

DOI
УДК 621.43.001.42

**ТЕСТОВЫЙ КОНТРОЛЬ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ СОВРЕМЕННОЙ
АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ**

А. В. Гриценко, К. В. Гаврилов, И. Х. Гималтдинов, М. В. Битюков

Реферат. В статье представлены результаты исследования энергобаланса при изменении технического состояния топливного насоса машин сельскохозяйственного назначения. Свыше 30% отказов двигателей внутреннего сгорания приходится на топливную систему. Своевременное диагностирование, проведение ремонтных работ и работ по техническому обслуживанию (последнее, зачастую не предусмотрено или не выполняется) электрических топливных насосов позволяет повысить срок и ресурс службы. Расчет энергетического баланса является предпосылкой разработки нового или модернизации существующего метода диагностирования топливного насоса. Подчеркивается важность использования силы тока, как диагностического параметра (при определении технического состояния) насоса в режиме создания максимального давления топливной системы. По результатам исследований дополнительным диагностическим параметром может служить скорость нарастания тока питания насоса. Исследования показали, что при увеличении гидравлического сопротивления топливной системы на 90% средняя скорость нарастания тока составила – 7,6 А/с. При снижении гидравлического сопротивления системы топливоподачи менее, чем на 10% средняя скорость нарастания тока составила – 19,2 А/с. Ток является чувствительным параметром, который увеличивается или уменьшается в зависимости от уровня роста гидравлического сопротивления или утечек в топливной системе. Мощность насоса, затрачиваемая на гидравлические потери, существенно не изменялась, ввиду постоянного значения напряжения работы насоса. Идеи (методы, методики), разработанные в статье хорошо согласуются с вопросами моделирования процессов в гидродинамических трибосопряжениях топливных насосов высокого давления, в частности, для систем Common Rail. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-10042, Тема: Численное моделирование процессов в гидродинамических трибосопряжениях топливных насосов высокого давления для перспективных форсированных дизельных двигателей <https://rscf.ru/project/23-29-10042/>.

Ключевые слова: топливная система, электронасос, сила тока, скорость тока, мощность насоса, гидравлические потери, энергобаланс.

Введение. Сельскохозяйственное машиностроение – одна из важнейших отраслей в машиностроительном комплексе, имеющая долю в выпуске машин и оборудования примерно в 19%. Сельхозмашиностроение остается приоритетным направлением в машиностроении России, поскольку содействует решению продовольственных задач, поставленных перед сельским хозяйством и является самостоятельным сектором экономики агропромышленного комплекса (АПК) страны [1].

По данным Росспецмаша, за 2022 год продажи сельскохозяйственной техники в России увеличились на 17%. Выпуск сельскохозяйственных машин вырос на 15%. Однако, в связи с перебоями поставок комплектующих из-за рубежа, отмечается тенденция сокращения производства сельхозтехники в нашей стране (рис. 1). На 32% меньше было собрано зерноуборочных комбайнов, на 14% - кормоуборочных и на 1% - тракторов [1, 2, 3].

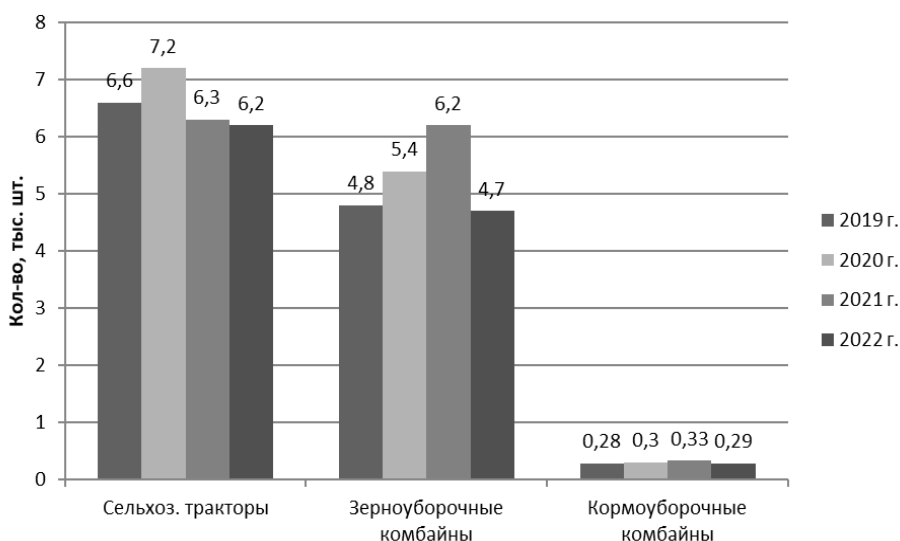


Рис. 1 – Динамика производства сельхозтехники (под сельскохозяйственной техникой понимаются только самоходные машины: тракторы, зерно- и кормоуборочные комбайны. Годы читаются слева-направо в порядке возрастания) в России в период 2019-2022 годы

В таблице 1 представлены статистические данные эксплуатируемой сельхозтехники в России в динамике за 2019-2022 годы [3, 4].

Анализ показал (табл. 1), что за последние 4 года в агропромышленном комплексе парк сельхозтехники сократился на 5...6%.

Таблица 1 – Парк самоходных машин в АПК России, тыс. шт

	2019 г.	2020 г.	2021 г.	2022 г.
Сельскохозяйственные тракторы	206,7	203,6	198,3	196,7
Зерноуборочные комбайны	55,0	53,9	52,6	52,3
Кормоуборочные комбайны	11,8	11,4	10,9	10,7

Основной причиной сокращения по-прежнему остается то, что до 80% машинно-тракторного парка (МТА) выработало свой ресурс. Покупка новой техники или ремонт существующей обходится потребителю повышенными затратами, а порой и вовсе является нерентабельным. Это приводит к тому, что 20% МТА не принимают участия в полевых работах, в свою очередь эффективность работы АПК резко снижается.

Для повышения эффективности работы АПК необходима разработка новых методов и методик диагностирования эксплуатируемых машин. Уровень современной автотракторной электроники позволяет при производстве сельхозтехники включать в электронные блоки управления программы самодиагностики с применением искусственного интеллекта и цифровизации.

Достигнуть выдвинутых в исследовании целей можно путем повышения уровня научно-технического потенциала, улучшения материально-технической и ремонтно-обслуживающей базы [5].

Одной из причин снижения производительности сельскохозяйственных машин является неэффективное использование ремонтно-обслуживающей базы [6, 7, 8]. Данную проблему можно выразить в виде несоответствия методов диагностирования и уровня конструктивного развития современных систем [9, 10, 11]. Необходимость в разработке и модернизации новых методов диагностирования и систем технического контроля машин и их компонентов остается актуальной в наши дни [12, 13, 14].

Двигатель внутреннего сгорания важнейший узел любой самоходной машины [15, 16, 17]. На долю его отказов и неисправностей, по разным статистическим данным, приходится от 14 до 43% от числа всех неисправностей систем машин [18, 19].

Анализируя статистику неисправностей двигателя стоит отметить, что на систему топливоподачи приходится свыше 30% от общей доли отказов и неисправностей силового агрегата, что, безусловно, требует особого внимания к диагностированию топливной аппаратуры [20].

Повышение эффективности процесса диагностирования топливной аппаратуры (топливного насоса) применением тестовых методов.

Энергетический баланс, есть выражение частного фундаментального закона сохранения энергии, представляющий

собой равенство между энергией подведенной к топливному насосу ($E_{под}$) и суммарной энергией переданной всей топливной системе ($E_{перед}$):

$$E_{под} = E_{перед} \text{ Дж,} \quad (1)$$

Согласно закону Джоуля-Ленца, при силе тока (I , А) за время (t , с), перемещается заряд в поле с разностью напряжения (U , В), тогда подведенная электрическая энергия есть произведение:

$$E_{под} = I \cdot U \cdot t \text{ Дж,} \quad (2)$$

Переданная энергия есть сумма всех потерь электрических ($E_{эл.пот}$), гидравлических ($E_{гид.пот}$) и полезной работы ($A_{пол}$):

$$E_{перед} = E_{эл.пот} + E_{гид.пот} + A_{пол} \text{ Дж,} \quad (3)$$

Тогда, с учетом раскрытия отдельных элементов уравнения получим:

$$E_{перед} = \left(\frac{U}{R} \right)^2 \cdot R \cdot t + \left(\frac{P}{\rho \cdot g} \cdot t \right) + (Q \cdot P \cdot t) \text{ Дж,} \quad (4)$$

где R – сила сопротивления, Ом; P – давление в системе топливоподачи, МПа; ρ – плотность используемой жидкости, г/см³; g – ускорение свободного падения, м/с²; Q – пропускная способность (м³/с), определяется формулой:

$$Q = \mu \cdot S \sqrt{\frac{2 \cdot P}{\rho}} \text{ м}^3/\text{с,} \quad (5)$$

где μ – коэффициент расхода жидкости; S – площадь сечения топливопровода, мм².

Стоит отметить, что гидравлические потери можно выразить через мощность ($N_{гид.пот}$, Вт) и время (t , с), тогда формула примет следующий вид:

$$E_{гид.пот} = N_{гид.пот} \cdot t \text{ Дж,} \quad (6)$$

где $N_{гид.пот} = \frac{\Delta A}{\Delta t} = I \cdot U$ Вт.

В ходе преобразования получим формулу силы потребляемого тока:

$$I = U \cdot \left(\frac{1}{R} + \frac{\Delta P - \Delta P_{пер}}{\rho \cdot g} \right) + \mu \cdot S_{общ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\Delta P - \Delta P_{пер})^3}{\rho}} \text{ А,} \quad (7)$$

Скорость изменения силы тока можно выразить в виде уравнения:

$$V = \frac{\Delta I}{\Delta t} \text{ А,} \quad (8)$$

Таким образом, определен алгоритм расчета энергобаланса топливной аппаратуры, выведена зависимость силы тока топливного насоса от электрических его параметров [8, 9, 10, 11].

Условия, материалы и методы. Теоретическая часть исследования выполнялась с использованием общих методов и методик, применяемых в физике (электротехника, гидравлика), математике (теория вероятности, математическая статистика).

Экспериментальные исследования

проводились на испытательном стенде двигателя ЗМЗ-4062 (рис. 2). Экспериментальные исследования проводились при выключенном двигателе с приводом топливного насоса от внешнего блока питания [9, 13, 14]. На двигателе установлен топливный насос марки «Peкар» с рабочим напряжением 10,8-15 В, питающийся от блока питания марки «Вымпел».

К плюсовой клемме насоса присоединяется высокочувствительный датчик тока, фиксирующий значения силы тока насоса и передающий их на цифровой осциллограф и далее на ПК [9, 13, 14]. В исследовании применялись калиброванные жиклеры (различных диаметров 0,4...4,6 мм) имитирующие рост гидравлического сопротивления в топливной магистрали.

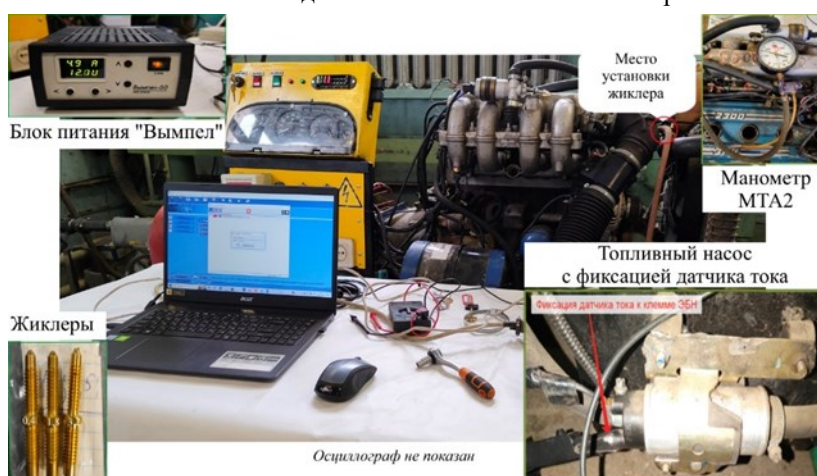


Рис. 2 – Испытательный стенд «ЗМЗ-4062» и испытательное оборудование

Схема расположения испытательного оборудования приведена на рисунке 3.

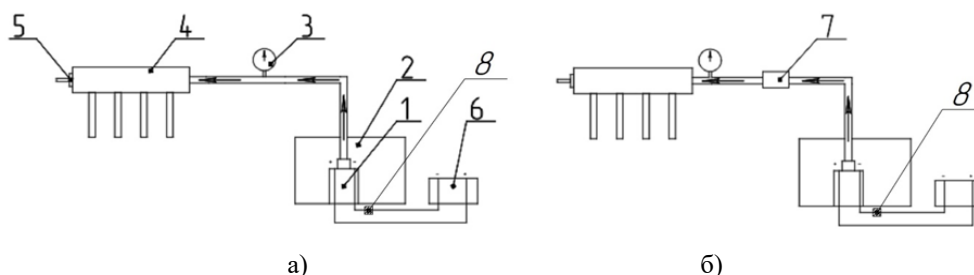


Рис. 3 – Схема для диагностирования топливного насоса: а) без сопротивления; б) с сопротивлением; 1 – насос; 2 – топливный бак; 3 – манометр; 4 – топливная рампа; 5 – регулятор давления; 6 – блок питания; 7 – жиклер; 8 – датчик тока

Выбор диапазона диаметров жиклеров обоснован в результате предварительных экспериментов, в которых установлены пределы варьирования их размеров: 0,4 мм – минимальный диаметр жиклера с учетом критического повышения гидравлического сопротивления; 6,0 мм – диаметр топливопровода; размеры диаметров жиклеров внутри диапазонов 4,6; 3,2; 1,8 мм – среднеарифметические значения между минимальным и максимальным диаметрами сопротивления. Данные, полученные с высокочувствительного

датчика тока поступают на измерительный канал цифрового осциллографа, после чего по USB-проводу передаются на компьютер и графически отображаются в программе «Oscilloscope» (рис. 4). Как видно из рисунка 4, в начальный момент пуска топливного насоса, ток питания достигает максимальной величины ($I_{\max}=8 \text{ А}$).

Далее, когда преодолевается сила трения, и ротор топливного насоса страгивается с места, сила тока резко снижается до минимального значения $I_{\min}=2,5 \text{ А}$.

После чего, сила тока начинает плавно возрастать по мере увеличения гидравлического сопротивления линии топливоподдачи, и достигает постоянной величины. Рост сопротивления топливного фильтра, повреждение

топливных магистралей, нарушения работы регулятора давления и многие другие неисправности существенно сказываются на величине тока питания топливного насоса [9, 13, 14].

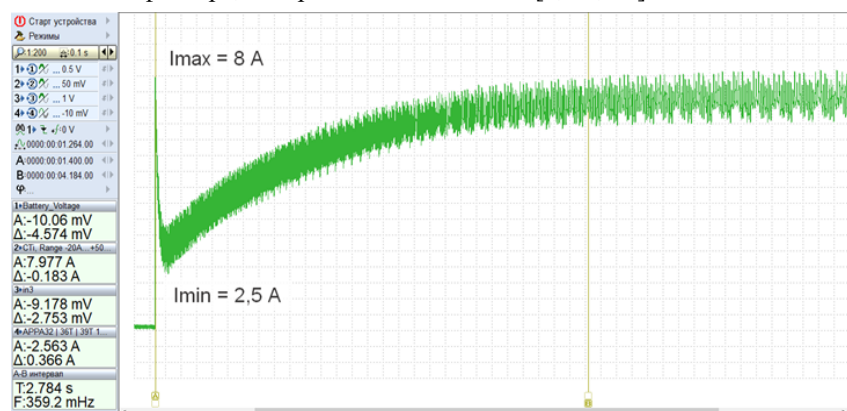


Рис. 4 – Образец участка измерения силы тока питания топливного насоса с установленным в линию топливоподдачи жиклером диаметром 0,4 мм (снимок сделан с компьютерного приложения программы «Oscilloscope»): максимальный ток питания $I_{\max}=8$ А; минимальный ток питания $I_{\min}=2,5$ А

Проведем анализ рисунка 4 более подробно, для последующего сопоставления экспериментальных данных между собой (при

имитации роста гидравлического сопротивления линии топливоподдачи). В результате получим рисунок 5.

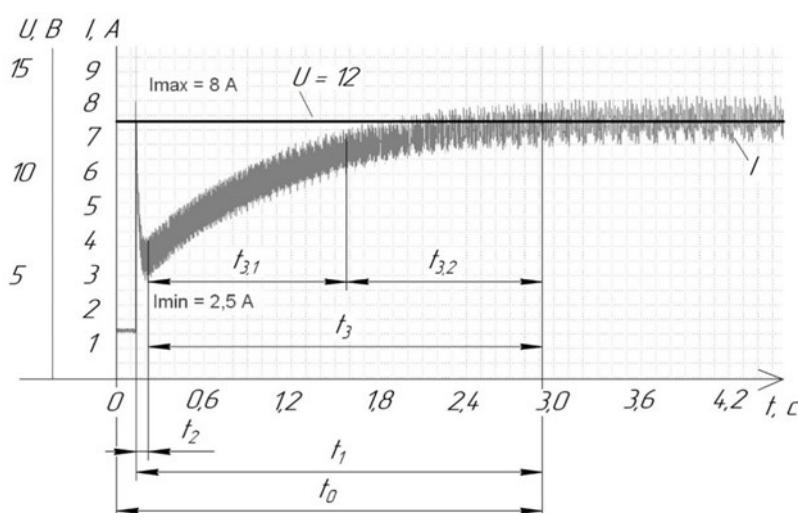


Рис. 5 – Измерение силы тока насоса с оцениванием параметров времени: t_0 – время работы насоса до стабилизации тока питания; t_1 – время с момента начала питания насоса до стабилизации значения тока; t_2 – время на преодоление механических потерь; t_3 – время с точки начала роста гидравлического сопротивления в линии топливоподдачи до стабилизации тока питания насоса; $t_{3,1}$ – $t_{3,2}$ – промежуточные участки t_3

Как видно из рисунка 5, появились дополнительные временные параметры, анализ изменения которых поможет понять, какие из них имеют наибольшую чувствительность к увеличению гидравлического сопротивления линии топливоподдачи. Выполним анализ скорости тока и мощности насоса, затрачиваемой на преодоление гидравлических потерь. Для этого, измеряемый участок, обработанный в ходе эксперимента приложением программы «Oscilloscope» цифрового осциллографа, визуально разделим на временные участки (рис. 5). Оцениваемыми участками времени примем:

время работы насоса до стабилизации тока питания (t_0 , эквивалент скорости нарастания тока – V_0 , мощности – $N_{\text{гид.пот}(0)}$), время с момента начала подачи питания к насосу до стабилизации значения силы тока (t_1 , эквивалент скорости нарастания тока – V_1 , мощности – $N_{\text{гид.пот}(1)}$), время на преодоление механических потерь (t_2 , эквивалент скорости нарастания тока – V_2 , мощности – $N_{\text{гид.пот}(2)}$), время с точки начала роста гидравлического сопротивления в линии топливоподдачи до стабилизации тока питания насоса (t_3 , эквивалент скорости нарастания тока – V_3 , мощности – $N_{\text{гид.пот}(3)}$).

Значения силы тока на измеряемых участках принимаются как среднеарифметические. Для более точной оценки скорости тока разделим участок t_3 , поскольку в этом промежутке времени наблюдается резкое повышение значения силы тока ($t_{3,1}$, $t_{3,2}$ – промежуточные участки). Напряжение насоса, на всех участках измерения с использованием встроенных в топливную систему жиклеров различных диаметров, оставалось постоянным (≈ 12 В), что соответствовало номинальному давлению

в топливной рампе – 0,3-0,6 МПа [13, 14].

Результаты и обсуждение. В ходе предварительного экспериментального исследования были произведены измерения силы тока (I , А), времени (t , с), частоты вращения ротора (n , мин⁻¹) топливного насоса при сопротивлениях, уменьшающих пропускную способность. Диапазон имитации роста гидравлического сопротивления топливной магистрали составил от 1 до 93% [8, 9]. Результаты экспериментальных измерений приведены на рисунке 6.

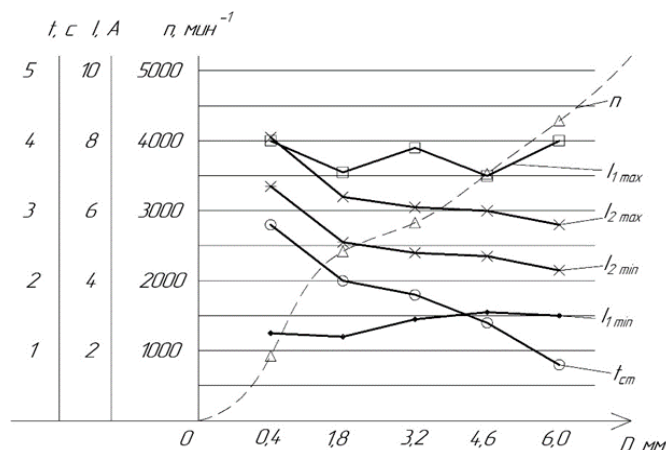


Рис. 6 – Измерение силы тока топливного насоса с имитацией повышения гидравлического сопротивления в линии топливоподдачи (D – диаметр жиклера, мм): n – частота вращения ротора насоса, мин⁻¹; $I_{1\max}$ и $I_{2\max}$ – максимальные значения силы тока топливного насоса в начале и в конце измерения, соответственно, А; $I_{1\min}$ и $I_{2\min}$ – минимальные значения силы тока топливного насоса в начале и в конце измерения, соответственно, А; t_{cm} – время, прошедшее с момента запуска топливного насоса до стабилизации силы тока, с

Из рисунка 6 видно, что максимальное значение силы тока в начале измерения ($I_{1\max}$) по мере уменьшения гидравлического сопротивления ведет себя скачкообразно, средний шаг составляет 1 А.

Минимальное значение силы тока в начале измерения ($I_{1\min}$) изменяется незначительно, функция принимает скорее линейный вид, средний шаг равен 0,4 А. Максимальное и минимальное значения силы тока в конце измерения ($I_{2\max}$ и $I_{2\min}$, соответственно)

изменяются синхронно, их средний шаг не превышает 1 А. Время стабилизации (t_{cm}) уменьшается со снижением гидравлического сопротивления. Очевидно, что при гидравлическом сопротивлении в 93%, топливный насос сталкивается с высокой нагрузкой ($I = 8$ А).

Проведем анализ баланса энергий топливной системы, используя выше представленные формулы расчета. Результаты расчета сведем в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета энергобаланса топливной системы

Оцениваемый параметр	Значение				
Рост гидравлического сопротивления линии топливоподдачи, %	0	23	46	69	93
$E_{под}$, Дж	53,8	100,8	131,8	153,6	272,2
$E_{эл.пот}$, Дж	53,8	100,8	131,8	153,6	272,2
$E_{суд.пот}$, Дж	0,032	0,056	0,072	0,081	0,113
A , Дж ($\times 10^{-1}$)	1,81	1,76	0,98	0,28	0,01
$E_{перед}$, Дж	53,8	100,9	131,8	153,7	272,3

По результатам расчета энергобаланса (табл. 2) равенство между энергией подведенной к топливному насосу ($E_{под}$) и суммарной энергией переданной всей топливной системе ($E_{перед}$) соблюдается. Наибольшее значение суммарной переданной энергии составляет 272,2 Дж при увеличении гидравлического сопротивления топливопровода свыше 90%. Наименьшее значение суммарной переданной

энергии всей топливной системе составляет менее 54 Дж при снижении гидравлического сопротивления в топливопроводе менее 5%.

Из рисунка 7 видно, что скорость тока возрастает с увеличением пропускной способности топливопровода. Снижение пропускной способности может быть вызвано засоренностью топливного фильтра, что увеличивает гидравлическое сопротивление (рис. 7).

Увеличение гидравлического сопротивления приводит к увеличению противомомента вращению ротора насоса. Топливный насос работает под нагрузкой потребляя увеличенный ток. Наибольшие значения скорости силы тока наблюдаются на участке t_3 – время с точки

начала роста гидравлического сопротивления в линии топливоподдачи до стабилизации тока питания насоса – 25...57 А/с. Таким образом, дополнительным диагностическим параметром может служить скорость изменения тока питания насоса [9, 13, 14].

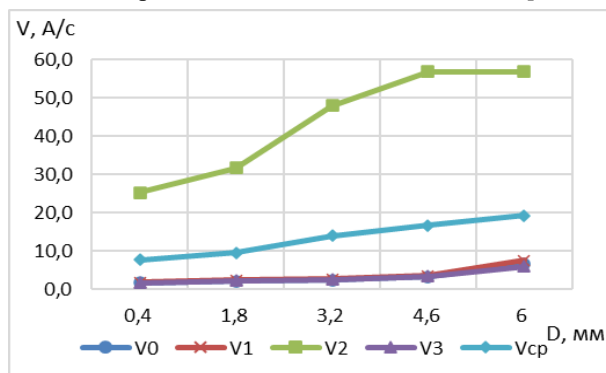


Рис. 7 – Оценка скорости нарастания тока V , А/с в процессе измерения

Ток является чувствительным параметром, который увеличивается или уменьшается в зависимости от уровня роста гидравлического сопротивления линии топливоподдачи или утечек в топливной системе.

Выводы. Исследования показали, что в электробензонасосе наибольшей информативностью (с увеличением сопротивления в топливопроводе) обладают параметры: величины тока питания (I , А) и напряжение (U , В). Установлено, что с уменьшением проходного сечения жиклеров (гидравлического сопротивления) с 6,0 до 0,4 мм обнаруживается резкий тренд снижения частоты вращения вала ротора электронасоса n от 4350 до 970 мин^{-1} и обратный ему рост времени, прошедшего с момента запуска топливного насоса до стабилизации силы тока t_{cm} . в пределах от 0,78 до

2,79 с. В ходе экспериментальной работы получено следующее: вариация значений I_{1max} – составила в пределах от 8 до 8 А не обнаруживая характерной зависимости, I_{2max} – составила в пределах от 5,7 до 8,0 А обнаруживая характерный тренд роста на всем протяжении, А; вариация значения I_{1min} составила в пределах от 3,0 до 2,5 А обнаруживая характерную зависимость снижения на всем протяжении изменения; вариация значения I_{2min} – составила в пределах от 4,2 до 6,8 А обнаруживая характерную зависимость увеличения на всем протяжении изменения. В ходе экспериментальных исследований выявлена зависимость скорости тока питания насоса от засоренности топливопровода: с увеличением засоренности до 93% топливопровода снижается скорость тока до 1,8 А/с.

Литература

1. Кнелъц В. Ф., Матисен А. Б. Оценка влияния конструктивных и регулировочных параметров на уровень вредных эмиссий в выпускных газах среднеоборотного дизеля // Вестник машиностроения. 2023. Т. 102. № 12. С. 980-982. doi: 10.36652/0042-4633-2023-102-12-980-982.
2. Матисен А. Б., Варшавский А. А. Компоновка элементов аккумуляторной системы топливоподдачи на тепловом двигателе // Вестник машиностроения. 2022. № 4. С. 3-8. doi: 10.36652/0042-4633-2022-4-3-8.
3. Николаев С. Н. О предоставлении высококачественных услуг по техническому сервису и обеспечению запасными частями технологических машин. Часть 1 // Стандарты и качество. 2021. № 1. С. 76-81. doi: 10.35400/0038-9692-2021-1-76-81.
4. Николаев С. Н. О предоставлении высококачественных услуг по техническому сервису и обеспечению запасными частями технологических машин. Часть 2 // Стандарты и качество. 2021. № 2. С. 90-95. doi: 10.35400/0038-9692-2021-2-90-95.
5. Сурков Н. С. Состояние и причины снижения уровня технической оснащенности агропредприятий // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2009. № 7. С. 76-78.
6. Прогнозирование и предотвращение загрязнения воздушной среды с помощью интеллектуальной системы экологического мониторинга / М. Г. Баширов, Р. Г. Вильданов, А. М. Хафизов и др. // Экология и промышленность России. 2024. Т. 28. № 1. С. 16-21. doi: 10.18412/1816-0395-2024-1-16-21.
7. A study of the output characteristics of electric fuel pumps during artificial fault simulation / A. Gritsenko, V. Shepelev, G. Salimonenko et al. // FME Transactions. 2021. Vol. 49. No. 2. P. 480-487. doi: 10.5937/fme2102480G.
8. Increase in the fuel efficiency of a diesel engine by disconnecting some of its cylinders / A. Gritsenko, V. Shepelev, S. Fedoseev et al. // Facta Universitatis. Series: Mechanical Engineering. 2023. Vol. 21. No. 4. P. 657. doi: 10.22190/fume210914002g.
9. Environmental control and test dynamic control of the engine output parameters / A. Gritsenko, V. Shepelev, G. Salimonenko et al. // FME Transactions. 2020. Vol. 48. No. 4. P. 889-898. doi: 10.5937/fme2004889G.
10. Лиханов В. А., Лопатин О. П. Исследование токсичности дизельного двигателя при работе на различных альтернативных топливах // Двигателестроение. 2023. № 2(292). С. 54-61. doi: 10.18698/jec.2023.2.54-61.

11. Влияние показателей топливоподачи на рабочий процесс дизеля при достижении давления впрыскивания 250 МПа / М. Г. Шатров, А. Ю. Дунин, Л. Н. Голубков и др. // Двигателестроение. 2023. № 4(294). doi: 10.18698/jec.2023.4.42-55.
12. Дойнов А. В., Косенко Г. И., Харитонов С. В. Методика определения среднего индикаторного давления неактивного цилиндра для двигателя, обладающего возможностью отключения цилиндров // Двигателестроение. 2023. № 3(293). С. 44-50. doi: 10.18698/jec.2023.3.44-50.
13. Гриценко А. В., Бакайкин Д. Д. Результаты экспериментальных исследований пропускной способности электромагнитных форсунок // Вестник КрасГАУ. 2012. № 12(75). С. 120-127.
14. Test diagnostics of engine systems in passenger cars / A. Gritsenko, V. Shepelev, E. Zadorozhnaya et al. // FME Transactions. 2020. Vol. 48. No. 1. P. 46-52. doi: 10.5937/fmet2001046G.
15. Возможные меры повышения срока службы основных элементов топливovпрыскивающего насоса дизеля / В. А. Иванов, В. Н. Гаврилов, А. М. Новиков и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 2(70). С. 72-76. doi: 10.12737/2073-0462-2023-72-76.
16. Совершенствование технологии обкатки и испытания муфты опережения впрыска топлива / Ю. В. Иванчиков, А. Р. Валиев, А. М. Новиков и др. // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18. № 2(70). С. 77-85. doi: 10.12737/2073-0462-2023-77-85.
17. Свешников А. Г., Михеев Г. М., Калимуллин М. Н. Анализ графиков потребления тока насосом и причин утечки жидкости на объектах водоснабжения сельских населённых пунктов // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2023. Т. 18, № 1(69). С. 80-86. doi: 10.12737/2073-0462-2023-80-86.
18. Габдрафиков Ф. З., Муслимов И. В. Модернизация системы топливоподачи дизеля непосредственно-го действия повышением интенсивности впрыскивания // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. Т. 17, № 3(67). С. 68-72. doi: 10.12737/2073-0462-2022-68-72.
19. Dubrovskiy A., Aliukov S., Osintsev K. On the possibility of generalizing the results of studies of dynamical systems on the example of a vehicle suspension // Machines. 2021. Vol. 9. No. 3. doi: 10.3390/machines9030068.
20. Габдрафиков Ф. З., Харисов Д. Д., Галиев И. Г. Топливоподающая система непосредственного действия с электронно-управляемым кольцевым клапаном // Вестник Казанского государственного аграрного университета. 2022. Т. 17. № 1(65). С. 38-44. doi: 10.12737/2073-0462-2022-38-44.

Сведения об авторах:

Гриценко Александр Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры автомобильный транспорт¹, профессор кафедры технической сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности², e-mail: alexgrits13@mail.ru

¹Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

²Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия

Гаврилов Константин Владимирович – доктор технических наук, профессор кафедры автомобильный транспорт; e-mail: gavrilovkv@susu.ru

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Гималтдинов Ильдус Хафизович – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации и ремонта машин»e-mail: tskszgau@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет, г. Казань, Россия

Битюков Максим Владимирович – аспирант кафедры технической сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности, e-mail: bmv-74@bityukov-chel.ru

Южно-Уральский государственный аграрный университет, г. Челябинск, Россия

TEST CONTROL OF FUEL PUMPS OF MODERN AUTOTRACTOR EQUIPMENT

A. V. Gritsenko, K. V. Gavrilo, I. Kh. Gimaltidinov, M. V. Bityukov

Abstract. The article presents the results of a study of the energy balance when the technical condition of the fuel pump of agricultural machines changes. Over 30% of internal combustion engine failures occur in the fuel system. Timely diagnostics, repairs and maintenance work (the latter is often not provided for or not performed) of electric fuel pumps can increase the service life and service life. Calculation of the energy balance is a prerequisite for developing a new or upgrading an existing method for diagnosing a fuel pump. The importance of using current strength as a diagnostic parameter (when determining the technical condition) of the pump in the mode of creating maximum pressure in the fuel system is emphasized. Based on the research results, an additional diagnostic parameter can be the rate of increase in the pump supply current. Research has shown that with an increase in the hydraulic resistance of the fuel system by 90%, the average rate of current increase was 7.6 A/s. When the hydraulic resistance of the fuel supply system decreased by less than 10%, the average rate of current increase was 19.2 A/s. Current is a sensitive parameter that increases or decreases depending on the level of increase in hydraulic resistance or leaks in the fuel system. The pump power expended on hydraulic losses did not change significantly due to the constant value of the pump operating voltage. The ideas (methods, techniques) developed in the article are in good agreement with the issues of modeling processes in hydrodynamic tribocouplings of high-pressure fuel pumps, in particular for Common Rail systems. The research was carried out at the expense of the Russian Science Foundation grant No. 23-29-10042, Topic: Numerical modeling of processes in hydrodynamic tribocouplings of high-pressure fuel pumps for advanced high-pressure diesel engines <https://rscf.ru/project/23-29-10042/>."

Key words: fuel system, electric pump, current strength, current speed, pump power, hydraulic losses, energy balance.

References

1. Knelts VF, Matisen AB. [Assessment of the influence of design and control parameters on the level of harmful emissions in the exhaust gases of a medium-speed diesel engine]. Vestnik mashinostroeniya. 2023; Vol.102. 12. 980-982 p. doi: 10.36652/0042-4633-2023-102-12-980-982.
2. Matisen AB, Varshavskiy AA. [Layout of elements of the accumulator fuel supply system on a diesel engine]. Vestnik mashinostroeniya. 2022; 4. 3-8 p. doi: 10.36652/0042-4633-2022-4-3-8.
3. Nikolaev SN. [On the provision of high-quality technical services and provision of spare parts for technological

- machines. Part 1]. Standarty i kachestvo. 2021; 1. 76-81 p. doi: 10.35400/0038-9692-2021-1-76-81.
4. Nikolaev SN. [On the provision of high-quality technical services and provision of spare parts for technological machines. Part 2]. Standarty i kachestvo. 2021; 2. 90-95 p. doi: 10.35400/0038-9692-2021-2-90-95.
5. Surkov NS. [State and reasons for the decline in the level of technical equipment of agricultural enterprises]. Vestnik FGOU VPO MGAU. 2009; 7. 76-78 p.
6. Bashirov MG, Vildanov RG, Khafizov AM. [Forecasting and preventing air pollution using an intelligent environmental monitoring system]. Ekologiya i promyshlennost Rossii. 2024; Vol.28. 1. 16-21 p. doi: 10.18412/1816-0395-2024-1-16-21.
7. Gritsenko A, Shepelev V, Salimonenko G. A study of the output characteristics of electric fuel pumps during artificial fault simulation. FME Transactions. 2021; Vol.49. 2. 480-487 p. doi: 10.5937/fme2102480G.
8. Gritsenko A, Shepelev V, Fedoseev S. Increase in the fuel efficiency of a diesel engine by disconnecting some of its cylinders. Facta Universitatis. Series: Mechanical Engineering. 2023; Vol.21. 4. 657 p. doi: 10.22190/fume210914002g.
9. Gritsenko A, Shepelev V, Salimonenko G. Environmental control and test dynamic control of the engine output parameters. FME Transactions. 2020; Vol.48. 4. 889-898 p. doi: 10.5937/fme2004889G.
10. Likhonov VA, Lopatin OP. [Study of the toxicity of a diesel engine when operating on various alternative fuels]. Dvigatelistroenie. 2023; 2(292). 54-61 p. doi: 10.18698/jec.2023.2.54-61.
11. Shatrov MG, Dunin AYU, Golubkov LN. [The influence of fuel supply indicators on the working process of a diesel engine when the injection pressure reaches 250 Mpa]. Dvigatelistroenie. 2023; 4(294). doi: 10.18698/jec.2023.4. 42-55.
12. Doinov AV, Kosenko GI, Kharitonov SV. [Methodology for determining the average indicator pressure of an inactive cylinder for an engine with the ability to turn off cylinders]. Dvigatelistroenie. 2023; 3(293). 44-50 p. doi: 10.18698/jec.2023.3.44-50.
13. Gritsenko AV, Bakaykin DD. [Results of experimental studies of the throughput capacity of electromagnetic injectors]. Vestnik KrasGAU. 2012; 12(75). 120-127 p.
14. Gritsenko A, Shepelev V, Zadorozhnaya E. Test diagnostics of engine systems in passenger cars. FME Transactions. 2020; Vol.48. 1. 46-52 p. doi: 10.5937/fmet2001046G.
15. Ivanov VA, Gavrilov VN, Novikov AM. [Possible measures to increase the service life of the main elements of a diesel fuel injection pump]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2023; Vol.18. 2(70). 72-76 p. doi: 10.12737/2073-0462-2023-72-76.
16. Ivanshchikov YuV, Valiev AR, Novikov AM. [Improving the technology of running in and testing the fuel injection advance clutch]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2023; Vol.18. 2(70). 77-85 p. doi: 10.12737/2073-0462-2023-77-85.
17. Sveshnikov AG, Mikheev GM, Kalimullin MN. [Analysis of graphs of current consumption by a pump and the causes of liquid leakage at water supply facilities in rural settlements]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2023; Vol.18. 1(69). 80-86 p. doi: 10.12737/2073-0462-2023-80-86.
18. Gabdrarifov FZ, Muslimov IV. [Modernization of the direct action diesel fuel supply system by increasing the injection intensity]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2022; Vol.17. 3(67). 68-72 p. doi: 10.12737/2073-0462-2022-68-72.
19. Dubrovskiy A, Aliukov S, Osintsev K. On the possibility of generalizing the results of studies of dynamical systems on the example of a vehicle suspension. Machines. 2021; Vol.9. 3. doi: 10.3390/machines9030068.
20. Gabdrarifov FZ, Kharisov DD, Galiev IG. [Direct-action fuel supply system with an electronically controlled ring valve]. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2022; Vol.17. 1(65). 38-44 p. doi: 10.12737/2073-0462-2022-38-44.

Authors:

Gritsenko Aleksandr Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Automotive Transport¹, Professor of the Department of Technical service of machines, equipment and life safety², e-mail: alexgrits13@mail.ru

¹South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

²South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia

Gavrilov Konstantin Vladimirovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Automotive Transport, e-mail: gavrilovkv@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Gimaltdinov Ildus Khafizovich – Ph.D. of Technical Sciences, Associate Professor of Machines Operation and Repair Department, e-mail: tskszgau@mail.ru

Kazan State Agrarian University, Kazan, Russia

Bityukov Maksim Vladimirovich – graduate student of the Department of Technical service of machines, equipment and life safety, e-mail: bmv-74@bityukov-chel.ru

South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia.