

УДК 621.43.004.

**АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ФОРМЫ ОБРАТНОГО КЛАПАНА НА ПРОЦЕСС  
ТОПЛИВОПОДАЧИ В НАСОСАХ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТИПА**  
Доброхотов Ю.Н., Иванщиков Ю.В., Валиев А.Р., Андреев Р.В., Пушкаренко Н.Н.

**Реферат.** Стабильность величин цикловых подач и угла действительного начала подачи топлива в значительной степени зависит от наличия нагнетательного клапана секции топливного насоса и его конструктивных особенностей. Клапан должен надежно разобщать линию нагнетания с надплунжерным пространством и в определенных пределах обеспечивать величину остаточного давления в линии нагнетания между циклами. Однако установка клапана вызывает повторное отражение от клапана следующих от форсунки отраженных импульсов давлений и приводит к возникновению дополнительных впрысков или вялой посадке иглы на седло распылителя. С целью устранения негативных последствий на насосах распределительного типа устанавливают нагнетательные клапаны двойного действия, в которых гашение импульсов давления осуществляется за счет перепуска топлива через дополнительный обратный клапан. Применение на насосах распределительного типа клапанов двойного действия с обратными клапанами обеспечивает надежную разгрузку нагнетательного трубопровода от полости отсечки. Одним из основных назначений обратного клапана является обеспечение необходимой гидроплотности сопряжения нагнетательный клапан – обратный клапан. Серийные насосы комплектуются обратными клапанами крестообразной и круглой формы в поперечном сечении, которые призваны обеспечивать одинаковую гидроплотность сопряжения нагнетательный клапан – обратный клапан. В ходе исследований, результаты которых изложены в работе, выявлено, что они обладают различными уплотняющими характеристиками. Параллельно исследовались характеристики обратных клапанов треугольной и квадратной формы в поперечном сечении. В результате исследований выявлено, что наилучшими уплотняющими характеристиками обладают клапаны квадратной формы. В ходе исследований также выявлено, что серийные обратные клапаны крестообразной и круглой форм не обеспечивают их функциональную взаимозаменяемость, так как обладают различными способностями обеспечения гидроплотности сопряжения нагнетательный клапан – обратный клапан. Обратные клапаны квадратной формы в поперечном сечении более технологичны в изготовлении.

**Ключевые слова:** отсечная полость, гидроплотность, круг уплотнения, смещение, остаточное давление.

**Введение.** Дизели тракторов, автомобилей, самоходных сельскохозяйственных машин эксплуатируют на открытом воздухе при различных температурах и широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Поэтому необходимо обеспечивать требуемые экономические показатели не только на номинальном режиме дизелей при нормальных условиях окружающей среды, но и оптимизировать их с учетом различных условий работы дизеля [1], [2], [3], [4].

Параметры процесса топливоподачи (цикловая подача, давление и продолжительность впрыска, угол начала подачи и опережения впрыска топлива) выбирают и оптимизируют при создании дизеля, прежде всего, для нормального режима. На других режимах работы удается только частично оптимизировать параметры впрыска, а именно: цикловую подачу и действительный угол начала подачи топлива. Топливная аппаратура должна обеспечивать изменение цикловых подач в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы дизеля [5], [6], [7], [8].

Важную роль в обеспечении стабильности величин цикловых подач и угла действитель-

ного начала подачи топлива играет нагнетательный клапан секции насоса. Нагнетательный клапан отсоединяет нагнетательный трубопровод от полости отсечки, что предохраняет систему от прорыва газов в полость насоса в случае зависания иглы одной из форсунок. Однако установка клапана вызывает повторное отражение от клапана следующих от форсунки отраженных импульсов давлений и приводит к возникновению дополнительных впрысков или вялой посадке иглы на седло распылителя. Этого недостатка лишены конструкции клапанов двойного действия, в которых гашение импульсов давления осуществляется за счет перепуска топлива через дополнительный обратный клапан. Разгрузка нагнетательного трубопровода, определяющая уровень остаточных давлений, происходит в два этапа: 1) истечение топлива из нагнетательного трубопровода от момента начала посадки клапана до отключения им нагнетательного трубопровода от отсеченной полости; 2) с момента разъединения до конца работы разгрузочного устройства [9], [10], [11].

В клапанах двойного действия объединены прямой клапан, через который топливо посту-

пает в нагнетательный трубопровод, и обратный клапан, через который осуществляется разгрузка нагнетательного трубопровода при подходе к нему отраженной от форсунки импульса давления топлива. Вариант нагнетательного клапана двойного действия является более простым, он нашел применение в отечественных распределительных насосах типа НД. В клапане насосов НД наибольшее влияние на величину разгрузочного эффекта оказывает давление открытия обратного клапана, а также величина отверстия клапана [12], [13], [14].

Клапанные узлы насосов семейства НД комплектуются обратными клапанами, имеющими в поперечном сечении форму креста или круга (рисунки 1а и 1б). Клапаны отличаются по форме и размерам. Однако эти отличия не учитываются при комплектовании клапанных узлов, так как технические требования на ремонт не регламентируют форму обратного клапана.

Цель и задачи исследований. Клапаны, независимо от формы и размеров, устанавливаются в отверстие седла, имеющего постоянную площадь проходного сечения, что непосредственно создает дополнительные проблемы при послеремонтной регулировке топливного насоса. В частности, возникают сложности при установке параметров цикловой подачи и действительного угла начала подачи топлива секциями насоса. Впоследствии дизели с подобными насосами имеют дымный выхлоп и верхний допустимый предел рабочей температуры. Нами в ремонтной мастерской ООО «Янтиковское РТП», которое специализируется на ремонте насосов НД, выполнен анализ влияния формы и размеров поперечного сечения обратного клапана на регулировочные параметры насоса.

Целью исследований является определение влияния формы и размеров обратного клапана на процесс топливоподачи и выбор оптимального варианта клапанной пары узла нагнетательного клапана. Наряду с серийными формами клапанов дополнительно анализировались клапаны треугольной и квадратной формы (рисунки 1в и 1г).

**Условия, материалы и методы исследований.** В качестве одного из показателей работоспособности клапанного узла используется его гидроплотность. У клапанных узлов распределительных насосов типа НД она складывается из гидроплотности сопряжений нагнетательный клапан – седло и нагнетательный клапан – обратный клапан.

В работе рассматривается гидроплотность сопряжения нагнетательный клапан – обратный клапан.

Утечки через торцовое уплотнение узла

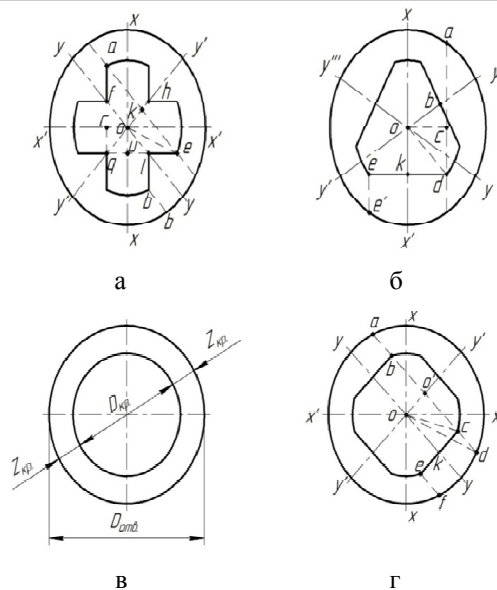


Рисунок 1 – Формы анализируемых обратных клапанов: а – крестообразная; б – круглая; в – треугольная; г – квадратная.

выражаются зависимостью [15], [16]:

$$Q = \frac{\pi \cdot \Delta P \cdot S^3 \cdot g}{6 \cdot \nu \cdot \gamma \cdot \ln \frac{d}{d_y}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – утечки через уплотнение, л/с;  $g$  – ускорение силы тяжести, см/с<sup>2</sup>;  $\nu$  – кинематическая вязкость топлива, см<sup>2</sup>/с;  $\gamma$  – удельный вес топлива, кг/см<sup>3</sup>;  $\Delta P$  – перепад давления, кг/см<sup>2</sup>;  $S$  – ширина щели, см.

Формула (1) включает в себя натуральный логарифм отношения диаметра отверстия  $d$  на торце нагнетательного клапана к диаметру окружности уплотнения  $d_y$  обратного клапана. Диаметр  $d$  – величина постоянная и равна 0,7500 мм. Однако величина  $d_y$  у клапанов круглой и крестообразной формы имеет разные значения. У клапана круглой формы среднее значение  $d_{кр,y}$  равно 3,4600 мм, а у клапана крестообразного – 2,3694 мм. Отсюда следует, что при равенстве других членов формулы (1) эти клапаны будут обеспечивать различную гидроплотность сопряжения.

Поскольку клапаны крестообразной и круглой формы имеют разные площади поперечных сечений, то диаметры круга уплотнения у клапанов треугольной и квадратной формы определялись в сравнении с площадями поперечных сечений обоих клапанов. Расчеты показывают, что клапан треугольной формы имеет  $d_{т,y} = 3,2166$  мм, квадратной формы  $d_{к,y} = 3,5380$  мм, при равенстве площади их поперечных сечений площади клапана крестообразной формы (12,5124 мм<sup>2</sup>).

Если площади поперечных сечений равня-

ются площади клапана круглой формы (15,6149 мм<sup>2</sup>), то соответственно  $d_{т.у} = 3,8134$  мм,  $d_{п.у} = 4,0198$  мм.

При расчете принято, что диаметры клапанов треугольной  $D_T$  и квадратной  $D_{II}$  формы равны диаметру клапана крестообразной формы:

$$D_K = 5_{-0,017}^{-0,035} \text{ мм.}$$

Выведем формулу для определения площадей поперечных сечений клапанов.

Площадь  $S_{кл.к}$  поперечного сечения клапана крестообразной формы складывается из площадей сегментов  $abce$ , закруглений  $zgxu$ , прямоугольников  $achf$ , прямоугольников  $achf$ , площади квадрата  $fhlg$  и выражается равенством:

$$S_{кл.к} = 4 \cdot (S_{сегм.abc} e + S_{закр.zgx} y + S_{пр.ach} f) + S_{кв.fhlg} \quad (2)$$

После подстановки значений каждого слагаемого, выраженных через ширину пера  $H_K$  и диаметр клапана  $D_K$ , в равенство (2) получим окончательную формулу для расчета площади  $S_{кл.к}$ :

$$S_{кл.к} = \frac{\pi D_K^2 \cdot \arccos \frac{H_K}{D_K}}{180^\circ} + H_K \cdot \sqrt{D_K^2 - H_K^2} - H_K^2 + 0,8600 \cdot r_{закр}^2 \quad (3)$$

Площадь  $S_{кл.к}$  поперечного сечения клапана круглой формы находится по известному выражению:

$$S_{кл.кр.} = \frac{\pi \cdot D_{кр}^2}{4}, \quad (4)$$

где  $D_{кр}$  – диаметр клапана.

Площадь  $S_{кл.тр}$  поперечного сечения клапана треугольной формы складывается (рис. 1в) из площадей треугольников  $oak$ , секторов  $ome$  и выражается равенством:

$$S_{кл. тр} = 3 \cdot (S_{тр.oak} + S_{сек.ome}) \quad (5)$$

После подстановки значений  $S_{тр.oak}$  и  $S_{сек.ome}$ , выраженных через высоту  $H_T$  и диаметр  $D_T$  клапана, получим:

$$S_{кл.тр} = \frac{\pi D_T^2}{4} \cdot \left( 1 - \frac{\arcsin \frac{2H_T - D_T}{D_T}}{60^\circ} \right) + 3 \sqrt{H_T \cdot D_T - H_T^2} \cdot \left( H_T - \frac{D_T}{2} \right). \quad (6)$$

Площадь  $S_{кл.п}$  поперечного сечения клапана квадратной формы складывается из площадей секторов  $oab$  –  $S_{сек.oab}$  треугольников  $оса$  и

выражается равенством:

$$S_{кл.п} = 4 \cdot (S_{сек.oab} + S_{тр.оса}) \quad (7)$$

Подставляя в (7) значения  $S_{сек.oab}$  и  $S_{тр.оса}$ , выраженные через ширину  $H_{II}$  и диаметра  $D_{II}$  клапана, получим формулу:

$$S_{кл.п} = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \cdot \left( 1 - \frac{\arccos \frac{H_{II}}{D_{II}}}{45^\circ} \right) + H_{II} \cdot \sqrt{D_{II}^2 - H_{II}^2}. \quad (8)$$

**Анализ и обсуждение результатов.** Известно, что герметичность торцового уплотнения в значительной степени зависит от размера круга уплотнения [17]. В случае установления уплотняющей способности клапанной пары узла нагнетательного клапана следует проанализировать влияние площади поперечного сечения обратного клапана на величину пропускной способности дросселирующего отверстия, которое зависит от размера круга уплотнения. Для этого получим формулу для определения диаметра  $d_y$  круга уплотнения для каждого клапана. Как видно на рис. 1а у клапана крестообразной формы диаметр  $d_{к.у}$  равняется удвоенной сумме отрезков  $оq$  и  $qu$ :

$$d_{к.у} = 2 \cdot (оq + qu). \quad (9)$$

После подстановки значений  $оq$  и  $qu$  в равенство 9 и необходимых преобразований получим:

$$d_{к.у} = 1,4140 H_K + 0,8280 \cdot r_{закр} \quad (10)$$

У клапана крестообразной формы  $d_{к.у}$  не зависит от величины фаски торца.

У клапана круглой формы  $d_{к.у}$  круга уплотнения зависит от величины фаски торца и выражается зависимостью:

$$d_{кр.у} = D_{кр} - \frac{2h}{\operatorname{tg} \delta}, \quad (11)$$

где  $h$  – высота фаски торца,  $\delta$  – угол фаски.

Диаметр  $d_{т.у}$  круга уплотнения клапана треугольной формы, как видно из рисунка 1в, выражается зависимостью:

$$d_{т.у} = 2H_T - D_T. \quad (12)$$

У клапана квадратной формы диаметр  $D_{п.у}$  круга уплотнения равняется ширине  $H_{II}$  клапана и не зависит от величины фаски клапана.

Полученные формулы (10 – 12) справедливы для случая, когда ось отверстия нагнетательного клапана совпадает с осью обратного клапана. Как показывают исследования, координат следов износа на торце и износа направляющих частей тела клапана, эти оси при работе не совпадают, что вызвано наличием зазора между обратным клапаном и отверстием

седла. Вследствие наличия зазора клапан имеет возможность перемещаться в отверстии седла в плоскости, перпендикулярной оси отверстия. Это смещение вызывает уменьшение диаметра круга уплотнения. Уменьшению диаметра круга уплотнения способствует также смещение нагнетательного клапана относительно седла, что имеет место при работе.

В данном случае рассматривается максимально возможное смещение обратного клапана в отверстии седла и, как следствие этого, уменьшение диаметра круга уплотнения для каждой формы клапана.

У клапанов крестообразной, треугольной и квадратной форм величина возможного смещения зависит от направления перемещения клапана в отверстии седла. У клапана круглой формы она не зависит от направления перемещения.

У клапана крестообразной формы максимальное значение перемещения  $L_K$  (рисунок 2а) получается при движении центра клапана  $O$  вдоль осей  $Y - Y$  и  $Y' - Y'$ . Минимальное значение  $L_K$  получается при движении вдоль осей  $x - x$  и  $x' - x'$ . Определим значение  $L_K$  при движении центра  $O$  вдоль осей  $Y - Y$  и  $Y' - Y'$ . Из рисунка 2а видно, что

$$L_K = ee' = bb'; \quad L_K = ke' - ke; \quad (13)$$

$$ke = p; \quad p - \text{степень точки } k.$$

$$ke = \sqrt{\frac{D_K^2}{2} - ok^2}. \quad (14)$$

Выполняя необходимые построения и преобразования, находим:

$$ok = 0,3535 \cdot (\sqrt{D_K^2 - H_K^2} - H_K). \quad (15)$$

Аналогично равенству (14) напишем:

$$ke' = \sqrt{\frac{D_{\text{отв}}^2}{4} - ok^2}, \quad (16)$$

где  $D_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия седла.

Во избежание громоздких вычислений рекомендуется определить в отдельности значения  $ok$ ,  $ke$ ,  $ke'$  и, подставив в равенство (13) определить значение  $L_K$ .

У клапана круглой формы величина возможного смещения  $L_{кр}$  (рисунок 2б) выражается зависимостью:

$$L_{кр} = \frac{D_{\text{отв}} - D_{кр}}{2}. \quad (17)$$

У клапана треугольной формы максимальное значение  $L_T$  (рисунок 2 в) возможно при перемещении центра  $O$  по прямым  $O - X'$ ,  $O - Y''$ ,  $O - Y'''$ . Но максимальное уменьшение диаметра круга уплотнения получается при перемещении центра  $O$  вдоль осей  $O - X$ ,  $O - Y'$ ,  $O - Y$ , поэтому рассмотрим данный наихудший

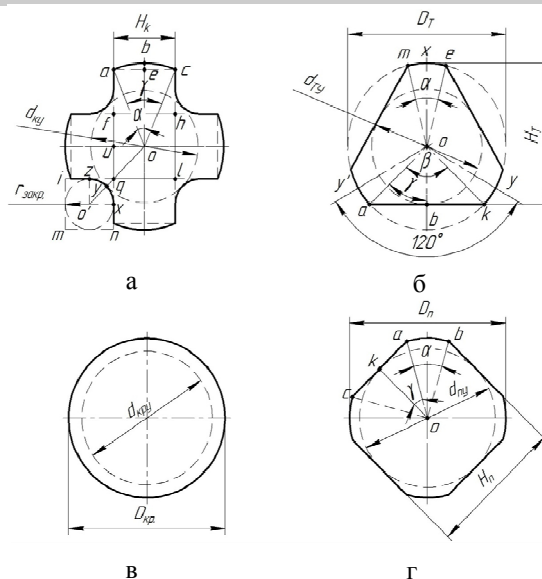


Рисунок 2 – Схемы для определения возможного перемещения клапанов в отверстии седла: а) крестообразного; б) круглого; в) треугольного, г) квадратного.

вариант и так же, как у клапана круглой формы, получим:

$$L_T = \frac{D_{\text{отв}} - D_T}{2}, \quad (18)$$

Максимальное значение  $L_{\Pi}$  клапана квадратного (рисунок 2г) возможно при перемещении центра  $O$  вдоль осей  $Y - Y$  и  $Y' - Y'$ . Получим зависимость  $L_{\Pi}$  от  $D_{\text{отв}}$ ,  $D_{\Pi}$  и  $H_{\Pi}$ .

$$L_{\Pi} = cd = ef; \quad L_{\Pi} = o'd - o'c. \quad (19)$$

После выполнения геометрических построений и выполнения необходимых преобразований, найдем значения  $o'd$  и  $o'c$  и, подставляя их в равенство (19), получим:

$$L_{\Pi} = \frac{1}{2} \cdot (\sqrt{D_{\text{отв}}^2 - D_{\Pi}^2 + H_{\Pi}^2} - H_{\Pi}). \quad (20)$$

Определение диаметра  $d'_{\text{у}}$  круга уплотнения, образовавшегося после смещения клапана на величину  $L$ , необходимо выполнить по формулам:

а) для клапана крестообразной формы:

$$d'_{к.у} = d_{к.у} - 2L_K; \quad (21)$$

б) клапан круглой формы:

$$d'_{кр.у} = d_{кр.у} - 2L_{кр}; \quad (22)$$

в) клапан треугольной формы:

$$d'_{т.у} = d_{т.у} - 2L_T; \quad (23)$$

г) клапан квадратной формы:

$$d'_{п.у} = d_{п.у} - 2L_{\Pi}. \quad (24)$$

Используя данные рабочих чертежей о размерах клапанов, выполним расчеты по приведенным соотношениям и результаты сведем в таблицу.

Клапаны устанавливаются в отверстие седла, имеющего площадь проходного сечения, равную 19,7300 мм<sup>2</sup>. При установке в отверстие клапана крестообразной формы проходное сечение равно 7,2176 мм<sup>2</sup>, при установке круглой формы – лишь 4,1151 мм<sup>2</sup>, т.е. площади различаются 1,8 раза. При этом следует иметь в виду, что максимальное проходное сечение топливопроводящего канала от плунжера в клапанный узел составляет 7,0690 мм<sup>2</sup>, откуда следует, что топливо по пути следования будет испытывать разное гидравлическое сопротивление в зависимости от формы обратного клапана в отверстии седла.

Таблица – Размерные характеристики обратных клапанов

Форма клапана	$S_{кд}, мм^2$	$d_y, мм$	$L, мм$	$d'_y, мм$	$S_{прох.}, мм^2$
Крестообразная	12,5124	2,3694	0,0216	2,3262	7,2176
Круглая	15,6149	3,4600	0,2762	2,9076	4,1151
Треугольная	12,5124	3,2166	0,0192	3,1782	-
	15,6149	3,8134	0,0192	3,7750	-
Квадратная	12,5124	3,5380	0,0269	3,4842	-
	15,6149	4,0198	0,0237	3,9724	-

Давление, соответствующее моменту начала движения обратного клапана, при прочих равных условиях зависит от площади поперечного сечения [18]:

$$P_{к.о} = P_{т.н} > \frac{P_{р.а} (P_n) f_{к.о.о}}{f_{к.о.з}} + \frac{\delta_{к.о} \cdot h_{к.о}}{f_{к.о.з}}, \quad (25)$$

где  $P_{к.о}$  – давление, соответствующее началу открытия обратного клапана, кгс/см<sup>2</sup>;  $P_{т.н}$  – давление топлива за нагнетательным клапа-

ном насоса, кгс/см<sup>2</sup>;  $P_{р.а}$  – давление топлива за распределителем, кгс/см<sup>2</sup>;  $f_{к.о.о}$  – поперечное сечение обратного клапана, на которое действует топливо в открытом состоянии, см<sup>2</sup>;  $f_{к.о.з}$  – поперечное сечение обратного клапана, на которое действует топливо в закрытом состоянии, см<sup>2</sup>;  $\delta_{к.о}$  – жесткость пружины обратного клапана, кгс/см<sup>2</sup>;  $h_{к.о.п}$  – предварительное (установочное) сжатие пружины обратного клапана, см.

Из уравнения (25) следует, что при установке в насос клапанов различной формы они будут открывать дросселирующее отверстие при различном давлении топлива в штуцере, а также закрывать его после отсечки подачи в плунжерной паре. Последнее очень важно, так как от этого зависит уровень остаточных давлений и, в конечном итоге, цикловая подача.

**Выводы.** На основании выполненных теоретических исследований и анализа полученных аналитических зависимостей представляются возможными следующие выводы:

1. Показана целесообразность оценки качества уплотнения обратных клапанов по диаметру круга уплотнения и по величине возможного смещения клапана относительно центра дросселирующего отверстия при заданном значении диаметра направляющего отверстия.

2. В порядке возрастания диаметра круга уплотнения клапаны располагаются в следующей последовательности: крестообразный, круглый, треугольный, квадратный; в порядке уменьшения перемещения клапанов от соосного положения: круглый, квадратный, крестообразный, треугольный.

3. Обратный клапан квадратной формы имеет наилучшие показатели по качеству уплотнения сопряжения и может рекомендоваться взамен серийных клапанов.

4. Принятые размеры серийных крестообразных и круглых обратных клапанов не обеспечивают их функциональную взаимозаменяемость при эксплуатации.

#### Литература

- Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М.: Легион-Автодата, 2015. – 344 с.
- Валиев А.Р., Доброхотов Ю.Н., Иванщиков Ю.В., Васильев А.О. Повышение точности регулирования производительности насосных секций топливного насоса распределительного типа // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – №1 (52). – С. 70-75.
- Каменев В.Ф., Пугачев И.О. Отечественные системы управления дизельными двигателями с топливной аппаратурой аккумуляторного типа и комплексной антиоксичной системой // Транспорт на альтернативном топливе. – 2016. – № 1 (49). – С. 56-62.
- Lee, S.Y. Effects of injection strategies on the flow and fuel behavior characteristics in port dual injection engine /S.Y. Lee, H.J. Lee, Y.T. Kang, J.T. Chung, // Energy. – 2018. – №165. – с. 666-676.
- Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., Магафуров Р.Ж Совершенствование способа регулирования топливной аппаратуры дизелей // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2017. – № 6 (152). – С. 158-163.
- Доброхотов Ю.Н., Пушкаренко Н.Н., Валиев А.Р., Иванщиков Ю.В., Андреев Р.В. Кинематический анализ узла промежуточной шестерни топливных насосов распределительного типа // Вестник Казанского государственного аграрного университета. – 2019. – №1 (52). – С. 82-87.
- Миронов Е.Б., Пузров Н.М. Обеспечение надежности топливной аппаратуры дизельных двигателей

внутреннего сгорания сельскохозяйственной техники // Международный технико-экономический журнал. – 2017. – № 2. – С. 129-132.

8. Lebedevas, S., Rapalis, P., Mickevicienė, R. Research on the energy efficiency indicators of transport diesel engines under transient operation conditions. /S. Lebedevas, P. Rapalis, R. Mickevicienė // Pomorstvo, - 2018. – №32 (2), -pp. 228-238.

9. Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Лепетан Л.В., Чум-Барима Р. Перспективы применения клапана регулировки начала давления в топливной аппаратуре автотракторного дизеля // АвтоГазоЗаправочный комплекс + Альтернативное топливо. – 2017. – Т. 16. № 6. – С. 254-256.

10. Макушев Ю.П., Иванов А.Л., Кая В.А., Войтенков С.С. Улучшение экологических и эффективных показателей дизеля в эксплуатации путем рециркуляции утечек в топливной аппаратуре // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. – 2016. – № 3 (49). С. – 22-30.

11. Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., Юльбердин Р.Р. Методика диагностирования и регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей в полевых условиях // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2018. – № 4 (48). – С. 118-123.

12. Габитов И.И., Неговора А.В. Передовые технологии технического обслуживания и ремонта топливной аппаратуры дизелей // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2015. – № 3 (35). – С. 40-44.

13. Бышов Н.В., Борычев С.Н., Юхин И.А., Успенский И.А., Анализ методов диагностирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей и разработка математической модели топливного насоса высокого давления // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета. – 2016. – № 123. – С. 169-192.

14. Kumar, A.S. Air and Fuel Flow Interaction in Combustion for Various Injector Locations /A.S. Kumar, T.S. Kumar // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2018. – №455(1), - 012028.

15. Раздолин М.В. Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов. – М.: Машиностроение, 1965. – 194 с.

16. Свистула А.Е., Коваленко К.В., Щербаков Д.А. Оценка утечек топлива в прецизионных сопряжениях топливной аппаратуры дизеля // Альтернативные транспортные технологии. – 2018. – Т. 5. – № 1 (8). – С. 357-361.

17. Чванов К.Г. Современные подходы к оценке технического состояния дизельной топливной аппаратуры // Управление рисками в АПК. – 2016. – № 7. – С. 13-19.

18. Горелик Г.Б. Математическое моделирование нестационарных процессов движения в дизельной топливной аппаратуре // Двигатель. – 2016. – № 2 (104). – С. 24-26.

**Сведения об авторах:**

Доброхотов Юрий Николаевич – доцент, e-mail: dobrokhotov47@mail.ru

Иваншиков Юрий Васильевич – кандидат технических наук, доцент, e-mail: iuv53@mail.ru

ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия.

Валиев Айрат Расимович – доктор технических наук, доцент, e-mail: rector@kazgau.com

ФГБОУ ВО «Казанский государственный аграрный университет», г. Казань, Россия,

Андреев Роман Викторович – кандидат технических наук, e-mail: rv\_andreev@mail.ru

ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия.

Пушкаренко Николай Николаевич – кандидат технических наук, e-mail: stl\_mstu@mail.ru

ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», г. Чебоксары, Россия.

**ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF THE CHECK VALVE FORM ON THE FUEL-SUPPLY PROCESS IN THE DISTRIBUTION TYPE PUMPS**

**Dobrokhotov Yu.N., Ivanshikov Yu.V., Valiev A.R., Andreev R.V., Pushkarenko N.N.**

**Abstract.** The stability of the values of cyclic feeds and the angle of the actual beginning of the fuel supply largely depends on the presence of the injection valve of the fuel pump section and its design features. The valve must reliably separate the discharge line from the pre-plunger space and, within certain limits, ensure the residual pressure in the discharge line between cycles. However, the installation of the valve causes a repeated reflection from the valve of the pressure impulses, that follow from the nozzle and leads to the appearance of additional injections or a sluggish fit of the needle on the sprayer seat. In order to eliminate negative consequences, double-acting injection valves are installed on distribution-type pumps, in which the pressure impulses are extinguished by transferring fuel through an additional non-return valve. The use of double-acting valves with non-return valves on distribution-type pumps ensures reliable unloading of the discharge pipe from the cut-off cavity. One of the main purposes of a non-return valve is to provide the necessary hydraulic density of the coupling pressure valve - non-return valve. Serial pumps are equipped with cross-shaped and round-shaped check valves in cross-section, which are designed to provide the same hydraulic tightness of the coupling pressure valve - non-return valve. In the course of research, the results of which are presented in the work, it was revealed that they have different sealing characteristics. In parallel, the characteristics of a triangular and square check valve in cross section were investigated. As a result of research, it was found that square valves have the best sealing characteristics. In the course of the research, it was also revealed that serial check valves of cruciform and round shapes do not provide their functional interchangeability, since they have different abilities to ensure hydraulic tightness of the interface with the discharge valve - non-return valve. Square-shaped check valves in cross-section are more technological to manufacture.

**Key words:** cut-off cavity, hydraulic density, sealing circle, displacement, residual pressure.

References

1. Grekhov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley*. [Fuel equipment and control systems of diesel engines]. – M.: Legion-Avtodata, 2015. – P. 344.
2. Valiev A.R., Dobrokhotoy Yu.N., Ivanschikov Yu.V., Vasilev A.O. Improving the accuracy of regulating the capacity of pumping sections of the distributive type fuel pump. [Povyshenie tochnosti regulirovaniya proizvoditelnosti nasosnykh seksiy toplivnogo nasosa raspredelitel'nogo tipa]. // *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – Herald of Kazan State Agrarian University*. – 2019. – №1 (52). – P. 70-75.
3. Kamenev V.F., Pugachev I.O. Domestic diesel engine control systems with battery-type fuel equipment and integrated anti-toxic system. [Otechestvennyye sistemy upravleniya dizelnymi dvigatelyami s toplivnoy apparaturou akkumul'yatornogo tipa i kompleksnoy antitoksichnoy sistemoy]. // *Transport na alternativnom toplive. – Transport on alternative fuel*. 2016. – № 1 (49). – P. 56-62.
4. Lee, S.Y. Effects of injection strategies on the flow and fuel behavior characteristics in port dual injection engine / S.Y. Lee, H.J. Lee, Y.T. Kang, J.T. Chung, // *Energy*. – 2018. – №165, P. 666-676.
5. Bashirov R.M., Safin F.R., Magafurov R.Zh. Improving the method of regulation of diesel fuel equipment. [Sovershenstvovanie sposoba regulirovaniya toplivnoy apparatury dizeley]. // *Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – Herald of Altai State Agrarian University*. – 2017. – № 6 (152). – P. 158-163.
6. Dobrokhotoy Yu.N., Pushkarenko N.N., Valiev A.R., Ivanschikov Yu.V., Andreev R.V. Kinematic analysis of the intermediate gear node of fuel pumps of distribution type. [Kinematicheskiy analiz uzla promezhutochnoy shesterni toplivnykh nasosov raspredelitel'nogo tipa]. // *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – Herald of Kazan State Agrarian University*. – 2019. – №1 (52). – P. 82-87.
7. Mironov E.B., Puzrov N.M. Ensuring the reliability of the fuel equipment of diesel engines of internal combustion of agricultural machinery. [Obespecheniye nadezhnosti toplivnoy apparatury dizelnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya selskokhozyaystvennoy tekhniki]. // *Mezhdunarodnyy tekhniko-ekonomicheskyy zhurnal. - International Technical and Economic Journal*. – 2017. – № 2. – P. 129-132.
8. Lebedevas, S., Rapalis, P., Mickeviciene, R. Research on the energy efficiency indicators of transport diesel engines under transient operation conditions. /S. Lebedevas, P. Rapalis, R. Mickeviciene // *Pomorstvo*, - 2018. – №32 (2), -P. 228-238.
9. Savastenko A.A., Savastenko E.A., Lepetan L.V., Chum-Barima R. *Perspektivy primeneniya klapana regulirovki nachala davleniya v toplivnoy apparature avtotraktornogo dizelya*. // *AvtoGazoZapravochnyy kompleks + Alternativnoe toplivo*. [Prospects for the use of the valve to adjust the start of pressure in the fuel system of an autotractor diesel. // *Avto-Gas-Refueling Complex + Alternative fuel*]. – 2017. – Vol. 16. № 6. – P. 254-256.
10. Makushev Yu.P., Ivanov A.L., Kanya V.A., Voytenkov S.S. Improving the environmental and effective performance of diesel in operation by recycling leaks in fuel equipment. [Uluchshenie ekologicheskikh i effektivnykh pokazateley dizelya v ekspluatatsii putem retsirkulyatsii utechek v toplivnoy apparature]. // *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii. – Herald Siberian State Automobile and Highway Academy*. 2016. – № 3 (49). P. – 22-30.
11. Bashirov R.M., Safin F.R., Yulberdin R.R. Methods of diagnosing and regulating the fuel equipment of tractor diesel engines in field conditions. [Metodika diagnostirovaniya i regulirovaniya toplivnoy apparatury traktornykh dizeley v polevykh usloviyakh]. // *Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – Herald of Bashkir State Agrarian University*. – 2018. – № 4 (48). – P. 118-123.
12. Gabitov I.I., Negovora A.V. Advanced technologies of maintenance and repair of diesel fuel equipment. [Peredovyye tekhnologii tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta toplivnoy apparatury dizeley]. // *Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – Herald of Bashkir State Agrarian University*. – 2015. – № 3 (35). – P. 40-44.
13. Byshov N.V., Borychev S.N., Yukhin I.A., Uspenskiy I.A. Analysis of diagnostic methods for fuel equipment of autotractor diesel engines and development of a mathematical model of a high-pressure fuel pump. [Analiz metodov diagnostirovaniya toplivnoy apparatury avtotraktornykh dizeley i razrabotka matematicheskoy modeli toplivnogo nasosa vysokogo davleniya]. // *Politematicheskyy setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. - Polytematic network electronic scientific journal of Kuban State Agricultural University*. – 2016. – № 123. – P. 169-192.
14. Kumar, A.S. Air and Fuel Flow Interaction in Combustion for Various Injector Locations /A.S. Kumar, T.S. Kumar // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2018. – №455(1), - 012028.
15. Razdolin M.V. *Uplotneniya aviatsionnykh gidravlicheskikh agregatov*. [Seals of aviation hydraulic units]. – M.: Mashinostroenie, 1965. – P. 194.
16. Svistula A.E., Kovalenko K.V., Scherbakov D.A. *Otsenka utechek topliva v pretsizionnykh sopryazheniyakh toplivnoy apparatury dizelya*. // *Alternativnye transportnye tekhnologii*. [Estimation of fuel leaks in precision interfaces of diesel fuel equipment. // *Alternative transport technologies*]. – 2018. – Vol. 5. – № 1 (8). – P. 357-361.
17. Chvanov K.G. Modern approaches to the assessment of the technical condition of diesel fuel equipment. [Sovremennyye podkhody k otsenke tekhnicheskogo sostoyaniya dizelnoy toplivnoy apparatury]. // *Upravlenie riskami v APK. - Risk management in agriculture*. - 2016. – № 7. – P. 13-19.
18. Gorelik G.B. Mathematical modeling of non-stationary motion processes in diesel fuel equipment. [Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnykh protsessov dvizheniya v dizelnoy toplivnoy apparature]. // *Dvigatel. – Engine*. – 2016. – № 2 (104). – P. 24-26.

Authors:

Dobrokhotoy Yuriy Nikolaevich – Associate Professor, e-mail: dobrokhotoy47@mail.ru  
 Ivanchikov Yuriy Vasilevich – Ph.D. of Technical sciences, Associate Professor, e-mail: iuv53@mail.ru  
 Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia.  
 Valiev Ayrat Rasimovich – Doctor of Technical sciences, Associate Professor, e-mail: rector@kazgau.com  
 Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia,  
 Andreev Roman Viktorovich – Ph.D. of Technical sciences, e-mail: rv\_andreev@mail.ru  
 Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia.  
 Pushkarenko Nikolay Nikolaevich – Ph.D. of Technical sciences, e-mail: stl\_mstu@mail.ru  
 Chuvash State Agricultural Academy, Cheboksary, Russia.