

О ПРИЧИНАХ ОТКАЗА МНОГОСТРУЙНЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

Владимир Дмитриевич Бурдыкин¹
Виктор Валентинович Шередекин¹
Валерий Васильевич Остриков²
Сергей Николаевич Сазонов²

¹Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I

²Всероссийский научно-исследовательский институт использования
техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве

При эксплуатации дизелей отмечается значительное количество отказов, связанных с выходом из строя элементов системы питания, в том числе многоструйных распылителей форсунок из-за закоксовывания распыливающих отверстий. Рассматривается несколько причин, приводящих к коксовым отложениям в полости распылителя. Одной из них является подтекание топлива в результате износа запорной конусной поверхности распылителя. Значительный износ связан с ударными нагрузками на запорную поверхность в результате многократных воздействий иглы и корпуса распылителя в процессе работы форсунки. Второй рассматриваемой причиной является проникновение рабочих газов в полость распылителя в конечной фазе в процессе впрыскивания. Для оценки влияния конструктивных и регулировочных параметров форсунки на величину закоксовывания проведены ускоренные испытания дизеля 4Ч12/14, которые показали, что при снижении давления с началом впрыскивания ниже 15 МПа показатель закоксовывания распылителя возрастает и достигает максимального значения 24% при давлении начала впрыскивания 10 МПа. При таком давлении отмечается дополнительный объём иглы после посадки её на седло, что может быть связано с колебательными процессами в пружине форсунки. Для устранения колебательных процессов рекомендуется увеличить жёсткость пружины до 400–500 Н/мм. С целью снижения износа запорных поверхностей предлагается конструкция распылителя, у которого отсутствует коническая запорная поверхность. Ударные нагрузки воспринимают детали распылителя, находящиеся в полости низкого давления топлива. Износ соприкасающихся поверхностей не влияет на утечки топлива из полости распылителя в цилиндр дизеля, что исключает подтекание топлива и, как следствие, закоксовывание распылителя, а также повышает экономичность дизеля.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: дизель, форсунка, распылитель, давление начала впрыскивания, износ, закоксовывание.

CONCERNING CAUSES OF FAILURE OF MULTIJET SPRAYERS

Vladimir D. Burdykin¹
Viktor V. Sheredekin¹
Valeriy V. Ostrikov²
Sergey N. Sazonov²

¹Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great

²All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture

A significant number of failures in diesels are associated with the failure of power system elements, multi-hole injector spray nozzles, in particular because of injector holes gumming-up. Several causes leading to gumming of injection cavity are considered. One of them is fuel leakage as a result of wear of the shut-off cone surface of the injector. Significant wear is associated with shock loads on the locking surface as a result of repeated needle impacts during the operation of the nozzle. The second reason under consideration is the penetration of working gases into the cavity of an injector in the final phase during the injection process. To assess the impact of the design and adjustment parameters of the nozzle on the amount of gumming, accelerated tests of the 4Ч12/14 diesel engine were carried out, which showed that when the injection pressure decreases below 15 MPa, the injector gumming index begins to increase, reaching its maximum value of 24% at the injection pressure of 10 MPa. At this pressure, an additional volume of the needle is noted after it is placed on the seat, which may be due to oscillating processes

in the nozzle spring. To eliminate vibration processes, it is recommended to increase the spring stiffness up to 400–500 N/mm. In order to reduce the wear of the locking surfaces, the design of the injector is proposed, which does not have a conical locking surface. Shock loads are perceived by the parts of the injector located in the low-pressure fuel cavity. Wear of the contact surfaces does not affect fuel leaks from the injector cavity to the diesel cylinder, which eliminates fuel leakage and, as a result, eliminates gumming of the injector and increases the efficiency of the diesel engine.

KEYWORDS: diesel, nozzle, injector, injection start pressure, wear, gumming.

Опыт эксплуатации тракторных дизелей показывает, что одной из причин выхода из строя форсунок является закоксовывание многоструйных распылителей. Причём этот отказ чаще всего происходит в начальный период работы новых форсунок, сопровождающийся значительным снижением давления начала впрыскивания топлива (P_{ϕ}) из-за приработки контактных поверхностей деталей или несвоевременного проведения технического обслуживания. Износ запорных поверхностей приводит к снижению герметичности, подтеканию топлива и образованию коксовых отложений в распыливающих отверстиях [3, 4]. Это снижает пропускную способность форсунки и, как следствие, уменьшает динамические и экономические показатели дизеля [5]. Причинам образования коксовых отложений посвящено значительное число научных работ [3, 4, 10, 11].

Анализ вопроса об износе запорных поверхностей при исследованиях работоспособности распылителей позволяет выделить в основном две его причины [7, 2, 9]. Первая – это абразивный износ, и вторая – износ, связанный с ударными нагрузками в процессе взаимодействия иглы и корпуса распылителя [8, 9]. Уровень давления топлива при впрыскивании топлива в цилиндр дизеля, гидромеханические нагружения и физико-механические свойства материалов также оказывают влияние на характер износа конических запорных поверхностей распылителей [2, 14].

Чтобы выявить зависимость закоксовывания многоструйных распылителей от давления начала подъёма иглы, были проведены исследования унифицированных форсунок ФД-22 (11.1112010-02) дизелей Д-65Н (4Ч 11/13) и форсунки 111.1112010-02 дизеля СМД-14Н (4Ч 12/14) [10].

На рисунке 1, а приведены результаты сравнительных стендовых испытаний дизеля 4Ч 12/14. Анализ показывает, что значительное закоксовывание распылителей наблюдается при снижении давления начала впрыскивания топлива ниже 15 МПа, коэффициент закоксовывания достигает максимального значения 24% при $P_{\phi} = 10$ МПа. Эти данные подтверждаются результатами эксплуатационных испытаний, во время которых значительное снижение P_{ϕ} приводило к существенному закоксовыванию распылителей [4, 5, 12].

Для определения влияния давления начала впрыскивания топлива на параметры процесса топливоподачи и объяснения зависимости закоксовывания распылителей от P_{ϕ} проведено осциллографирование процесса топливоподачи на дизеле 4Ч 12/14 с топливным насосом ЛСТН49010Б (В7.80.16.001) и форсункой 111-1112010-02 (ход иглы распылителя – 0,25 мм). Осциллографирование осуществлялось на двух режимах: при частоте вращения коленчатого вала $n = 30 \text{ с}^{-1}$ и мощности $N_e = 59 \text{ кВт}$, а также при $n = 23,3 \text{ с}^{-1}$ и $N_e = 51,5 \text{ кВт}$. При этом на ленте осциллограммы фиксировали положение ВМТ, давление газов в цилиндре и топлива в полости форсунки дизеля, усилия на нижнем и верхнем опорных витках пружины, ход иглы.

Многие исследователи считают, что одной из основных причин закоксовывания многоструйных распылителей является проникновение газов из цилиндра в полость распылителя в конечной фазе процесса впрыскивания топлива. При этом, как указывают авторы, необходимо, чтобы давление газа в цилиндре превышало давление топлива в полости распылителя в момент посадки иглы на седло [6, 10, 11].

На рисунках 1, б и 1, в видно, что действительно такой перепад имеется во всем диапазоне давлений начала впрыскивания топлива. Однако закоксовывание распылителей практически отсутствует в широком диапазоне давлений от 15 до 22,5 МПа (рис. 1, а). При дальнейшем снижении давления начала впрыскивания перепад давлений увеличивается незначительно, а закоксовывание резко возрастает, достигая максимального значения при $P_{\phi} = 10$ МПа. Такой характер закоксовывания распылителей при снижении P_{ϕ} нельзя полностью объяснить только перепадом давлений топлива и цилиндрических газов.

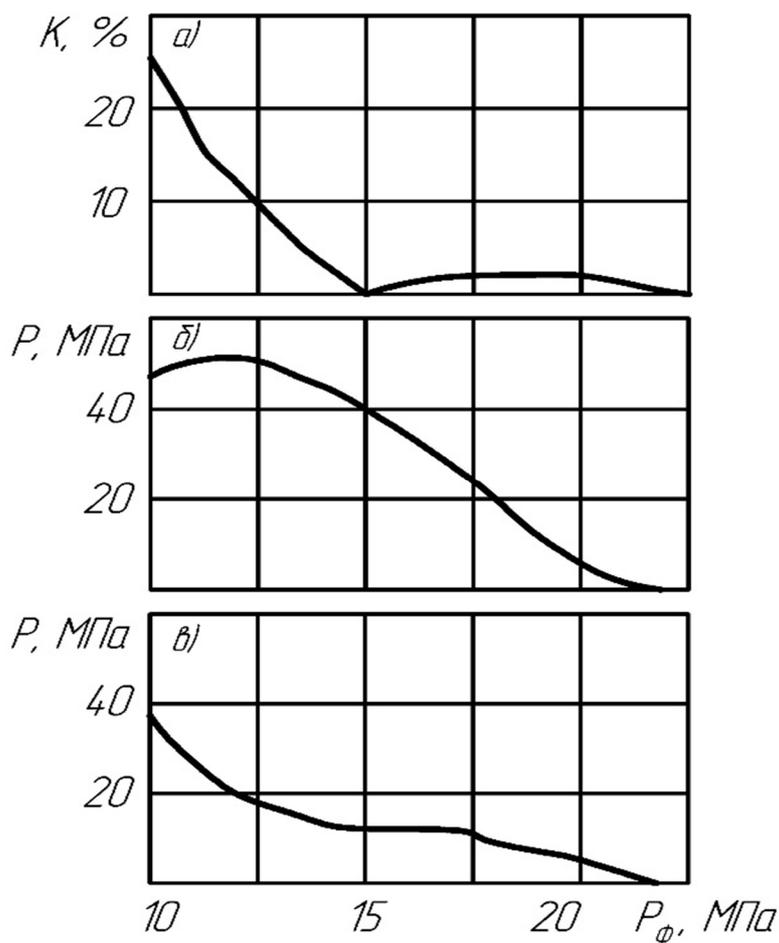


Рис. 1. Зависимости закоксовывания распылителей (а) и перепада давления топлива и газа в цилиндре (б – при $n = 50 \text{ с}^{-1}$, $N_e = 59 \text{ кВт}$; в – при $n = 23,3 \text{ с}^{-1}$, $N_e = 51,5 \text{ кВт}$) от давления начала впрыскивания топлива

При обработке осциллограмм было отмечено, что в случае снижения давления начала впрыскивания до 12,5 МПа и ниже при $n = 30 \text{ с}^{-1}$ наблюдается подскок иглы, т. е. сразу же после посадки игла дополнительно поднимается на высоту до 0,038 мм; продолжительность этого подъёма иглы соответствовала $3,1^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Подскок иглы происходит из-за её удара о корпус распылителя и вследствие того, что усилие пружины, действующее на иглу, непостоянно. Давление топлива в полости форсунки и газов в цилиндре также изменяется.

Следует отметить, что в этот момент давление топлива увеличивается до 5 МПа, а давление газов достигает максимального значения 8 МПа, что вызывает подскок иглы. Таким образом, подскок иглы создаёт дополнительную возможность для проникновения газов из цилиндра в полость распылителя, вследствие чего резко увеличивается

закоксовывание распылителей при $P_{\phi} = 12,5$ МПа. При снижении давления начала впрыскивания до 10 МПа величина перепада давлений остаётся практически постоянной, а закоксовывание распылителей достигает максимального значения.

Анализ осциллограмм, полученных при данном P_{ϕ} , показал, что в этом случае, кроме подскока иглы, наблюдается её дополнительный подъём через 0,0014–0,002 с после основного периода впрыскивания. Подъём иглы достигает 0,15 мм и длится 0,0016 с (14° поворота коленчатого вала дизеля).

В качестве характерного примера на рисунке 2 представлена осциллограмма процесса топливоподачи при $P_{\phi} = 10$ МПа, частоте вращения коленчатого вала $23,3$ с $^{-1}$ и крутящем моменте 351,2 Нм. Повторному подъёму иглы при низких давлениях начала впрыскивания способствуют колебания давления топлива в трубопроводе высокого давления и переменное усилие на опорных витках пружины [1, 12].

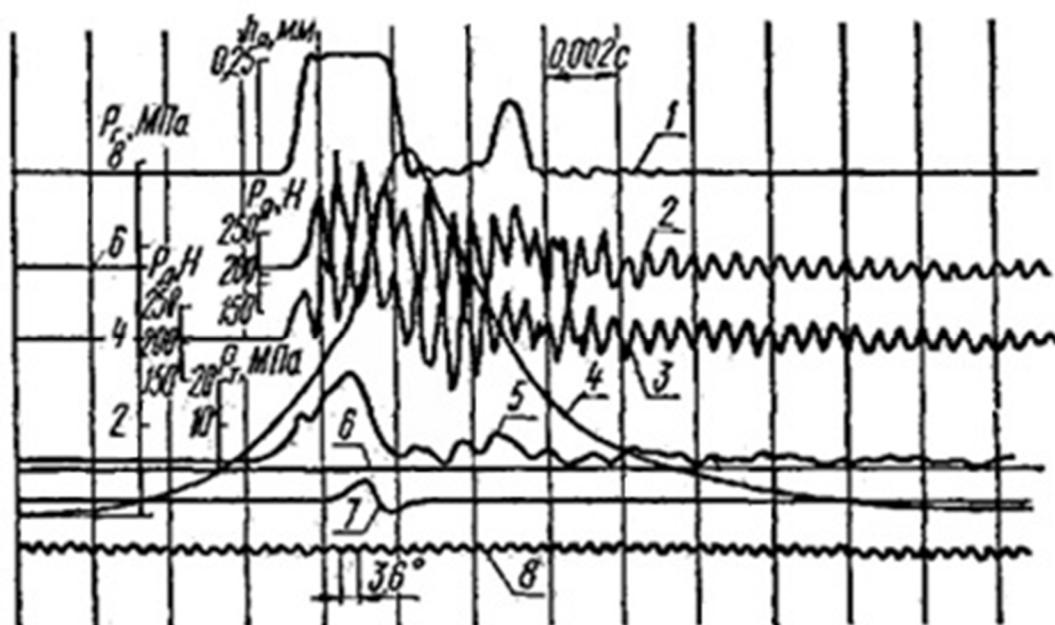


Рис. 2. Осциллограмма процесса топливоподачи при $P_{\phi} = 10$ МПа, $n = 23,3$ с $^{-1}$:
 1 – ход иглы; 2, 3 – динамические усилия (P_d) на верхнем и нижнем витках пружины;
 4, 5 – давление газа в цилиндре (P_g) и топлива (P_t) в полости форсунки;
 6 – нулевая линия; 7 – отметка ВМТ; 8 – отметка поворота коленчатого вала

Статическое усилие, создаваемое пружиной при давлении начала подъёма иглы, равно 10 МПа, составляет 208 Н. В процессе впрыскивания и после посадки иглы возникают колебания усилий на опорных витках пружины с размахом 60–70 Н. Поэтому усилие, воспринимаемое иглой, снижается до 130–140 Н, а одновременное колебание давления топлива приводит к её повторному подъёму.

Повторный подъём иглы при малых давлениях впрыскивания топлива является одной из возможных причин проникновения газов из цилиндра в полость распылителя и, как следствие, значительного закоксовывания распылителей, достигающего максимума при $P_{\phi} = 10$ МПа.

Одним из способов устранения дополнительного подъёма иглы может служить увеличение жесткости пружины для сокращения продолжительности колебаний усилий на опорных витках пружины. Осциллографирование процесса топливоподачи с пружи-

ной жёсткостью 400–500 кН/мм показало, что в этом случае происходит увеличение собственной частоты колебаний пружины и подвижных деталей при снижении амплитуды и сокращении продолжительности колебаний усилий до 0,022 с. Таким образом, при данной жёсткости пружины усилие, передаваемое пружиной, стабилизируется к моменту прихода волны давления топлива, что исключает повторный подъём иглы и снижает возможность проникновения газов из цилиндра в полость распылителя.

Стендовые испытания дизеля подтвердили эффективность применения пружины с увеличенной жёсткостью. В этом случае закоксовывание распылителей отсутствовало при $P_{\phi} = 12,5\text{--}22,5$ МПа, а при $P_{\phi} = 10$ МПа оно уменьшилось в 2 раза по сравнению с серийным вариантом пружины и не превысило 12%.

С целью снижения закоксовывания распылителей и повышения надёжности предлагаются различные технологические и конструктивные решения [3, 6, 8].

Одним из них является применение распылителя с иглой, выполняющей роль золотникового клапана [13]. На рисунке 3 представлена конструкция данного распылителя.

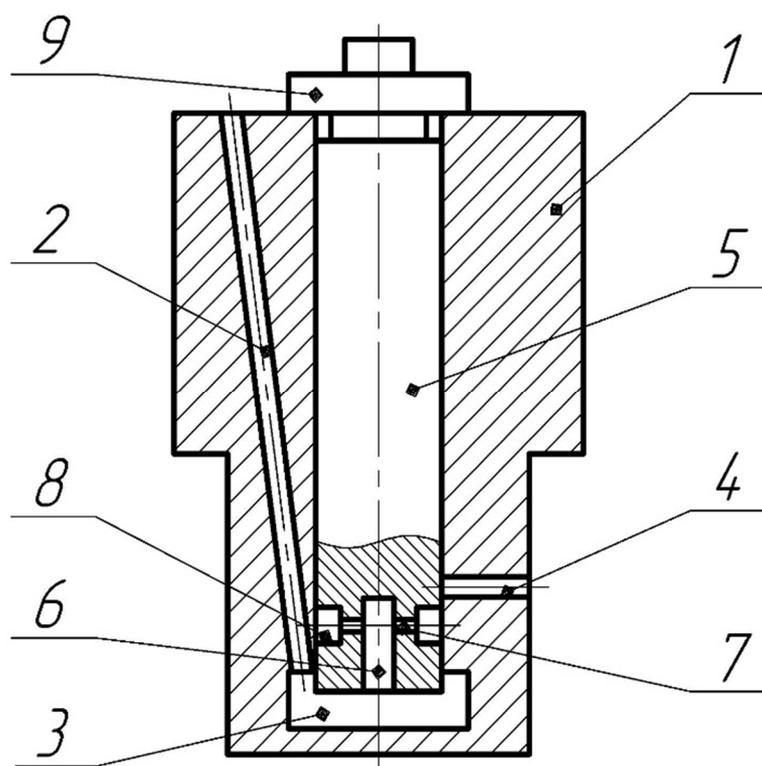


Рис. 3. Распылитель форсунки: 1 – корпус; 2 – топливоподводящий канал; 3 – подклапанная полость; 4 – распыливающее отверстие; 5 – золотниковый запорный клапан; 6 – осевой канал; 7 – радиальное отверстие; 8 – кольцевая проточка; 9 – ограничитель хода

В предложенной конструкции распылителя в процессе впрыскивания топливо воздействует на постоянную площадь золотникового запорного клапана, что обеспечивает постоянное давление топлива в момент начала подъёма и в момент посадки иглы на седло, в отличие от распылителей с дифференциальной площадкой. Такая конструкция распылителя позволяет получить более мелкое распыливание топлива в конечной фазе процесса впрыскивания, что положительно сказывается на экономичности дизеля и исключает проникновение газов в полость распылителя. После прекращения подачи топлива и перемещения запорного клапана вниз верхняя часть клапана воздействует на

корпус распылителя и останавливается. При этом площадь контактирующих поверхностей значительно больше, чем у конусной формы серийных распылителей. Это приводит к снижению ударных нагрузок и уменьшению износа поверхностей. Следует отметить, что износ контактирующих поверхностей не оказывает влияние на гидроплотность и герметичность распылителя, так как они находятся в полости низкого давления.

Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы.

1. При определении предельно допустимого снижения давления начала впрыскивания топлива, и, следовательно, периодичности технического обслуживания в условиях эксплуатации следует принимать во внимание не только общепринятые показатели (изменение производительности топливного насоса, изменение экономичности и др.), но и возможность значительного закоксовывания распылителей.

2. При снижении давления начала впрыскивания наблюдается существенное закоксовывание распылителей.

3. Подскок и дополнительный подъём иглы после основного впрыскивания топлива создают возможность проникновения газов из цилиндра в полость распылителя.

4. Эффективным средством устранения подскока и дополнительного подъёма иглы является увеличение жёсткости пружины до 400–500 кН/мм.

5. С целью снижения износа запорных поверхностей распылителя предлагается распылитель золотникового типа с отсутствием запорной конической поверхности.

Библиографический список

1. Агеев Б.С. О расчете действительных усилий в пружинах форсунок дизелей / Б.С. Агеев, В.В. Чурсин // Энергомашиностроение. – 1977. – № 5. – С. 11–14.

2. Анализ видов нагружения и причин снижения ресурса уплотняющего прецизионного сопряжения распылителя топливной форсунки дизеля / В.Е. Лазарев, Г.В. Ломакин, Е.А. Лазарев и др. // Вестник Южно-уральского государственного аграрного университета. Серия: Машиностроение. – 2012. – № 33 (292). – С. 54–59.

3. Василевский В.П. Повышение срока службы форсунок автотракторных дизелей путем уменьшения интенсивности их закоксовывания : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / В.П. Василевский. – Москва, 1986. – 17 с.

4. Володин А.И. Причины образования кокса в сопловых отверстиях распылителей форсунок дизелей / А.И. Володин, Л.Ю. Михайлова, Ю.П. Макушев // Омский научный вестник. – 2013. – № 1 (117). – С. 59–63.

5. Вохмин Д.М. Обоснование влияния коэффициента закоксованности распылителей на периодичность технического обслуживания форсунок дизельных двигателей / Д.М. Вохлин // Научно-технический вестник Поволжья. – 2015. – № 3. – С. 113–116.
6. Гурин Т.Ю. Повышение долговечности форсунок автотракторных дизелей модернизацией распылителей : автореф. дис. ... канд. тех. наук : 05.20.03 / Т.Ю. Гурин. – Новосибирск, 2010. – 18 с.
7. Керученко Л.С. Факторы, определяющие износ запорного сопряжения распылителя форсунки дизельного двигателя / Л.С. Керученко, И.В. Веретено, Р.В. Даманский // Вестник Омского государственного аграрного университета. – 2016. – № 2 (22). – С. 222–227.
8. Марков В.А. Совершенствование конструкции распылителя форсунки дизеля / В.А. Марков, С.Н. Девянин, А.А. Ефанов // Грузовик. – 2010. – № 7. – С. 2–9.
9. Перекрестков А.П. Износ конусного уплотнения форсунки дизельного двигателя как результат усталостного процесса изнашивания / А.П. Перекрестков, М.А. Саидов // Вестник Астраханского государственного технического университета. – 2008. – № 5. – С. 135–138.
10. Прокопов Н.В. Влияние конструктивных и регулировочных параметров форсунки ФД-22 на закоксовывание сопл распылителя / Н.В. Прокопов, В.Д. Бурдыкин, Н.И. Самусь // Двигателестроение. – 1980. – № 2. – С. 41–43.
11. Прокопов Н.В. О причинах закоксовывания многосопловых распылителей / Н.В. Прокопов, А.И. Моисеев // Записки Воронежского сельскохозяйственного института. – Воронеж : ВСХИ, 1971. – Т. 48, вып. 2. – С. 53–58.
12. Трусов В.И. Форсунки автотракторных дизелей / В.И. Трусов, В.П. Дмитренко, Г.Д. Масляный. – Москва : Машиностроение, 1977. – 167 с.
13. Пат. 2239089 Российская Федерация, МПК F02M 61/16, F02M 61/04 (2000/01). Распылитель форсунки для дизеля / М.Н. Кухарев, В.Д. Бурдыкин, А.В. Грибанов, А.В. Белоглазов ; заявитель и патентообладатель Воронежский государственный аграрный университет им. К.Д. Глинки. – № 2003105078/06 ; заявл. 20.02.2003 ; опубл. 27.10.2004, Бюл. № 30. – 4 с.
14. Diesel – Speichereinspritzsystem Common Rail. Technische Unterrichtung / Bosch. [Chefred.: Horst Bauer]. – Stuttgart. – Ausgabe 98/99. – 1998. – 49 s.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ Принадлежность к организации

Владимир Дмитриевич Бурдыкин – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: burdykin50@mail.ru.

Виктор Валентинович Шередекин – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», Россия, г. Воронеж, e-mail: viktor_scher@mail.ru.

Валерий Васильевич Остриков – доктор технических наук, зав. лабораторией использования смазочных материалов и отработанных нефтепродуктов ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: viitinlab8@bk.ru.

Сергей Николаевич Сазонов – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник лаборатории эксплуатационных требований к сельскохозяйственной технике ФГБНУ «Всероссийский научно-исследовательский институт использования техники и нефтепродуктов в сельском хозяйстве», Россия, г. Тамбов, e-mail: snsazon@mail.ru.

Дата поступления в редакцию 12.11.2020

Дата принятия к печати 27.12.2020

AUTHOR CREDENTIALS Affiliations

Vladimir D. Burdykin, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: burdykin50@mail.ru.

Viktor V. Sheredekin, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Applied Mechanics, Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great, Russia, Voronezh, e-mail: viktor_scher@mail.ru.

Valeriy V. Ostrikov, Doctor of Engineering Sciences, Head of the Laboratory for the Use of Lubricants and Spent Oil Products, All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture, Russia, Tambov, e-mail: viitinlab8@bk.ru.

Sergey N. Sazonov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Chief Scientific Researcher, Laboratory of Operational Requirements for Agricultural Machinery, All-Russian Research Institute for Use of Machinery and Petroleum Products in Agriculture, Russia, Tambov, e-mail: snsazon@mail.ru.

Received November 12, 2020

Accepted after revision December 27, 2020