

СПОСОБ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

А.Ю. Коньков, д.т.н., доц.

«Тихоокеанский государственный университет»

М.В. Яранцев, ст. преподаватель

«Дальневосточный государственный университет путей сообщения»

Представлен новый способ диагностирования плунжерной пары без разборки топливного насоса высокого давления и его демонтажа с дизеля, обеспечивающий обнаружение износа прецизионных поверхностей на ранних стадиях развития. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований, раскрывающих суть предлагаемых решений и особенностей их применения на практике. Предложено устройство для практической реализации данного способа.

В процессе технической эксплуатации основным узлом, определяющим уровень функциональной надежности топливного насоса высокого давления (ТНВД), является плунжерная пара (ПП), на которую приходится примерно треть отказов [1]. Для ПП основными дефектами, лимитирующими их ресурс, являются износы прецизионных поверхностей [2]. В среднем около 80 % плунжерных пар бракуется по причине износа этих поверхностей и потери гидравлической плотности ниже допустимого уровня.

Известно [3, 4], что на протяжении значительной части жизненного цикла ПП ее начальный износ практически не сказывается на характеристиках двигателя. Различия, обнаруживаемые при исследовании характеристик впрыскивания для таких ПП, соизмеримы с погрешностью лабораторных средств измерения [5]. Выявить износ на ранних стадиях его развития возможно только по величине гидравлической плотности ПП, определяемой в ходе испытаний на гиревом стенде, что требует полной разборки ТНВД. При достижении некоторого критического значения износа резко ухудшаются характеристики гидравлической плотности и впрыскивания топлива (уменьшается максимальное давление впрыскивания, цикловая подача топлива и др.), что, безусловно, влияет и на качество рабочего процесса двигателя, особенно на режимах малых оборотов и при пуске. Некоторые из существующих методов диагностики ТНВД, например, использующие в качестве диагностического па-

раметра давление топлива перед форсункой [6, 7], способны выявить износ ПП уже на той стадии, когда требуется ее замена. Учитывая, что непрерывный мониторинг давления топлива перед форсункой по ряду причин в настоящее время реализовать достаточно сложно, приходится мириться с тем, что какое-то время дизель продолжает эксплуатироваться с изношенной одной или даже несколькими ПП со всеми вытекающими неблагоприятными последствиями. Особенно остро эта проблема стоит для дизелей с индивидуальными ТНВД.

Износ прецизионных поверхностей ПП принято подразделять на следующие виды: абразивный износ (в процентном соотношении составляет 84 %), задиры и натирки (8 %), кавитация и эрозия (6 %), разрушение рабочих кромок (1 %), коррозия (1 %) [3]. Как правило, абразивные частицы попадают во внутренние полости насоса во время его разборки и сборки. По этой причине существующий способ проверки износа ПП на гиревых стендах, применяемый при контроле ее работоспособности при ремонте, нельзя рекомендовать для систематических проверок технического состояния ПП в эксплуатации.

На наш взгляд, все вышесказанное подтверждает актуальность разработки метода оценки износа ПП на ранних стадиях его развития, не требующего разборки или демонтажа ТНВД с дизеля и обладающего приемлемой для целей диагностики точностью. Решению этой задачи и посвящена настоящая работа.

Исследование проводилось на безмоторном стенде [8], особенность которого — максимальная имитация работы ТНВД на дизеле. Это достигается: аналогичным по отношению к дизелю взаимным расположением ТНВД и форсунки; применением штатной трубки высокого давления; впрыском топлива в среду с противодействием, соответствующим давлению в цилиндре; возможностью регулирования температуры топлива средствами стенда; использованием асинхронного электродвигателя и частотного преобразователя для задания требуемой частоты вращения кулачкового вала. В линии высокого давления

перед форсункой установлен датчик давления. Известно, что количество топлива, впрыснутого в единицу времени, может быть рассчитано по уравнению

$$p = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \mu F \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{\phi} - p_{ц}} \cdot d\tau, \quad (1)$$

где μF — среднее эффективное проходное сечение сопел распылителя форсунки; ρ — плотность топлива; p_{ϕ} — давление топлива в распылителе; $p_{ц}$ — давление топлива в цилиндре, τ — время.

При испытании на стенде все величины, входящие в уравнение (1), можно контролировать с достаточной точностью. Кроме того, объем впрыснутого топлива определяется в процессе стендовых испытаний методом прямого измерения при заполнении заданного объема V_V (в нашем случае $V_V = 270$ мл). Экспериментально было установлено, что различие между величинами $V_p - V_V = \Delta V$ зависит от гидравлической плотности ПП и определяется внутренними протечками. Далее величину ΔV будем называть «протечкой».

Объектом исследования служила топливная аппаратура дизеля Д49 с ПП типа СПЧ 4. Минимальная частота вращения кулачкового вала составляла $n_b = 175$ об/мин, что соответствует режиму холостого хода дизеля Д49 (частота вращения коленчатого вала 350 об/мин). В эксперименте изменялись: частота вращения кулачкового вала n_b , вязкость топлива ν и положение рейки ТНВД h . Относительная величина протечки представлена на графиках в процентах от объема V_V (см. рис. 1). Видно, что при любой частоте вращения, вязкости топлива и положении рейки насоса существует взаимосвязь между степенью износа ПП и величиной протечки. Стоит отметить, что ПП с гидравлической плотностью 5 и 7 секунд считаются новыми, а ПП с плотностью 3,5 секунды — рабочей. Гидравлическая плотность

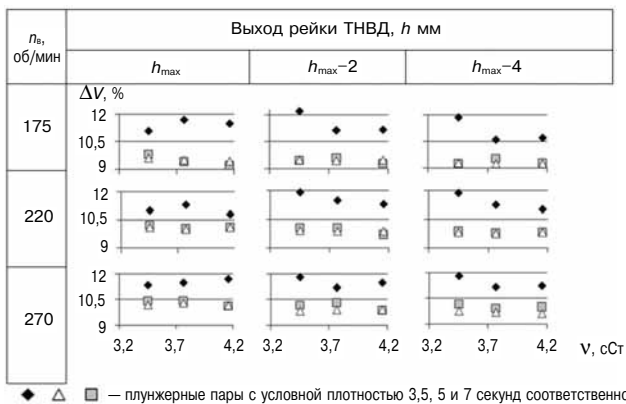


Рис. 1. Зависимость протечки (в процентах от заданного объема V_V) от вязкости топлива ν на различных скоростных и нагрузочных режимах работы ТНВД

ПП определялась в соответствии с требованиями, предъявляемыми заводом-изготовителем, на специальном гиревом стенде профильтрованной технологической жидкостью вязкостью 9,9–10,9 сСт (при температуре 20 °С) при давлении над плунжером 27–28 МПа.

Объяснением выявленных закономерностей может стать предположение о том, что величина ΔV пропорциональна количеству топлива, которое перетекает по прецизионным поверхностям ПП. Очевидно, что совпадение результатов расчета по формуле (1) и эксперимента предполагает только один путь течения топлива — через сопловые отверстия распылителя. В действительности, часть топлива перетекает в линию низкого давления как в фазах «наполнение — отсечка» (при открытых отсечных и наполнительных отверстиях), так и в фазе «нагнетательный ход» (при закрытых отверстиях) через уплотнение ПП. При анализе отдельно взятого цикла различия в величинах объемов, определенных разными способами, ничтожно малы (сотые доли кубического сантиметра). Однако при суммировании результатов сотен циклов различия достигают уже нескольких кубических сантиметров. Это обстоятельство положено в основу предлагаемого способа, суть которого представлена на рис. 2.

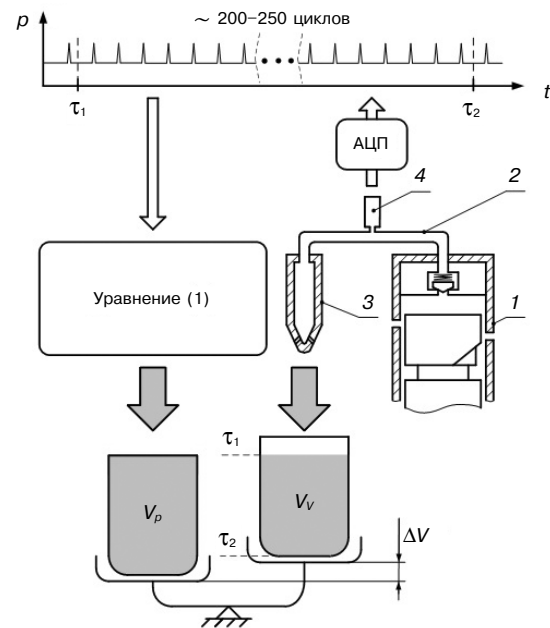


Рис. 2. Схема предлагаемого способа определения степени износа ПП ТНВД:

1 — проверяемый ТНВД; 2 — технологическая трубка; 3 — технологическая форсунка; 4 — датчик давления; V_V — количество топлива, впрыснутого форсункой в мерную емкость; V_p — количество топлива рассчитанного по сигналу давления; ΔV — количество утечек топлива в насосе; τ_1 — время, соответствующее началу подачи топлива в мерную емкость; τ_2 — время, соответствующее окончанию подачи топлива в мерную емкость; АЦП — аналого-цифровой преобразователь

На штуцер проверяемого ТНВД 1 взамен штатной трубки высокого давления монтируется трубка 2, на другом конце которой закреплена технологическая форсунка 3, представляющая собой форсунку открытого типа с калиброванным распылителем. В линии высокого давления установлен датчик давления 4. Топливо через трубку впрыскивается форсункой в мерную емкость известного объема V_V . С момента времени τ_1 , соответствующего началу подачи топлива в емкость, до момента времени τ_2 заполнения этого объема в памяти компьютера сохраняется результат аналого-цифрового преобразования сигнала давления, по величине которого численным интегрированием уравнения (1) вычисляется V_p и далее величина протечки ΔV и ее относительное значение, выраженное в процентах. Последнее предлагается считать критерием работоспособности ПП.

Для раскрытия физической сути наблюдаемого эффекта, а также выявления возможного влияния различных факторов (частоты вращения кулачкового вала, давления топлива в наполнительной магистрали, вязкости топлива) на величину предлагаемого диагностического признака (протечки ΔV), было выполнено исследование с использованием математической модели процесса впрыскивания. Базовыми уравнениями являются известные уравнения гидродинамического расчета топливной аппаратуры, изложенные, например, в [9]. Величина утечек топлива по прецизионным поверхностям плунжерной пары рассчитывалась по уравнениям, представленным в [10], где:

утечки топлива через зазор в компрессионной части плунжера составляют:

$$V_1 = \frac{0,036 A d_n}{l_n} p_n, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (2)$$

утечки топлива через зазор в золотниковой части плунжера в наполнительное отверстие:

$$V_2 = \frac{0,072 A n_b (p_n - p_0)}{\ln \left[\frac{2(h - h_b) \sin \beta_b}{r_b} + 1 \right]}, \text{ м}^3/\text{с}; \quad (3)$$

утечки топлива через зазор в золотниковой части плунжера в отсечное отверстие:

$$V_3 = \frac{0,072 A n_o (p_n - p_0)}{\ln \left[\frac{2(h_o - h) \sin \beta_o}{r_o} + 1 \right]}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (4)$$

где $A = \frac{(\delta_n + 0,652 \cdot 10^{-13} p_n)^3}{\nu \rho}$, $\text{м}^4 \cdot \text{с}/\text{кг}$; p_n — давление топлива в надплунжерной полости, Па; δ_n — зазор в плунжерной паре, м; ν — кинематическая вязкость топлива, сСт; ρ — плотность топлива, $\text{кг}/\text{м}^3$; d_n — диаметр плунжера, м; l_n — длина компрессионной части плунжера, м; n_b, n_o — коли-

чество наполнительных и отсечных отверстий; p_0 — давление топлива в наполнительных и отсечных отверстиях, Па; h — ход плунжера, м; h_b, h_o — кратчайшее расстояние от наполнительного и от отсечного отверстия до ближайшей кромки плунжера, м; r_b, r_o — радиус наполнительного и отсечного отверстий, м; β_b, β_o — угол наклона наполнительной и отсечной кромки плунжера к горизонтальной оси, град.

При расчетном исследовании варьировалось несколько параметров: частота вращения кулачкового вала n_b , об/мин; величина зазора в плунжерной паре δ , мкм; кинематическая вязкость топлива ν , сСт; давление топлива в наполнительной магистрали p_0 , кПа. Определялась величина протечки ΔV в процентах Δ , %, которая рассчитывалась следующим образом:

$$\Delta = \frac{V_{o.t} + V_1 + V_2 + V_3}{V_{ц}} \cdot 100, \% \quad (5)$$

где $V_{o.t}$ — объем топлива, перетекающего из надплунжерного пространства в открытые наполнительное и отсечное отверстия в фазе наполнения и отсечки; $V_{ц}$ — цикловая подача.

Объектом расчетного исследования, как и при экспериментальном исследовании, служила топливная аппаратура дизеля Д49 с ПП типа СПЧ-4. Результаты исследования влияния давления в наполнительной магистрали представлены на рис. 3.

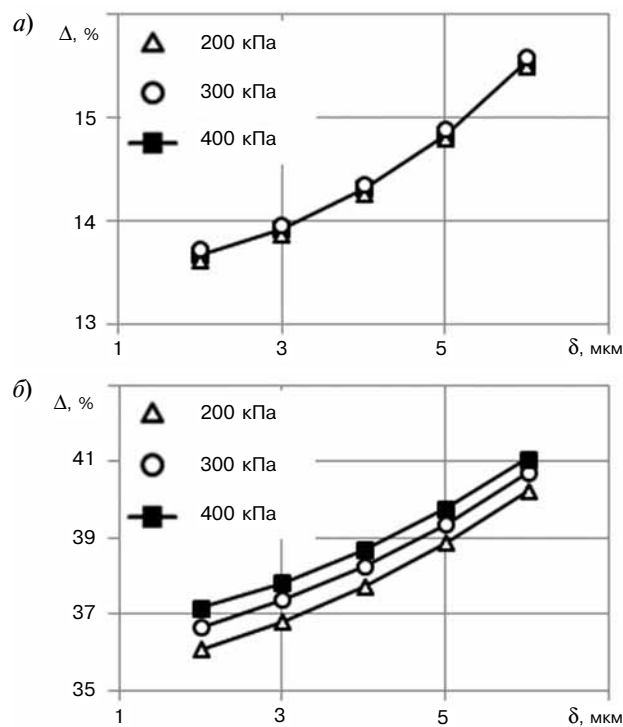


Рис. 3. Зависимость протечки топлива в ТНВД от величины зазора в ПП при различных давлениях топлива в линии низкого давления:

a) $n_b = 175$ об/мин, б) $n_b = 310$ об/мин

Видно, что при частоте вращения кулачкового вала $n_b = 175$ об/мин изменение давления топлива в дополнительной магистрали в рабочих пределах практически не сказывается на величине утечек топлива Δ (рис. 3, а). Однако при увеличении частоты вращения до $n_b = 310$ об/мин возникает необходимость в контроле давления топлива в дополнительной магистрали, так как при повышении давления на $p_0 = 100$ кПа объем утечек в среднем увеличивается на $\Delta = 0,5\%$ (рис. 3, б). Кроме этого, было установлено, что при любой частоте вращения вязкость топлива сказывается на величине утечек тем больше, чем больше величина зазора (рис. 4). Поэтому для практической реализации метода обязательное дополнительное условие — контроль вязкости топлива при диагностических испытаниях плунжерной пары.

По результатам расчетного исследования предлагается следующая методика диагностирования ПП на примере дизеля Д49. Диагностирование рекомендуется проводить с одновременным контролем вязкости топлива при частоте вращения кулачкового вала $n_b = 175$ об/мин, соответствующей холостому ходу дизеля Д49 (частота вращения коленчатого вала 350 об/мин) с помо-

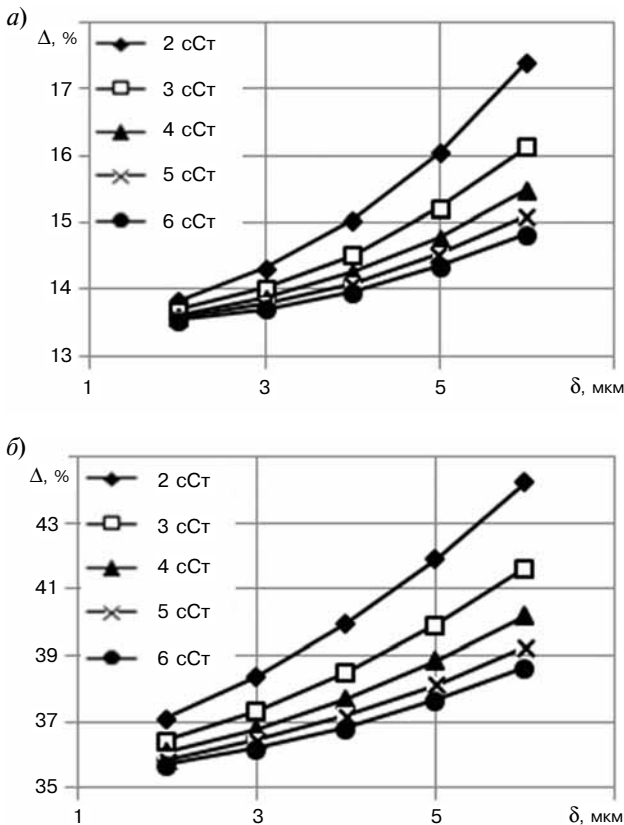


Рис. 4. Зависимость протечки топлива в ТНВД от величины зазора в ПП при различных вязкостях топлива:

а) $n_b = 175$ об/мин, б) $n_b = 310$ об/мин

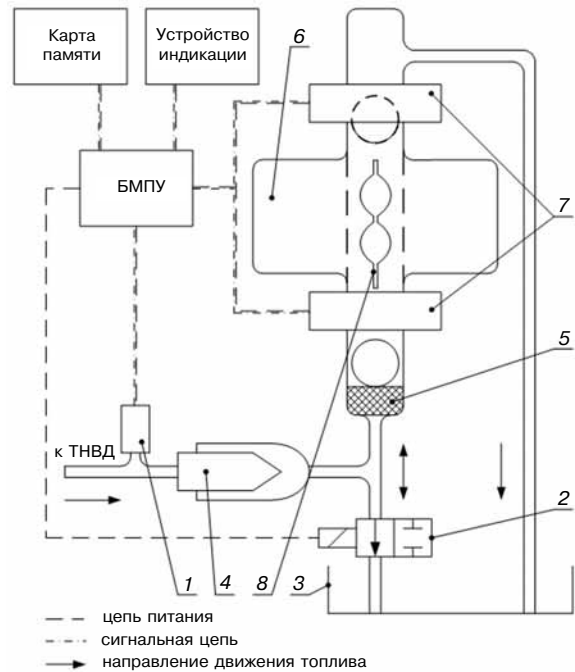


Рис. 5. Схема устройства для определения величины утечек в ПП ТНВД:

1 — датчик давления; 2 — гидрораспределитель; 3 — топливный бак; 4 — технологическая форсунка; 5 — пеногаситель; 6 — мерный резервуар; 7 — оптоэлектронные пары; 8 — вискозиметр; БМПУ — блок микропроцессорного управления

стью устройства, схема которого представлена на рис. 5.

Порядок работы следующий. На остановленном дизеле со штуцера насоса, на котором планируется проведение проверки степени износа ПП, демонтируется штатная трубка высокого давления и закрепляется технологическая трубка устройства. Все остальные ТНВД работают в штатном варианте. Дизель запускается, выставляется требуемая частота оборотов. Гидрораспределитель 2 устройства устанавливается в проливочном режиме. В этом режиме все впрыснутое технологической форсункой 4 топливо направляется в топливный бак 3.

Процесс измерения начинается с изменения положения гидрораспределителя 2, после чего впрыснутое технологической форсункой 4 топливо поступает через пеногаситель 5 в мерный резервуар 6. В емкость погружено два непрозрачных полых шарика-поплавка. В момент начала заполнения емкости топливом нижний шарик перекрывает ИК-луч оптоэлектронной пары 7, расположенной в нижней части резервуара 6, информация об этом поступает в блок микропроцессорного управления (БМПУ). Когда резервуар заполняется полностью верхний шарик всплывает и срабатывает оптический датчик 7, расположенный в верхней части резервуара. БМПУ переключает гидрораспределитель 2 в проливочный режим, и топливо сливается в топливный бак 3.

В процессе заполнения топливом резервуара δ от момента срабатывания оптического датчика 7, расположенного в нижней части резервуара, до срабатывания датчика 7, расположенного в верхней части резервуара по сигналу давления топлива, полученному с датчика давления 1, подсчитывается количество впрыснутого топлива. Далее определяется разница между рассчитанным по сигналу давления объемом топлива и реально впрыснутым в резервуар. Полученная разница в процентах отображается на устройстве индикации, по величине которой можно судить о степени износа ПП. Результаты сохраняются на карте памяти. Дополнительно имеется возможность измерить вязкость топлива в режиме слива топлива в бак с помощью вискозиметра δ и секундомера.

Выводы

1. Предложен новый способ диагностики ПП ТНВД дизеля по величине утечек топлива в на-

сосе, позволяющий определять степень работоспособности ПП, в том числе и на ранней стадии развития износа прецизионных поверхностей.

2. Проведены экспериментальные и расчетные исследования, по результатам которых установлено, что проверку ПП предлагаемым способом следует проводить при частоте оборотов кулачкового вала соответствующей холостому ходу (для рассматриваемого в данной работе дизеля) с контролем вязкости топлива. Не исключается возможность проверки ПП и на других скоростных режимах, но при этом, помимо контроля вязкости, необходимо контролировать давление топлива в линии низкого давления.

3. Предложено устройство для реализации предлагаемого способа, защищенного патентом на изобретение «Способ диагностики плунжерной пары топливного насоса высокого давления дизеля» [11].

Литература

1. Башуров Б.П., Чебанов В.С. Оценка функциональной надежности элементов топливной системы судовых дизелей в условиях эксплуатации // Двигателестроение. — 2010. — № 1. — С. 34–36.

2. Агеев Б.С., Чурсин В.В. Повышение эксплуатационной надежности топливотпрыскивающей аппаратуры дизелей // ДВС. — ТР.ЦНИИ ТЭИ Тяжмаш, 1981. — Вып. 34. — С. 50–55.

3. Гуревич А.Н., Сурженко З.И., Клепач П.Т. Топливная аппаратура тепловозных и судовых двигателей типа Д100 и Д50. — М.: Машиностроение, 1968. — 245 с.

4. Федотов Г.Б., Левин Г.И. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытание, совершенствование. — М.: Транспорт, 1983. — 192 с.

5. Коньков А.Ю., Лашко В.А. Диагностирование дизеля на основе идентификации рабочих процессов: моногр. — Владивосток: Дальнаука, 2014. — 356 с.

6. Обозов А.А. Статистическая теория распознавания образов и алгоритмы диагностирования топливной аппаратуры судового дизеля // Двигателестроение. — 2008. — № 1. С. 32–35; № 2. — С. 44–49.

7. Коньков А.Ю., Петрухин А.О. Прибор для диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизеля по давлению в форсуночной трубке // Информатика и системы управления. — 2014. — № 2 (40). — С. 56–65.

8. Стенд для диагностики топливной аппаратуры. Коньков А.Ю., Яранцев М.В. Патент на полезную модель № 120469 Российская Федерация, МПК F02M 65/00. Патентообладатель: ДВГУПС. — № 2012113456/06; заявка 06.04.2012; опубликовано 20.09.2012 Бюл. № 26.

9. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. Топливные системы и экономичность дизелей. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.

10. Фомин Г.В., Никонов Г.В., Ивановский В.Г. Топливная аппаратура дизелей. — М.: Машиностроение, 1982. — 168 с.

11. Способ диагностики плунжерной пары топливного насоса высокого давления дизеля. Коньков А.Ю., Яранцев М.В. Патент на изобретение № 2535799 Российская Федерация, МПК F02M 65/00. Патентообладатель: ДВГУПС. — № 2013129210/06; заявка 25.06.2013; опубликовано 20.12.2014 Бюл. № 35.