

УДК 621.43.004

ОСОБЕННОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ УЗЛА НАГНЕТАТЕЛЬНОГО КЛАПАНА ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ**Ю.В. Иванчиков, Ю.Н. Доброхотов, А.О. Васильев, Р.В. Андреев***Чувашская государственная сельскохозяйственная академия**428003, Чебоксары Российская Федерация*

Аннотация. *Топливная аппаратура предопределяет мощностные показатели силовых агрегатов, работающих на основе дизельных двигателей. Она является одним из основных элементов автотракторных дизелей и в значительной степени влияет на надежность и стабильность их работы, габаритные характеристики, уровень создаваемого шума, степень токсичности и дымности отработавших газов. Качество и точность функционирования топливной аппаратуры дизелей обусловлены в значительной мере деталями прецизионных пар и их сопряжений. Так как топливная аппаратура выполняет весьма точные функции, обеспечивая нормальную работу двигателя высокого сжатия, прецизионные детали изготовлены с большой точностью и характеризуются чистой поверхностью, их сопряжения имеют монтажные зазоры в пределах 0,5...1,5 мкм. Поэтому даже незначительные износы контактирующих прецизионных поверхностей этих деталей нарушают нормальную работу топливного насоса и форсунок. Важную роль в обеспечении стабильности величины цикловой подачи топлива и угла действительного начала его подачи играет нагнетательный клапан секции топливного насоса. Клапан должен надежно разобщать линию нагнетания с надплунжерным пространством и в определенных пределах обеспечивать величину остаточного давления на линии нагнетания между циклами. Износ рабочих поверхностей деталей нагнетательного клапана приводит к тому, что за один цикл происходит увеличение количества подаваемого в цилиндр насосной секции топлива и продолжительности его впрыска. В статье описана функция нагнетательного клапана в процессе топливоподдачи и в виде осциллограммы проиллюстрирована его поэтапная работа. Приведены результаты дефектации деталей клапанной пары, выполнена статистическая обработка полученных данных. Описаны основные дефекты клапанного узла и выявлены причины их образования, а также последствия неисправной работы клапанной пары и их влияние на рабочий процесс дизеля. Полученные результаты могут быть использованы при выборе способов восстановления деталей клапанной пары и увеличения работоспособности всего клапанного узла.*

Ключевые слова: *грибковый клапан, разгрузочный пояс, хвостовик, запорная фаска, продолжительность впрыска, интенсификация износа.*

Введение. Практически вся мобильная энергонасыщенная сельскохозяйственная техника и стационарные энергетические установки, применяемые в сельском хозяйстве, оснащены дизельными силовыми агрегатами. От работы топливной аппаратуры зависят основные мощностные и экономические показатели дизеля, его надежность, долговечность, стабильность параметров, удельные весовые и объемные характеристики, уровень создаваемого шума, а также токсичность и дымность отработавших газов. Топливная аппаратура должна обеспечивать за короткий промежуток времени (0,001...0,01 с) подачу под высоким давлением (20,0...60,0 МПа и более) дозированных малых порций топлива (10...300 мм³) в цилиндры дизеля точно в соответствии с порядком их работы [3], [4], [5], [13].

Цели и задачи исследования – доказать эффективность повышения надежности отремонтированных топливных насосов высокого давления за счет улучшения качества дефектации деталей узла нагнетательного клапана и определить наиболее рациональные способы устранения выявленных дефектов.

Качество и точность функционирования топливной аппаратуры дизелей обусловлены в значительной мере деталями прецизионных пар (плунжерная пара, распылитель, нагнетательный клапан). Важную роль в обеспечении стабильности величин цикловых подач и угла действительного начала подачи топлива играет нагнетательный клапан секции топливного насоса [1], [6]. Клапан должен надежно разобщать линию нагнетания с надплунжерным пространством и в определенных пределах обеспечивать величину остаточного давления по линии нагнетания между циклами. Стабильная величина остаточного давления необходима для создания одинаковой скорости прохода импульсов подачи топлива по линии нагнетания. Этим поддерживается постоянное значение разницы между углами подачи топлива секций насоса и форсунок.

Материалы и методы исследования. Наиболее распространенным клапаном рядных насосов является клапан грибкового типа. Устройство узла нагнетательного клапана грибкового типа представлено на рисунке 1.

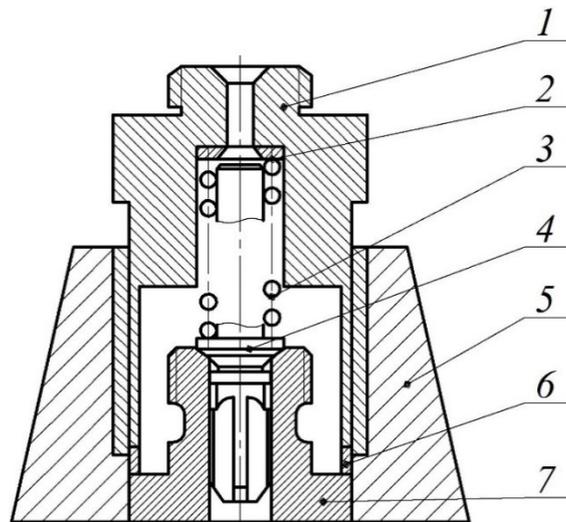


Рис. 1. Узел грибовидного клапана:
1 – штуцер; 2 – ограничитель; 3 – пружина; 4 – клапан нагнетательный;
5 – головка насоса; 6 – прокладка; 7 – корпус (седло).

В корпусе (седле) 7 расположен нагнетательный клапан 4 с разгрузочным пояском, запирающим конусом и направляющим хвостовиком. Клапан прижимается к седлу пружиной 3, а высота его подъема зависит от ограничителя 2. Штуцер 1 прижимает через прокладку 6 корпус клапана к втулке насоса высокого давления. В процессе нагнетания топливо давит снизу на грибок клапана, вследствие чего он поднимается и открывает доступ к форсунке. При прекращении подачи топлива пружина отпускает клапан вниз, а затем плотно прижимает его к седлу. При входе разгрузочного пояса в направляющую происходит увеличение объема нагнетательной линии и снижение давления в системе. Корпус клапана имеет резьбу, которая позволяет демонтировать узел. Направляющий хвостовик клапана имеет сечение, которое позволяет легко пропускать топливо в нагнетательный топливопровод. Осциллограмма работы нагнетательного клапана представлена на рисунке 2.

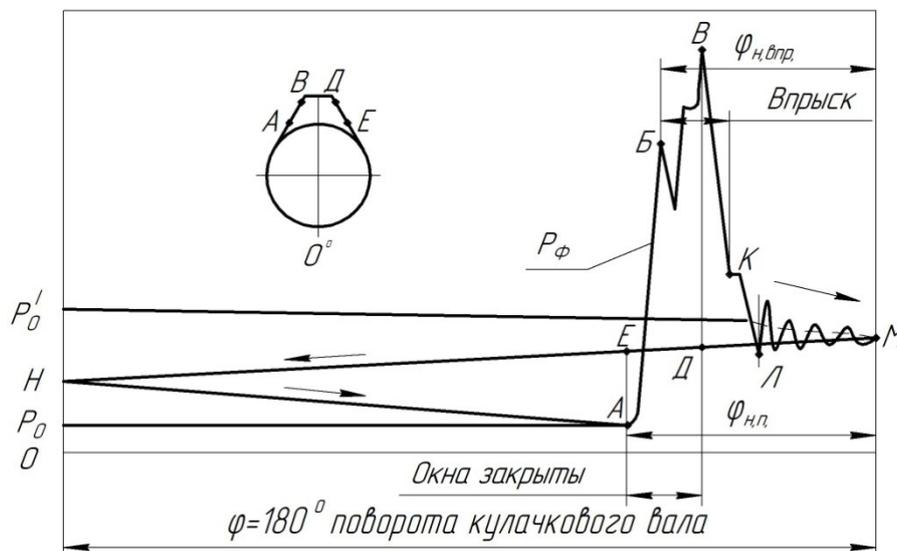


Рис. 2. Осциллограмма подъема нагнетательного клапана: А – начало подъема; Б – начало впрыска топлива; В – отсечка подачи топлива; К – конец отпускания иглы распылителя; Л – конец посадки нагнетательного клапана; М – верхняя мертвая точка; Н – нижняя мертвая точка; P_0 – остаточное давление топлива перед началом подачи; P_0' – остаточное давление топлива после посадки нагнетательного клапана; $\varphi_{н.впр.}$ – угол начала впрыска топлива; $\varphi_{н.п.}$ – угол начала подачи топлива; АВ, ДЕ – отсечные окна втулки плунжера закрыты.

Результаты исследований и их обсуждение. В процессе эксплуатации рабочие характеристики клапанных пар претерпевают значительные изменения, что способствует сравнительно быстрому выходу их из строя [1], [4], [9], [11]. В среднем на 100 насосов в год выпускается 180 нагнетательных клапанов в качестве запасных частей. В действительности же их расходуется значительно больше – 400...500 штук. С целью определения такого существенного расхода нагнетательных клапанов нами на участке ремонта дизельной топливной аппаратуры ремонтной мастерской ООО «Ремдизель» ЗАО «ПФ-Чебоксарскагропромтехсервис»

было обследовано значительное количество клапанных пар топливного насоса УТН-5. В результате обработки полученной информации было установлено, что абсолютное количество клапанных пар подлежит выбраковке по причине износа сопрягаемых рабочих поверхностей. Места износа рабочих поверхностей нагнетательного клапана представлены на рисунке 3.

В результате исследования было выявлено, что у нагнетательного клапана изнашиваются запорный конус Б, разгрузочный пояс А и направляющий хвостовик В. Поверхность запорного конуса изнашивается от ударной посадки клапана под действием пружины и остаточного давления в топливопроводе. Усилие, возникающее от сжатия пружины и остаточного давления в топливопроводе, передается на весьма малую площадку шириной 0,2...0,3 мм.

Во время удара клапана о запорную фаску седла (рисунок 3а) в месте контакта возникает пластическая деформация. Возникающие при этом напряжения превышают предел текучести металла деталей клапанной пары. При продолжительной работе нагнетательного клапана наступает усталость металла. На поверхности контакта образуются микротрещины, частицы металла под действием повторяющихся ударов и движущейся струи топлива отделяются. В момент удара запорного конуса клапана о фаску седла в щель между этими поверхностями попадают абразивные частицы, которые вдавливаются в металл и тем самым интенсифицируют износ поверхности запорного сопряжения. В конечном итоге износ запорного конуса характеризуется наличием кольцевой канавки шириной 0,4...0,5 мм и средней глубиной 0,05 мм.

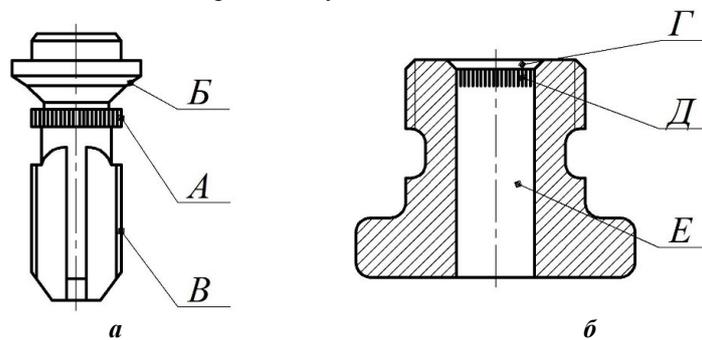


Рис. 3. Места износа рабочих поверхностей нагнетательного клапана: а – клапан; б – седло; А – разгрузочный пояс; Б – запирающий конус; В – направляющий хвостовик; Г – фаска седла; Д – поверхность, сопрягающаяся с пояском; Е – направляющее отверстие.

Значительно изнашивается и разгрузочный пояс клапана, цилиндрическая поверхность которого становится конической. Вследствие износа разгрузочного пояса и отверстия седла зазор в этом сопряжении увеличивается, а гидравлическая плотность падает. Изношенная поверхность имеет гребенчатый вид с глубокими бороздками между ними, идущими в поперечном направлении на всю ширину пояса и значительно увеличивающими величину кольцевого зазора в сопряжении разгрузочного пояса с отверстием в седле клапана. Наблюдается значительный износ нижнего торца пояса, который является следствием защемления абразивных частиц при посадке клапана в седло, когда они попадают между кромками разгрузочного пояса и отверстия. Гидроабразивная струя топлива интенсифицирует процесс. Техническое состояние бывшего в эксплуатации разгрузочного пояса характеризуется износом верхней кромки в 0,008...0,010 мм, нижней – в 0,030...0,035 мм. Результаты статистической обработки геометрических параметров разгрузочного пояса нагнетательного клапана представлены на рисунке 4.

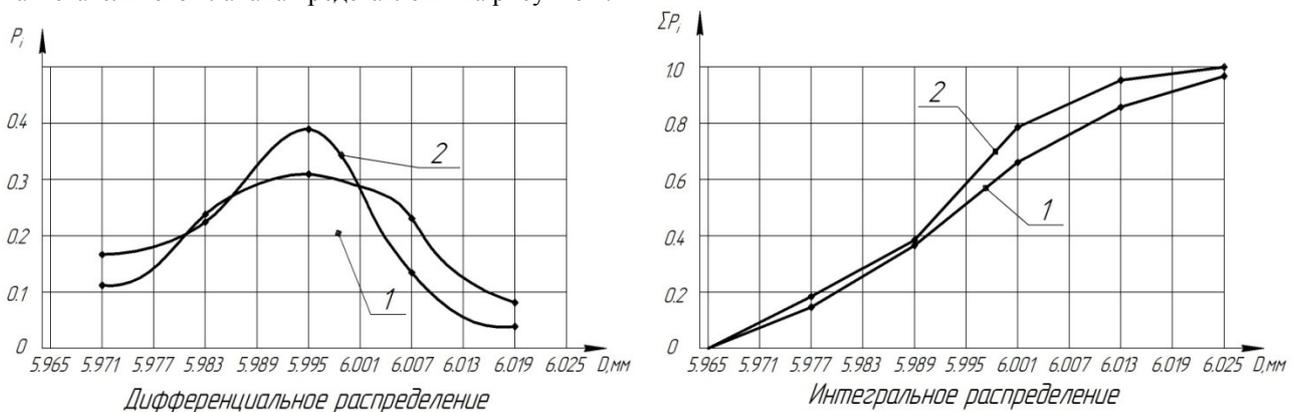


Рисунок 4. Дифференциальная и интегральная функции распределения износа разгрузочного пояса: а – дифференциальное распределение; б – интегральное распределение; Д – средний диаметр; R – размах распределения; S – среднее квадратическое отклонение; V – коэффициент вариации; 1 – теоретическое распределение; 2 – эмпирическое распределение.

Результаты статистической обработки геометрических параметров направляющего хвостовика нагнетательного клапана представлены на рисунке 5.

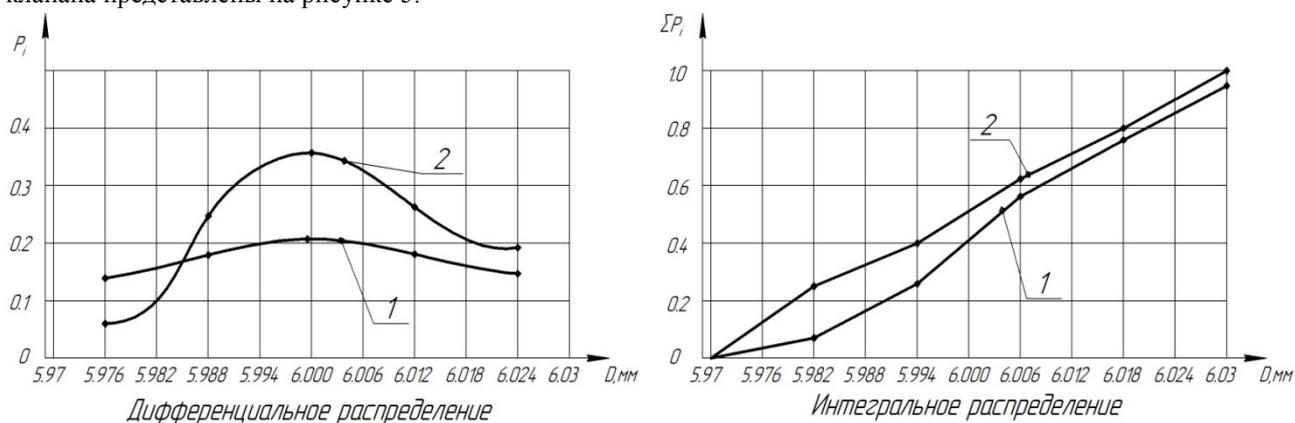


Рис. 5. Дифференциальная и интегральная функции распределения износа хвостовика клапана: а – дифференциальное распределение; б – интегральное распределение; Д – средний диаметр; R – размах распределения; S – среднее квадратическое отклонение; V – коэффициент вариации; 1 – теоретическое распределение; 2 – эмпирическое распределение.

Направляющий хвостовик клапана изнашивается по длине неравномерно, в среднем на 0,018...0,048 мм. Увеличение зазора в сопряжении хвостовика клапана с отверстием седла вызывает перекосяк клапана при его посадке, что способствует нарушению герметичности запорной части и одностороннему изнашиванию разгрузочного пояса.

У седла клапана изнашиваются запорная фаска и направляющее отверстие. Запорная фаска при этом расширяется, становится выпуклой или вогнутой кольцевой канавкой в зависимости от формы, приобретаемой изношенной поверхностью запорного конуса клапана. Меняющийся характер канавки объясняется различной твердостью сопрягаемых поверхностей. Причины износа запорной фаски седла такие же, как и при износе запорного конуса клапана.

Исследование направляющего отверстия седла клапана позволило сделать вывод о том, что оно сильнее изнашивается в верхней части на участке 1,7...2,1 мм, то есть в зоне работы разгрузочного пояса, и по тем же причинам, что и пояска клапана. Износ достигает в среднем 0,022...0,027 мм на диаметр. Отверстие в зоне работы разгрузочного пояса клапана имеет коническую форму, большее основание конуса лежит около верхнего торца седла клапана. Износ нижнего торца отверстия незначителен и характеризуется канавками прямоугольной формы, сходными формам ребер хвостовика клапана.

На абразивный характер изнашивания рабочих поверхностей прецизионных деталей топливной аппаратуры указывают авторы некоторых научных работ [1], [2], [7], [9], [12].

Предпочтение для устранения износов прецизионных поверхностей деталей топливной аппаратуры следует отдавать способам вакуумно-дуговой, термодиффузионной и гальванической металлизации [1], [8], [11].

Выводы. Микрорельеф и характер износа позволяет сделать вывод о том, что разрушение рабочих поверхностей седла клапана происходит путем срезания микростружек абразивным материалом, попадающим в зазор между разгрузочным пояском клапана и отверстием седла, и соответствующим снижением усталостной прочности металла в зоне запорной фаски.

Износ рабочих поверхностей деталей узла нагнетательного клапана приводит к увеличению количества топлива, подаваемого в цилиндр насосной секцией за один цикл, и продолжительности его впрыска.

Избыточная подача топлива, неравномерное распределение его по цилиндрам вследствие различного износного состояния клапанных пар, увеличение продолжительности впрыска нарушают процесс сгорания топливовоздушной смеси в камере сгорания – двигатель работает жестко, с дымным выхлопом и перегревом. Такой режим работы дизеля способствует интенсификации износа деталей цилиндрично-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма.

Литература

1. Абдуллаев, Б. М. Восстановление нагнетательных клапанов рядных топливных насосов диффузионным хромированием: дис. ... канд. техн. наук / Б. М. Абдуллаев. – М., 1989. – 194 с.
2. Адигамов, Н. Р. Комплексное решение проблем восстановления топливной аппаратуры дизелей / Н. Р. Адигамов, С. Н. Шарифуллин // Тракторы и сельхозмашины. – 2009. – № 3. – С.38-40.
3. Алексеев, Н. А. Экономическая эффективность повышения надежности топливной аппаратуры / Н. А. Алексеев // Конструирование и производство топливной аппаратуры автотракторных двигателей. – Л.: НПО «ЦНИТА», 1989. – С.136-143.

4. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей /Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. – М.: Легион – Автодата, 2015. – 344 с.
5. Доброхотов, Ю. Н. Мертвый ход плунжера как диагностический параметр топливных насосов распределительного типа / Ю. Н. Доброхотов, Ю. В. Иванщиков, А. О. Васильев // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2017. – Т. 12. – № 4 (46). – С. 78-79.
6. Доброхотов, Ю.Н. Оценка технического состояния плунжерной пары топливного насоса распределительного типа / Ю. Н. Доброхотов, Ю. В. Иванщиков, А. О. Васильев // Мобильная энергетика в сельском хозяйстве: состояние и перспективы развития. – Чебоксары: ЧГСХА, 2018. – С. 40-47.
7. Доброхотов, Ю. Н. Регулировка механизма вращения плунжеров насосов распределительного типа при ремонте / Ю. Н. Доброхотов, Ю. В. Иванщиков, А. О. Васильев // Перспективы развития технического сервиса в агропромышленном комплексе. – Чебоксары: ЧГСХА, 2018. – С. 126-130.
8. Иванщиков, Ю. В. Повышение точности сборки насосных элементов распределительного типа / Ю. В. Иванщиков, Ю. Н. Доброхотов, А. О. Васильев // Перспективы развития технического сервиса в агропромышленном комплексе. – Чебоксары: ЧГСХА, 2018. – С. 153-159.
9. Иванщиков, Ю. В. Применение вакуумных покрытий для восстановления прецизионных деталей дизельной топливной аппаратуры / Ю. В. Иванщиков, А. Г. Илюшкин // Труды ГОСНИТИ, 2008. – Т.101. – С.153-155.
10. Файнлейб, Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник / Б. Н. Фрайнлейб. – Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
11. Шарифуллин, С. Н. Повышение эксплуатационной надежности топливных насосов высокого давления автотракторных дизельных двигателей: дис. ... докт. техн. наук / С. Н. Шарифуллин. – М., 2009. – 368 с.
12. Шарифуллин, С. Н. Пути повышения эффективности работы топливной аппаратуры автотракторных дизельных двигателей / С. Н. Шарифуллин, Н. Р. Адигамов. – Казань: Изд-во Казан. гос. ун-та, 2008. – 296 с.
13. Speed Diesel Injection Pump Improved / A.I. Adey [et al.] // Automotive Engineering. – 1981. – V. 89. – № 7. – P. 28-35.

Сведения об авторах

1. **Иванщиков Юрий Васильевич**, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой технического сервиса, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г.Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail: iuv53@mail.ru, тел. 89278640063;
2. **Доброхотов Юрий Николаевич**, доцент кафедры технического сервиса, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г.Чебоксары, ул. К. Маркса, 29; e-mail:dobrokhotov47@mail.ru, тел. 89196742554;
3. **Васильев Александр Олегович**, кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул.К. Маркса, 29; e-mail: 3777222@bk.ru,тел. 89373777222;
4. **Андреев Роман Викторович**, кандидат технических наук, доцент кафедры технического сервиса, Чувашская государственная сельскохозяйственная академия, 428003, Чувашская Республика, г. Чебоксары, ул.К. Маркса, 29; e-mail: rv_andreev@mail.ru, тел. 89278586082.

PECULIARITIES OF WEARING OF THE SUPPLY VALVE UNIT OF THE HIGH-PRESSURE FUEL PUMP

Yu.V. Ivanschikov, Yu.N. Dobrokhotov, A.O. Vasilyev, R.V. Andreev
Chuvash State Agricultural Academy
428003, Cheboksary, Russian Federation

Abstract: *The implementation of power and economic performance of power units based on diesel engines is determined by a number of factors directly related to the operation of fuel equipment. Fuel equipment is one of the main elements of automotive diesel engines. It largely determines their reliability and stability, overall performance, the level of generated noise, as well as toxicity and exhaust smoke. The quality and accuracy of the fuel equipment of diesel engines is largely due to the details of precision pairs and their mates. Since the fuel equipment performs very precise functions, ensuring the normal operation of a high-compression engine, precision parts are prepared with great accuracy and surface cleanliness, and their interfaces have mounting gaps in the range of 0.5 ... 1.5 μm. Therefore, even minor wear on the contacting precision surfaces of these parts disrupts the normal operation of the fuel pump and injectors. The injection valve of the fuel pump section plays an important role in ensuring the stability of the magnitude of the cycle supply and the angle of the actual beginning of the fuel supply. The valve must reliably separate the discharge line from the pre-plunger space and, within certain limits, ensure the value of the residual pressure in the discharge line between cycles. Wear of the working surfaces of the parts of the injection valve leads to an increase in the amount of fuel supplied to the pump section of the cylinder per cycle and the duration of its injection. The article describes the function of the injection valve in the process of fuel injection and its step-by-step work is illustrated in the*

form of an oscillogram. The results of fault detection of valve pair parts are given, statistical data processing is performed. The main defects of the valve assembly are described and the reasons for their formation, as well as the consequences of malfunctioning the valve pair in the diesel engine workflow are identified. The results can be used when choosing ways to restore parts of the valve pair and the health of the entire valve assembly.

Key words: *fungal valve, discharge belt, shank, locking chamfer, injection duration, wear intensification.*

References

1. Abdullaev, B. M. Vosstanovlenie nagnetatel'nykh klapanov ryadnykh toplivnykh nasosov diffuzionnym khromirovaniem: dis. ... kand. tekhn. nauk / B. M. Abdullaev. – M., 1989. – 194 s.
2. Adigamov, N. R. Kompleksnoe reshenie problem vosstanovleniya toplivnoy apparatury dizeley / N. R. Adigamov, S. N. SHarifullin // Traktory i sel'khoz mashiny. – 2009. – № 3. – S.38-40.
3. Alekseev, N. A. Ekonomicheskaya effektivnost' povysheniya nadezhnosti toplivnoy apparatury / N. A. Alekseev // Konstruirovaniye i proizvodstvo toplivnoy apparatury avtotraktornykh dvigateley. – L.: NPO «TSNITA», 1989. – S.136-143.
4. Grekhov, L. V. Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley / L. V. Grekhov, N. A. Ivashchenko, V. A. Markov. – M.: Legion – Avtodata, 2015. – 344 s.
5. Dobrokhotoy, YU. N. Mertvyiy khod plunzhera kak diagnosticheskiy parametr toplivnykh nasosov raspredelitel'nogo tipa / YU. N. Dobrokhotoy, YU. V. Ivanshchikov, A. O. Vasil'ev // Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2017. – T. 12. – № 4 (46). – S. 78-79.
6. Dobrokhotoy, YU. N. Otsenka tekhnicheskogosostoyaniya plunzhernoy pary toplivnogo nasosa raspredelitel'nogo tipa / YU. N. Dobrokhotoy, YU. V. Ivanshchikov, A. O. Vasil'ev // Mobil'naya energetika v sel'skom khozyaystve: sostoyaniye i perspektivy razvitiya. – CHEBOKSARY: CHGSKHA, 2018. – S. 40-47.
7. Dobrokhotoy, YU. N. Regulirovka mekhanizma vrashcheniya plunzherov nasosov raspredelitel'nogo tipa pri remonte / YU. N. Dobrokhotoy, YU. V. Ivanshchikov, A. O. Vasil'ev // Perspektivy razvitiya tekhnicheskogo servisa v agropromyshlennom komplekse. – CHEBOKSARY: CHGSKHA, 2018. – S. 126-130.
8. Ivanshchikov, YU. V. Povyshenie tochnosti sborki nasosnykh elementov raspredelitel'nogo tipa / YU. V. Ivanshchikov, YU. N. Dobrokhotoy, A. O. Vasil'ev // Perspektivy razvitiya tekhnicheskogo servisa v agropromyshlennom komplekse. – CHEBOKSARY: CHGSKHA, 2018. – S. 153-159.
9. Ivanshchikov, YU. V. Primeneniye vakuumnykh pokrytiy dlya vosstanovleniya pretsizionnykh detaley dizel'noy toplivnoy apparatury / YU. V. Ivanshchikov, A. G. Ilyushkin // Trudy GOSNITI, 2008. – T.101. – S.153-155.
10. Faynleyb, B. N. Toplivnaya apparatura avtotraktornykh dizeley: spravochnik / B. N. Fraynleyb. – L.: Mashinostroeniye, 1990. – 352 s.
11. SHarifullin, S. N. Povysheniye ekspluatatsionnoy nadezhnosti toplivnykh nasosov vysokogo davleniya avtotraktornykh dizel'nykh dvigateley: dis. ... dokt. tekhn. nauk / S. N. SHarifullin. – M., 2009. – 368 s.
12. SHarifullin, S. N. Puti povysheniya effektivnosti raboty toplivnoy apparatury avtotraktornykh dizel'nykh dvigateley / S. N. SHarifullin, N. R. Adigamov. – Kazan': Izd-vo Kazan. gos. un-ta, 2008. – 296 s.
13. Speed Diesel Injection Pump Improved / A.I. Adey [et al.] // Automotive Engineering. – 1981. – V. 89. – № 7. – P. 28-35.

Information about the authors

1. **Ivanshchikov, Yuriy Vasilyevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Technical Service Department, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: iuv53@mail.ru, tel. 89278640063;
2. **Dobrokhotoy Yuri Nikolaevich**, Associate Professor, Department of Technical Service, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: dobrokhotoy47@mail.ru, tel. 89196742554;
3. **Vasilyev Alexander Olegovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Technical Service, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: 3777222@bk.ru, tel. 89373777222;
4. **Andreev Roman Viktorovich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Technical Service, Chuvash State Agricultural Academy, 428003, Chuvash Republic, Cheboksary, st. K. Marx, 29; e-mail: rv_andreev@mail.ru, tel. 89278586082.