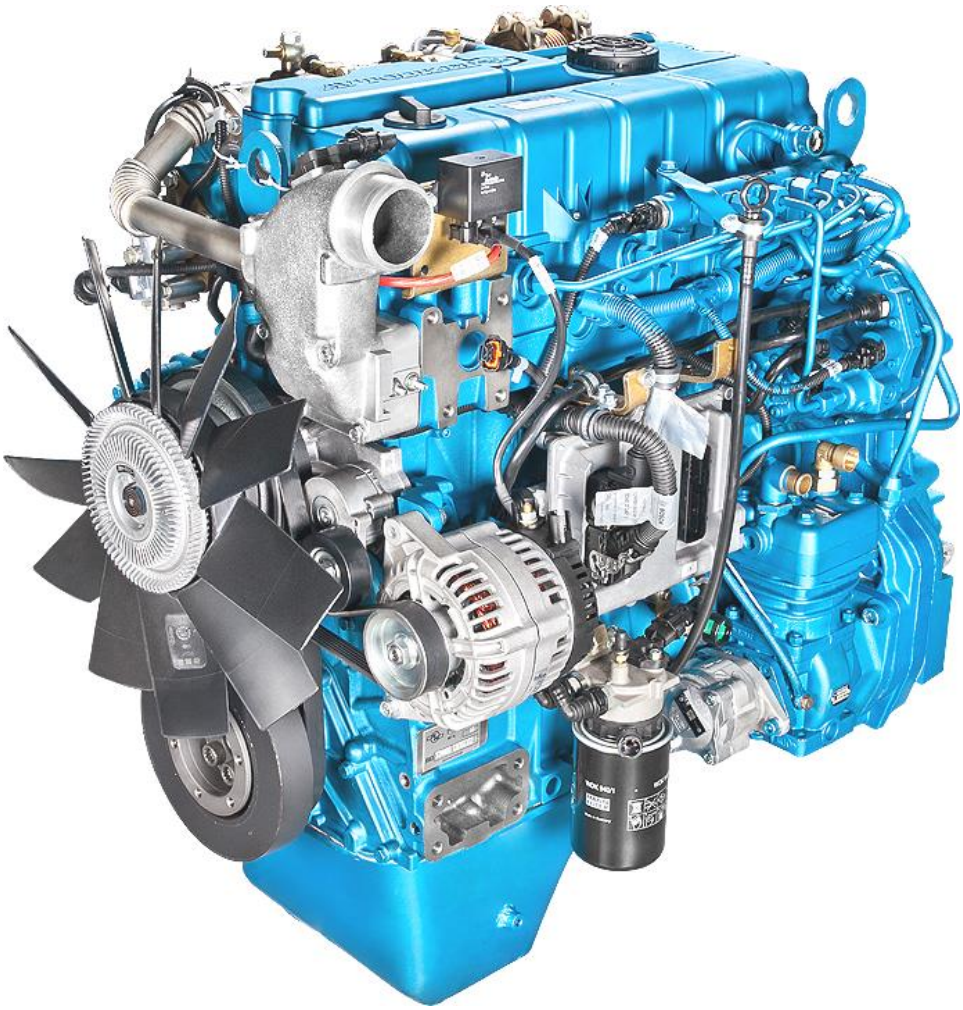
Диагностирование технического состояния тракторных дизелей

(рекомендации)



г. Уфа

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РЕСПУБЛИКИ БАШКОРТОСТАН

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БАШКИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Диагностирование технического состояния тракторных дизелей

(рекомендации)

г. Уфа

Башкирский ГАУ

2017

УДК 621.43.01-11(07)
ББК 31.365
Б-33

Авторский коллектив:
Баширов Р.М., Костарев К.В., Неговора А.В., Инсафуддинов С.З., Гайсин Э.М., Сафин Ф.Р., Харисов Д.Д., Магафуров Р.Ж., Юльбердин Р.Р.

Б-33 Диагностирование технического состояния тракторных дизелей: рекомендации / под редакцией Р.М. Баширова. - Уфа: Башкирский ГАУ, 2017 -28 с.

ISBN 978-5-7456-0541-3

Рекомендации предназначены для руководителей и инженерно-технических специалистов сельскохозяйственных предприятий, работающих в области эксплуатации тракторных (комбайновых и др.) дизелей. Они могут использоваться в качестве учебного пособия и студентами высших учебных заведений сельскохозяйственного профиля.

УДК 621.43.01-11(07)
ББК 31.365

ISBN 978-5-7456-0541-3 **© ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ, 2017**

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 6

1 Диагностирование технического состояния тракторных дизелей методом Башкирского ГАУ 8

2 Диагностирование и регулирование смазочной системы, ГРМ и топливной аппаратуры 13

3 Рекомендуемая методика оценки технического состояния дизелей 26

Список рекомендуемой литературы 28

ВВЕДЕНИЕ

Технологические процессы производства сельскохозяйственной продукции отличаются большой энергоемкостью, особенно в нашей страны с суровыми климатическими условиями.

Результат этого – высокая себестоимость сельскохозяйственной продукции; около половины ее в настоящее время приходится на энергозатраты, в том числе около четверти – на топливно-смазочные материалы.

В сельскохозяйственном производстве основным источником энергии стали дизельные двигатели, применяемые во всех тракторах, автомобиля, комбайнах и различных стационарных установках.

По мере эксплуатации двигателей увеличивается износ их деталей, и нарушаются регулировочные параметры, особенно их топливной аппаратуры (ТА), газораспределительного механизма (ГРМ) и смазочной системы и резко возрастает количество расходуемых топливно-смазочных материалов. Объясняется это увеличением внутренних потерь энергии в самом двигателе.

Внутренние потери энергии двигателя оцениваются его механическим КПД, регламентируемым ГОСТами 18509-88 и 18523-79. По величине его можно оценить техническое состояние двигателя и, в конечном счете, упростить решением о необходимости его ремонта.

Механический КПД двигателя определяется на специальных испытательных стендах. Такая методика предусматривает снятия двигателя с трактора и сопряжено большими затратами времени.

Устройств, позволяющих определять механический КПД без снятия двигателя с агрегата безразборным методом, т.е. образно говоря «в полевых усло-

виях» пока еще не существует. Известные попытки решения этой проблемы путем использования различных тормозных устройств успехов не дали [5].

В настоящее время техническое состояние двигателя во многих случаях оценивают субъективным методом по косвенным показателям – расходу топлива и мощности двигателя. При этом результаты оценки оказываются недостаточно объективными и, как следствие, по ряду данных почти половина двигателей направляется на ремонт необоснованно. При этом в качестве основных причин обычно указывают на снижение мощности и повышение расхода топлива. Практика же показывает, что во многих случаях расход топлива и мощность двигателя, поступившего на ремонт, можно было бы восстановить простой регулировкой указанных выше системы, механизма.

В связи с изложенным применение данного метода должно сопровождаться предварительной диагностикой, ремонтом и регулировкой указанных его механизма и систем двигателя.

Износ трущихся пар двигателя в первую очередь отражается на давлении масла системы смазки. В принципе изношенные поверхности трущихся пар могут восстанавливаться простой добавкой в масло специальных присадок-синтезаторов, например, испытанной нами (и давшей положительные результаты) присадкой – синтезатором Ферси [1]. Поэтому он может стать поводом для ремонта только после использования этого резерва.

Техническое состояние ГРМ может определяться по компрессии в цилиндрах. Восстанавливается оно сменой колец поршней, и опять таки добавленными в масло присадками-синтезаторами [1].

Определенное затруднение встречает восстановление работоспособности и регулировка ТА. У топливной системы к числу важнейших регулировочных параметров относится неравномерность топливоподачи, регламентируемая ГОСТом 10578-95; на режиме номинальных подач топлива и частоты вращения она не должна превышать 3…4 % после регулирования и 6…8% при проверках.

1 ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДОМ Башкирского ГАУ

В таблице 1 представлены результаты испытаний, с использованием известных и предложенным методом определения механического КПД.

Возможный метод диагностирования тракторных двигателей был рассмотрен на примере двигателя Д-144.

Таблица 1 Методы определения механического к.п.д. $\eta_м$ и их сравнительные характеристики

Метод	Величина $\eta_м$	Характеристика метода	
		Достоинства	Недостатки
Морзе (последовательного отключения цилиндров)	0,690	Высокая точность	Сложность испытательного оборудования и невозможность испытания одноцилиндровых двигателей
ЦНИДИ (двойного выбега)	0,697	Высокая точность	Сложность оборудования
Малеева (одинарного выбега)	0,745	Простота оборудования	Сложность оборудования. Низка точность. Может использоваться только при известном приведенном моменте инерции двигателя или наличии нормативных данных по угловому замедлению коленчатого вала
Прокручивания коленчатого вала двигателя электродвигателем	0,713	Высокая точность и возможность поэлементного определения потерь энергии	Сложность оборудования. Необходимость поддержания рабочего теплового состояния двигателя
Скоростных характеристик	0,738	Простота оборудования (применимость в полевых условиях)	Низка точность
Вилланса (нагрузочных характеристик)	0,750	Простота обработки экспериментальных данных	Сложность оборудования и недостаточная точность
Башкирского ГАУ (пропуска рабочих ходов поршней)	0,700	Высокая точность, простота оборудования, возможность поэлементного определения потерь энергии, применимость без снятия двигателя с агрегата	-

Широкую известность получили методы последовательного выключения цилиндров (Морзе) и прокручивания электродвигателем [1]. При прокручивании электродвигателем потребляемая им мощность представляет механическую потерю испытуемого двигателя. Этот метод интересен тем, что позволяет определять поэлементные потери энергии, например, на приводы вентилятора, топливного насоса и др.

При способах одинарного и двойного «выбегов» (Малеева и ЦНИДИ) раскрутив коленчатый вал до номинальных оборотов, прекращают подачу топлива (искры) и засекают время, требуемое на остановку коленчатого вала. Это время оказывается тем меньше, чем больше механические потери двигателя. По нему с использованием известных эмпирических выражений вычисляют мощность механических потерь. Наиболее точным считается метод двойного выбега (ЦНИДИ).

Методы скоростных и нагрузочных характеристик разработаны при допущении, что индикаторная мощность двигателя на конкретном режиме работы пропорциональна его часовому расходу топлива; на холостом ходу вся мощность затрачивается на преодоление механических потерь энергии, а разница между расходами топлива под нагрузкой и на холостом ходу переходит на полезную работу (рисунок 1).

В соответствии с этим механический КПД двигателя при этих методах составит:

$$n_м = \frac{N_i - N_T}{N_i} = \frac{G_{ч.н} - G_{ч.х.х}}{G_{ч.н}}, \qquad (1)$$

где N_i, N_T - мощности индикаторная и механических потерь;

$G_{ч.н}$ и $G_{ч.х.х}$ -часовые расходы топлива на режимах номинальном и холостого хода.

При методе нагрузочных характеристик часовой расход топлива на холостых оборотах определяют, продолжив линию часового расхода топлива (экстраполированием) до пересечения с осью абсцисс (рисунок 1, *б)*. Отрезок l_{xx} на оси абсцисс, заключенный между началам координат и точкой пересечения

продолженной линии часового расхода топлива считают пропорциональным мощности механических потерь (рисунок 1, *б*). Индикаторную мощность полагают пропорциональной ей длине *l*-сумме отрезков на оси абсцисс, состоящей из рассмотренного l_{xx} и отрезка от оси ординат до номинальной нагрузки. В соответствие с этим находят:

$$n_м = \frac{l - l_{xx}}{l_{xx}}. \qquad (2)$$

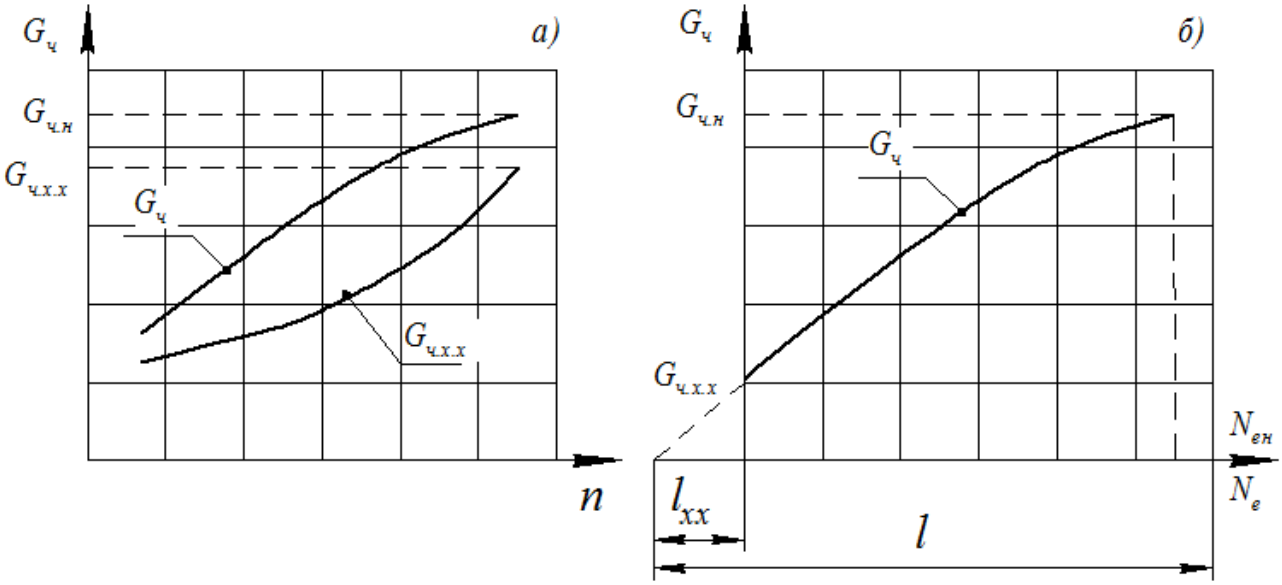


Рисунок 1 Условные скоростная (*а*) и нагрузочная (*б*) характеристики двигателя

Если бы на номинальном режиме и на холостых оборотах обеспечивались одинаковые качества процесса впрыска, то для определения механического КПД при этих методах достаточным было бы определения расхода топлива только на холостых оборотах двигателя. Однако при топливной аппаратуре современных двигателей это условие не выполняется - на холостых оборотах намного выше оказывается неравномерность топливо подачи и хуже процесс впрыска (из-за преобладающего влияния на малых подачах начального и конечного участков процесса впрыска).

Для устранения этого недостатка широкие возможности представляет предложенный нами метод определения механического КПД, основанный на переводе двигателя на работу с регулированием режимов работы пропуском

впрыска топлива, при котором на всех режимах двигатель работает с одинаковой полной подачей топлива (Патент № 2539907) [6].

При предложенном методы на номинальном режиме работы определяется количество рабочих ходов *i* поршней и на холостых номинальных оборотах находится число пропущенных ходов *z*. Механический КПД находят как соотношение:

$$n_м = \frac{z}{i}. \qquad (3)$$

В отличии от известных при нашем методе двигатель работает с постоянной номинальной цикловой подачей топлива, т.е. качество впрыска оказывается таким же, что и на номинальном режиме. В итоге, достигается высокая точность определения механического КПД двигателя.

В отличии от известных методов он не требует какого-либо специального испытательного оборудования. Поэтому может применяться в «полевых» условиях. Для внедрения предложенного метода в производство требуется создание устройств пропуска топливоподачи.

Предложены два варианта устройств, основанных на использовании электронно-управляемых клапанов фирмы *DENSO* зарубежного производства и кольцевого клапана Башкирского ГАУ. Зарубежный электрогидроуправляемый клапан *DENSO* довольно сложен по конструкции. Намного проще и дешевле разрезной кольцевой клапан, изготовляемый по предложенной нами термической технологии (патент № 2506322) [7]. Работу устройств с такими клапанами обеспечивает предложенный электронный блок управления.

Моторными испытаниями было выявлено, что перепускное устройство, изготовленное с использованием электронно-управляемого кольцевого клапана, по качеству работы не уступает устройству с зарубежным (электрогидроуправляемым) клапаном (рисунок 2).

Испытания показали, что по точности предложенный метод вплотную приближается к наиболее точному из известных - методу двойного выбега (ЦНИДИ).

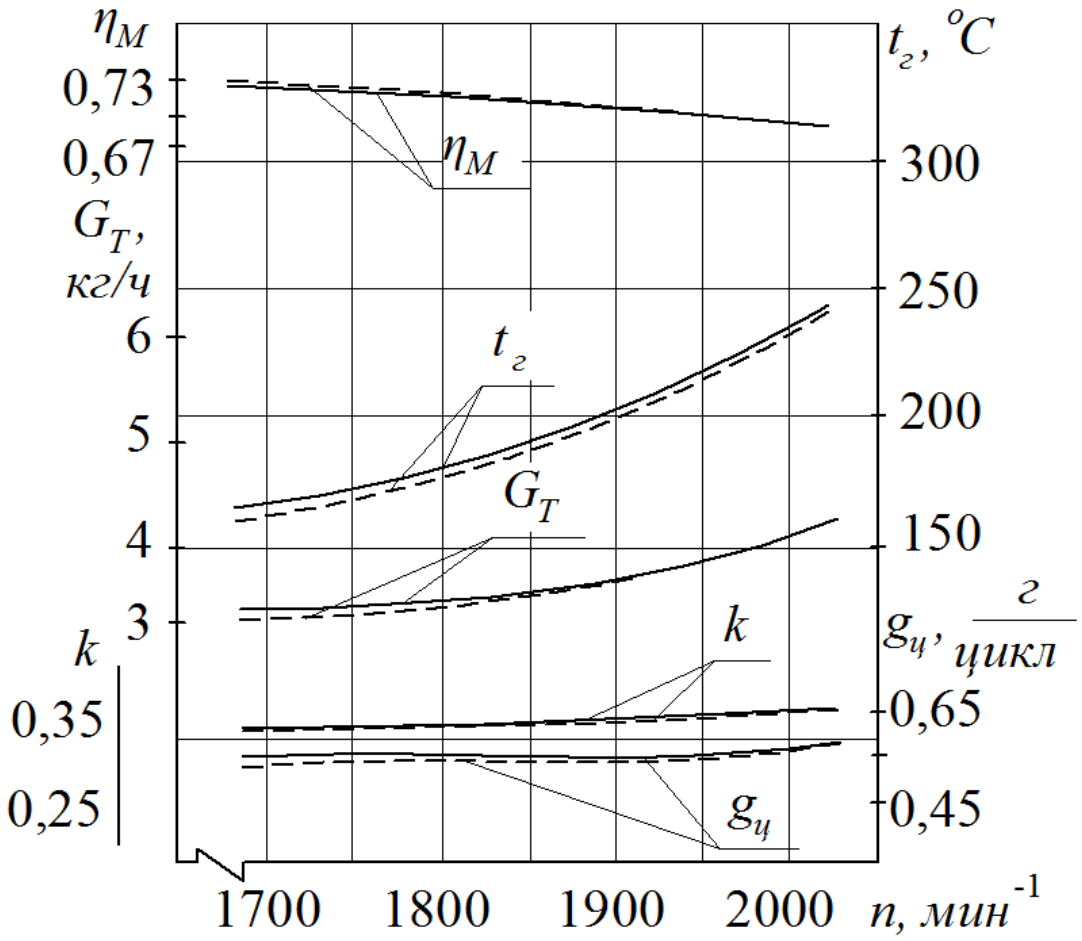


Рисунок 2 Зависимости механического КПД ($\eta_м$), доли реализуемых подач (k), температуры выхлопных газов ($t_г$) и цикловой подачи топлива ($g_ц$) двигателя 4Ч10,5/12 от частоты вращения его вала при перепускном устройстве с клапанами предлагаемым кольцевым (сплошные кривые) и *DENSO* (штриховые)

В следующем разделе рассмотрены предложенные методы, диагностирования и регулирования указанных механизма и систем, состояние которых во многом определяет точность оценки механического КПД двигателя. Используя их еще до испытания двигателя по определению механического КПД следует восстановить качество работы выделенных механизма и систем.

2 ДИАГНОСТИРОВАНИЕ И РЕГУЛИРОВАНИЕ СМАЗОЧНОЙ СИСТЕМЫ, ГРМ И ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Совершенствование качества работы смазочной системы, ГРМ и ТА может осуществляться улучшением методики их диагностирования и ремонта.

Состояние ГРМ определяется относительно просто по компрессии цилиндров. В случае ее чрезмерного снижения работы системы обычно восстанавливают заменой поршневых колец. Трудность не представляют проверка и регулировка опережений открытия и запаздываний закрытия клапанов механизма.

Нормальная работа смазочной системы может обеспечиваться поднятием давления масла в системе до нормального уровня заменой маслосъемных колец и восстановлением изношенных поверхностей узлов трения двигателя. Как показали наши исследования, современные технологии, основанные на подведении к ним вместе с маслом специальных присадок-синтезаторов, позволяет без особого труда решать эту проблему [1].

Возможность этого доказывает компрессор обычного домашнего холодильника, надежно работающего многие десятки лет в тяжелых условиях постоянного запуска и выключения (функцию смазочной жидкости в нем выполняет - смесь масла и фриона). Высокая долговечность холодильников объясняет тем, что места трения у компрессора по мере работы покрываются тоненькой пленкой из ионов меди, образовавшихся при небольшой коррозии медных трубок холодильника и находящихся при комнатной температуре в полужидкой форме. К трущимся парам они попадают вместе с охладительной смесью. Благодаря имеющемуся у них электрическому заряду они удерживаются в зоне контакта трущихся поверхностей, сглаживая неровности поверхностей и принимая нагрузку и этим исключая износ.

Все это напоминает работу суставов живого организма, в которых также функционирует мягкий материал, равномерно распределяющий нагрузку и предотвращающий износ.

С учетом этих обстоятельств для снижения износа двигателей в смазочное масло рекомендуют добавлять специальные присадки, способствующие образованию на трущихся поверхностях пленок, снижающих износ, в частности из политетрафторэтилена (SLIDER 2000, PTFE и др.), пластичных металлов (Lubrifilm metal, «М-Пульс 200», REPORWER, Energy release и др.), дисульфидов металлов, графита и т.д. (XADO, СПФ «Живой металл», УРВС «Трибо») и др.

Нами испытывались присадка-синтезатор металлов Ферси. При ней на первом подготовительном этапе идет очистка микрорельефа трущихся поверхностей деталей от загрязнений. На втором этапе на очищенных поверхностях деталей образуется защитный слой металлокерамики, составляющий с ними единое целое. При этом вначале увеличивается площадь наиболее нагруженных участков поверхностей трения, а затем новый слой распространяется на все поверхности. По мере образования этого слоя температура в контактных зонах постепенно уменьшается, а рост покрытия постепенно снижается, т.е. происходит саморегулирование его толщины. Синтезированная поверхность оказывается «трехуровневой». Нижний (восстановленный) слой обладает общей кристаллической решеткой с металлом подложки. Далее следует промежуточный упругий и внешний защитный слои. Защитный слой обладает низким коэффициентом трения и высокой износостойкостью.

Этот синтезатор испытывался нами в производственных условиях на двигателе Д-260.2 (трактор МТЗ 1221), Д-243 (МТЗ 82.1) и в лаборатории - на двигателе Д-21А1 (Т-25). Износ оценивался по компрессии цилиндров.

У двигателя Д-260.2 до начала испытаний компрессия в среднем (по шести цилиндрам) составил 2,21 *МПа*. При работе с присадкой после 654 часов работы компрессия не только не снизилась, но, наоборот, возросла до 2,25. У двигателя Д-243 эти цифры составили - до испытаний 2,19 и после 757 часов работы - 2,35. Аналогичные результаты были получены и на двигателе Д-21А1 - 2,45 до начала и 2,60 - после 118 часов работы. Представленные данные подтверждают перспективность работ в этом направлении.

Более серьезное подхода требует ТА двигателя. Практика показывает, что значительная часть находящихся в эксплуатации дизелей работает с повышенной неравномерностью топливоподачи и, в результате, с большим перерасходом топлива и не развивает паспортную мощность.

Повышенная неравномерность топливоподачи во многом объясняется несовершенством применяемых регулировочных стендов, в частности тем, что условия работы ТА в них и на двигателях существенно отличаются. При современных регулировочных стендах топливо впрыскивается в среду с атмосферным давлением. При работе же аппаратуры на двигателе впрыск производится в цилиндр, в котором давление доходит до 12 *МПа*. Из-за такого несоответствия, установленные на стенде параметры топливоподачи при работе аппаратуры на двигателе не сохраняются. Это и является одной из важнейших причин работы двигателей с большим перерасходом топлива и может существенно снизить точность оценки механического КПД двигателей.

Для установления степени влияния противодавления впрыску на показатели работы ТА была разработана соответствующая установка (рисунок 3).

Установка разработана с использованием гидравлического аккумулятора (выделенного на рисунке затемнением) на основе известных устройств противодавления впрыску топлива (УПВ). В ней противодавление впрыску создается самим впрыскиваемым топливом. Объем аккумулятора состоит из объемов топлива, регулируемого сменным штоком 3 и приходящегося на каналы устройства.

Необходимая для диагностирования ТА различных марок двигателей, отличающихся величинами номинальных цикловых подач топлива, корректировка объема осуществляется сменой штока 3, отличающегося указанной на рисунке диной *l*.

Аккумулятор после впрыска разгружается дросселируемым сливом топлива - через перепускной клапан 7, снабженный пружиной 5 с предварительным затягом, регулируемым винтом 4. Затяг пружины 5 перепускного клапана регулируется так, чтобы на номинальном режиме работы насоса начальное проти-

водавление в камере впрыска к очередному впрыску равнялось давлению p_0 (по рисунку 4) в цилиндре двигателя. Перепускаемое топливо через клапан 7 сливается в мерную мензурку и далее в топливный бак стенда.

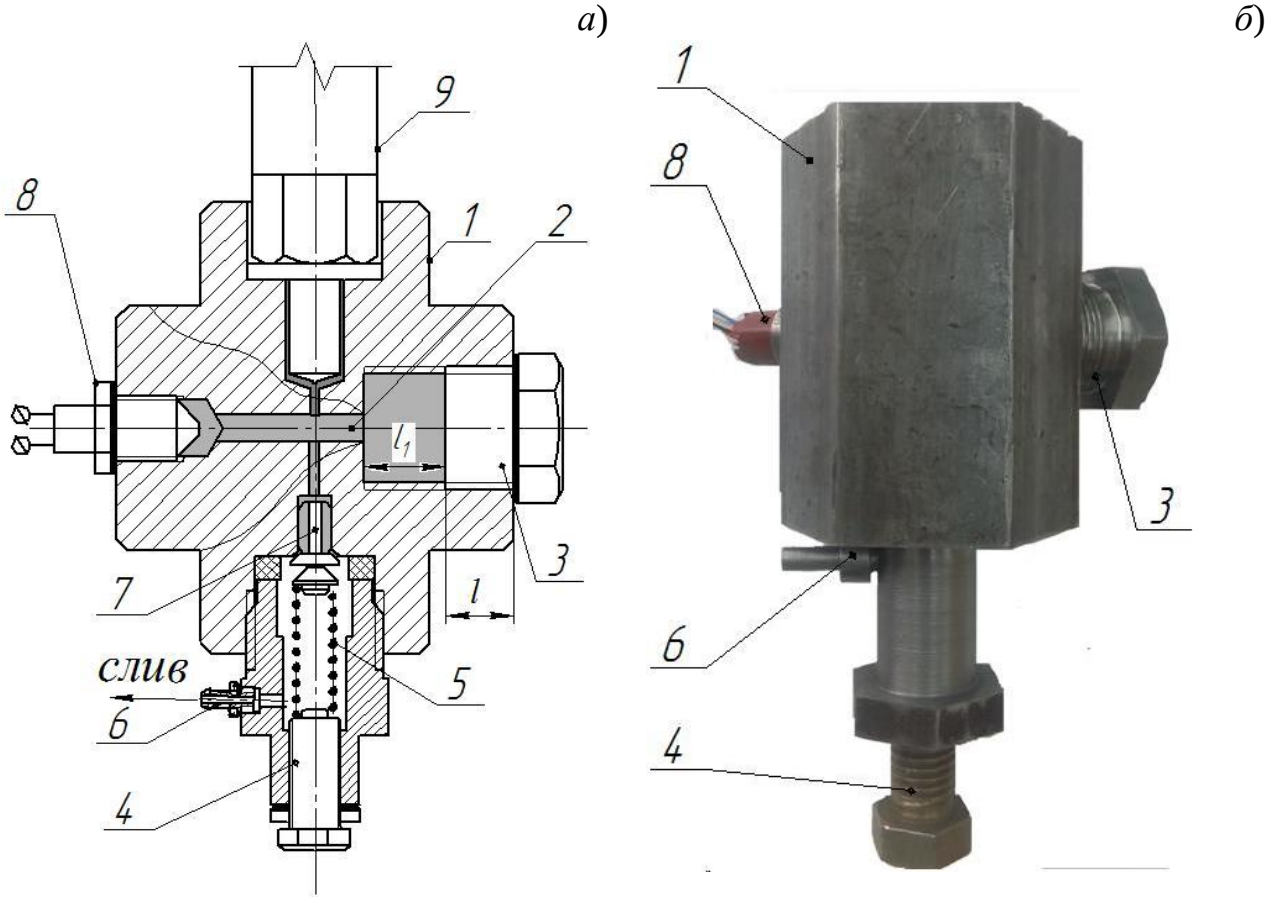


Рисунок 3 Схема (*а*) и общий вид (*б*) индивидуального для каждой форсунки УПВ: 1 и 2- корпус и камера впрыска; 3- сменный шток; 4 и 5- регулировочный винт и пружина перепускного клапана; 6- сливной штуцер; 7- перепускной клапан (грибкового типа); 8- датчик давления серии МД; 9- форсунка; l и l_1 - длины штока и регулируемого им объема

Устройство по этой схеме было спроектировано для двигателя Д-245.12 (4Ч11/12,5) с номинальными эффективной мощностью 80,0 *кВт* и частотой вращения 2400 *мин*$^{-1}$, оборудованного ТНВД 4УТНИ-Т-111105 и форсунками ФДМ-22.

Дизель является модификацией двигателя Д-245, широко используемого в сельскохозяйственном производстве, в частности в тракторах Беларусь тягового класса 1,4 (892, 952) и комбайнах СК-5МЭ Нива Эффект и др.

Необходимая для расчетов УПВ индикаторная диаграмма двигателя (с указанием необходимых для расчетов параметров) приведена на рисунке 4.

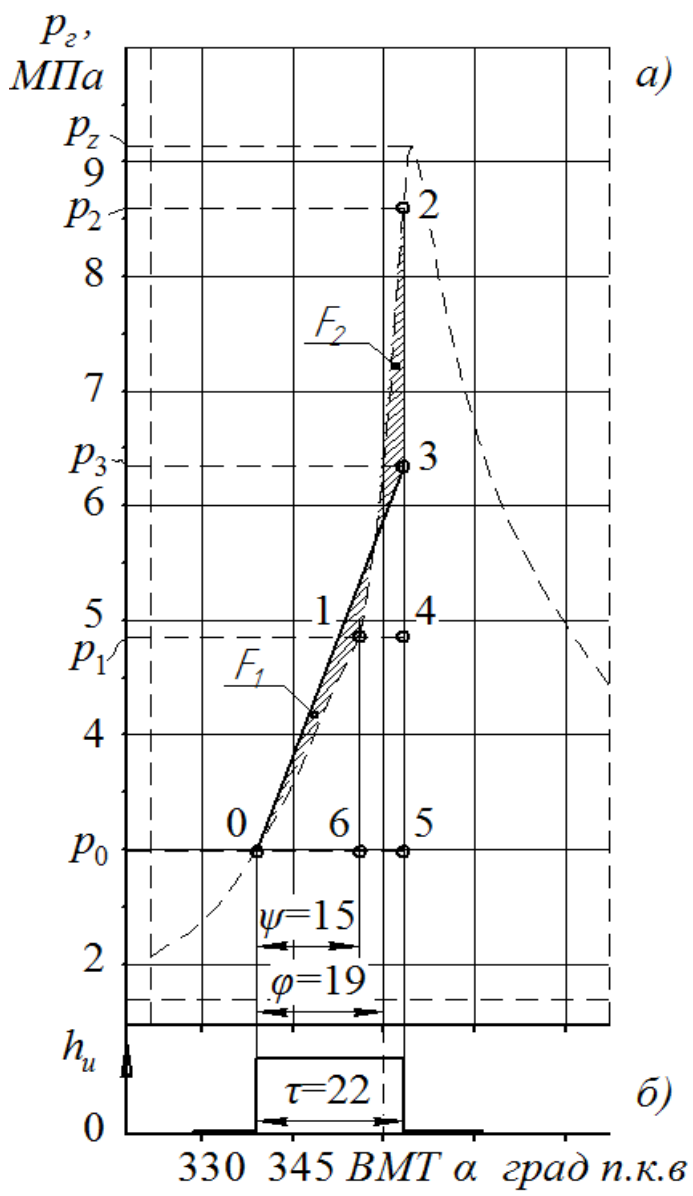


Рисунок 4 Расчетная индикаторная диаграмма дизеля Д-245.12 (штриховые линии) и ее линеаризированный участок (сплошные) (*а*) и условный график подъема иглы распылителя форсунки h_u (*б*): F_1 и F_2– необходимые для расчетов площади

Объем гидравлического аккумулятора определялся на основе сжимаемости топлива β, ориентируясь на упрощённую усреднённую линию 0-3 расчетной индикаторной диаграммы, проведенную так, чтобы обеспечивалось равенство площадей F_1=F_2. Если учесть, что в первом периоде (ψ) подается основная часть цикловой подачи (почти 70%), то такая ориентация представляется вполне оправданной.

Расчет производится следующим образом.

Давление в аккумуляторе, соответствующее точке 3 индикаторной диаграммы (рисунок 4), в первом приближении можно определить и аналитически на основе анализа индикаторной диаграммы двигателя и анализе площадей фигур 0-1-6, 1-4-5-6, 1-2-4 и 0-3-5:

$$p_3 = \frac{p_1 \cdot \tau + p_2 \cdot \tau - p_2 \cdot \psi}{\tau}, \qquad (4)$$

где p_1 и p_2 - см. на рисунке 4.

При таком подходе объем аккумулятора $V_{ак}$ составит:

$$V_{ак} = \frac{g_ц}{\beta \cdot (p_3 - p_0)}, \quad (5)$$

где $g_ц$ - цикловая подача топлива;

p_0 - противодавление к началу впрыска топлива (см. на рисунке 4).

При обеспечении постоянства температуры топлива в процессе регулировки ТА (например 20 ^oC) сжимаемость топлива можно определить по выражению:

$$\beta = (90 - 0,5 \cdot p_i) \cdot 10^{-5}, \quad (6)$$

где p_i – текущее значение давления.

При этом на основе выражения (6) для ТА дизеля Д-245.12 полный объем аккумулятора составит 27,4 $см^3$. В случае, если у аккумулятора суммарный объем каналов 12 $см^3$, то объем, приходящийся на штуцер 3 (рисунок 3), будет 15,4 $см^3$; для применяемых в настоящее время двигателей он может варьироваться в пределах 0…43 $см^3$. Расчеты показали, что для выполненных двигателей объем топлива в штуцере будет меняться в пределах 0- 43 $см^3$; при диаметре штока 30 *мм* длина l_1 для указанных цикловых подач будет меняться в пределах 0-61 *мм*.

Устройство снабжается датчиком давления 9 в камере впрыска УПВ, например, тензометрическим или любым другим. Испытания показали, что УПВ с гидравлическим аккумулятором работает вполне удовлетворительно.

Экспериментальные исследования УПВ проводились при различных противодавлениях впрыску. В начале форсунки регулировались в соответствии с действующей методикой (при впрыске в среду с атмосферным давлением) на требуемое давление начала впрыска 17,5 *МПа*, которое создавалось прокачкой топлива испытуемым ТНВД при частоте вращения его кулачкового вала 60…80 $мин^{-1}$ (что соответствует действующей методике регулировки форсунок на стендах КИ-562 с ручным приводом - 60…80 качениям рукоятки в минуту).

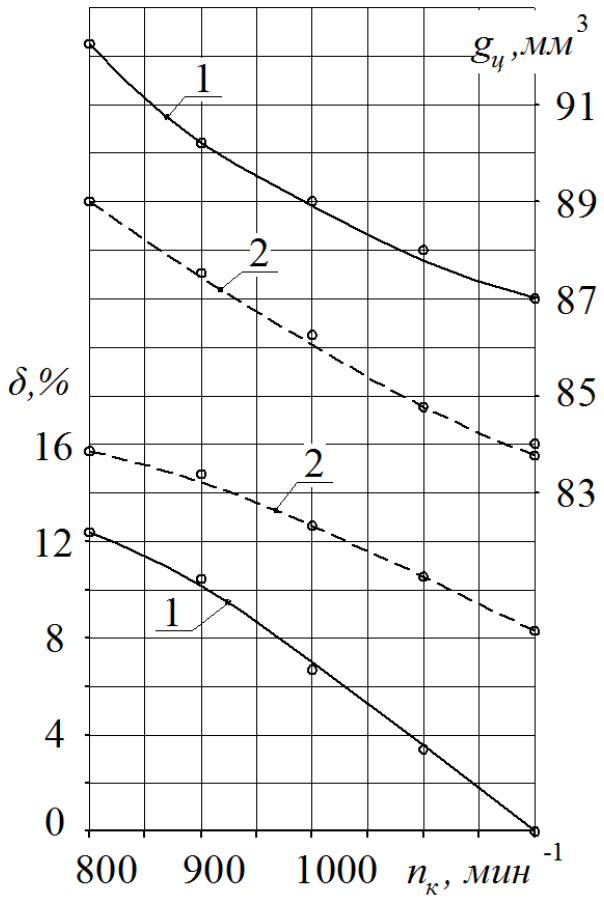


Рисунок 5 Зависимости средней цикловой подачи $g_ц$ и неравномерности топливоподачи δ от частоты вращения кулачкового вала ТНВД при регулировке ТА по существующей методике без противодавления впрыску (сплошные кривые 1) и проверке на стенде с противодавлением впрыску (штриховые 2)

Затем ТА регулировались в целом на режиме номинальных цикловых подач (n=1200 *мин*$^{-1}$) на возможно низкую неравномерность топливоподачи. Межсекционная неравномерность вычислялась по обычной методике.

Как видно из рисунка 5, с уменьшением частоты вращения кулачкового вала ТНВД до n=800 *мин*$^{-1}$ (режима максимального крутящего момента двигателя) средняя цикловая подача и ее неравномерность увеличились на 5% и 12,5% соответственно (сплошные кривые 1).

Затем ТА (отрегулированная по действующей методике) устанавливалась на регулировочный стенд, модернизированный введением противодавления, и без всякой другой регулировки вновь снималась скоростная характеристика (штриховые кривые 2).

Как видно, на номинальном режиме работы (n=1200 *мин*$^{-1}$) установленная средняя номинальная цикловая подача ($g_ц$=87 *мм*^{3}) снизилась на 4%, а неравномерность подачи возросла до 8%.

С уменьшением частоты вращения коленчатого вала цикловая подача и неравномерность подачи увеличивались и к режиму максимального крутящего момента (800*мин*$^{-1}$) достигли соответственно 89 *мм*^{3} и 16% (кривая 2).

Было установлено, что при принятой разгрузке постоянным сливом топлива из аккумулятора давление в нем в конце впрыска оказалось ниже требуе-

мого. Поднять его до необходимого 6,4 *МПа* удалось уменьшением объема аккумулятора до 23,9 $см^3$ (на 3,5 $см^3$ по сравнению с расчетным).

Слив снизил и остаточное давление в аккумуляторе; его величина была откорректирована увеличением затяга пружины перепускного клапана (поднятием до 3,0 *МПа*).

Для выявления причины влияния форсунок исследовались зависимость давления впрыска от противодавления впрыску и частоты вращения кулачкового вала. Результаты испытаний представлены на рисунке 6 и 7. На графиках нулевое значение противодавления соответствует атмосферному давлению, а выделенная затемнением полоса - в соответствующая на практике диапазону регулирования давления начала впрыску топлива.

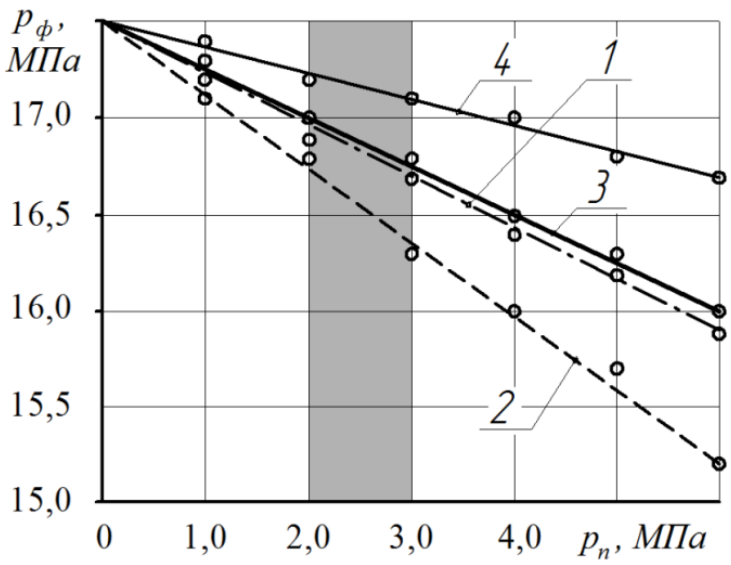


Рисунок 6 Зависимость давления начала впрыска топлива $p_ф$ от противодавления впрыску $p_п$: 1, 2, 3 и 4- номера форсунок на этом и следующих двух рисунках

С увеличением противодавления впрыску $p_п$ давление начала впрыска у всех форсунок $p_ф$ линейно снижалось. Объяснялось это, вероятно, действием противодавления на иглу (в сторону ее подъема) со стороны колодца распылителя.

У разных форсунок давление начала впрыска снижалось по разному – наименее и наиболее резко у форсунок 4 и 2. Эта разница объяснялась, вероятно, ризницами их гидравлических характеристик (дифференциальных площадок, эффективных сечений распылителей и др.).

Разница в гидравлических характеристиках объясняла и различную интенсивность влияния частоты вращения кулачкового вала ТНВД на давление начала впрыска форсунки (рисунок 7, *а*). По мере увеличения оборотов возрастала

разница между давлениями впрыска топлива форсунок - при 1200 *мин*$^{-1}$ составила 8,9 *МПа.*

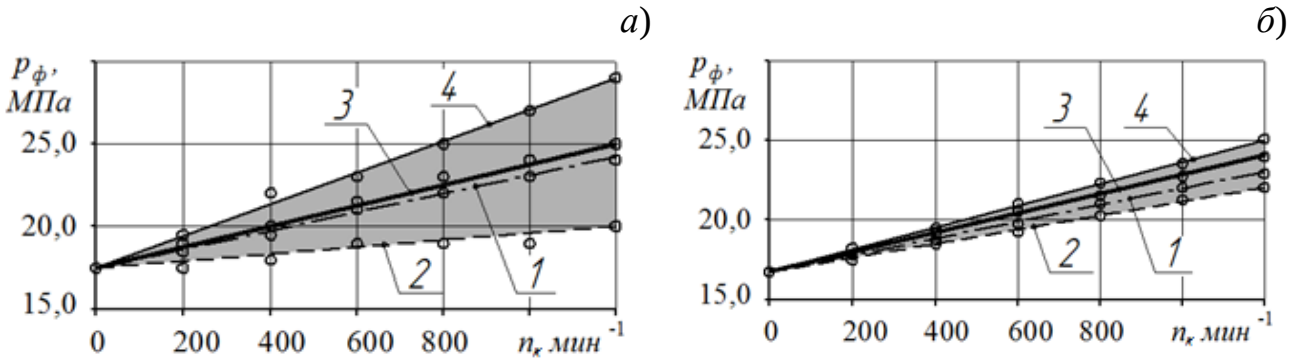


Рисунок 7 Зависимость давления начала впрыска топлива от частоты вращения кулачкового вала ТНВД в случае регулирования форсунок с впрыском топлива в атмосферу (*а*) и в среду с начальным противодавлением впрыску 3 *МПа* (*б*)

При регулировании форсунок с учетом необходимого начального давления противодавления впрыску (на $p_п$=3 *МПа* по рисунку 6) на уменьшенное среднее давление начала впрыска (16,7 *МПа*) разница в давлениях начала впрыска топлива существенно снижалась и при 1200 *мин*$^{-1}$ составила всего 2,8 *МПа* (рисунок 7, *б*).

Из этих данных следует, что форсунки целесообразно регулировать на величину давления в цилиндрах двигателя к началу впрыска, когда гидравлическая неидентичность форсунок проявляется намного слабее.

Для следующих испытаний форсунки регулировались при впрыске в среду с противодавлением на уменьшенное (в соответствии с полученными данными) до 16,7 *МПа* давление начала впрыска. ТА в целом с такими форсунками затем регулировалась по действующей методике (при впрыске в среду с атмосферным давлением). При этом в случае работы по скоростной характеристике (кривая 2) к режиму *n*=800*мин*$^{-1}$ средняя цикловая подача увеличилась на 6%, а неравномерность топливоподачи - на 8% (рисунок 8).

После этого ТА вновь проверялась с введением противодавления впрыску и вновь снималась скоростная характеристика (кривая 3). Средняя цикловая подача на всех режимах снизилась на 4%, а неравномерность возросла на номинальном режиме до 4%, а к режиму *n*=800*мин*$^{-1}$ до 12,5%.

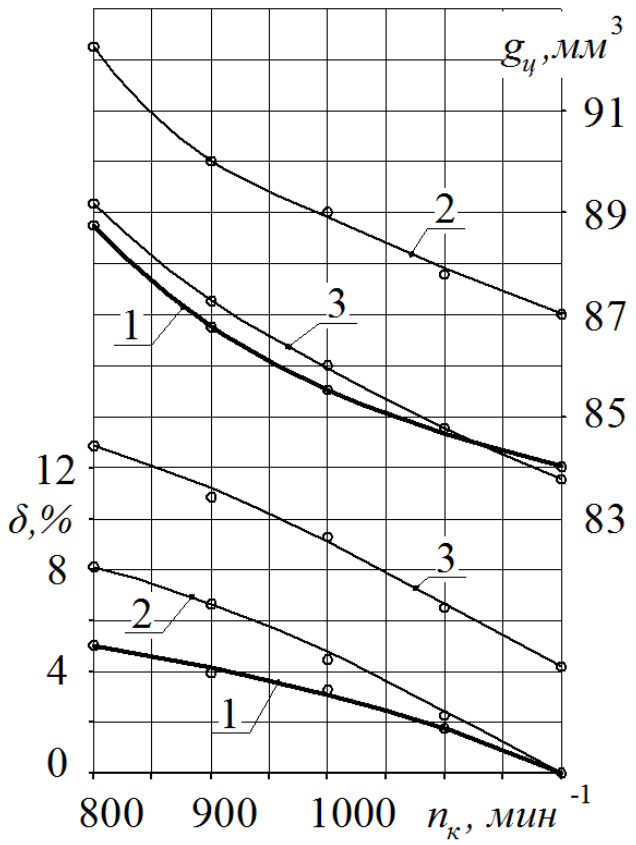


Рисунок 8 Зависимости средней цикловой подачи и неравномерности топливоподачи от частоты вращения кулачкового вала ТНВД при регулировке форсунок и в целом ТА на стенде с УВП (1); при регулировках на стенда с УВП только форсунок, а в целом ТА на обычных стендах (2); при проверке этой ТА на стенде с УПВ (3)

Все это свидетельствует о том, что действующий порядок регулирования ТА (с предварительной регулировкой форсунок) следует сохранить и при регулировании с противодавлением впрыску с тем отличием, что регулировку следует проводить на уменьшенное давление.

Стенд для такой регулировке нами разработан (патент на изобретение №2542648 «Стенд для испытания и регулировки форсунок»).

Далее ТА исследовалась с учетом полученных данных в целом, регулируя на стенде с УПВ на режиме номинальных цикловых подач (n=1200 *мин*$^{-1}$) на возможно низкую неравномерность топливоподачи. Регулировка форсунок производилась на сниженное на 5 % давление впрыска (16,7 *МПа*), а в целом ТА - на уменьшенную на 4 % цикловую подачу ($g_ц$= 83,5 *мм*^{3}/*цикл*).

Как видно, при регулировании отдельно форсунок и в целом ТА введением противодавления впрыску на режиме n=800 *мин*$^{-1}$ достигалась минимальная неравномерность топливоподачи (5%). Общее снижение неравномерности составило на режимах номинальной и максимального крутящего момента соответственно 8 и 11% (по сравнению с ТА, отрегулированной по действующей методике).

Осциллограммы давления у штуцеров форсунок и в камере впрыска отрегулированной таким образом ТА приведены на рисунках 9, 10 и 11.

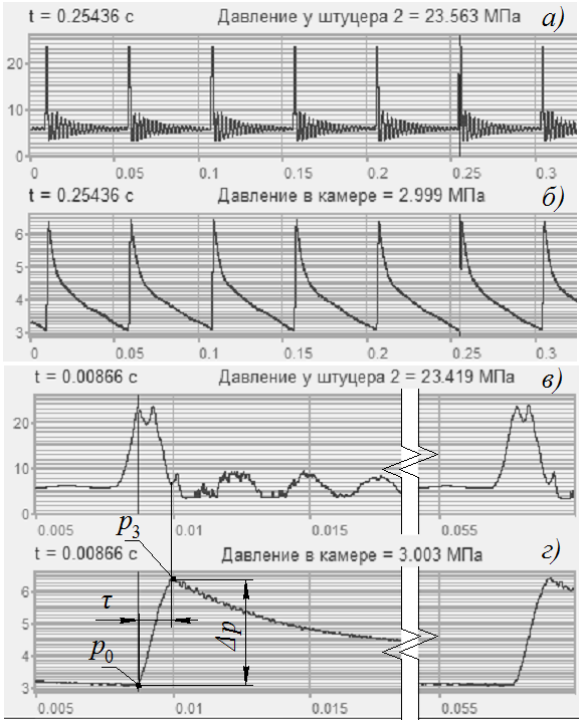


Рисунок 9 Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй секций ТА (*а*) и в камере УПВ (*б*) и соответствующие им растянутые по оси абсцисс (*в*) и (*г*): p_0 и p_3 - начальное и конечное противодавления впрыску; Δp- величина нарастания противодавления; τ- продолжительность впрыска

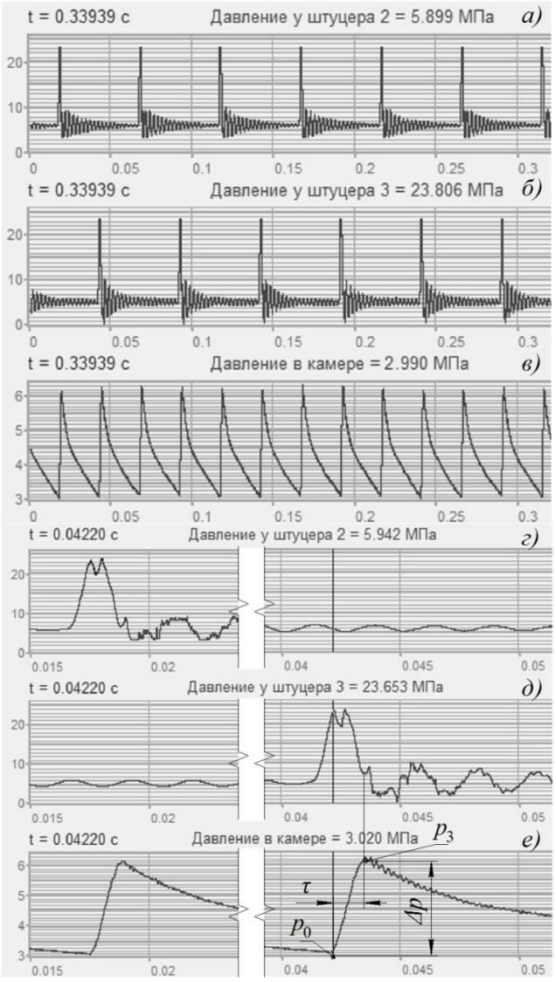


Рисунок 10 Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй (*а*) и третьей (*б*) секций ТА и в камере УПВ (*в*) и соответствующие им растянутые по горизонтали (*г*), (*д*) и (*е*)

Давления в камере впрыска в начале и конце впрыска равнялись p_0=3,0 *МПа* и p_3=6,4 *МПа*, т.е. разность их была Δp=3,4 *МПа*, что соответствует индикаторной диаграмме рассматриваемого дизеля. Опережение впрыска φ=19 *град.п.к.в.*, продолжительность впрыска τ=22 *град.п.к.в.*, а давления у штуцера форсунок были в начале и конца впрыска 23,8 и 7,4 *МПа*. Максимальное и остаточное давления в топливопроводе составили 24,0 и 5,0 *МПа*.

Из представленных осциллограмм следует, что после завершения впрыска давление в аккумуляторе плавно снижалось (благодаря принятому постоянному дросселируемому сливу топлива из аккумулятора).

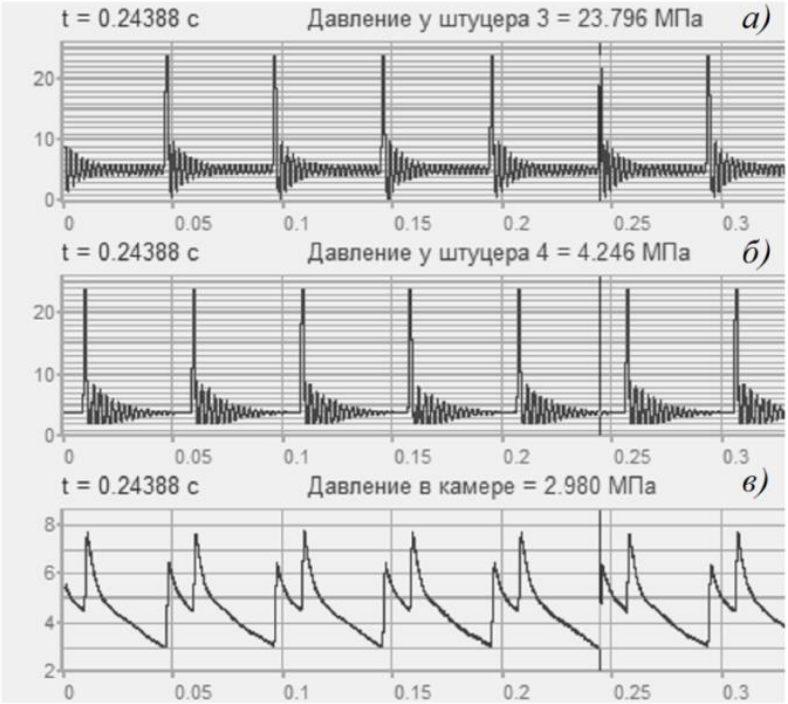


Рисунок 11 Осциллограммы давления у штуцера форсунки третьей (*а*) и четвертой (*б*) секций ТА и в камере УПВ (*в*)

При обслуживании одним устройством двух секций продолжительность разгрузки аккумулятора снижалась. При этом для обеспечения к началу очередного впрыска необходимого остаточного давления пришлось, с одной стороны, ускорить разгрузку аккумулятора и, с другой, обслуживать одним устройством две «отдаленно» расположенные секции ТА (при порядке работы 1-3-4-2 – это 1 и 4 или 3 и 2, см. рисунок 10).

При обслуживании «близко» расположенных секций невозможно было обеспечить необходимое снижение остаточного давления к очередному впрыску (рисунок 11). Получается, что при принятом методе разгрузки в случае четырехцилиндрового двигателя предложенное устройство может обслуживать лишь две секции ТА и то только в случае, когда цикловая подача определяется не мензурочным способом (а, например, по сигналам датчика давления в аккумуляторе).

Для оценки эффективности регулировки ТА на стендах с противодавлением впрыску были проведены моторные испытания на том же двигателе Д-245.12. В начале снималась скоростная характеристика при работе с ТА, настроенной по действующей методике, и затем после регулировки ее на стенде с УПВ по предлагаемой методике (рисунок 12).

Из них следует, что при регулировке ТА с применением УПВ часовые расходы топлива и воздуха на номинальном режиме работы двигателя (n=2400 *мин*$^{-1}$) изменились незначительно.

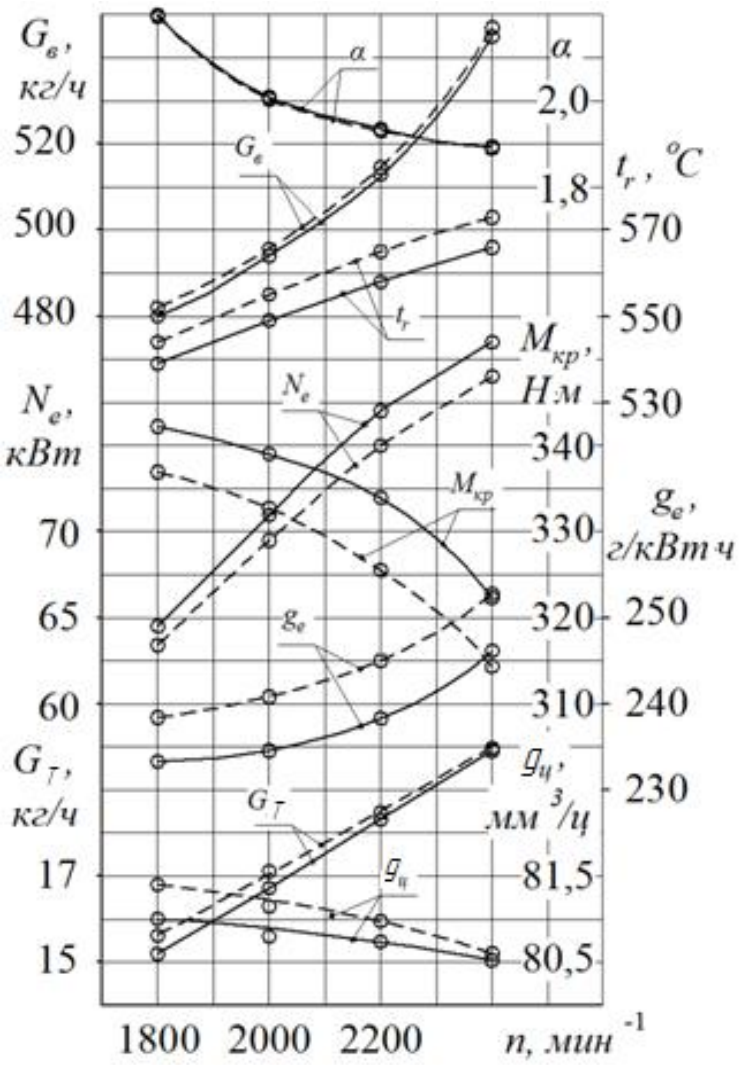


Рисунок 12 Скоростная характеристика дизеля Д-245.12 при работе с ТА, отрегулированной по действующей методике (штриховые линии) и по предложенной с использованием УПВ (сплошные): n- частота вращения; $M_{кр}$- крутящий момент; N_e- эффективная мощность двигателя; G_T- часовой расход топлива; g_e- удельный эффективный расход топлива; $g_ц$- цикловая подача; $G_в$- часовой расход воздуха; α- коэффициент избытка воздуха; t_r- температура выхлопных газов

Выше оказались мощность двигателя на 2,4% (на 2 *кВт*) и его крутящий момент $M_к$ (на 7,9 *Н·м*). Удельный расход g_e снизился на 6,5 *г/кВт·ч* (2,6%). Температура выхлопных газов была ниже на 7 ^oC (с 573 до 566 ^oC).

Расчеты показывают, что при таком снижении удельного расхода топлива на тракторе с испытанным двигателем при наработке 1012 *мото-ч* за год можно сэкономить 10,5 *тыс.руб.*

3 РЕКОМЕНДУЕМАЯ МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОТОЯНИЯ ДВИГАТЕЛЯ

Для уточнения вопроса о ремонте тракторного двигателя рекомендуется определение его механического КПД по следующей методике:

- добавить в смазочное масло присадку-синтезатор (напремер, исследованную нами и оправдывающую себя присадку-синтезатор)и обеспечить работу двигателя на этом масле в обычных условиях эксплуатации не менее 700-800 мото-часов;

- после этого проверить компрессию в цилиндрах двигателя и при необходимости заменить компрессионные и маслосъемные кольца;

- оценить состояние ТА и при необходимости заменить ее отдельные узлы и отрегулировать на стендах с противодавлением впрыску топлива.

По ТА рекомендуется выполнить работы в следующем порядке:

- отрегулировать форсунки на уменьшенное на 6%* давление начала впрыска топлива, прокачивая топливо рычагом прибора с частотой 60…80 качений (впрысков) в минуту и проверяя давление начала впрыска и начальное противодавление в камере УПВ по показаниям электронного блока (патент на изобретение №2542648 «Стенд для испытания и регулировки форсунок»);

- установить в целом ТА на стенд с противодавлением впрыску и по действующей методике проверить герметичность и давление открытия нагнетательных клапанов, угол геометрического начала подачи топлива, ход рейки и начало действия регулятора.

- на номинальной частоте вращения ТНВД проверить давление топлива в линии низкого давления;

- проверить начальное противодавление впрыску в камере УПВ и при необходимости отрегулировать затяг пружины перепускного клапана;

_____.

* Эта цифра приведена для двигателей Д-144. Для других двигателей, отличающихся частотой вращения и цикловой подачей, эту цифру следует уточнить, проведя анализ по методике, изложенной в настоящих рекомендациях.

- отрегулировать цикловую подачу на уменьшенную (до 4%) величину и допустимую неравномерность по секциям, контролируя их с использованием электронного блока, работающего по предложенному алгоритму.

- установив ТА на дизель определить механический к.п.д. по предложенному методу (переводя двигатель на работу с регулированием нагрузки пропуском рабочих ходов поршней).

Для пропуска рабочих ходов поршней можно применять устройство с электронно-управляемым разрезным кольцевым клапаном Башкирского ГАУ или электрогидроупраляемый клапан фирмы *DENSO*.

- по результатам испытаний определить необходимость ремонта двигателя.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1 Баширов, Р.М.. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета [Текст]: учебник для вузов / Р.М. Баширов. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2017.-336 с.

2 Баширов, Р.М. Методика исследования дизелей, регулируемых пропуском впрыска топлива [Текст] / Р.М. Баширов, В.Н. Хусаинов, А.М. Миннигалеев. – Уфа: Башкирский ГАУ, 2011. – 111с.

3 Баширов, Р.М. Сравнительный анализ методов определения механического КПД двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Р.М. Баширов, Э.М. Гайсин, А.М. Миннигалеев // Известия международной академии аграрного образования. – 2013. – Вып. 17 – С. 146-152.

4 Баширов, Р.М. Повышение эффективности регулирования нагрузки дизельного двигателя отключением цилиндров [Текст] / Р.М. Баширов, Э.М. Гайсин, Ф.Р. Сафин // Известия международной академии аграрного образования. – 2016. – Вып. 31 – С. 8-12.

5 Ждановский, Н.С. Бестормозные испытания тракторных двигателей [Текст] / Н.С. Ждановский – М.: Машиностроение, 1966.- 178с.

6 Патент на изобретение №2539907 от 10.12.2014 г. Способ определения механического к.п.д. двигателя внутреннего сгорания / Баширов Р.М., Минигалеев А.М.

7 Патент изобретение №2506322 от 10.02.2014 г. Способ изготовления разрезных колец кольцевых клапанов / Баширов Р.М., Харисов Д.Д.

8 Патент на изобретение №2542648 от 11.10.2013 г. Стенд для испытания и регулировки форсунок / Инсафуддинов С.З., Сафин Ф.Р., Гайсин Э.М.

9 Сафин, Ф.Р. Модернизация регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей введением противодавления впрыску топлива [Текст] / Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2016. – Вып.№3 (39). – С. 96 – 100.