

На правах рукописи

САФИН Филюс Раисович

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ И СРЕДСТВ
РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ
АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Специальность 05.20.03 – Технологии и средства технического
обслуживания в сельском хозяйстве

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Оренбург, 2015

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Башкирский государственный аграрный университет» (ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ).

Научный руководитель: **Инсафуддинов Самат Зайтунович** – кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВПО «Башкирский государственный аграрный университет»

Официальные оппоненты: **Балабанов Виктор Иванович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Технологии и машины в растениеводстве» ФГБОУ ВО «Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева»
Иншаков Александр Павлович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Мобильные энергетические средства» ФГБОУ ВПО «Мордовский государственный университет имени Н.П. Огарёва»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Санкт - Петербургский государственный аграрный университет»

Защита состоится 25 июня 2015 г. в 12⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д 220.051.02 при ФГБОУ ВПО «Оренбургский государственный аграрный университет» по адресу: 460014, г. Оренбург, ул. Коваленко, д. 4, корпус 3, ауд. 500.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО Оренбургский ГАУ. Объявление о защите и автореферат размещены на сайте ФГБОУ ВПО Оренбургский ГАУ www.orensau.ru и на сайте Федеральной службы по надзору в сфере образования и науки Минобрнауки России www.vak.ed.gov.ru

Отзывы на автореферат, заверенные печатью Вашего учреждения, просим направлять в двух экземплярах по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «___» _____ 2015 г.

Ученый секретарь диссертационного совета доктор технических наук, профессор

В.А. Шахов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. В сельскохозяйственном производстве широко применяется мобильная техника (тракторы, комбайны и автомобили) с дизельными двигателями (далее по тексту – дизели). Поэтому расходуемое дизелями топливо во многом определяет себестоимость сельскохозяйственной продукции, а его экономия является одной из важнейших проблем.

Экономические и экологические показатели работы дизелей во многом определяются типом и техническим состоянием их топливной аппаратуры (ТА). К настоящему времени в дизелях сельскохозяйственного назначения широко применяются топливные системы непосредственного действия разделенного типа. По данным Министерства сельского хозяйства Республики Башкортостан по состоянию на 01.01.15 г. только в Башкирии в эксплуатации находятся 15279 тракторов, из них 95,6% – отечественного производства с топливными системами указанного типа.

Практика показывает, что значительная часть дизелей работает с повышенным расходом топлива и токсичностью отработавших газов. Это является результатом высокой неравномерности топливоподачи, обусловленной несовершенством действующих методики и средств регулирования ТА.

Диссертационная работа выполнялась в Башкирском ГАУ в 2009–2014 гг. в соответствии с концепцией развития аграрной науки и научного обеспечения АПК России до 2025 года (приказ Минсельхоза РФ от 25 июня 2007 г. №342) по договорам с Академией наук РБ и ОАО «Уфимский ТРЗ».

Степень разработанности темы. Работы Баширова Р.М., Габитова И.И., Файнлейба Б.Н. и др. посвященные вопросам совершенствования регулировок топливных систем, выполнены на безмоторных стендах с использованием топливных насосов высокого давления (ТНВД) с приводом от электродвигателя и впрыском топлива в мензурки с атмосферным или близким к нему давлением (стенды фирм «Мопаз», «Bosch», «Hartridge» и др.) и впрыском в среду с противодействием, близким к таковому в двигателях. Предложенные устройства противодействия впрыску (УПВ) пока еще окончательно не доработаны.

Цель исследования. Совершенствование методики и технических средств регулирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей на стендах с противодействием впрыску.

Объект исследования. Процесс регулирования топливной аппаратуры автотракторных дизелей и технические средства его обеспечения.

Предмет исследования. Закономерности влияния противодействия впрыску на показатели работы топливной аппаратуры автотракторных дизелей.

Методика исследований. Теоретические исследования базировались на методах теории расчета гидравлических аккумуляторов, применяемых в системах топливоподачи дизелей. Экспериментальные исследования проводились в соответствии с действующими стандартами на основе общепринятых методик. Обработка экспериментальных данных проводилась методами математической статистики, а также программ Microsoft Excel, MathCAD.

Научная новизна работы:

- с учетом влияния давления газов в цилиндре двигателя на параметры

топливоподачи обоснованы конструктивно-режимные параметры устройства противодействия впрыску;

- разработаны математические модели рабочих процессов аккумуляторов устройств противодействия впрыску, увязывающие их конструктивно-режимные параметры с показателями работы топливной аппаратуры;

- разработана методика расчета аккумуляторов на основе их жесткости и цикловой подачи топливной аппаратуры;

- разработана методика регулирования топливной аппаратуры дизелей на стендах с противодействием впрыску.

Практическая ценность:

- конструкция стенда для испытаний и регулировки дизельной ТА (патент на изобретение №2429373);

- конструкция стенда для испытания и регулировки форсунок (патент на изобретение №2542648);

- алгоритмы программ для определения параметров топливоподачи при регулировании ТА с впрыском топлива в среду с противодействием (свидетельства государственной регистрации программ для ЭВМ за №2014611323 и №2014661772);

- результаты теоретических и экспериментальных исследований по обоснованию параметров УПВ, предназначенных для модернизации регулировочных стендов ТА.

Вклад автора в проведенное исследование: разработал способы модернизации регулировочных стендов использованием УПВ и двупружинный комбинированный гидромеханический аккумулятор; предложил способ разгрузки аккумулятора после впрыска, основанный на постоянном дросселируемом сливе топлива из него; предложил методику определения жесткостей аккумуляторов с учетом наличия топлива в камере впрыска и параметров топливоподачи по давлению в их камерах впрыска и математические модели работы и конструкции УПВ; обосновал методику регулирования ТА на модернизированных стендах; провел экспериментальную и статистическую обработку результатов исследований, а также технико-экономическую оценку применения УПВ и произвел апробацию результатов исследований.

Внедрение. Предложенные устройства и методики используются при регулировке ТА дизелей НПФ ООО «Башдизель», ОАО «Уфимский ТРЗ», ИП «Ямалетдинов», ООО «ПриютовАгроГаз» и в Башкирском ГАУ при обучении студентов.

Апробация. Основные положения работы доложены и обсуждены на научно-практических конференциях Башкирского (2009–2014 гг.) и Санкт-Петербургского (2014 г.) ГАУ и научно-техническом совете ОАО «Уфимский ТРЗ». Предложенные УПВ демонстрировались на специализированных выставках «Агрокомплекс - Уфа» в 2012 и 2013 гг. и отмечены дипломами и медалями Министерства сельского хозяйства РБ, Торгово-промышленной палаты РБ и Башкирской выставочной компании.

Положения, выносимые на защиту:

- теоретические положения по обоснованию конструктивно-режимных

параметров и методики расчета УПВ;

- устройства для модернизации регулировочных стенов ТА дизелей с введением противодавления впрыску;
- методика регулирования ТА на стендах с противодавлением впрыску;
- результаты экспериментальных исследований, позволяющие определять оптимальные конструктивно-режимные параметры УПВ.

Обоснованность и достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждается высоким уровнем сходимости теоретической интегральной характеристики топливоподачи с экспериментально полученной.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 работ, в том числе 4 в изданиях, рекомендованных ВАК, получены два патента на изобретение и два свидетельства о регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов, списка литературы из 111 наименований. Изложена на 133 страницах, включающих 57 рисунков, 24 таблицы и четыре приложения на 12 с.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, показаны ее научная новизна и практическая ценность, указаны выносимые на защиту основные положения и результаты исследований.

В первой главе «**Регулировочные стенды и методы регулирования топливной аппаратуры дизелей**» проанализированы работы Астахова И.В., Балабанова В.И., Баширова Р.М., Габдрафикова Ф.З., Габитова И.И., Иншакова А.П., Кислова В.Г., Костенко Л.Н., Неговора А.В., Трусова В.И., Файнлейба Б.Н., Adolf G., Tsoyh B. и др., касающиеся темы диссертации.

Показано, что основной недостаток ныне применяемых регулировочных стенов – впрыск производится в среду с атмосферным давлением, тогда как при работе на двигателях – в среду с противодавлением, возрастающим от 2...3 до 7...12 МПа. Из-за этого несоответствия, достигнутая на регулировочном стенде равномерность подачи топлива при работе на двигателе оказывается намного хуже и, в результате, не обеспечиваются должные технико-экономические показатели работы двигателя. В этой связи модернизация регулировочных стенов путем создания противодавления впрыску, меняющемуся аналогично давлению газов в цилиндре двигателя, и разработка методики регулирования ТА на таких стендах имеет большое практическое значение.

Одним из направлений модернизации современных стенов, широко применяемых в ремонтных предприятиях агропромышленного комплекса (АПК), является введение в их конструкцию УПВ. Однако известные УПВ сложны по конструкции и к тому же не позволяют достаточно точно определять регулируемые параметры. Одним из способов их совершенствования является создание противодавления впрыску самим впрыскиваемым топливом.

С учетом этих обстоятельств для решения в объеме настоящей работы были поставлены задачи:

- проанализировать возможные для УПВ типы аккумуляторов, противодействие впрыску в которых создается самим впрыскиваемым топливом, и уточнить их рабочие процессы;

- выявить с использованием полученных данных возможные направления совершенствования аккумуляторов УПВ и предложить перспективные схемы их выполнения;

- установить теоретические зависимости, описывающие влияние конструктивно-режимных параметров УПВ на показатели работы ТА, и разработать математическую модель их работы и методику расчета;

- с использованием предложенных схем аккумуляторов разработать УПВ для стендов ТА дизелей мобильной сельскохозяйственной техники и экспериментальными исследованиями уточнить их конструктивные параметры;

- разработать методику модернизации регулировочных стендов ТА с использованием уточненных конструкций УПВ;

- предложить методику регулировки ТА на этих стендах;

- оценить эффективность применения предложенных устройств.

Во второй главе «Теоретические основы совершенствования устройств противодействия впрыску» проанализированы возможные для УПВ типы аккумуляторов, предложена схема их классификации, выведены аналитические выражения для определения их жесткости и выявлены возможные направления модернизации регулировочных стендов, основанные на использовании аккумуляторов впрыскиваемого топлива.

Давление в аккумуляторе, соответствующее представленной на рисунке 1 индикаторной диаграмме двигателя, обеспечивается характеристикой топливоподачи. Для упрощения анализа работы и расчета аккумуляторов соответствующие участки индикаторной диаграммы нами были линеаризованы, как это было сделано Л.Н. Костенко.

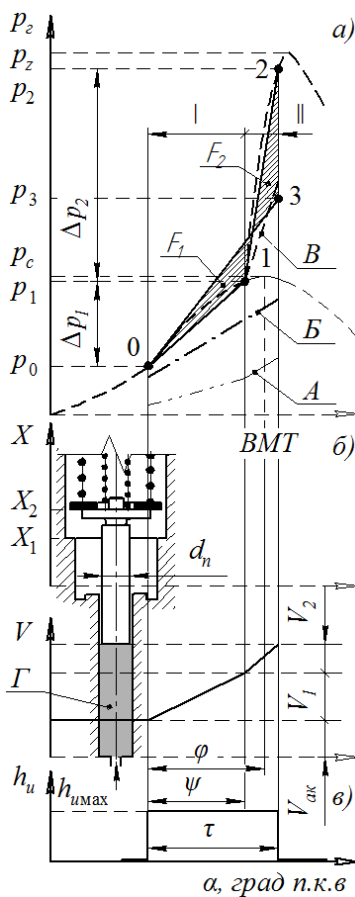


Рисунок 1 – Фактическая индикаторная диаграмма двигателя (штриховая линия) и ее линеаризованные участки (сплошные 0–1, 1–2 и 0–3) (а), графики перемещения поршенька аккумулятора X и соответствующего ему изменения объема V камеры гидравлического аккумулятора (б), и ход иглы распылителя форсунки h_u (в): индексы 1 и 2 соответствуют I и II периодам процесса сгорания; А, Б и В – графики давления, развиваемого «гидравлической» и первой и второй механическими пружинами; Г – топливо гидравлического аккумулятора; φ и τ и ψ – опережение и продолжительность впрыска и период задержки самовоспламенения топлива

Как известно и видно из рисунка 1, давление в цилиндре во II периоде процесса сгорания возрастает более интенсивно, чем в I. Отсюда следует, что аккумуляторы должны быть не менее чем двухпружинными, причем с разными жесткостями пружин. Если учесть и объем топлива аккумулятора, то в общем случае можно считать, что при использовании двух механических пружин аккумулятор становится трехпру-

жинным (объем топлива аккумулятора выполняет функцию третьей пружины).

Для общности результатов исследований был рассмотрен такой комбинированный трехпружинный гидромеханический аккумулятор, разработанный Башкирским ГАУ (рис. 2).

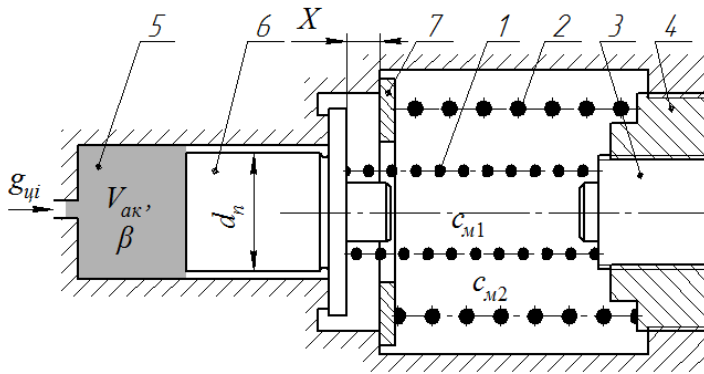


Рисунок 2 – Комбинированный трехпружинный гидромеханический аккумулятор с последовательно-параллельно работающими механическими пружинами: 1 и 2 – первая и вторая пружины; 3 и 4 – регулировочные винты предварительного затяга пружин; 5 – камера впрыска аккумулятора; 6 – поршеньк противодействия; 7 – опорная шайба; d_n – диаметр поршенька; $V_{ак}$ – первоначальный объем (затемненный) камеры впрыска; $g_{ци}$ – текущий объем топлива, впрыскиваемого в аккумулятор; β – коэффициент сжимаемости топлива; X – ход пружины 1 до начала работы пружины 2

мости топлива гидравлического аккумулятора и перемещения поршенька механического аккумулятора. Сложность здесь в том, что по мере поступления топлива, объем гидравлического аккумулятора $V_{ак}$ возрастает (на величину объема, соответствующего перемещению поршенька).

При остаточном давлении на линии слива, равном p_0 , объем топлива, впрыснутого в камеру впрыска 5 аккумулятора (цикловая подача g_u) к концам I и II периодов процесса сгорания, распределится следующим образом:

$$g_u = g_{u1} + g_{u2}, \quad (1)$$

где g_{u1} и g_{u2} – количества топлива, поступивших в камеру впрыска в I и II периодах процесса сгорания (впрыска), $м^3$.

Величина цикловой подачи g_{u1} , определяемая фактором динамичности цикла топливоподачи, в свою очередь определяет ход поршенька X (до соприкосновения его с опорной шайбой 7), а g_{u2} – последующий ее ход (при совместной работе первой и второй пружин).

Объем топлива, поступившего в аккумулятор к концу I периода:

$$g_{u1} = \Delta V_1 = \Delta V_m + \Delta V_z, \quad (2)$$

В качестве оценочного параметра качества работы аккумулятора нами использовался показатель, предложенный профессором Башировым Р.М. для аккумуляторов топливных систем дизелей и названный им (по аналогии с жесткостью процесса сгорания в двигателях) жесткостью «пружины» аккумулятора (далее по тексту жесткость аккумулятора). В нашем случае жесткость будет представлять возрастание давления в аккумуляторе при подачи в него единицы объема топлива $C_{ак} = \Delta p / \Delta V$ (в $Па/м^3$).

Выражение для определения жесткости аккумулятора получено нами следующим образом.

Топливо, поступающее в камеру аккумулятора 5, накапливается в нем за счет сжимае-

где ΔV_z – объем топлива, накопленного гидравлическим аккумулятором за счет сжимаемости его топлива, m^3 ;

ΔV_m – возрастание объема гидравлического аккумулятора за счет перемещения подпружиненного первой механической пружиной поршенька, m^3 .

Перемещение X поршенька (в m) определится через жесткость c_{m1} (в H/m) первой механической пружины по величине увеличения усилия сжатия пружины ΔF (в H): $X = \Delta F / c_{m1}$.

ΔF зависит от давления топлива и определяется по выражению

$$\Delta F = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \Delta p_1, \quad (3)$$

где Δp_1 – величина нарастания давления (см. рис. 1), $Па$.

Используя эту зависимость, перемещение можно записать в виде

$$X = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot \Delta p_1}{4 \cdot c_{m1}}. \quad (4)$$

За счет такого перемещения поршенька объем гидравлического аккумулятора возрастет на величину

$$\Delta V_m = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot \Delta p_1}{4 \cdot c_{m1}} = \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}}. \quad (5)$$

Объем топлива, накапливаемого гидравлическим аккумулятором (в его первоначальном объеме $V_{ак}$), можно найти на основе сжимаемости его топлива:

$$\beta = \frac{\Delta V_z}{V_{ак} \cdot \Delta p_1}, \quad (6)$$

где β – коэффициент сжимаемости топлива, $Па^{-1}$.

Если учесть увеличение объема гидравлического аккумулятора за счет перемещения поршенька (выражение (5)), можно записать:

$$\Delta V_z = \beta \cdot (V_{ак} + \Delta V_m) \cdot \Delta p_1 = \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}} \right) \cdot \Delta p_1. \quad (7)$$

Суммарный объем топлива (по выражению (2)), поступившего в аккумулятор в I периоде сгорания, в соответствии с этим выражением будет

$$\Delta V_1 = \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}} \right) \cdot \Delta p_1 = \Delta p_1 \cdot \left[\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}} \right) \right]. \quad (8)$$

В соответствии с этим выражением жесткость рассматриваемого трехпружинного гидромеханического аккумулятора к концу I периода процесса сгорания (к концу выбора зазора X по рисунку 2) составит

$$C_{ак} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}} \right)}. \quad (9)$$

К концу II периода процесса сгорания (параллельной работы пружин) жесткость аккумулятора определится по тому же выражению (9) при постановке в него вместо c_{m1} суммы ($c_{m1} + c_{m2}$) и учета величины увеличения объема аккумулятора в I периоде (на величину ΔV_m).

Используя жесткость аккумулятора, можно определить и текущее значение цикловой подачи топлива отдельно для I и II периодов (рис. 1, а)

$$g_{ци1} = (p_{i1} - p_0) \cdot \left[\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} + \beta \cdot \left(V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_{i1} - p_0)}{16 \cdot c_{м1}} \right) \right]; \quad (10)$$

$$g_{ци2} = (p_{i2} - p_1) \cdot \left[\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} + \beta \cdot \left(V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_{i2} - p_1)}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} \right) \right], \quad (11)$$

где $V_{ак}^I$ – объем аккумулятора к началу II периода процесса сгорания, $м^3$.

Входящая в эти выражения разность давлений зависит от скорости нарастания давления dp/da , т.е. в конечном счете от времени.

На основе этих выражений нами были записаны и соответствующие математические модели рабочего процесса аккумулятора:

$$(p_{i1} - p_0) = \frac{-\left(\beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} \right) + \sqrt{\left(\beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} \right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} \cdot g_{ци1}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}}}; \quad (12)$$

$$(p_{i2} - p_1) = \frac{-\left(\beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} \right) + \sqrt{\left(\beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} \right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} \cdot g_{ци2}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})}}. \quad (13)$$

Как следует из этих выражений, цикловые подачи в концах I и II периодов процесса сгорания определяют нарастания давлений к точкам 1 и 2. Если эти давления найти расчетным путем или экспериментально (по данным установленного в камеру впрыска датчика давления), то можно найти как $g_{ци1}$, так и $g_{ци2}$, а общую цикловую подачу – как их сумму.

На основе приведенных данных разработан алгоритм работы электронного блока, определяющего параметры топливоподачи, и уточнена конструкция УПВ с трехпружинным гидромеханическим аккумулятором для случая ТА, широко применяемого в сельскохозяйственном производстве (на тракторах Т-40, Т-28Х4М, ЛТЗ-55, ЛТЗ-60А и др.) двигателя Д-144 (4С10,5/12), оборудованного ТНВД 4УТНМ-111105.

На номинальном режиме расчетная цикловая подача у этого двигателя равна $g_{ци} = 62 \text{ мм}^3$, общая продолжительность впрыска 25° п.к.в. , а I периода – 17° п.к.в. В течении I периода в камеру впрыска поступало топливо объемом $g_{ци1} = 42,16 \text{ мм}^3$ (фактор динамичности цикла топливоподачи равен 0,68), а II – оставшаяся часть $g_{ци2} = 19,84 \text{ мм}^3$.

Диаметр поршенька противодействия был принят минимально возможным $d_n = 4 \text{ мм}$. В качестве разгрузочного использовался клапан фирмы DENSO.

С учетом приведенных данных тепловым расчетом дизеля были определены: $p_0 = 1,989 \text{ МПа}$; $p_1 = 3,987 \text{ МПа}$; $p_2 = 7,095 \text{ МПа}$; $p_c = 4,127 \text{ МПа}$; $p_z = 7,495 \text{ МПа}$.

В соответствии с этими данными и выражениями (10) и (11), используя программу «Kompas-Spring» фирмы АСКОН, были подобраны цилиндрические

пружины сжатия с жесткостями $c_{м1}=8,53 \text{ Н/мм}$ и $c_{м2}=31,13 \text{ Н/мм}$.

При пренебрежении объемом гидравлического аккумулятора ($V_{ак}=0$) эти жесткости составили $c_{м1}=7,48 \text{ Н/мм}$ и $c_{м2}=17,23 \text{ Н/мм}$, т.е. отличались соответственно на 11,5 и 44,7%. Это указывает, с одной стороны, на то, что при выполнении аккумулятора механическим двухпружинным следует максимально минимизировать объем гидравлического аккумулятора, и, с другой, при выполнении его комбинированным трехпружинным – при расчетах и анализе работы аккумулятора обязательно следует учитывать объем топлива в нем.

Аналогичным образом была проанализирована и схема другого предложенного Башкирским ГАУ трехпружинного аккумулятора с последовательно работающими механическими пружинами (рис. 3).

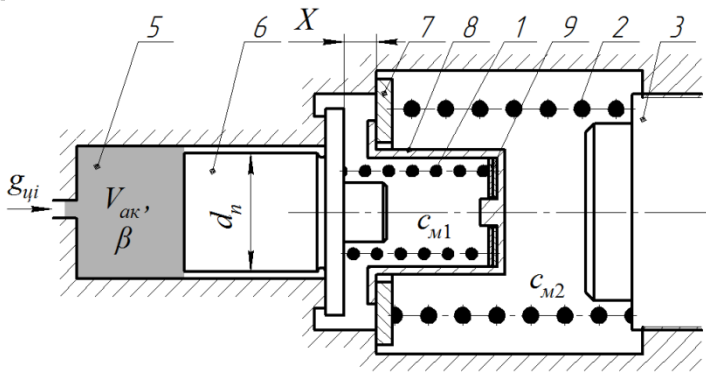


Рисунок 3 – Комбинированный аккумулятор с последовательной работой механических пружин: 8 и 9 – обойма и регулировочные шайбы предварительного затяга пружины 1; остальные обозначения те же, что и на рисунке 2

Из-за применения двухпружинного механического аккумулятора и сложности принятой схемы разгрузки (с использованием электромагнитно управляемого разгрузочного клапана, блока управления и ЭВМ) УПВ оказалось довольно сложным по конструкции (имело 6 прецизионных пар и 56 деталей). В этой связи его использование в регулировочных цехах обычных сельскохозяйственных предприятий представляется проблематичным.

При усилении влияния гидравлического аккумулятора (подбором его объема) тот же эффект, что и при трехпружинном гидромеханическом аккумуляторе, может достигаться и при предложенном нами упрощенном варианте выполнения комбинированного гидромеханического аккумулятора – с одной механической пружиной (рис. 4).

При таком аккумуляторе гидравлическая пружина работает постоянно, а механическая пружина действует только в I периоде до выбора зазора X (после достижения поршеньком упора выключается). Выражения (9), (10) и (12) для этого упрощенного аккумулятора запишутся, приняв для I периода c_m вместо $c_{м1}$. Для II периода выражение (11) запишется при $c_{м1}=\infty$ и $c_{м2}=\infty$, а математическая модель работы будет $(p_{i2} - p_1) = g_{и2} / (\beta \cdot V_{ак}^I)$, т.е. в виде уже известного выражения.

До выбора зазора X (к концу I периода сгорания) жесткость аккумулятора и в этом случае определится по выражению (9). После выбора зазора X (к концу II периода) в выражение (9) вместо $c_{м1}$ необходимо подставить $c_{м2}$ и учесть также величину увеличения объема аккумулятора в I периоде.

Для I периода и здесь справедливы выражения (10) и (12), а для II периода выражения (11) и (13) запишутся при $c_{м1}=0$.

Из-за применения двух-

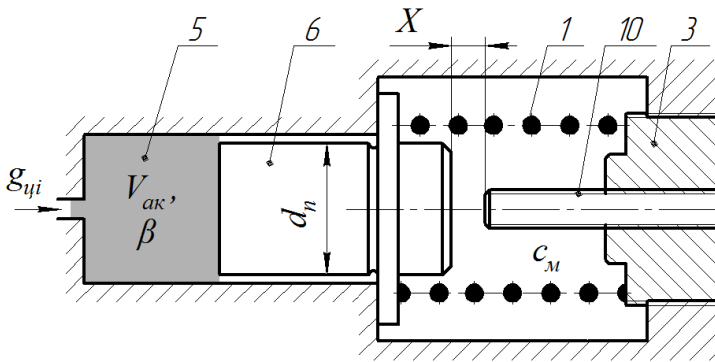


Рисунок 4 – Комбинированный двухпружинный гидромеханический аккумулятор: 10 – упор; остальные обозначения те же, что и на рисунке 2

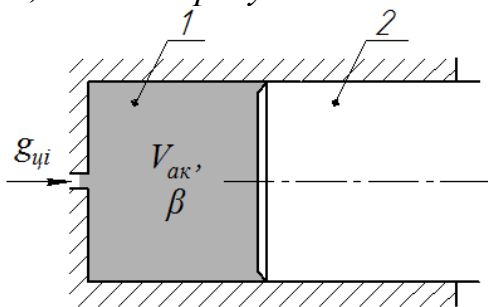


Рисунок 5 – Гидравлический однопружинный аккумулятор: 1 – камера впрыска; 2 – шток для регулирования объема аккумулятора

производстве, в частности, в грузовых автомобилях ЗИЛ (их модификациях 5301, 3906, 4331 и др.) и ГАЗ (3308, 3309, 33104), автобусах ПАЗ (3205, 4234, 4230) и тракторах Беларусь тягового класса 1,4 (892, 952, 1021, 1220).

У этого дизеля расчетная цикловая подача $g_{ци} = 81 \text{ мм}^3$, продолжительность впрыска – 22° п.к.в. , а I периода – 15° п.к.в. (фактор динамичности цикла топливоподачи 0,68). Тепловым расчетом дизеля и с использованием этих параметров были определены: $p_0 = 2,983 \text{ МПа}$; $p_1 = 4,909 \text{ МПа}$; $p_2 = 8,597 \text{ МПа}$; $p_3 = 6,389 \text{ МПа}$; $p_c = 5,069 \text{ МПа}$; $p_z = 9,124 \text{ МПа}$.

Давление в аккумуляторе обеспечивалось по упрощенной усредненной линии 0–3 индикаторной диаграммы, проведенной так, что выполнялось условие $F_1 = F_2$ (рис. 1). Если учесть, что в I периоде подается 68% топлива, то использование упрощенной усредненной линии 0–3 можно считать вполне обоснованным.

Объем гидравлического аккумулятора находился по его жесткости и составил $27,4 \text{ см}^3$. При выполнении аккумулятора по рисунку 4 объем его оказался намного меньше ($8,2 \text{ см}^3$), а жесткость механической пружины составила $c_m = 7,36 \text{ Н/мм}$.

В третьей главе «Методика экспериментальных исследований» описаны экспериментальные установки, методика исследований, измерительная аппаратура, способы тарирования датчиков и методы обработки экспериментальных

Упрощенный вариант УПВ может выполняться и в виде только гидравлического аккумулятора (рис. 5).

Выражения (9) и (10) запишутся при $c_{m1} = \infty$. Математическую модель рабочего процесса гидравлического аккумулятора можно записать в виде $(p_i - p_0) = g_{ци} / (\beta \cdot V_{ак})$.

Решению проблемы упрощения УПВ будет способствовать и организация разгрузки аккумулятора по предложенному нами методу – постоянном дросселируемом сливе топлива из него и определения цикловой подачи мензурочным способом.

С учетом приведенных данных были рассчитаны конструктивные параметры УПВ с гидравлическим аккумулятором (рис. 5) применительно к автомобильному двигателю Д-245.12 (4Ч11/12,5), оборудованному ТНВД 4УТНИ-Т-111105. Этот дизель является одной из модификаций двигателя Д-245, широко применяемого в сельскохозяйственном

данных. Испытания проводились на широко используемых в ремонтных предприятиях АПК стандах: безмоторном КИ-921, модернизированном с использованием УПВ (рис. 6) и обкаточно-тормозном КИ-4935 (рис. 7).

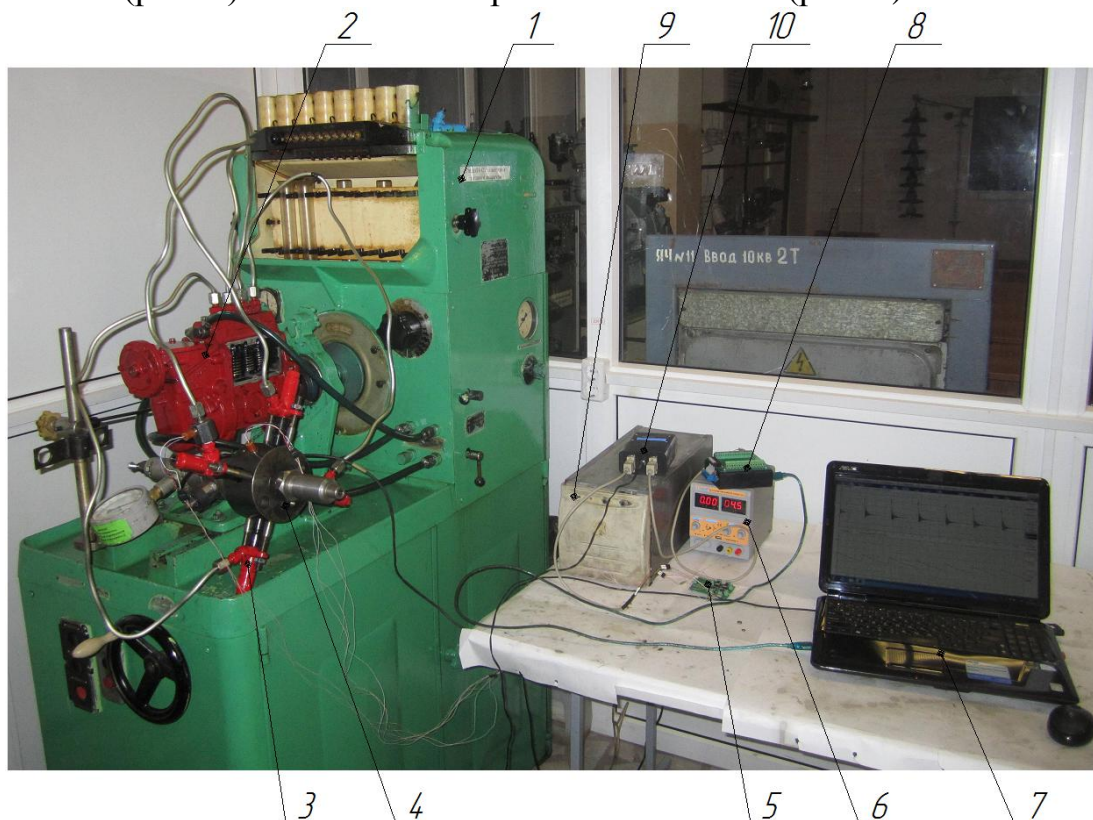


Рисунок 6 – Общий вид регулировочного станда КИ-921, модернизированного введением УПВ: 1 – станд; 2 – ТНВД; 3 – форсунки; 4 – УПВ; 5 – усилитель сигналов; 6 – блок питания; 7 – персональный компьютер; 8 – АЦП ZET 210; 9 и 10 – электронные блоки управления и определения параметров топливоподачи



Рисунок 7 – Стенд для моторных испытаний: 1 – дизель Д-245.12; 2 – реостат жидкостный; 3 – динамометр электрический; 4 – пульт управления

С учетом того, что УПВ с трехпружинными аккумуляторами Башкирского ГАУ экспериментально исследованы достаточно полно Костенко Л.Н. и Инсафуддиновым С.З., нами основное внимание уделялось исследованию устройств с упрощенным гидравлическим аккумулятором, схема которого приведена на рисунке 8.

При экспериментах давление в камере впрыска и у штуцеров форсунок регистрировалось датчиками давления МД-10-10V и МД-60-10V, а сигналы их передавались через аналого-цифровой преобразователь ZET 210 (с его программным обеспечением) на персональный компьютер.

Учитывалось и то, что в мастерских небольших сельскохозяйственных предприятий в ряде случаев можно будет ограничиться и только регулировкой форсунок (при впрыске в среду с противодействием). Для такой регулировки был модернизирован стенд КИ-562 с введением УПВ (рис. 9).

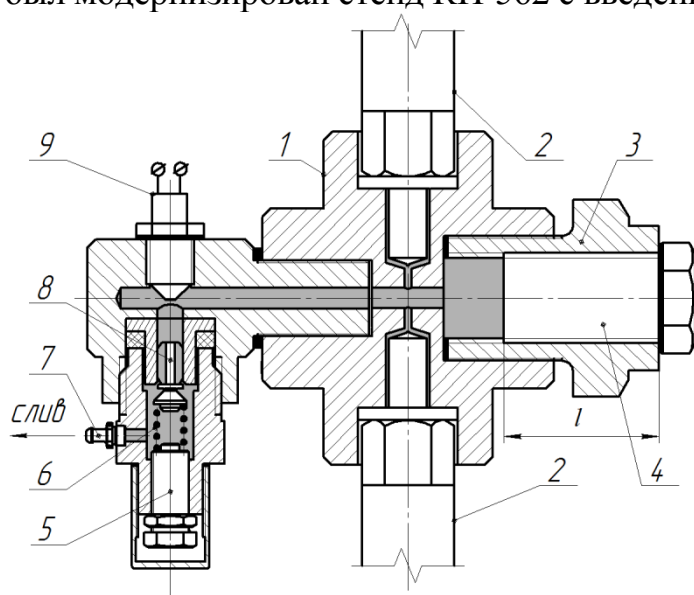


Рисунок 8 – Экспериментальное УПВ с гидравлическим аккумулятором (объем его выделен затемнением): 1 – корпус; 2 – форсунки; 3 – штуцер; 4 – сменный шток; 5 – регулировочный винт затяга пружины; 6 – пружина перепускного клапана; 7 – сливной штуцер; 8 – перепускной клапан; 9 – датчик давления; *l* – длина сменного штока

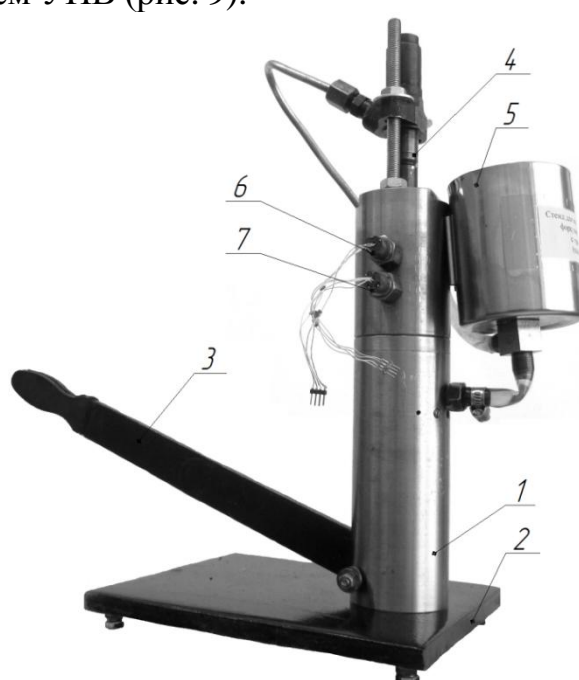


Рисунок 9 – Стенд с противодействием впрыску для регулировки форсунок: 1 – корпус; 2 – плита опорная; 3 – рычаг; 4 – форсунка; 5 – топливный бачок; 6 и 7 – датчики давления

В четвертой главе «Экспериментальные исследования предложенных устройств» приведены результаты безмоторных исследований.

Испытания модернизированного стенда для регулировки форсунок проводились с использованием форсунок ФДМ-22 дизеля Д-245.12 и 6Т2 дизеля Д-144.

На первом этапе исследований впрыск топлива производился в среду с атмосферным давлением по действующей методике (с ручной прокачкой топлива). При этом форсунки регулировались на заданное давление впрыска (17,5 МПа). Затем они устанавливались на стенд КИ-562 с предложенным УПВ и определялось дав-

ление начала их впрыска при различных противодавлениях впрыску, устанавливаемых воздействием на предварительный затяг пружины перепускного клапана.

Результаты испытаний приведены на рисунке 10; на рисунке цифры соответствуют номерам форсунок, а нулевое значение противодействия – атмосферному давлению.

Моменты начала подъема иглы распылителя и повышения давления в камере впрыска совпадали. С учетом этого обстоятельства момент начала впрыска топлива в дальнейшем определялся по моменту начала повышения давления в камере впрыска, причем с применением электронного блока определения параметров топливоподачи (поз.10 рисунка 6).

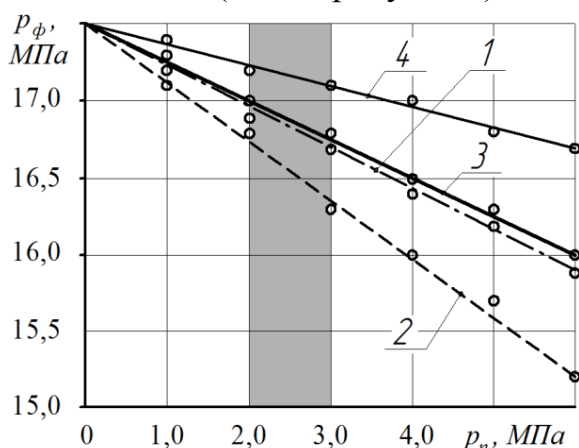


Рисунок 10 – Зависимость давления начала впрыска от противодействия

С увеличением противодействия p_n давление впрыска форсунки p_ϕ снижалось. Объяснялось это действием противодействия на иглу со стороны колодца распылителя.

У каждой форсунки давление снижалось по-своему. Из-за этого при противодействиях в пределах 2...3 МПа (что соответствует имеющемуся в цилиндрах двигателей к моменту начала впрыска) давления впрыска у форсунок существенно отличались (в затемненной зоне рисунка 10) и обусловили их зависимость от частоты вращения вала ТНВД (рис. 11).

При испытаниях с использованием УПВ и регулировании форсунок на уменьшенное давление начала впрыска (16,7 МПа) разница в давлениях начала впрыска топлива заметно снижалась (рис. 12).

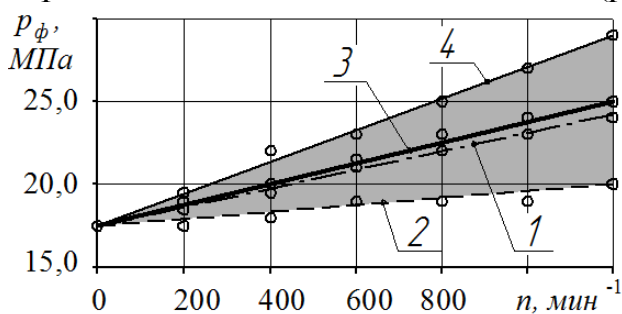


Рисунок 11 – Зависимость давления начала впрыска от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с впрыском топлива в атмосферу

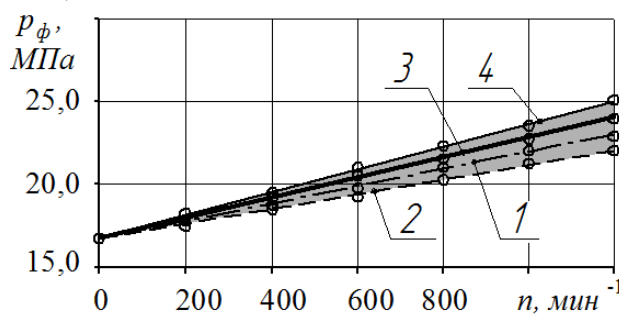


Рисунок 12 – Зависимость давления начала впрыска от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с начальным противодействием впрыска 3 МПа

Из этих данных следует, что и форсунки действительно целесообразно регулировать с учетом противодействия впрыску.

Экспериментами было выявлено, что при введении постоянного слива топлива из аккумулятора давление в нем в конце впрыска снижалось ниже тре-

буемого. Поднять его до необходимого удалось уменьшением объема аккумулятора до $23,9 \text{ см}^3$ (на $3,5 \text{ см}^3$).

Осциллограммы давления у штуцеров форсунок и в камере впрыска приведены на рисунках 13 и 14.

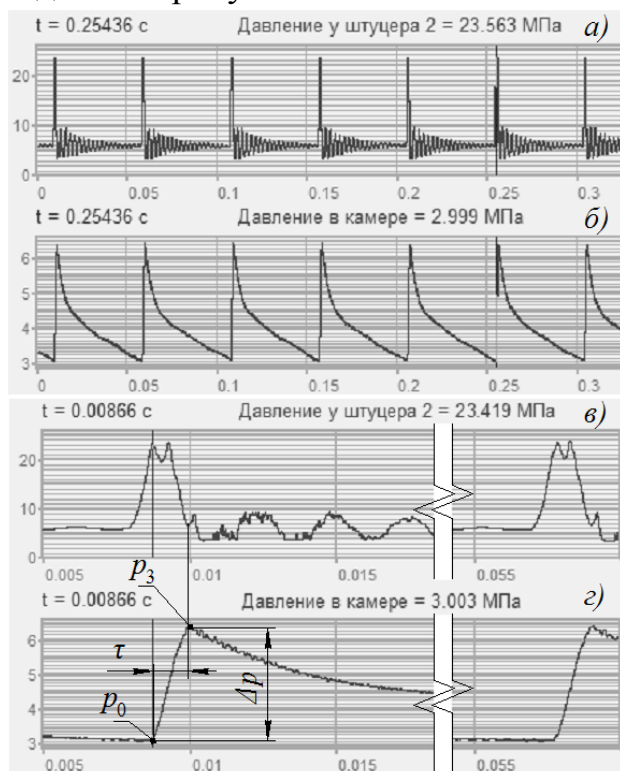


Рисунок 13 – Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй секций ТА (а) и в камере УПВ (б) и соответствующие им расширенные (в) и (з): p_0 и p_3 – начальное и конечное противодействия впрыску; Δp – величина нарастания противодействия; τ – продолжительность впрыска

Как видно из осциллограмм, после завершения впрыска давление в аккумуляторе плавно снижалось до начала очередного впрыска (из-за постоянно дросселируемого слива топлива) и этим обеспечивалось стабильное остаточное давление в аккумуляторе к началу следующего впрыска.

При впрыске в атмосферу остаточное давление в топливопроводе составило $4,4 \text{ МПа}$, давления начала и конца впрысков были $25,0 \text{ МПа}$ и $4,7 \text{ МПа}$. Впрыск продолжался $\tau = 22 \text{ град.п.к.в.}$

При регулировке на стенде с противодействием впрыску давления в камере в начале и конце впрыска оказались $p_0 = 3,0 \text{ МПа}$ и $p_3 = 6,4 \text{ МПа}$, т.е. разность их была $\Delta p = 3,4 \text{ МПа}$ (что соответствует усреднённой линии 0–3 линеаризированной индикаторной диаграммы рисунка 1). Опережение впрыска было $\varphi =$

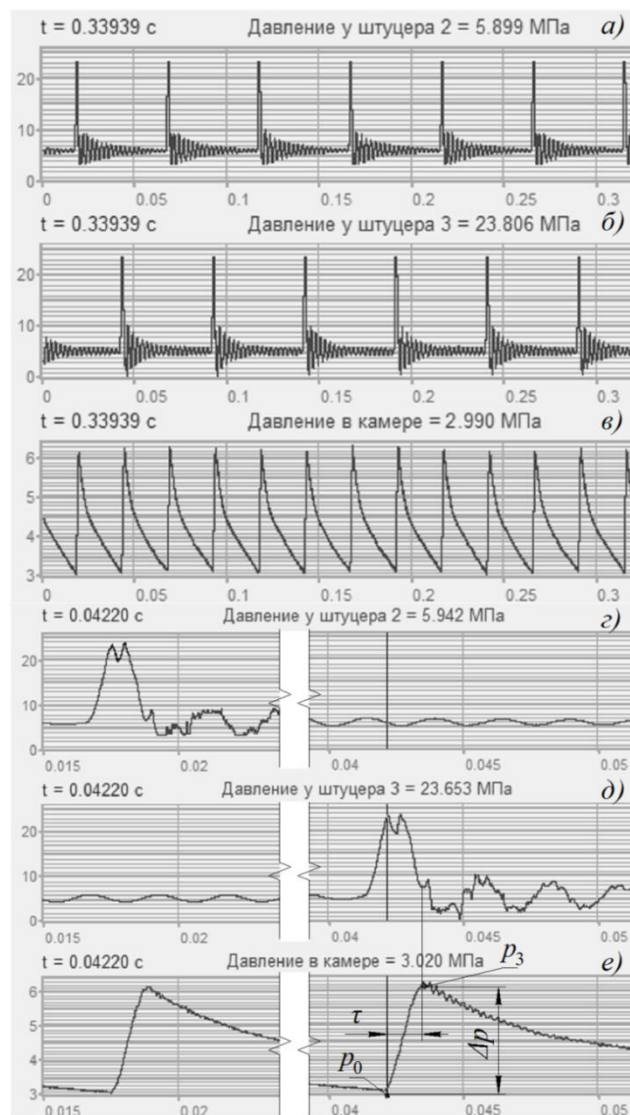


Рисунок 14 – Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй (а) и третьей (б) секций ТА и в камере УПВ (в) и соответствующие им расширенные (з), (д) и (е)

19 град.п.к.в., продолжительность впрыска $\tau = 22$ град.п.к.в., а давления у штуцера форсунок были в начале впрыска 23,8 МПа, а в конце – 7,4 МПа. Максимальное давление впрыска составило 24,0 МПа, а остаточное давление в топливопроводе было 5,0 МПа.

Скорость разгрузки аккумулятора регулировалась предварительным затягом пружины перепускного клапана 8 (рис. 8). Одно устройство могло обслуживать только два «отдаленно» расположенных друг от друга секций (при порядке работы 1-3-4-2 – это 1 и 4 или 3 и 2).

На всех этапах ТА регулировалась на возможную низкую неравномерность топливоподачи. Межсекционная неравномерность определялась двумя методами – существующим (по максимальной и минимальной подачам секций) и более точным, на наш взгляд, методом Башкирского ГАУ (с использованием средней величины подач всех секций). Результаты испытаний представлены на рисунке 15.

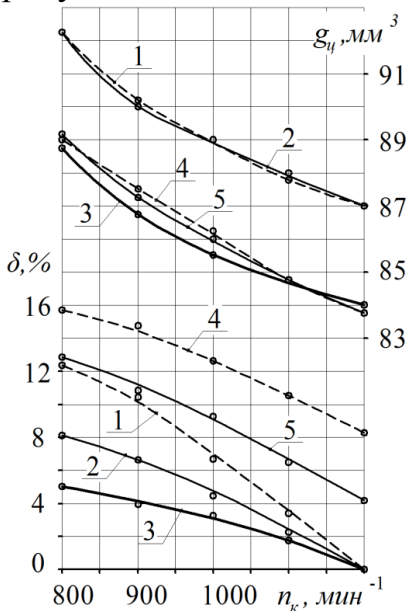


Рисунок 15 – Зависимости средней цикловой подачи и неравномерности топливоподачи (по методу Башкирского ГАУ) от частоты вращения кулачкового вала ТНВД

Минимальная неравномерность топливоподачи (5%) достигалась на режиме $n_k=800$ мин⁻¹ при регулировании форсунок и в целом ТА с введением противодавления впрыску (кривая 3).

С учетом приведенных данных для дальнейших испытаний ТА регулировалась на стенде с противодавлением впрыску на уменьшенную (до 84 мм³/цикл) цикловую подачу и давление начала впрыска топлива форсунок 16,7 МПа.

Адекватность математической модели была проверена по результатам испытания трехпружинного гидромеханического аккумулятора (рис. 16).

После регулирования по действующей методике с уменьшением частоты вращения вала ТНВД средняя цикловая подача и ее неравномерность возрастали так, что к режиму $n_k = 800$ мин⁻¹ (максимального крутящего момента) увеличивались соответственно с 87 до 92 мм³ и до 12 % (кривые 1).

При проверке с введением противодавления впрыску средняя цикловая подача оказалась ниже на 4%, а неравномерность подачи на номинальном режиме была выше на 8% и к режиму $n_k=800$ мин⁻¹ возросла до 16% (кривые 4).

Для следующих испытаний форсунки предварительно регулировались при впрыске в среду с противодавлением. ТА в целом с такими форсунками затем регулировалась по действующей методике на нулевую неравномерность (кривые 2). При этом средняя цикловая подача не изменилась, а неравномерность подачи к режиму $n_k=800$ мин⁻¹ снизилась на 4%.

После этого ТА вновь проверялась с введением противодавления впрыску (кривые 5). Средняя цикловая подача и неравномерность подачи на всех режимах снизились на 4%.

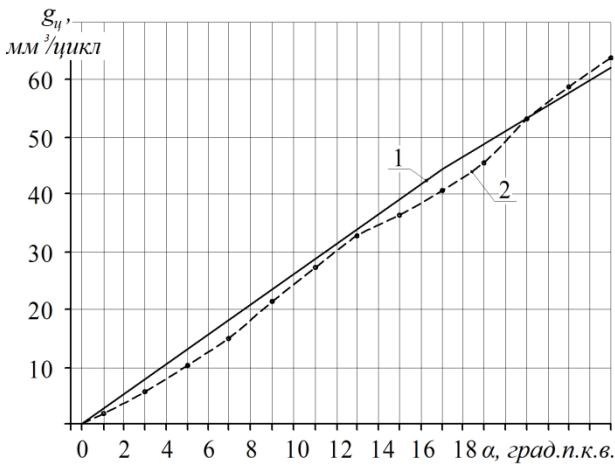


Рисунок 16 – Интегральная характеристика топливоподачи ТА дизеля Д-144: 1 – теоретическая; 2 – экспериментальная

60...80 качений (впрысков) в минуту и проверяя давление начала впрыска и начальное противодействие в камере УПВ по показаниям электронного блока;

- установить в целом ТА на стенд с противодействием впрыску;
- по действующей методике проверить и отрегулировать ТА на герметичность и давление открытия нагнетательных клапанов, угол геометрического начала подачи топлива, ход рейки и начало действия регулятора;
- установить номинальную частоту вращения ТНВД и проверить давление топлива в его головке;
- проверить начальное противодействие впрыску в камере УПВ и при необходимости отрегулировать изменением затяга пружины перепускного клапана;
- отрегулировать цикловую подачу на уменьшенную величину (до 4%) и допустимую неравномерность по секциям, контролируя их с использованием электронного блока, работающего по предложенному алгоритму работы.

В пятой главе «Оценка экономической эффективности применения разработанных устройств» приведены результаты моторных испытаний, полученных с использованием двигателя Д-245.12.

Вначале снималась скоростная характеристика двигателя при работе с ТА, отрегулированной по действующей методике, а затем – после регулировки ее на стендах, модернизированных с введением УПВ, по предложенной методике (рис. 17).

При регулировке ТА с применением УПВ на номинальном режиме ($n=2400 \text{ мин}^{-1}$) часовые расходы топлива и воздуха практически не изменились и составили $G_m=19,97 \text{ кг/ч}$, $G_g=547 \text{ кг/ч}$. Выше оказалась мощность двигателя N_e (на 2 кВт), ниже были удельный расход g_e (на $6,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$) и температура выхлопных газов t_r (на 7°C).

В соответствии с этими данными применительно к автомобилю ЗИЛ-5301 экономия за год составит 228 л дизельного топлива (в денежном выражении 7182 руб.). На один трактор тягового класса 1,4 (Беларусь 952) будет экономиться за год 334 л дизельного топлива (10521 руб.).

Соотношение дисперсий полученных выборок составило 1,29, что было меньше табличного значения критерия Фишера $F(0,05;26;26)=1,93$. Это свидетельствует об адекватности математической модели.

Результаты испытаний позволили предложить следующую методику регулировки ТА на стендах с противодействием впрыску:

- отрегулировать форсунки на стенде с противодействием впрыску на уменьшенное давление начала впрыска топлива (до 6%), прокачивая топливо рычагом прибора с частотой

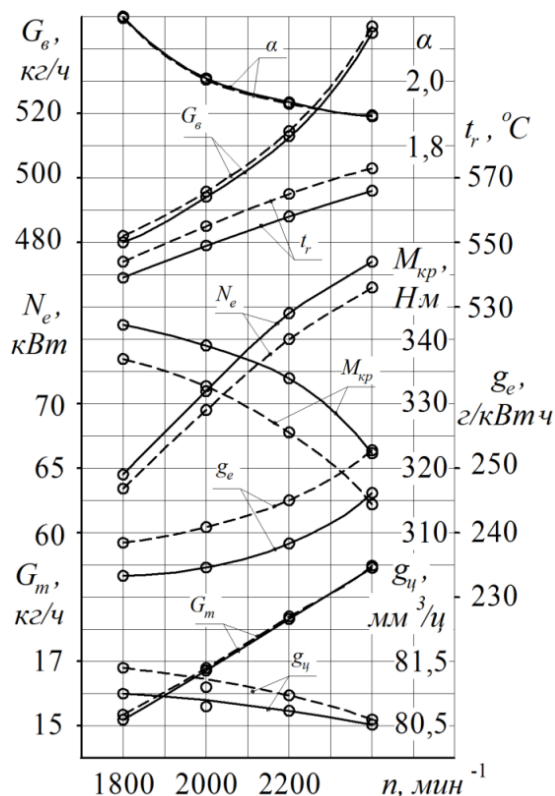


Рисунок 17 – Скоростная характеристика дизеля Д-245.12 с ТА, отрегулированной по действующей методике (штриховые линии) и предложенной (сплошные)

или комбинированными гидромеханическими.

2. Теоретическими исследованиями выявлено, что ТА и их регулировочные стенды, модернизированные введением УПВ, представляют единую сложную гидравлическую систему со специфическими, взаимно влияющими конструктивно-режимными параметрами. К ним относятся: μS – гидравлические сопротивления секций ТА; $g_{\text{ц}}$ – цикловая подача; τ и φ – продолжительность и опережение впрыска; σ – фактор динамичности цикла топливоподачи; δ – неравномерность подачи по секциям ТНВД; p_0 , p_1 и p_2 – давления топлива в аккумуляторе к началу впрыска и к концам первого и второго периодов процесса сгорания; $V_{\text{ак}}$ – объем гидравлического аккумулятора, $C_{\text{ак}}$ и d_n – жесткость и диаметр поршенька аккумулятора; β – коэффициент сжимаемости топлива.

Анализ этих параметров позволил разработать схему оригинального, достаточно простого по конструкции комбинированного двухпружинного гидромеханического аккумулятора и предложить способ разгрузки аккумуляторов после завершения впрыска, основанный на постоянном дросселируемом сливе топлива из него.

3. Результаты исследований позволили разработать математические модели работы УПВ с гидравлическими и гидромеханическими аккумуляторами и методику их расчета и определения цикловой подачи по давлению в камере впрыска аккумулятора на основе их жесткости. Их особенность: они учитывают наличие гидравлического аккумулятора, при пренебрежении ею точность рас-

На экономическую эффективность внедрения результатов исследований в производство скажется и снижение трудоемкости процесса регулирования ТА; хронометражем установлено, что она уменьшится на 17,6%.

Внедрение разработанного устройства в специализированном предприятии по техническому сервису ТА «Мастер-Дизель» ИП Ямалетдинова позволило из-за снижения трудоемкости увеличить объем выполненных работ и получить дополнительный доход в размере 181,4 тыс. руб. в год.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Анализ литературных источников позволил установить, что для регулировочных стендов ТА автотракторных дизелей перспективу имеют УПВ, оборудованные аккумуляторами, в которых противодавление создается самим впрыскиваемым топливом. При таком принципе работы аккумуляторы этих устройств органически оказываются гидравлическими

четов существенно снижается, в частности, для случая ТА двигателя Д-144 по жесткости механических пружин почти на 45%.

4. Экспериментальными исследованиями установлены закономерности процессов, происходящих в предлагаемых аккумуляторах УПВ для регулировочных стендов ТА автотракторных дизелей сельскохозяйственного назначения, что позволило уточнить их конструкции и оптимальные значения конструктивных размеров и параметров. При УПВ с аккумуляторами:

- комбинированными трехпружинным они составили (применительно к ТА дизеля Д-144) $c_{m1} = 8,53 \text{ Н/мм}$, $c_{m2} = 31,13 \text{ Н/мм}$, $d_n = 4 \text{ мм}$, $V_{ак} = 2,7 \text{ см}^3$;

- гидравлическими – объем аккумуляторов находится в пределах $20 \dots 50 \text{ см}^3$ (применительно к дизелю Д-245.12 он равен $V_{ак} = 23,9 \text{ см}^3$).

5. Регулировочные стенды для форсунок и в целом ТА могут быть модернизированы с использованием предложенных УПВ, работающих в комплексе с ЭВМ и электронными блоками по предлагаемым алгоритмам.

6. Анализ полученных при исследованиях данных позволил разработать методику регулирования ТА на стендах с противодавлением впрыску. Отличительная ее особенность: форсунки и ТА в целом регулируются при впрыске в среду с противодавлением на сниженные до 6% давление начала впрыска и до 4% величину цикловой подачи, а регулировочные параметры контролируются с использованием электронных блоков, работающих по предложенным алгоритмам.

7. Внедрение результатов исследований, в частности УПВ с гидравлическим аккумулятором, позволяет снизить неравномерность топливоподачи на 11% и за счет этого существенно повысить экономичность работы двигателя. У дизеля, например, Д-245.12 эффективный удельный расход топлива снижается на $6,5 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$. При этом на автомобиле ЗИЛ-5301 экономия дизельного топлива за год составит 228 л (в денежном выражении 7182 руб.), а на один трактор тягового класса 1,4 (Беларусь 952) – 334 л (10521 руб.). Дополнительно на 17,6% сокращается и трудоемкость регулировочных работ. Это позволяет увеличить на имеющемся оборудовании объем выполненных работ и получить дополнительный доход. В специализированном предприятии по техническому сервису ТА, например, «Мастер-Дизель» ИП Ямалетдинова, дополнительный доход получен в размере 181,4 тыс. руб. в год.

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях

В изданиях, рекомендованных ВАК

1 Сафин, Ф.Р. Исследование влияния методики регулирования форсунок на неравномерность топливоподачи [Текст] / Ф.Р. Сафин // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2015. – Вып.№1 (33). – С. 100 – 103.

2 Сафин, Ф.Р. Совершенствование регулировочных стендов топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / Ф.Р. Сафин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2015. – Вып.№2 (52). – С. 92 – 95.

3 Баширов, Р.М. Совершенствование методики регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафудинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2014. – Вып.№3 (31). – С. 60 – 63.

4 Баширов, Р.М. Разработка устройства противодавления впрыску для регулировочных стендов топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуд-

динов, А.А. Сорокин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2014. – Вып. №5 (49). – С. 87 – 89.

Патенты и свидетельства

5 Патент на изобретение №2429373 от 20.09.2011г. Стенд для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры / Баширов Р.М., Инсафуддинов С.З., Сафин Ф.Р., Костенко Л.Н.

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

7 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2014611323 от 30.01.2014г. Диагностика топливных систем дизелей при впрыске в среду с противодавлением / Инсафуддинов С.З., Сафин Ф.Р., Гайсин Э.М., Давлетов А.Ф.

8 Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2014661772 от 12.11.2014г. Определение цикловой подачи по давлению в камере впрыска устройства противодействия / Инсафуддинов С.З., Сафин Ф.Р., Бакиев И.Т., Давлетов А.Ф.

В других изданиях

9 Сафин, Ф.Р. Стенд для проверки форсунок топливных систем дизелей / Ф.Р. Сафин, А.А. Шарафеев // Материалы международной научно-практической конференции молодых ученых, посвященной 80-летию ФГОУ ВПО «Башкирский ГАУ»: «Молодежная наука и АПК». – Уфа: ФГОУ ВПО «Башкирский ГАУ», 2010. – С. 80 – 82.

10 Инсафуддинов, С.З. Переоборудование стенда КИ-921 для регулировки топливных систем тепловозных дизелей ЗА-6Д49 впрыском в среду с противодавлением / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 60-летию кафедры «Тракторы и автомобили» ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ: «Совершенствование конструкции, эксплуатации и технического сервиса автотракторной и сельскохозяйственной техники». – Уфа: ФГОУ ВПО Башкирский ГАУ, 2013. – С. 128 – 133.

11 Сафин, Ф.Р. Электронный блок для стенда регулировки форсунок дизелей с учетом противодействия / Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Научное обеспечение развития АПК в условиях реформирования: сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции профессорско-преподавательского состава «Научное обеспечение инновационного развития АПК». Ч. I. – Санкт-Петербург-Пушкин: Санкт-Петербургский ГАУ, 2014. – С. 419 – 422.

12 Инсафуддинов, С.З. О влиянии противодействия при регулировке форсунок автотракторных дизелей / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин // Материалы международной научно-практической конференции в рамках XXIV Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2014»: «Перспективы инновационного развития АПК». Ч. II. – Уфа: БГАУ, 2014. – С. 63 – 68.

Подписано в печать 22 апреля 2015 г.

Формат 60x84/16. Усл. печ. л. 1,0. Печать оперативная.

Бумага офсетная. Заказ № 7723. Тираж 100 экз.

Издательский центр ОГАУ

460014, г. Оренбург, ул. Челюскинцев, 18. Тел.: (3532) 77-61-43

Отпечатано в Издательском центре ОГАУ