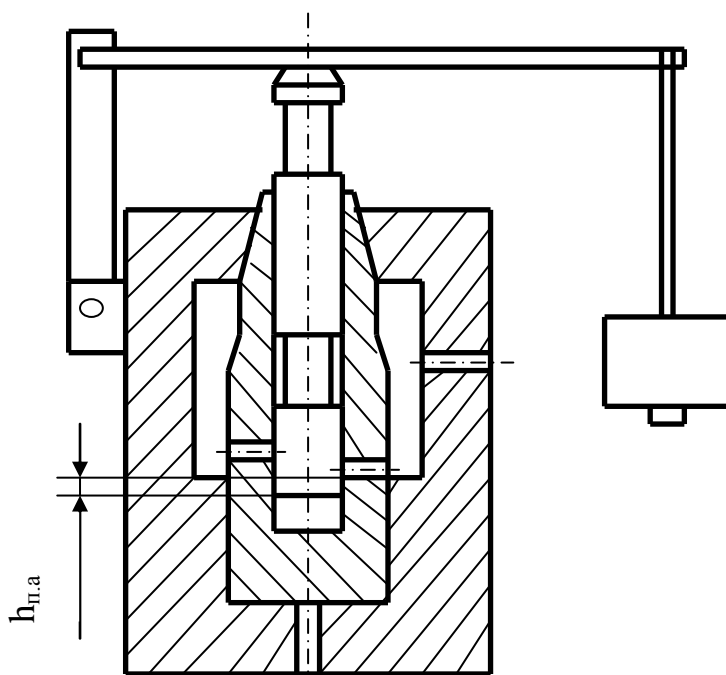


Рисунок 3 - Схема стенда по определению гидравлической плотности плунжерных пар

Недостатком способа является резкое изменение плотности при зазорах между плунжером и втулкой  $\Delta_{п.в} < 1-1,5$  мкм и недостаточная чувствительность при  $\Delta_{п.в} > 5-6$  мкм. Время опрессовки  $T$  существенно зависит от давления опрессовки  $p$ , вязкости жидкости  $\nu$ . (Рисунок 3.).

В практике применяется также метод оценки плотности по максимальному давлению, развиваемому насосной секцией на пусковом режиме ( $n_n = 100$  мин<sup>-1</sup> и при  $V_{ц.п}$  - объем топлива, подаваемый за цикл при пуске в мм<sup>3</sup>), определяемому с помощью максиметра, в качестве которого может быть использована обычная форсунка.

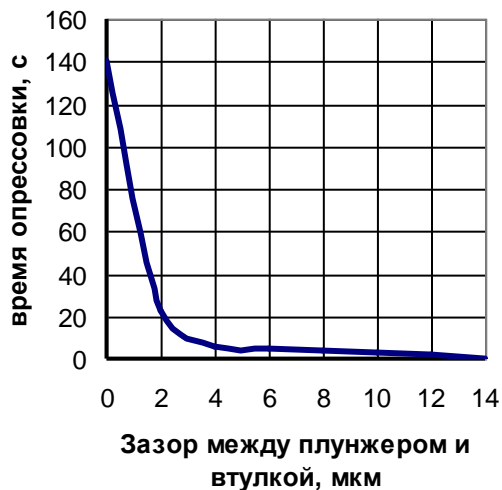


Рисунок 4 - Зависимость времени опрессовки от зазора между плунжером и втулкой

При такой проверке у новой плунжерной пары максимальное давление, развиваемое секцией насоса при  $V_{ц.п.}$ , должно быть не ниже 50 МПа.

Увеличение утечек топлива из линии высокого давления по зазорам прецизионных пар, из – за их износа, представлена на рисунке 4, где показана зависимость цикловой подачи топлива от плотности плунжерной пары, оцениваемая по времени падения груза на стенде гидравлической плотности плунжерных пар.

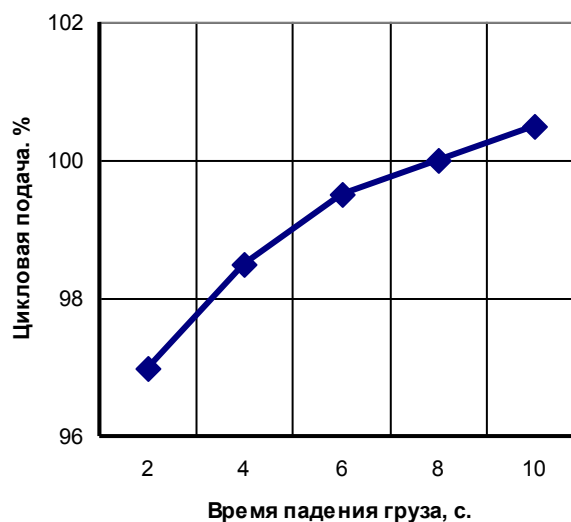


Рисунок 5 - Зависимость цикловой подачи топлива от плотности плунжерной пары

Величина цикловой подачи определяется путем замера производительности насоса или секции за определенное время или число ходов плунжера

$$q_u = \frac{Q_3}{n_k \cdot t_3} = \frac{Q_3}{n_x} \quad (5)$$

Износ плунжера и втулки представляют собой плоские щели длиной  $l$  и высотой  $\delta$ , через которые происходит утечка топлива в момент нагнетания топлива в цилиндр двигателя.

Скорость по сечению потока в щели изменяется по параболическому закону, причем наибольшая скорость будет равна,

$$U_{\max} = \frac{\gamma \delta^2}{8\mu} \quad (6)$$

Полный расход через всю щель равен:

$$Q = \frac{\gamma b \delta^3}{12\mu} \quad (7)$$

где:  $\gamma$  - удельный вес топлива,  $\gamma=7550 \text{ Н/м}^3$

$I$  - гидравлический уклон,  $I = 0,01 \text{ м}$ ,

$\delta$  – высота щели,  $\delta=0,03\text{мм}$ ,

$b$  - ширина щели,  $\delta=5\text{мм}$ ,

$\mu$  – динамический коэффициент вязкости,  $\mu= 0,002 \text{ Нс/м}^2$ .

Расход топлива за цикл подачи через щель, образуемую в результате износа плунжера и гильзы, представлен на рисунке 6.

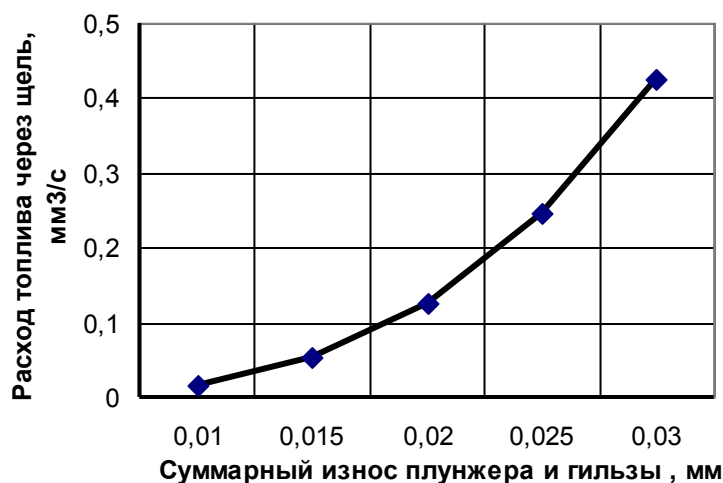


Рисунок 6. Зависимость расхода топлива за цикл подачи от суммарного износа плунжера и гильзы

Таким образом, проведенные исследования показали, что расход топлива за цикл подачи в зависимости от износа плунжера и гильзы подчиняются гиперболической зависимости.

Выводы:

1. В связи с отсутствием метрологического обеспечения для измерения суммарного износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления наиболее объективным методом оценки их работоспособного состояния является гидравлическая плотность. Установлено, что для обеспечения 100% цикловой подачи гидравлическая плотность плунжерных пар должна быть не менее 8 с.

2. Производительность топливной аппаратуры зависит от надежности элементов, в частности от состояния плунжерных пар, обеспечивающих необходимый объем подаваемого топлива в цилиндры. Установлено, что максимальный зазор между плунжером и втулкой должен быть не более 3...4 мкм для новых плунжерных пар.

### **Литература**

1. Фанлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей /Б.Н. Фанлейб// - Машиностроение, 1974, - 263 с.

2. Журавель Д.П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов / Д.П.Журавель// - Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Кіровоград: КНТУ, 2012. - Вип.39.-с.347-352.

3. Гидроаэромеханика и ее использование в энергетике АПК /В.А. Дидур, Л. И. Грачева, Н.Н. Радул, А. Н. Орел// - Москва: МГАУ, 2008. – 395 с.

## **INFLUENCE OF WEAR OF PLUNZHERNYKH PAIR OF PETROLIFTS IS HIGH PRESSURE ON THEIR HYDRAULIC CLOSENESS**

V.Didur, D.Juravel, V.Yudovinskiy, V. Kolomoec

### *Summary*

**Work is devoted research of influence of wear of plunzhernykh pair of petrolifts high pressure on their hydraulic closeness**