

ФГБОУ ВПО Башкирский государственный аграрный университет

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

Диссертация на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Научный руководитель:  
кандидат технических наук, доцент  
Инсафуддинов Самат Зайтунович

Оренбург, 2015

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	4
1	РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ СТЕНДЫ И МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ	8
	1.1 Основные показатели работы топливной аппаратуры	8
	1.2 Причины неравномерности топливоподачи ТНВД	11
	1.3 Анализ регулировочных стендов и характеристик впрыска топлива	13
	Выводы по главе, цели и постановка задачи исследования	33
2	ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УСТРОЙСТВ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКУ	35
	2.1 Анализ аккумуляторов и разработка схемы их классификации	35
	2.2 Объем гидравлического аккумулятора и его влияние на определение параметров топливоподачи	36
	2.3 Математическая модель работы устройств противодействия впрыску с предлагаемыми комбинированными гидромеханическими аккумуляторами	51
	2.4 Проектирование устройств противодействия впрыску с комбинированными гидромеханическими и гидравлическими аккумуляторами	63
	2.5 Методика расчета и проектирования устройств противодействия впрыску с гидравлическими и гидромеханическими аккумуляторами для регулировочных стендов топливной аппаратуры	78
	Выводы по главе	79
3	МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ	81
	3.1 Общая методика исследований	81
	3.2 Стенд для безмоторных исследований	82
	3.3 Стенд для моторных испытаний	84
	3.4 Дополнительная измерительная аппаратура и датчики для	87

экспериментальных исследований	
3.5 Проектирование устройств противодавление впрыску с гидравлическим аккумулятором	92
3.6 Обработка экспериментальных данных, оценка погрешностей измерений	96
4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРЕДЛОЖЕННЫХ УСТРОЙСТВ	99
4.1 Безмоторное исследование форсунок на модернизированных стендах	99
4.2 Безмоторное исследование в целом ТА с применением устройств противодавления впрыску	104
4.3 Разработка методики регулирования топливной аппаратуры на стендах с противодавлением впрыску	112
5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ УСТРОЙСТВ	114
ОБЩИЕ ВЫВОДЫ	121
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	123
ПРИЛОЖЕНИЯ	134

## ВВЕДЕНИЕ

**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 [109].

Практика показывает, что значительная часть дизелей работает с повышенными 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 противодавлени-

ем, близким к таковым 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 противодавлением (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 Ми-

нистерства 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 противодействия впрыску;
- методика регулирования ТА на стендах с противодействием 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.

# 1 РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ СТЕНДЫ И МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ

## 1.1 Основные показатели работы топливной аппаратуры

Технико-экономические показатели работы автотракторных дизелей (экономичность, надежность, экологичность и др.) во многом определяются качеством работы их топливной аппаратуры [16, 96].

К качеству работы ТА предъявляются довольно жесткие требования [4, 5, 25, 47, 54, 55, 60, 61, 64, 94].

Количество подаваемого ею топлива должно строго соответствовать мощности и режиму работы двигателя.

Между цикловой подачей  $g_u$  в  $m^3$  и эффективной мощностью двигателя  $N_e$  в  $Вт$  имеется зависимость [13]

$$g_u = \frac{N_e \cdot g_e}{60 \cdot n \cdot i \cdot \rho \cdot \tau}, \quad (1.1)$$

где  $n$  - частота вращения кулачкового вала топливного насоса высокого давления (ТНВД),  $мин^{-1}$ ;

$g_e$  – удельный эффективный расход топлива,  $кг/Вт \cdot ч$ ;

$\rho$  – плотность топлива,  $кг/м^3$ ;

$\tau$  – коэффициент тактности;

$i$  – количество цилиндров.

С другой стороны количество подаваемого топлива должно быть жестко увязано с коэффициентом избытка воздуха с тем, чтобы состав смеси в камере сгорания двигателя обеспечивал необходимую полноту сгорания топлива.

Подача топлива в цилиндр двигателя должна осуществляться по определенному закону - характеристике впрыска топлива.

Отличают дифференциальную (рисунок 1.1 а) и интегральную (рисунок 1.1 б) характеристики впрыска.

Дифференциальная представляет скорость подачи топлива (текущее значение), а интегральная – количество топлива, поступившего в камеру сгорания к



рассматриваемому моменту. Зная дифференциальную характеристику, можно построить интегральную.

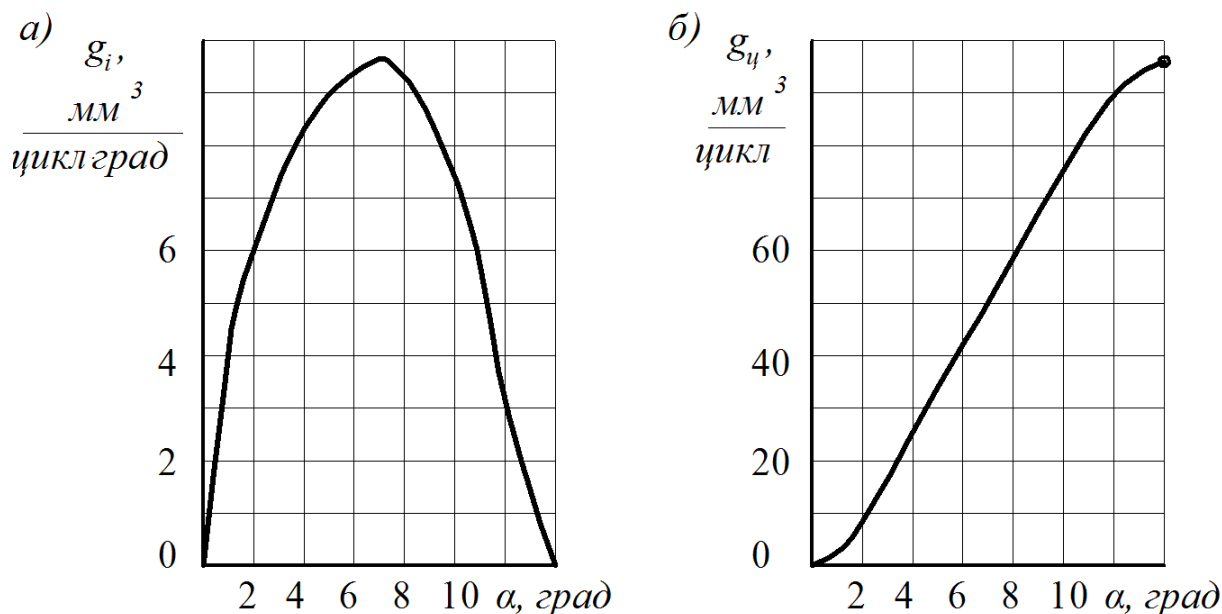


Рисунок 1.1 Дифференциальная (а) и интегральная (б) характеристики впрыска топлива

Дифференциальная характеристика определяется уравнением Бернулли [13]

$$g_i = \mu S \cdot \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_m - p_e)}, \quad (1.2)$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода топлива сопловых отверстий распылителя;

$S$  - площадь сопловых отверстий распылителя,  $\text{м}^2$ ;

$p_m$  - давление топлива у распыливающих отверстий,  $\text{Па}$ ;

$p_e$  - противодействие впрыску,  $\text{Па}$ .

Характеристики топливоподачи являются наиболее универсальными показателями работы двигателя; по ним можно определять все параметры топливоподачи – цикловую подачу, опережение и продолжительность впрыска и др.

Как видно, характеристика впрыска определяется кроме всего прочего гидравлическим сопротивлением секции ТНВД (коэффициентом расхода топлива  $\mu$ ).

Ко всему этому ТА должна обеспечивать идентичную подачу топлива в каждый цилиндр двигателя. Этим определяется стабильностью топливоподачи, протекание процесса сгорания в цилиндре двигателя и, в итоге, мощность и экономичность двигателя, и жесткость процесса сгорания [13, 52].

Отличают межсекционную и межцикловую неравномерности топливоподачи. Величины их определяется по одинаковому выражению [4]

$$\delta_{c(u)} = 2 \cdot \frac{g_{u \max} - g_{u \min}}{g_{u \max} + g_{u \min}} \cdot 100\%, \quad (1.3)$$

где  $g_{u \max}$ ,  $g_{u \min}$  – максимальная и минимальная цикловые подачи топлива секций (одной и той же секции) ТНВД,  $м^3$ .

Максимальная и минимальная цикловые подачи одной и той же секции насоса определяют анализируя 30...50 последовательных цикловых подач [2, 30, 94].

В соответствии с ГОСТ 10578-95 [43] ТА должны быть отрегулированы так, чтобы межсекционная неравномерность топливоподачи после ее регулировки на стенде и при проверке не должна превышать значений, приведенных в таблице 1.1.

Таблица 1.1 Допустимые величины межсекционной неравномерности топливоподачи

Число секции в ТНВД	Номинальный режим работы		Режим холостого хода (ХХ) или минимальная частота вращения ХХ	
	при регули- ровке	при проверке	при регули- ровке	при проверке
2	3	6	20	25
3	3	6	25	30
4	3	6	30	35
6	3	6	35	40
8	3	6	40	50
10	3	6	45	60
12 и выше	4	8	55	75

Межцикловая неравномерность не поддается регулировке. При снижении частоты вращения и цикловых подач она увеличивается [28]; у топливоподающих

систем с механическим регулятором на номинальной частоту вращения доходит до 15...20% [3, 49].

С учетом этого обстоятельства, дальше рассматривалась только межсекционная неравномерность топливоподачи.

## 1.2 Причины неравномерности топливоподачи ТНВД

Неравномерность топливоподачи определяется точностью определения и регулировки цикловой подачи, т.е. в конечном счете, совершенством применяемых регулировочных стендов.

При ныне применяемых регулировочных стендах для определения цикловой подачи могут применяться разнообразные методы (рисунок 1.2).

Широко используются прямые методы, основанные на применении специальных датчиков (рисунок 1.2). В ряде случаев используются и косвенные способы, основанные на измерении какого-либо параметра, по которому путем пересчета строится характеристика впрыска топлива, и затем определяются параметр топливоподачи.

В настоящее время регулировка производится со стендовыми форсунками и топливопроводами. Рабочие форсунки и топливопроводы отличаются от стендовых по своим гидравлическим характеристикам. Из-за этого, при установке, отрегулированной на стенде ТА на двигатель параметры топливоподачи искажаются, в частности межсекционная неравномерность подачи возрастает до 20% [1, 7, 15, 18]. С учетом этого, ряд исследователей предлагают настраивать ТНВД на безмоторных стендах с рабочими форсунками и топливопроводами [19, 24, 26].

Большое влияние оказывает и качество регулировки форсунок (на давление начала впрыска) [77, 78, 79, 80, 81]. Увеличение давления начала впрыска форсунки от 8,0 МПа до 20,0 МПа у ТА дизеля Д-37М приводит к уменьшению цикловой подачи на 15 мм<sup>3</sup>/цикл [88].

Влияет и качество проведенных ремонтных работ по восстановлению работоспособности двигателя в процессе эксплуатации [6, 81].



Рисунок 1.2 Методы определения цикловых подач

Другой серьезной причиной недостаточно качественной регулировки ТА является принцип работы применяемых самих регулировочных стендов.

В настоящее время на безмоторных регулировочных стендах впрыск топлива производится в среду с атмосферным давлением, а при работе на двигателе – в среду с возрастающим до 12 МПа противодавлением [68]. Расчет, проведенный для ТА УТН-5 двигателя Д-37М, показал, что часовая подача топлива должна уменьшаться при этом на 18%. Однако фактическое снижение составило 2...3%

[95, 104]. Такое несоответствие объясняется параллельно происходящим увеличением остаточного давления в топливопроводе высокого давления.

Влияет и среда, в которую впрыскивается топливо [5, 94]. Экспериментами с впрыском топлива в «бомбы» с воздухом и топливом показали, что при впрыске в среду с воздухом часовая подача уменьшается в большей степени (до 6%), чем при впрыскивании в среду с топливом (до 3%).

По данным И.В. Астахова и В.И. Трусова, при повышении противодействия среды от атмосферного до 9 МПа производительность системы уменьшается на 6,7% [4, 88].

Существенно и то, что из-за гидравлической неидентичности секции ТА снижение цикловой подачи происходит неравномерно по секциям и, в итоге, возрастает неравномерность топливоподачи.

### **1.3 Анализ регулировочных стендов и характеристик впрыска топлива**

Основными производителями регулировочных стендов ТА в нашей стране являются ООО «Бонус», ОАО «Мопаз» и Красноуфимский ОЭЗ, а за рубежом – фирмы Bosch (Германия), EFS (Франция), Sanwei (Китай), Motorpal (Чехия), Harttridge (Англия) [106, 107, 108] и др.

В современных стендах широко используется прямой визуальный метод определения цикловой подачи с использованием мензурок.

При мензурочной системе (рисунок 1.3) топливо, впрыснутое каждой форсункой, собирается в свой мерный сосуд (в течение заданного количества циклов) и по количеству собранного топлива (по наружной шкале сосуда) определяется цикловая подача.

По методу слива топлива из мензурок отличают слив поворотом мензурок и без их поворота через нижнее клапанное устройство.

Клапанный слив позволяет исключить затраты времени на переворот сосудов и снизить вероятность образования пены в измерительном сосуде. Вместе с тем при нем может возникнуть проблема, обусловленная вероятностью негерметичности сливного клапана.

а)



б)



Рисунок 1.3 Общий вид стенда 12PSDW (а) и UMT 2512T фирмы Monea (б)

При мензурочном методе измерения возникают погрешности, складывающиеся из-за образующейся пены топлива, количества топлива, остающегося на стенках мензурок и субъективных факторов, проявляющихся при снятии показаний с мензурок.

Известны и прямые методы измерения цикловой подачи с применением разнообразных датчиков (рисунок 1.2), например, расходомеров топлива (рисунок

1.4). В этих системах информация о цикловой подаче выводится в числовом виде на монитор стенда.



Рисунок 1.4 Стенд EPS815 с безмензурочной измерительной системой КМА 802 [99] фирмы Bosch

Здесь благодаря использованию специальной электронной системы величина подачи топлива определяется непрерывно (рисунок 1.5).

Регулирующий поршень 10 (рисунок 1.5) подсоединяется параллельно ко входу и выходу шестеренчатого подкачивающего насоса 14. Если производитель-

ность насоса одинакова с величиной цикловой подачи стеновых форсунок 6, то поршень 10 находится в среднем положении. Если жидкость течет больше, поршень 10 сдвигается влево, а если меньше – вправо.

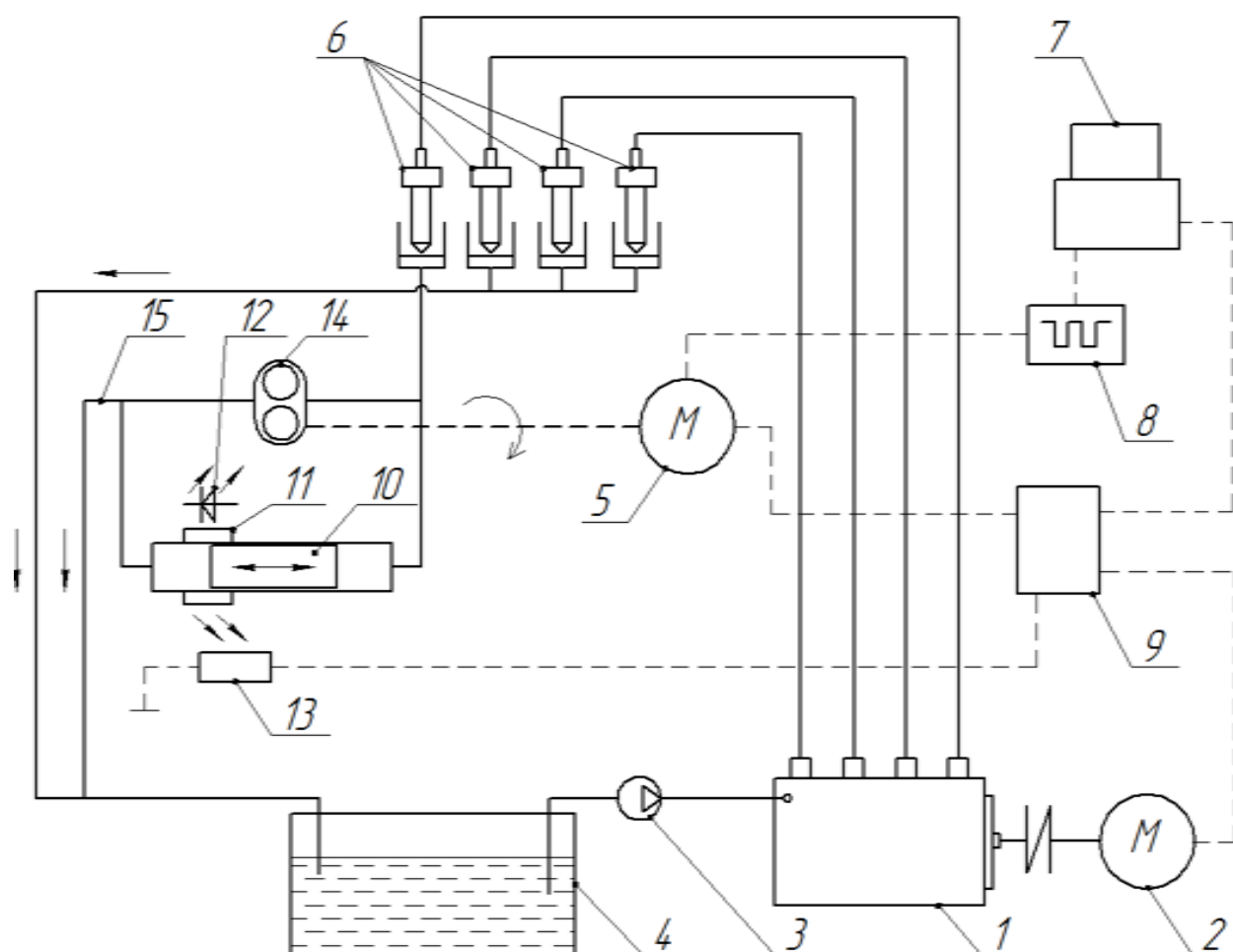


Рисунок 1.5 Электронная система КМА 802 измерения величины подачи топлива: 1- ТНВД; 2- электродвигатель привода ТНВД; 3- подкачивающий насос; 4- топливный бак; 5- электродвигатель привода шестеренчатого насоса; 6- форсунки; 7- электронно-вычислительная машина (ЭВМ); 8- счетчик импульсов; 9- блок управления; 10- регулирующий поршень; 11- окно светодиода; 12- светодиод; 13- фотоэлемент; 14- шестеренчатый насос; 15- магистраль слива

При смещении поршня меняется количество света от светодиода 12, попадающего на фотоэлемент 13. Электронный блок 9 измеряет это отклонение, изменяя затем частоту вращения вала насоса таким образом, что производительность насоса опять становится равной расходу жидкости через форсунки. Регулирующий поршень снова передвигается в среднее положение. Величина цикловой подачи топлива определяется по частоте вращения вала насоса.

В испытательном стенде имеются две измерительные ячейки. Компьютер соединяет по очереди все проверяемые секции ТНВД с этими измерительными ячейками (работа с переключением).

Система имеет ряд преимуществ:

- наглядно представляет результаты измерений в цифровом и графическом видах (в виде диаграмм);
- позволяет подогревать топливо в топливном баке;
- выдает распечатку протокола испытаний.

К недостаткам ее можно отнести – впрыск производится в среду с атмосферным давлением (или близким к нему).

Из косвенных методов особый интерес представляют способы нахождения характеристики впрыска, определяемые по осциллограммам давления под конусом иглы распылителя [93].

Они основаны на определении объемного количества топлива  $Q$ , протекающего через сопловые отверстия распылителя форсунки. Скорость  $v$  истечения топлива является функцией перепада давлений под конусом иглы распылителя  $p_1$  и среды, в которую происходит впрыск топлива  $p_0$

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_0)}{\rho}}, \quad (1.5)$$

где  $\rho$ - плотность топлива,  $кг/м^3$ .

Объемная секундная подача находится по выражению

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_0)}{\rho}}. \quad (1.6)$$

Входящее в это выражение эффективное сечение сопловых отверстий у ныне применяемых многодырчатых распылителей не зависит от подъема иглы. Поэтому величина объемной секундной подачи топлива определяется только характером изменения давлений под конусом иглы распылителя. По осциллограмме давления под конусом иглы распылителя можно по формуле (1.7) подсчитать объемные скорости подачи топлива и построить характеристику впрыска.



Однако измерение давления под конусом иглы распылителя представляет определенные трудности и возможным оказывается лишь при использовании специальных распылителей, позволяющих установку датчика давления.

На рисунке 1.6 показаны два варианта таких распылителей; первый (а) представляет собой стандартный распылитель, в котором выполнено осевое отверстие, соединяющее подконусное пространство распылителя с полостью закрепленного на нем датчика, второй (б) - специальный со сменным соплом [46].

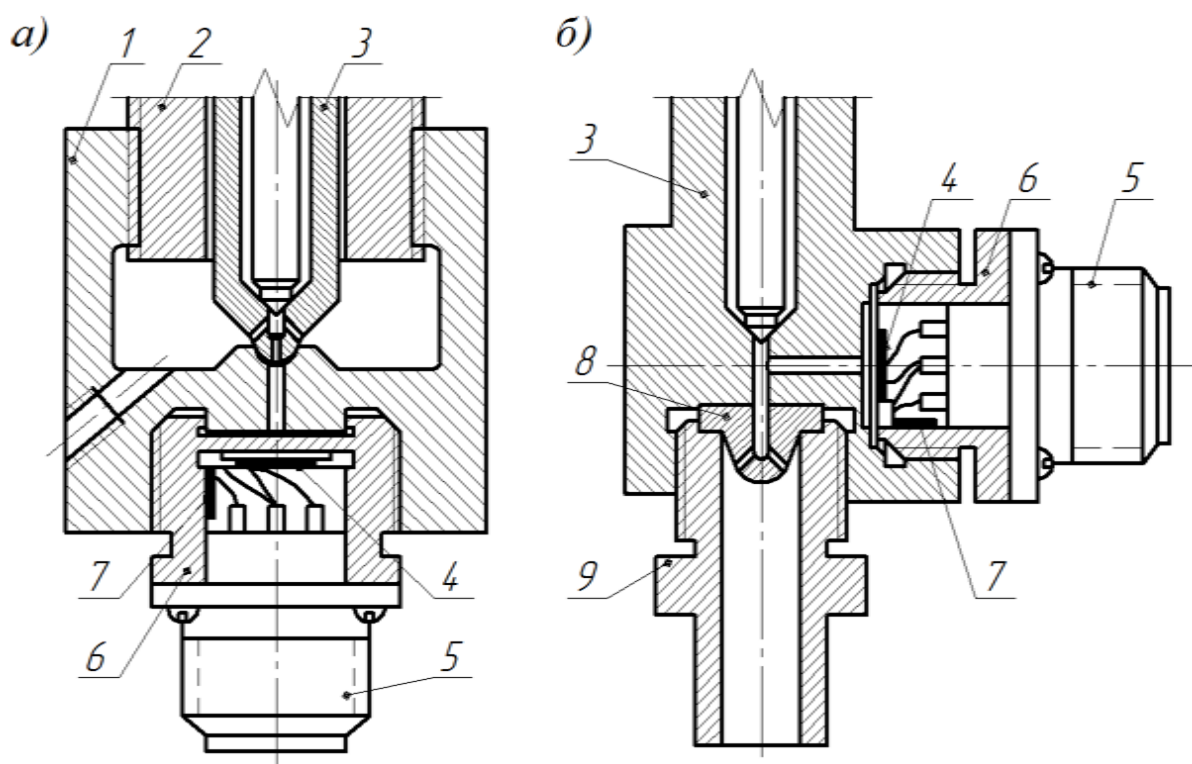


Рисунок 1.6 Датчики для измерения давления топлива под конусом иглы: а- с замером давления через специальное отверстие в сопле распылителя; б- с замером давления в специальной камере составного распылителя: 1- корпус датчика; 2- гайка распылителя; 3- корпус распылителя; 4- мембрана; 5- штепсельный разъем; 6- штуцер; 7- проволочный преобразователь; 8- сопловая часть распылителя; 9- сливной штуцер

Первый вариант распылителя более прост в изготовлении и отличается малым внутренним объемом. Недостаток его – трудность использования при штифтовых распылителях, у которых эффективное сечение зависит от хода иглы распылителя.

Ряд исследователей предлагает определять характеристику впрыска при штифтовых распылителях по формуле (1.6) с учетом изменения  $\mu S$  (используя зависимости проходного сечения распылителя от подъема иглы в процессе впрыска и давления топлива в нагнетательном топливопроводе у штуцера форсунки).

Наряду со сложностью определения характеристики впрыска (необходимостью регистрации двух процессов) для этого метода характерна и большая трудоемкость обработки результатов эксперимента.

Характеристика впрыска может оцениваться и по давлению вытекающей струи топлива на неподвижную мембрану датчика расположенного перпендикулярно оси струи на некотором расстоянии от сопла распылителя [97].

Силу  $P_s$ , возникающую при ударе струи истекающего топлива, можно определить используя выражение изменения количества движения массы струи топлива  $m$

$$P_s = \frac{d}{dt}(mv) = \frac{dm}{dt}v. \quad (1.7)$$

Разделив обе части этого уравнения на произведение  $\rho v$ , получим выражение для определения характеристики впрыска

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dm}{dt} = \frac{dQ}{dt} = \frac{P_s}{\rho v}. \quad (1.8)$$

Скорость топлива  $v$  может быть определена по формуле (1.5). Учитывая уменьшение импульса струи из-за сопротивления под конусом иглы и в сопловых отверстиях распылителя поправочным коэффициентом  $\psi$  получим

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{P_s}{\psi \sqrt{2\rho \cdot (p_1 - p_0)}}. \quad (1.9)$$

Из этого выражения следует, что для определения характеристик впрыска рассматриваемым методом необходимо измерять давление под конусом иглы распылителя  $p_1$  и усилия струи  $P_s$  на мембрану датчика. Для упрощения можно измерять давление не под конусом иглы распылителя, а у штуцера форсунки. Однако это снижает точность метода.

Метод не отличается высокой точностью. К тому же требует больших затрат времени для проведения экспериментов и обработки материалов.

Для определения характеристики впрыска применяется иногда более простой, хотя и менее точный метод, при котором усилие  $P_s$ , воспринимаемое мембраной, считается в соответствии с формулой (1.7) пропорциональным квадрату расхода топлива

$$P_s = k_1 \cdot Q^2, \quad (1.10)$$

где  $k_1$ - постоянный коэффициент, учитывающий плотность жидкости, равномерность распределения скорости струи по сечению, форму мембраны, форму сечения струи, угол между направлением струи и нормалью к мембране и др.

Усилие  $P_s$  может быть измерено с помощью специального мембранного датчика (рисунок 1.7). Чувствительный элемент датчика - стальная мембрана 2 расположенная между двумя половинками корпуса датчика 1, стянутыми винтами. На нижнюю сторону мембраны наклеен проволочный преобразователь 3, являющийся рабочим плечом мостовой схемы.

Термокомпенсационным плечом служит преобразователь 5, наклеенный на корпус датчика. Выводы от преобразователей подведены к штепсельному разъему 4. На верхней части корпуса датчика с помощью специальной гайки 8 крепится форсунка так, что струя, вытекающая из сопла распылителя 7, попадает в центр мембраны. Избыток топлива, накапливающийся в полости под мембраной, отводится через штуцер 6 на слив или в мерный цилиндр.

Для получения характеристики впрыска необходимо перестроить осциллограмму усилий реакции струи (извлечь квадратный корень из значений ординат осциллограммы). Масштаб ординат полученной таким образом характеристики впрыска может быть подсчитан по формуле

$$\beta_s = \frac{g_y}{S \cdot M}, \quad (1.11)$$

где  $S$  - площадь под кривой характеристики впрыска,  $m^2$ ;

$M$  - масштаб времени.

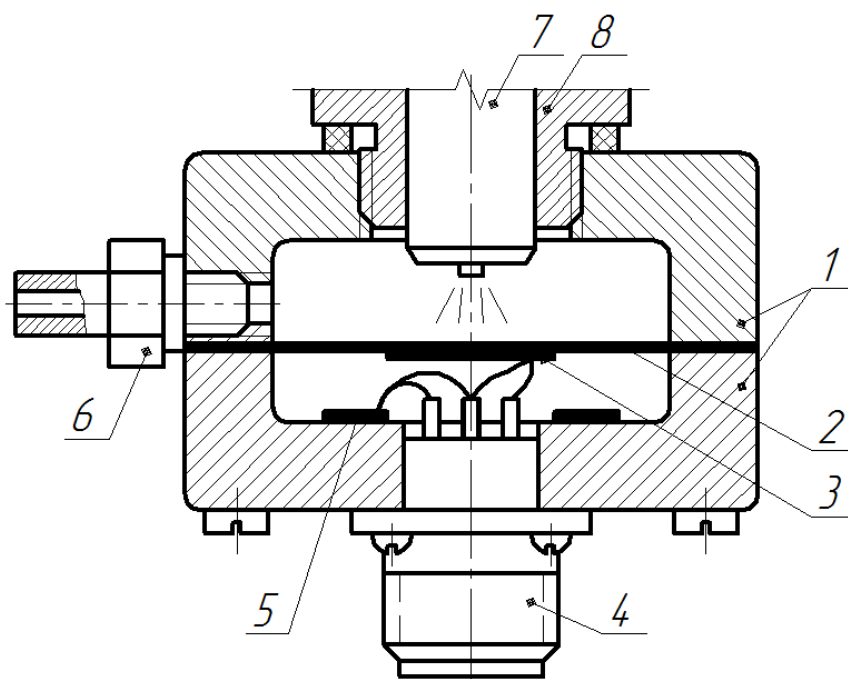


Рисунок 1.7 Датчик для определения давления струи топлива на мембрану: 1- корпус датчика; 2- стальная мембрана; 3 и 5- преобразователи; 4- разъем; 6- штуцер; 7- распылитель; 8- гайка

Рассмотренный метод позволяет определять характеристику впрыска без тарировки датчика, что в сочетании с наглядностью получаемых результатов дает возможность быстрой оценки влияния конструктивных параметров топливной аппаратуры на процесс топливоподачи. Однако он имеет и ряд недостатков, ограничивающих его применение. Основной недостаток - коэффициент  $k_1$ , принятый при данном методе определения характеристики впрыска постоянным, в действительности зависит от величины перепада давлений у сопловых отверстий распылителя и подъема иглы форсунки, а при штифтовых распылителях - от величины их эффективного сечения. К числу других коэф относится низкая его точность при многодырчатых распылителях, особенно на малых скоростях истечения топлива (т.е. цикловых подачах).

Фирмой Sonplas GmbH разработан метод определения характеристики впрыскивания по перемещению торца камеры сильфона 3, происходящего при поступлении в нее топлива (рисунок 1.8) [100]. Перемещение торца камеры регистрируется вибродатчиком 8.

Недостаток метода - наличие движущихся масс камеры 3 ограничивающие частоту собственных колебаний прибора и снижающие точность получаемой характеристики топливоподачи, особенно высокооборотных дизелей.

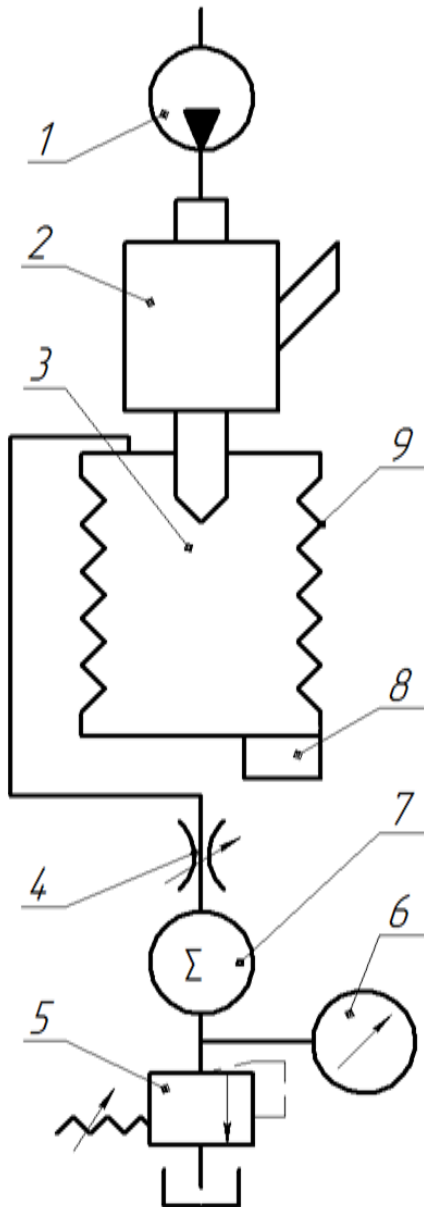


Рисунок 1.8 Устройство фирмы Sonplas GmbH:

1– топливный насос; 2– форсунка; 3– камера впрыска;  
4– дроссель; 5– перепускной клапан; 6– манометр; 7–  
накопитель; 8– вибродатчик; 9– сиффон

Для оценки давления впрыскивания ряд фирм Bosch, AVL и Sun применяет зажимные датчики (рисунок 1.9) [101].

Здесь пьезоэлектрическая измерительная пленка преобразовывает в электрический сигнал деформацию топливопровода, вызываемую высоким давлением топлива.

Достоинство метода - возможность диагностирования ТА без ее разборки. При этом методе не измеряется абсолютное давление впрыскивания, а оценивается только характер его изменения. К тому же не учитывается сжимаемость топлива, находящегося в полости форсунки.

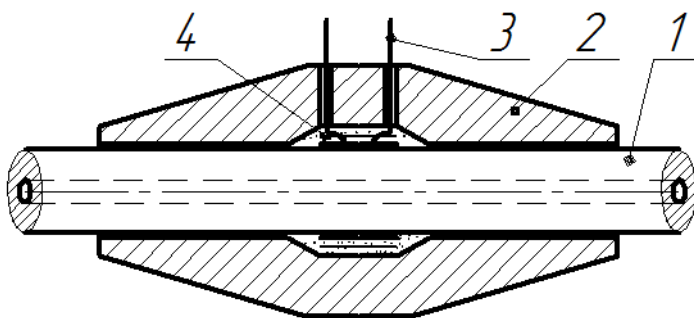


Рисунок 1.9 Зажимной датчик давления: 1– трубопровод высокого давления; 2– корпус датчика; 3– сигнальные выводы; 4- пьезоэлектрическая пленка

Известны и приборы для определения характеристик впрыска путем подачи топлива в заполненный топливом замкнутый объем, работа которых основана на сжимаемости топлива [103].

Эти приборы интересны тем, что при определенных условиях они позволяют создать в камере впрыска противодействие, близкое к имеющемуся в цилиндре двигателя (в процессе впрыска топлива) и на основе этого приблизить условия работы ТА на стенде и на двигателе и тем самым обеспечить необходимую точность регулирования.

При поступлении в этот замкнутый объем  $V$  порции топлива объемом  $\Delta V$  давление в нем возрастает на величину

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{\beta \cdot V}, \quad (1.12)$$

где  $\beta$  – коэффициент сжимаемости топлива,  $\text{Па}^{-1}$ .

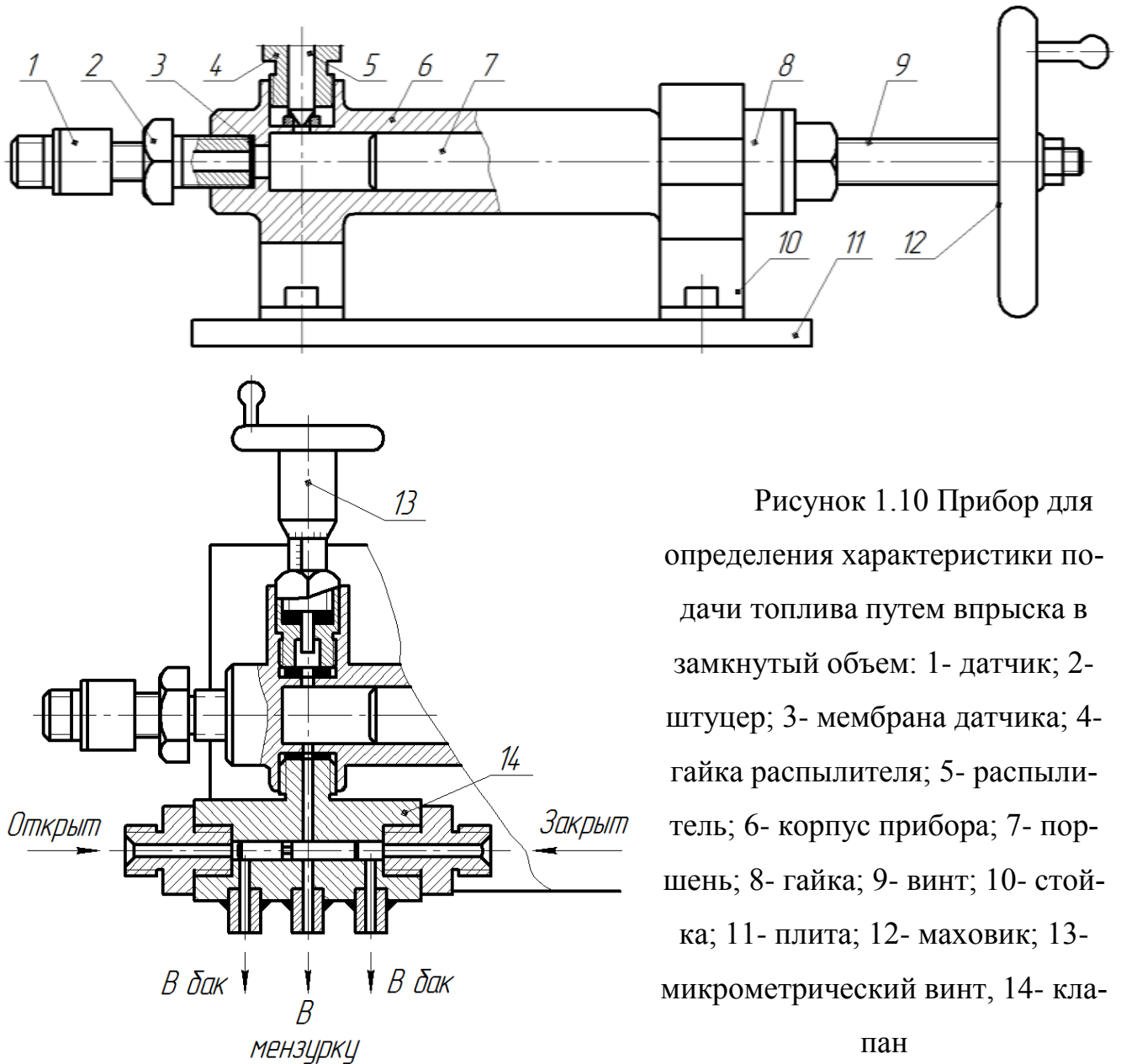
Как видно, возрастание давления оказывается прямо пропорциональным количеству поступившего топлива. В этой связи график изменения давлений в этом объеме в определенном масштабе и представляет интегральную характеристику впрыска топлива.

Объем камеры впрыскивания выбирается таким, чтобы обеспечивалась необходимая чувствительность метода, а давление в камере за процесс впрыска не превышало давление газов в цилиндре двигателя.

Для регистрации следующих друг за другом впрысков между впрысками давление в камере снижается до исходного значения перепускным клапаном.

На рисунке 1.10 приведена конструктивная схема прибора, основанного на рассмотренном принципе и разработанного и испытанного ЦНИТА [93]. Базовой основой прибора является корпус 6, в цилиндрическом канале которого с помощью винта 9 может перемещаться поршень 7 диаметром 40 мм и изменять объем цилиндрической камеры в пределах 20...120 см<sup>3</sup>.

Тензометрический датчик давления 1 установлен в корпусе прибора. Клапан 14 золотникового типа обеспечивает перепуск топлива из камеры в бак стенда после каждого впрыска топлива. Перемещение золотника, как в сторону открытия перепускного канала, так и в сторону его закрытия осуществляется принудительно топливом, подаваемым поочередно от соседних секций насоса.



Для «объемной» тарировки прибора предусмотрен микрометрический винт 13. Если пренебречь утечкой топлива, то, постепенно вводя в камеру шпindel микрометрического винта на различную глубину, можно построить тарировочную характеристику зависимости между отклонением луча осциллографа и вводимым в камеру объемом топлива.

Все топливо, проходящее через камеру прибора, здесь можно собирать в мерную мензурку и по нему определять усредненную величину цикловой подачи.

Рассматриваемый метод можно использовать и для определения стабильности межциклового подачи топлива.

Недостаток метода - получаемый результат зависит от значения коэффициента сжимаемости топлива  $\beta$ , который существенно изменяется при попадании в камеру воздуха.

Интересен метод определения характеристик впрыска, предложенный украинским научно-исследовательским институтом механизации и электрификации сельского хозяйства (УНИИМЭСХ) [34] (рисунок 1.11).

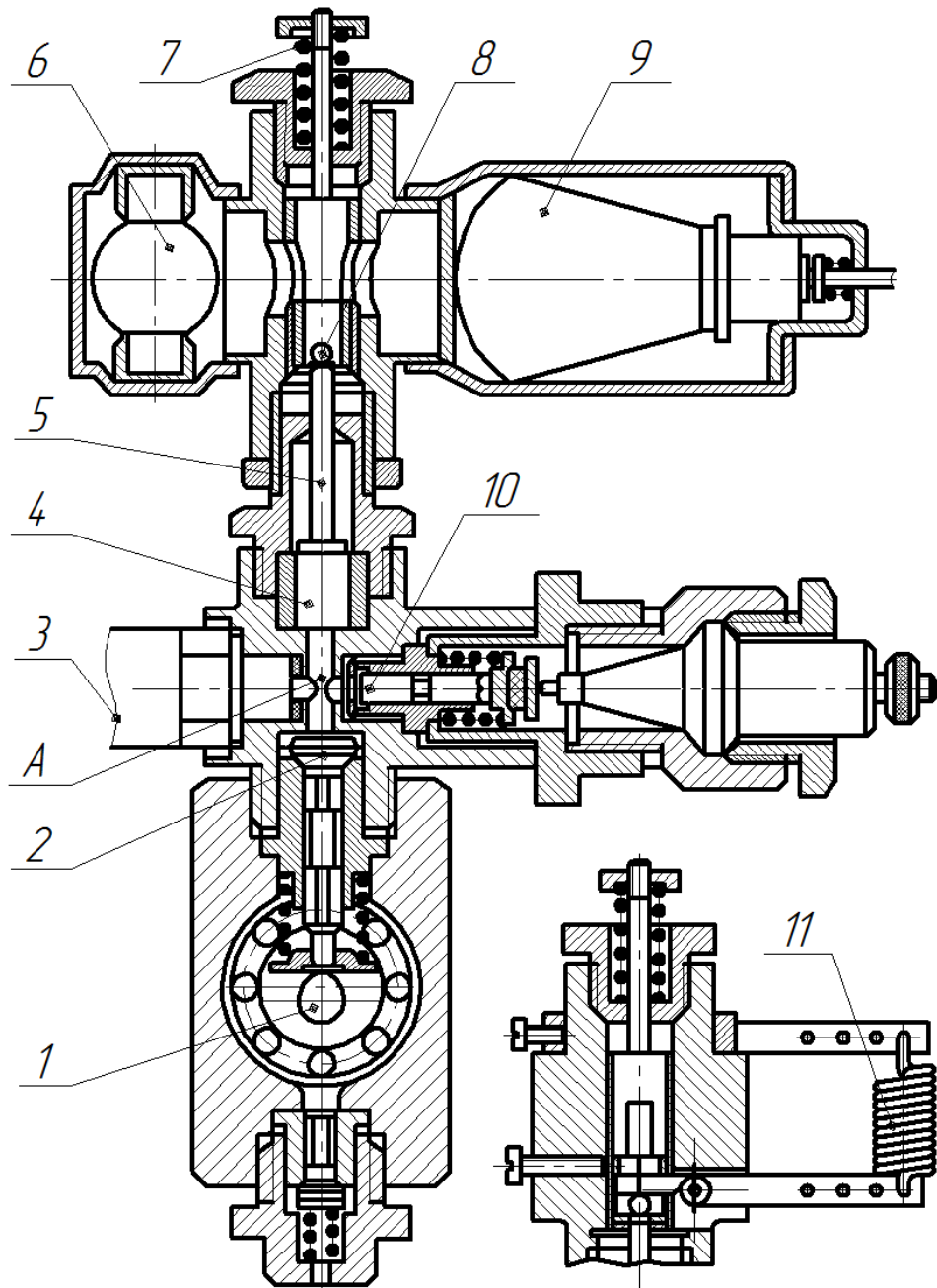


Рисунок 1.11  
Прибор для определения характеристик впрыска по методу УНИИМЭСХ: 1- эксцентрик; 2- клапан; 3- форсунка; 4- поршень; 5- шток; 6- фотоэлемент; 7- пружина противо-давления; 8- за-слонка; 9- освети-тель; 10- пьезок-варцевый датчик; 11- возвратная пружина

Сущность метода заключается в следующем.

Топливо форсункой 3 впрыскивается в полость A, ограниченную, с одной стороны, поршнем 4, с другой, клапаном 2. По мере поступления топлива поршень 4 перемещается вместе с закрепленным на нем штоком 5 и заслонкой 8. При



этом заслонка 8 перекрывает луч света, идущий от осветителя 9 к фотоэлементу 6. Благодаря этому меняется интенсивность освещения фотоэлемента и величина фототока. Между впрысками поршень 4 возвращается в исходное положение под действием пружины 11 за счет открытия клапана 2 эксцентриком 1, и вытесняет из полости *A* топливо, впрыснутое за предыдущий цикл. Изменение фототока регистрируется после соответствующего усиления осциллографом.

Здесь осциллограмма перемещения поршня представляет собой интегральную характеристику впрыска топлива. В усилителе предусмотрен и дифференцирующий контур, позволяющий при необходимости регистрировать скорость перемещения поршня. Кривая, получаемая в этом случае, представляет собой в определенном масштабе характеристику впрыска топлива в дифференциальном виде.

Интересно здесь то, что противодействие впрыску создается усилием пружины 7 на поршень 4, а изменение противодействия в процессе впрыска регистрируется пьезокварцевым датчиком 10.

Достоинство способа – возможность создания противодействия впрыску, более близкого к давлению в цилиндре двигателя и регистрации единичных впрысков и получения интегральной характеристики подачи топлива. Все это позволяет ускорить процесс обработки экспериментальных данных.

Недостаток прибора – довольно большие движущиеся массы. При наличии упругого элемента – пружины, они могут снизить точности воспроизведения процесса топливоподачи, особенно быстроходных дизелей.

К этому следует добавить, что при принятой конструкции все же невозможно создать противодействие впрыску, аналогичное действующему со стороны давления газов в цилиндре.

На рисунке (1.12) показано устройство фирмы Daimler-Benz [102], интересное тем, что форсунки устанавливаются распылителями в общую камеру впрыскивания.

Устройство позволяет определить характеристику впрыскивания, величину цикловой подачи, межцикловую и межсекционную ее неравномерности.



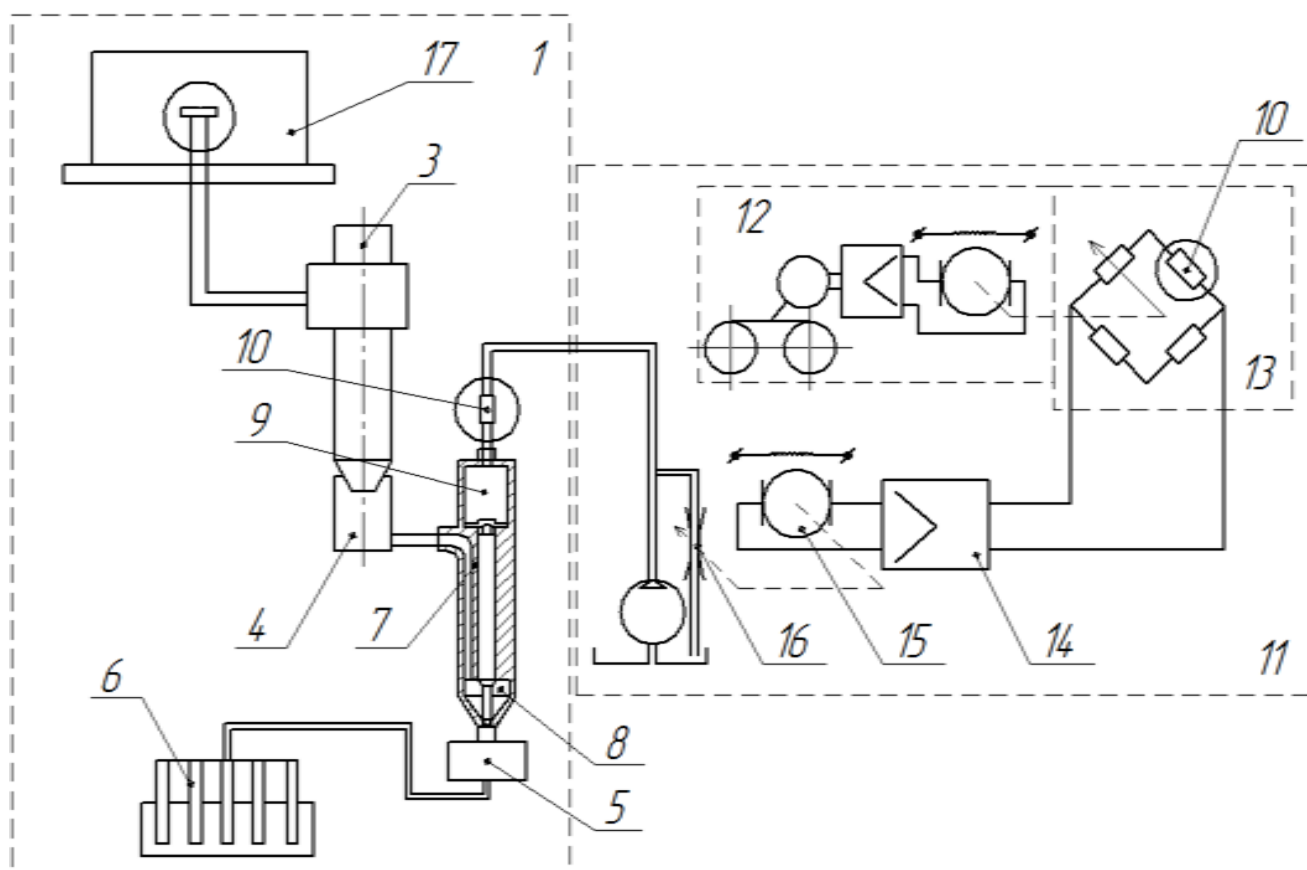


Рисунок 1.13 Стенд для испытания топливвпрыскивающей системы дизеля: 1- блок станина; 2- топливный насос; 3- форсунка; 4- камера впрыска; 5- глушитель; 6- мерное устройство; 7- устройство противодействия; 8- подклапанная полость; 9- надклапанная полость; 10- датчик давления; 11- механизм регулирования; 12- задатчик давления; 13- блок сравнения; 14- усилитель; 15- электродвигатель; 16- дроссель

Устройство 7 противодействия изготовлено в виде дифференциального клапана, нагруженного рабочим телом, причем в качестве клапана используется закрытая форсунка дизеля со срезанными сопловыми отверстиями у распылителя. Подклапанная полость 8 дифференциального клапана соединена с камерой 4 впрыска, а надклапанная полость 9, содержащая рабочее тело для нагружения клапана (гидравлическим способом), соединена с механизмом синхронного с процессом впрыска регулирования величины противодействия. Полость 9 снабжена датчиком 10 давления. Механизм 11 регулирования включает задатчик 12 давления, связанный с блоком 13 сравнения сигналов, выполненным в виде электрического моста, сопротивление одного из плеч которого включено в цепь датчика 10

давления рабочего тела, а другого - в цепь задатчика 12 давления. К выходу блока 13 сравнения сигналов через усилитель 14 подключен электродвигатель 15, вал которого связан с дросселем 16.

К достоинствам стенда стоит отнести возможность создания противодействия впрыску топлива. Недостаток его – сложность конструкции и измерение количества впрыснутого топлива мензурочным способом.

Научно-исследовательским технологическим институтом ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка предложен стенд [85], в котором противодействие впрыску создается сжатым газом (рисунок 1.14).

Стенд позволяет вплотную приблизить условия впрыска к реально существующим в камере сгорания дизеля.

Предварительно при помощи редуктора 12 выставляют давление газа, поступающего из емкости 11 в камеру впрыска 6. Давление газа в камере впрыска 6 контролируется по осциллографу 25.

Запускают топливоподкачивающий насос 8 и топливный насос 1. При этом топливо от насоса 1 нагнетается по топливопроводу 4 к испытуемой форсунке 5, через которую оно впрыскивается в камеру впрыска 6.

Синхронно с топливным насосом 1 приводится во вращение кулачок 18 привода золотникового механизма 13 системы газораспределения. При движении плунжера 17 вверх кольцевая проточка совмещается с впускным окном 15 и пропускает сжатый газ из емкости 11 через сквозной поперечный канал, в камеру впрыска 6, давление в которой плавно возрастает.

В определенный момент, регламентируемый угловым сдвигом кулачка 18 относительно кулачка 2 топливного насоса 1, в камере впрыска 6 достигается давление, при котором происходит впрыск топлива. Настройкой стенда газораспределения обеспечивается изменение давления в камере впрыска 6, аналогичное токовому в цилиндре, а фазирование момента впрыска по углу (с учетом угла опережения впрыска) позволяет с достаточной точностью воспроизвести на стенде условия впрыска топлива на двигателе.

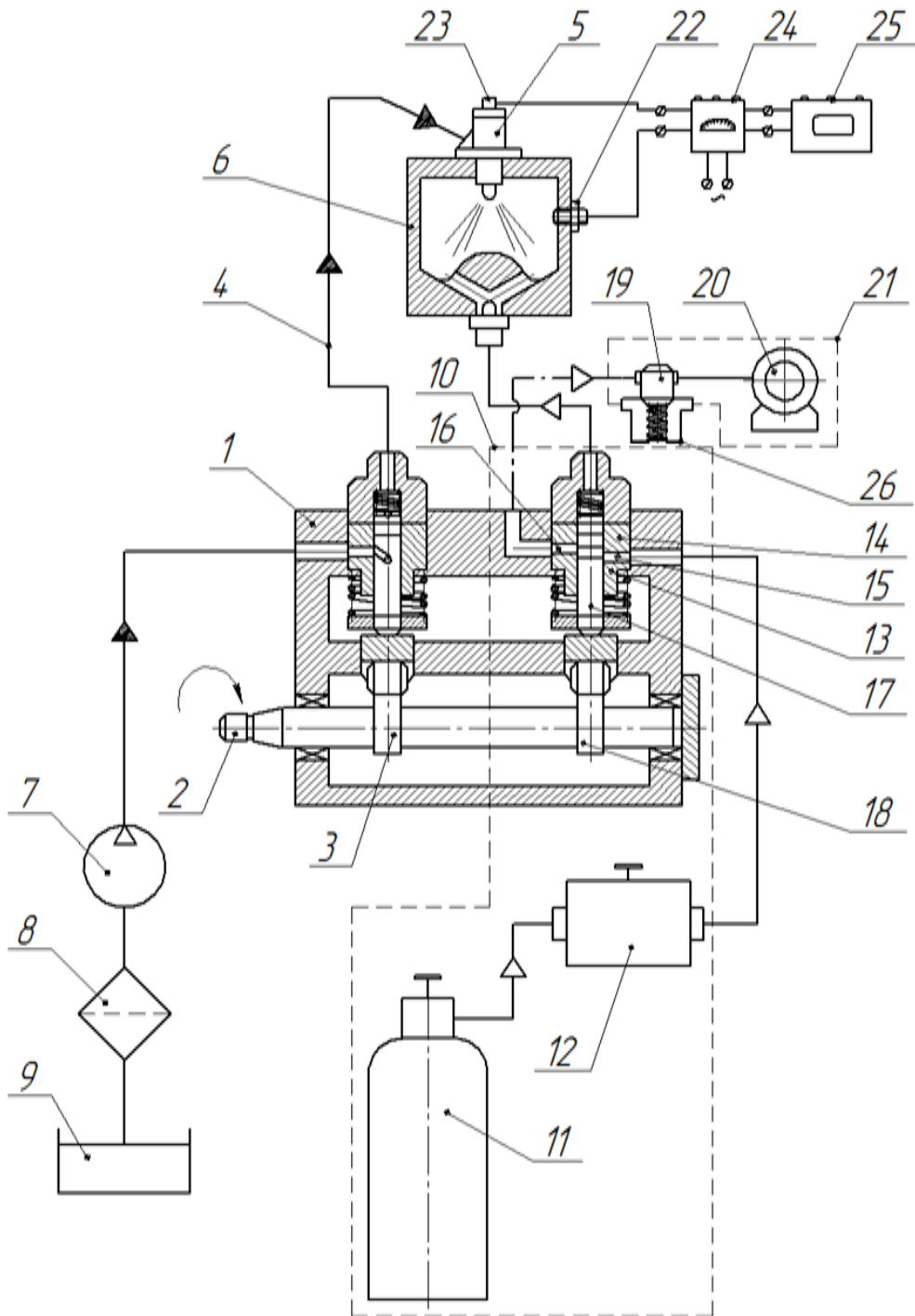


Рисунок 1.14 Стенд с газовым противодавлением впрыску: 1- топливный насос; 2- кулачковый вал; 3- кулачок насоса; 4- топливопровод; 5- форсунка; 6- камера впрыска; 7- топливоподкачивающий насос; 8- фильтр; 9- топливный бак; 10- устройство противодавления; 11- емкость со сжатым газом; 12- редуктор; 13- золотниковый механизм; 14- втулка; 15 и 16 – впускное и выпускное окна; 17- плунжер; 18- кулачок; 19- фильтр-разделитель; 20- вакуумный насос; 21- устройство отсоса газа; 22- датчик давления газа; 23- датчик хода иглы форсунки; 24- усилитель; 25- осциллограф; 26- весы

При определенной величине хода движущегося вверх плунжера 17 его кольцевая проточка начинает совмещаться с выпускным окном 16 втулки 14 и выходить из совмещения с впускным окном 15. Топливо во втулке 14 отсасывается через фильтр-разделитель 19 при помощи вакуумного насоса 20. По показаниям весов 26 с фильтром-разделителем 19 до и после опыта, определяется вес впрыснутого за определенное число циклов топлива и подсчитывается цикловая подача.

К достоинствам относится создание противодействия впрыску, изменяющееся аналогично таковому в цилиндре двигателя. Недостатки – сложность конструкции.

В Башкирском ГАУ был разработано устройство для определения цикловой подачи топлива по характеристике впрыскивания [50, 89, 90, 91]. Как считают авторы [30, 50, 66] в них имеется возможность создания противодействия впрыску. Схема одного из этих устройств изображена на рисунке 1.15 [50]. Это устройство позволяет создавать противодействие впрыску приближенное к имеющемуся в цилиндре двигателя в процессе впрыска топлива. Оно работает в комплексе с ЭВМ.

Устройство снабжено тензометрическим датчиком характеристики впрыска. Остаточное давление в измерительной камере определяется усилием натяга пружины 13 перепускного клапана 14 и может регулироваться. Величина противодействия впрыску определяется пружиной 6.

Устройство работает следующим образом.

Топливо подается форсункой 2 в измерительную камеру 3. По мере поступления в камеру оно перемещает плунжер 4, сжимая возвратную пружину 6. По мере перемещения плунжера 12 шток 11 изгибает пластину 10 с наклеенными на ней тензодатчиками узла съема сигнала 9. Данные сигналы поступают в ЭВМ.

По полученным данным компьютер определяет частоту вращения кулачкового вала ТНВД, угол начала впрыскивания, максимальные и минимальные значения цикловой подачи, межцикловую, межсекционную и общую неравномерность топливоподачи, неравномерности угла опережения впрыска топлива и др.

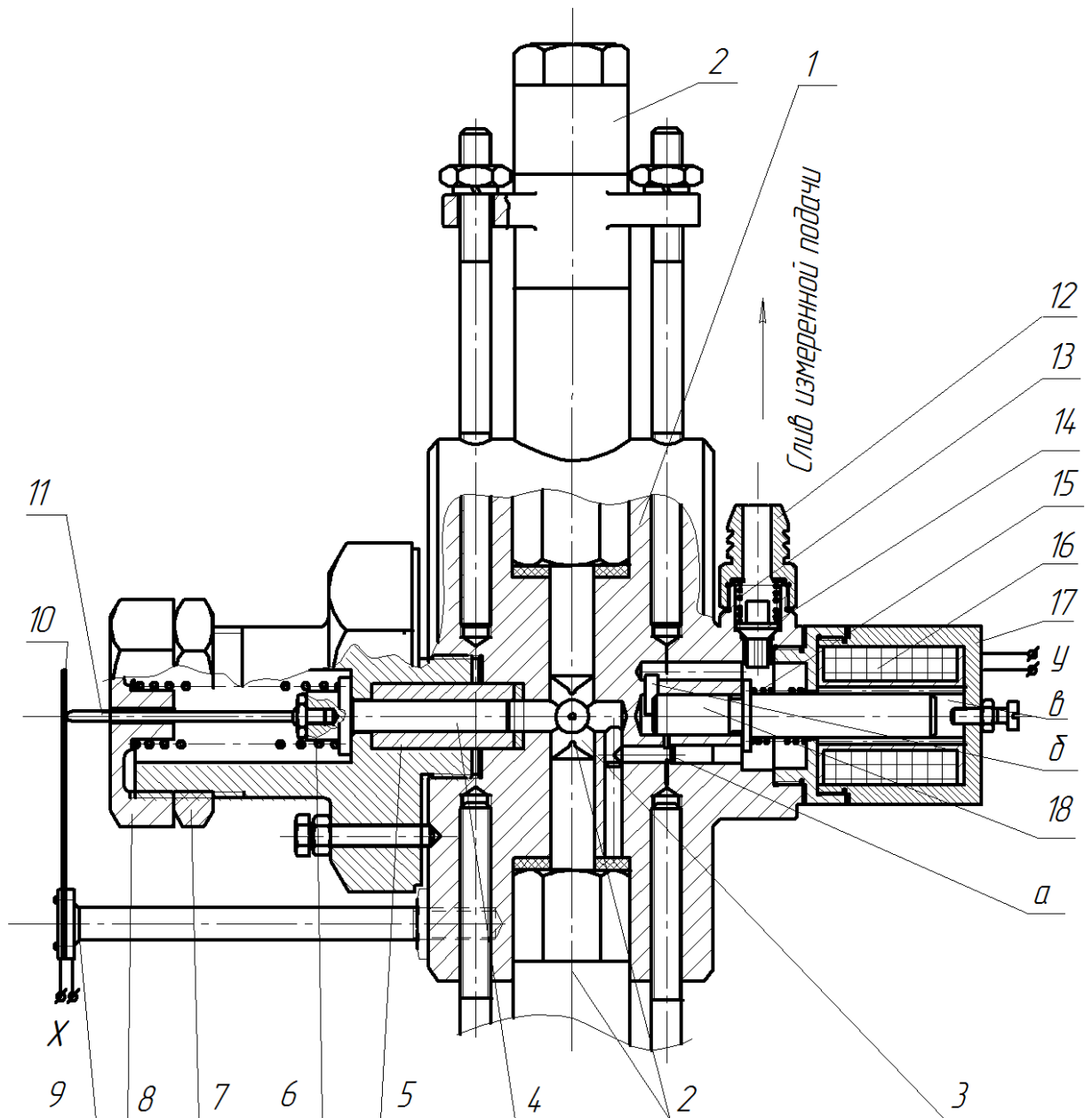


Рисунок 1.15 Устройство для измерения величины, неравномерности и закона подачи топлива: 1- корпус; 2- форсунки; 3- камера измерительная; 4- плунжер; 5- втулка плунжера; 6-пружина; 7- контргайки; 8- гайка регулировочная; 9- датчик хода измерительного плунжера; 10- пластина измерительного плунжера; 11- шток; 12- штуцер; 13- пружина; 14- клапан перепускной (грибкового типа); 15- пружина электромагнитного клапана, 16- катушка электромагнитного клапана; 17- корпус электромагнитного клапана; 18- плунжер электромагнитного клапана

По окончании подачи топлива в катушку электромагнитного клапана 16 подается ток и клапан 14 сообщает измерительную камеру 3 с перепускным клапа-

ном 14 (через каналы «а» и «б»). При этом плунжер 4 за счет пружины 6 перемещается в исходное положение и выталкивает поступившее топливо через сливной канал из камеры впрыска.

По освобождении измерительной камеры прекращается подача тока и плунжер 18 усилием пружины 15 перемещается влево (по рисунку), разъединяя полости впрыскивания *а* и слива *б*.

Плунжер 4 и втулка 5 представляют собой прецизионную пару. Поэтому утечки топлива практически отсутствуют, а перемещение плунжера 4 однозначно определяет объём топлива, поступающего в измерительную камеру 3.

В дальнейшем устройство было усовершенствовано использованием двухпружинного механического аккумулятора топлива (рисунок 1.16) [59].

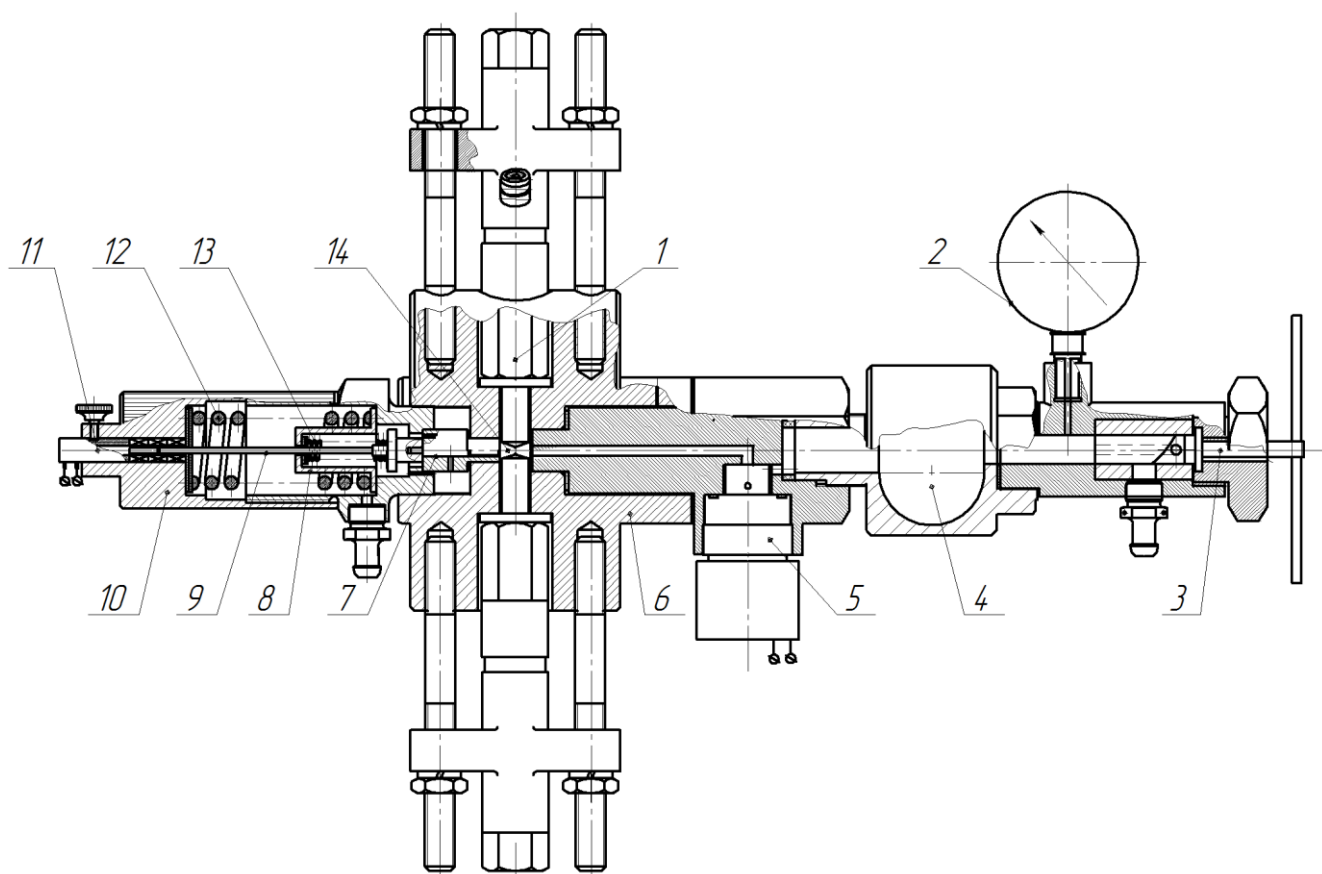


Рисунок 1.16 УПВ с двухпружинным аккумулятором: 1- форсунки; 2- манометр; 3- дроссель; 4- гидроаккумулятор (на линии слива); 5- сливной клапан; 6- корпус устройства; 7- плунжер; 8- обойма первой пружины; 9- шток плунжера; 10 – крышка; 11- индуктивный датчик хода плунжера; 12 и 13- пружины; 14- камера впрыска



В усовершенствованном устройстве первая пружина обеспечивает имитацию в камере впрыска давления сжатия газов в цилиндре двигателя, а вторая - в процессе горения.

Вместе с тем здесь возникает вопрос из-за того, что не учитывается объем топлива, находящегося в камере аккумулятора. По этой причине противодействие впрыска не в полной мере может соответствовать имеющемуся в цилиндре двигателя.

При испытаниях устройства выявились и следующие его недостатки:

- необходимость периодической тарировки измерительного датчика;
- низкая точность измерений;
- сложности конструкции.

### **Выводы по главе, цели и постановка задач исследования**

Из приведенных данных следует:

1 Основным универсальным показателем работы ТА является закон его топливоподачи, оцениваемый при ее регулировках величинами цикловой подачи, опережения и продолжительностью впрыска и их равномерностью.

2 В настоящее время для регулировок ТА используются специальные стенды, оправдавшие себя в течении многолетней эксплуатации.

В современных условиях проявился и ряд их серьезных недостатков. Основной из них - впрыск топлива производится в среду с атмосферным давлением или близким к нему.

При работе же на двигателе впрыск топлива производится в цилиндр двигателя с высоким давлением газов (с противодействием). При имеющейся на практике неидентичности гидравлических сопротивлений отдельных секций топливной аппаратуры это противодействие впрыску нарушает установленные при регулировке показатели и, как следствие, затрудняет обеспечение должных технико-экономических показателей дизеля.

3 Для усовершенствования регулировочных стендов ТА предложены разнообразные УПВ. Наиболее перспективными из них следует считать те, в которых

противодавление впрыску создается самим впрыскиваемым топливом.

У таких устройств основным элементом является камера впрыска, выполненная в виде аккумулятора впрыскиваемого топлива. Интегральная характеристика топливоподачи оценивается по давлению в аккумуляторе, определяемому индуктивными, пьезо- и тензометрическими и др. датчиками.

Основной недостаток известных устройств – их существенное усложнение по мере повышения точности.

4 От этого недостатка в значительной степени свободно устройство Башкирского ГАУ, в котором противодавление впрыску в аккумуляторе создается также самим впрыскиваемым топливом, отличающееся тем, что аккумулятор выполнен в виде механического двухпружинного. Однако они пока еще нуждаются в существенном совершенствовании, особенно в направлении обеспечения противодавления впрыску, аналогичного имеющемуся в двигателе, повышения точности определения параметров топливоподачи и упрощения конструкции.

С учетом изложенных результатов анализа, задачи настоящей работы были сформулированы следующим образом:

- проанализировать возможные для УПВ типы аккумуляторов, противодавление 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.

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ УСТРОЙСТВ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ ВПРЫСКУ

### 2.1 Анализ аккумуляторов и разработка схемы их классификации

В последние годы предложены, как следует из материалов предыдущей главы, разнообразные УПВ, основным элементом является аккумулятор топлива, представляющий из себя замкнутый объем, в котором создается противодействие впрыскиваемому топливу. Такие аккумуляторы, в какой-то мере аналогичны применяемым в аккумуляторных топливных системах дизелей.

В топливных системах крупных судовых дизелей (Купер-Бессемер, Доксфор-I и Доксфор-II, Атлас-Империял, Бонз и др.) использовались (а в ряде случаев используются и ныне) гидравлические аккумуляторы большой емкости (с объемом, достигающим до 1,64...12,4 л.) [9].

Гидравлические аккумуляторы малой емкости с объемом, соизмеримым с цикловой подачей топлива, используются в системах, например, Common Rail (в автотракторных дизелях) и с так называемыми гидравлическими форсунами. Применение получили и механические пружинные аккумуляторы малой емкости (типа Ганс-Эндрассик), комбинированные гидромеханические (фирма Сцинтилла использовала их в тракторных дизелях) и пневматические (топливные системы свободно-поршневых генераторов газа фирмы Сигма) [9].

Особенность гидравлических аккумуляторов, применяемых в системах топливоподачи, обусловлена тем, что они используются для накопления энергии для впрыска, а в УПВ – для накопления топлива с целью создания противодействия впрыску. В связи с такими особенностями работы у аккумуляторов систем топливоподачи по мере впрыска количество заключенного в нем топлива снижается, а в УПВ, наоборот, повышается.

Эти особенности аккумуляторов определяют и их конструктивные особенности.

С учетом конструктивных особенностей аккумуляторов, в том числе и применяемых в системах топливоподачи, предложена схема классификации (рисунок 2.1) возможных комбинированных аккумуляторов устройств противодействия впрыску [14].

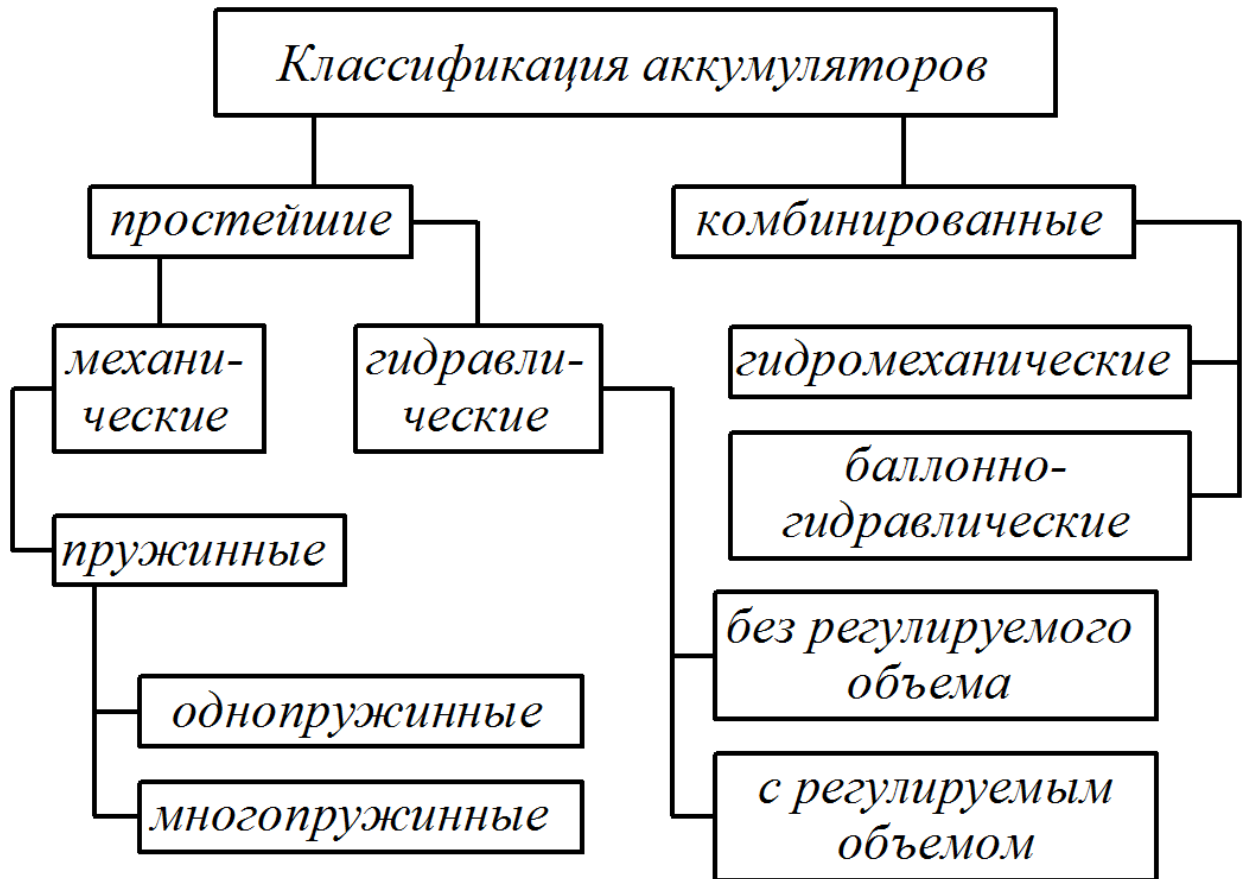


Рисунок 2.1 Классификация аккумуляторов устройств противодействия впрыску топлива, в которых противодействие создается самим впрыскиваемым топливом

Наиболее простую конструкцию имеют гидравлические и механические пружинные аккумуляторы, выполненные в виде плунжерных (поршеньковых), а достаточно полное приближение к давлению впрыска в цилиндре обеспечивается при двухпружинных аккумуляторах (например, Башкирского ГАУ).

## **2.2 Объем гидравлического аккумулятора и его влияние на определение параметров топливоподачи**

Аккумуляторы не могут быть механическими, в любом случае они оказываются комбинированными гидромеханическими. В связи с этим интерес представляет анализ влияния гидравлического аккумулятора.

В устройстве противодействия впрыску Башкирского ГАУ цикловая подача топлива определялась по ходу поршенька аккумулятора тензометрическим датчиком. Однако, как выяснилось позже при испытаниях, из-за инертности своих элементов при таком датчике не обеспечивалась необходимая точность измерений.

Целесообразным представляется определение параметров топливоподачи безинерционными датчиками, в частности основанным на определении цикловой подачи по давлению в камере впрыска.

За основу при разработке таких датчиков можно принять результаты работы И.В. Астахова [4] по ТА с ТНВД с диаметром плунжеров  $d_n=14$  мм, трубопроводами длиной  $L=756$  мм и внутренним диаметром  $d_m=2,5$  мм и многодырчатыми распылителями  $8 \times 0,35$  мм для случая частоты вращения кулачкового вала  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>.

В настоящее время в автотракторных дизелях в основном применяются именно многодырчатые распылители. В них эффективное сечение сопловых отверстий не зависит от подъема иглы распылителя и поэтому скорость подачи определяется только характером изменений давлений под конусом иглы распылителя и среды, в которую производится впрыск топлива [4]

$$\mu_c S_c \cdot v_c = \mu_c S_c \cdot \sqrt{\frac{2(p_\phi^I - p_u)}{\rho}}, \quad (2.1)$$

где  $\mu_c$  – коэффициент расхода топлива на сечении сопловых отверстий;

$S_c$  – площадь сопловых отверстий распылителя, м<sup>2</sup>;

$v_c$  – скорость истечения топлива, м/с;

$p_\phi^I$  и  $p_u$  – давления в объеме между запорным конусом иглы и сопловыми отверстиями и средой, в которую происходит впрыск (цилиндр двигателя, УПВ), Па;

$\rho$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>.

Величину давления под конусом иглы  $p_\phi^I$  можно вычислить из условия равенства расходов через распылитель в целом и через сопловые отверстия

$$p_{\phi}^I = \frac{(\mu S)_{\phi}^2}{(\mu_c S_c)^2} \cdot (p_{\phi} - p_c) + p_c, \quad (2.2)$$

где  $\mu S_{\phi}$  – опытная характеристика распылителя,  $m^2$ ;

$p_{\phi}$  – давление топлива в камере распылителя,  $Па$ .

И.В. Астаховым расчет велся по шагам (через один градус поворота кулачкового вала насоса). При этом давление в цилиндре двигателя в период впрыска принималось постоянной, равной его среднему значению от начала до конца шага.

Рассчитанные значения давления топлива  $p_{\phi}^I$  и скорости подачи через сопловые отверстия распылителя форсунки  $\mu_c S_c v_c$  приведены в таблице 2.1 и соответствующая ей дифференциальная и вычисленная нами на ее основе интегральная характеристики топливоподачи – на рисунке 2.2.

Таблица 2.1 Расчет процесса впрыска у форсунки

Угол $\phi$	$p_{\phi}^I$ , МПа	$\mu_c S_c v_c$ , $см^3/с$	$\sum \mu_c S_c v_c$ , $см^3/с$
34	10,0	0	0
35	19,9	124,0	124,0
36	27,3	145,5	269,5
37	36,9	169,0	438,5
38	44,9	186,5	625,0
39	53,5	203,5	828,5
40	58,7	213,0	1041,5
41	62,0	219,0	1260,5
42	71,8	236,0	1496,5
43	82,6	253,5	1750,0
44	79,0	242,0	1992,0
45	75,2	242,0	2234,0
46	64,8	224,0	2458,0
47	47,2	191,0	2649,0
48	20,2	124,0	2773,0
49	15,5	109,5	2882,5
50	2,5	0	-

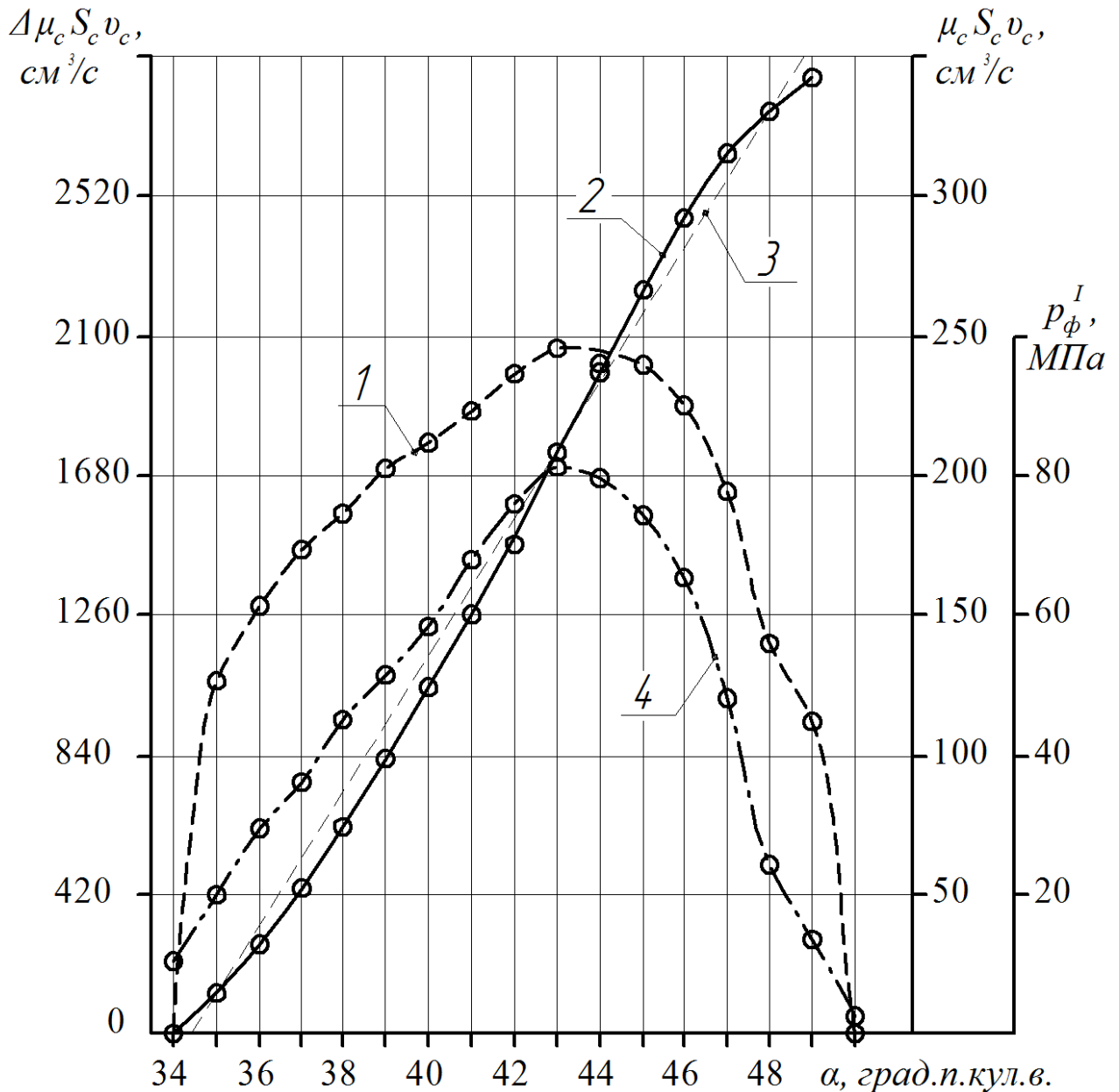


Рисунок 2.2 Характеристика впрыска топлива: 1- дифференциальная; 2- интегральная; 3- линейризованная интегральная; 4- давления между запорным конусом иглы и сопловыми отверстиями распылителя

Из приведенных данных, следует несколько интересных выводов.

Скорость подачи топлива можно считать постоянной, близкой к штриховой линии 3 рисунка 2.2. При таком подходе существенно упростятся расчет и проектирование УПВ.

Этот вывод не расходится и с экспериментальными данными Украинского научно-исследовательского института механизации и электрификации сельского хозяйства [35], полученными при работе насоса 4ТН-8,5х10 с форсункой со

штифтовым распылителем ФШ-1,5x15° и цикловой подачей 74 мг/цикл (рисунок 2.3).

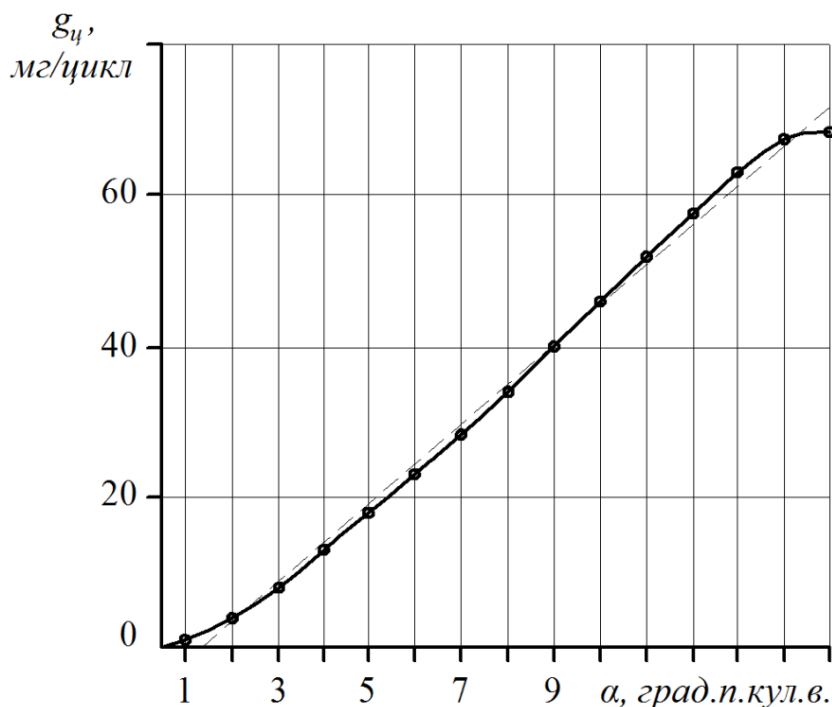


Рисунок 2.3 Интегральные характеристики топливоподачи: экспериментальная (сплошная линия) и упрощенная линейризация (штриховая)

Из приведенных данных следует, что расход топлива определяется давлением топлива между запорным конусом иглы и сопловыми отверстиями распылителя.

Если для случая УПВ допустить, что давление в сопловых отверстиях равно давлению в камере впрыска, то получается, что этот расход определяется давлением в камере впрыска. Поэтому для рассматриваемого случая вполне возможным оказывается и обратный расчет - определение интегральной характеристики топливоподачи по давлению в камере впрыска.

Это обстоятельство в какой-то мере уже использовалось ЦНИГА при разработке тензометрического датчика характеристики впрыска (ТЗП-1) [93], схема которого показана на рисунке 2.4.

Здесь топливо, впрыскиваемое форсункой 3, проходит по вертикальному каналу приемной камеры датчика и выводится через жиклер 9. Благодаря жиклеру в полости создается противодействие впрыску, пропорциональное количеству топлива, проходящего через него в единицу времени. Это давление прогибает мембрану 1 тензометрического датчика и меняет сопротивление, записываемое в виде осциллограммы дифференциальной характеристики топливоподачи.



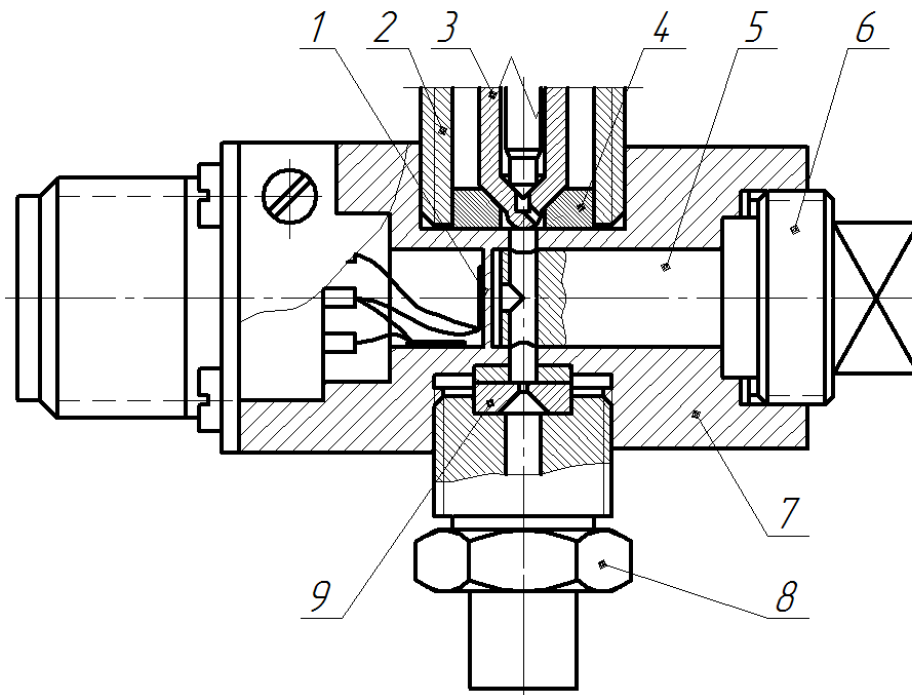


Рисунок 2.4  
Тензометрический датчик ЦНИГА: 1- мембрана; 2- патрон; 3- форсунка; 4- уплотнительная шайба; 5- вытеснитель объема; 6- пробка; 7- корпус; 8- сливной штуцер; 9- жиклер

Для системы распылитель - приемная камера - жиклер уравнение неразрывности потока имеет следующий вид [93]

$$\mu_c S_c \cdot \sqrt{\frac{2(p_\phi^I - p_1)}{\rho}} = \mu_{жс} S_{жс} \cdot \sqrt{\frac{2(p_1 - p_0)}{\rho}} + \beta \cdot V \frac{dp}{dt}, \quad (2.3)$$

где  $\mu_{жс}$  – коэффициент расхода жиклера;

$S_{жс}$  – площадь проходного сечения жиклера,  $m^2$ ;

$p_1$  – давление в приемной камере,  $Pa$ ;

$p_0$  – противодействие истечению топлива из жиклера,  $Pa$ ;

$V$  – объем приемной камеры,  $m^3$ ;

$\beta$  – коэффициент сжимаемости топлива,  $Pa^{-1}$ ;

$\frac{dp}{dt}$  – дифференциал давления от времени.

Приведенные данные позволяют сделать вывод о том, что по осциллограмме давления в приемной камере датчика  $p_1$  можно определять скорость истечения топлива через распылитель и, в конечном счете, последовательно построить дифференциальную и интегральную характеристики и по ним определить основные параметры топливоподачи.

При этом УПВ должно разрабатываться в виде аккумулятора впрыскиваемого топлива (замкнутого объема, заполненного топливом). Объем топлива аккумулятора будет, естественно, влиять на характер изменения противодействия в аккумуляторе (из-за сжимаемости топлива).

Б.Н. Файнлейб считает, что при использовании приемной камеры с достаточно малым объемом в случае, когда давление не превышает 6 МПа, можно пренебречь сжимаемостью топлива и принять  $\beta \cdot V \frac{dp}{dt} = 0$  [93].

Однако, применительно к УПВ понятие «достаточно малый объем», на наш взгляд нуждается в уточнении. Объем не может быть меньше какого-то минимального значения, определяемого конструктивными особенностями - количеством устанавливаемых форсунок, габаритными размерами носка распылителя, толщиной уплотнительной шайбы распылителя и ее податливостью на сжатие и др.

Влияет на него и расположение форсунок – они могут устанавливаться как крестообразно (звездообразно), так и рядно. При крестообразной установке (как на рисунке 2.5) одна камера впрыска обслуживает все форсунки, и исключаются каналы, соединяющие камеры впрыска отдельных форсунок, и, как следствие, достигается минимальный объем камеры впрыска.

С целью оценки возможной величины объема топлива аккумулятора Башкирского ГАУ, была проанализирована его внутренняя полость применительно к широко применяемому в сельскохозяйственном производстве (на тракторах Т-40, Т-28Х4М, ЛТЗ-55, ЛТЗ-60А [110]) четырехцилиндровому двигателю Д-144 и вычислен его объем, как сумма объемов элементов указанных на рисунке 2.5 стрелками. При этом учитывалась и установка в аккумулятор указанного выше безинерционного датчика давления.

Простейшие расчеты с использованием схемы рисунка 2.5 показали, что в случае четырехцилиндрового двигателя минимально возможный объем гидравлического аккумулятора составляет  $V_{ак} = 2,71 \text{ см}^3$  (при шестицилиндровом доходит

до  $3,42 \text{ см}^3$ ) [12]. Важно учитывать и то, что этот объем является первоначальным и впоследствии возрастает по мере впрыска на величину цикловой подачи.

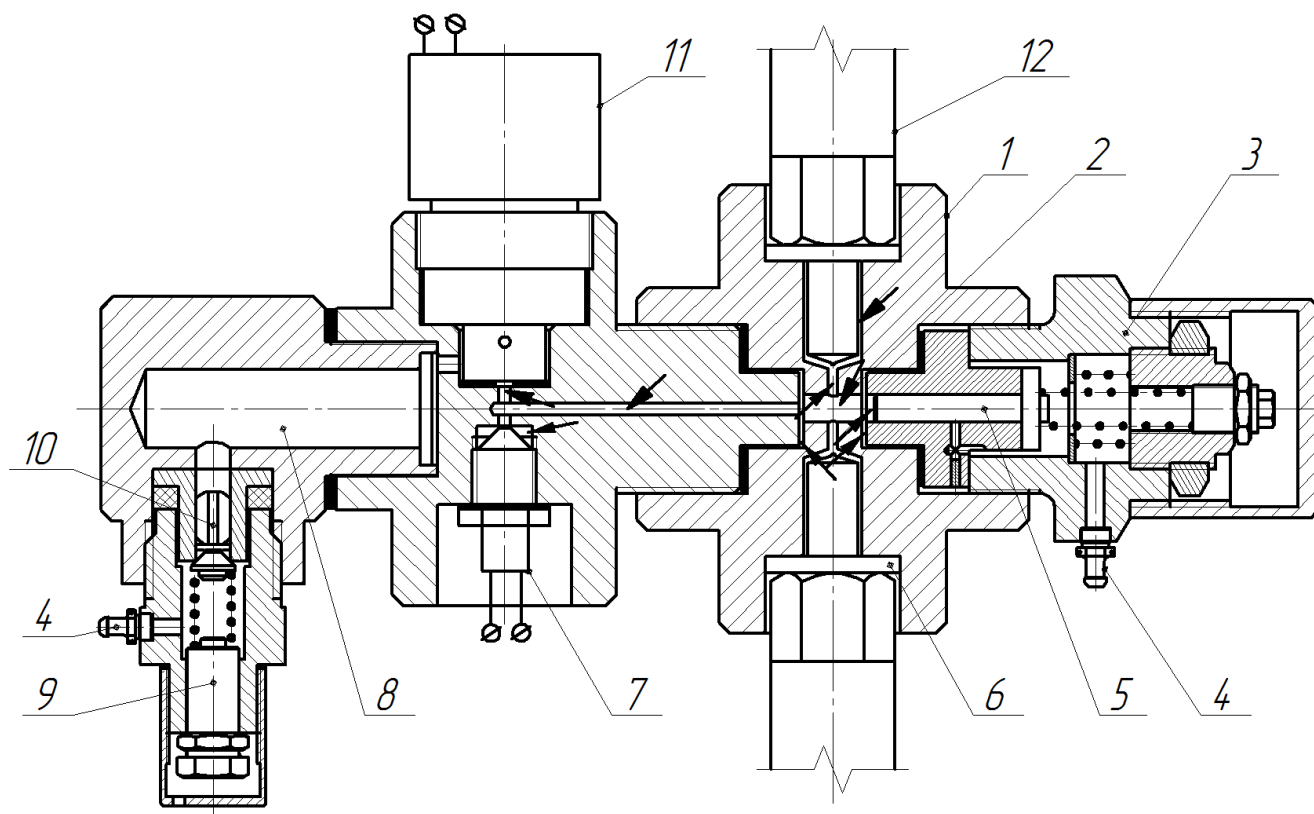


Рисунок 2.5 Уточненный вариант УПВ Башкирского ГАУ с изображением составных элементов гидравлического аккумулятора: 1 и 2- корпус и камера впрыска; 3- двухпружинный механический аккумулятор; 4- сливной штуцер; 5- поршеньек противодействия; 6- уплотнительная шайба; 7- датчик давления серии МД; 8- гидроаккумулятор остаточного давления; 9- регулировочный винт затяга пружины; 10- клапан перепускной; 11- разгрузочный электромагнитно управляемый клапан DENSO [98]; 12- форсунка

За счет сжимаемости топлива, находящегося в объеме аккумулятора, может аккумулироваться топливо объемом [35]

$$\Delta V_z = \beta \cdot V_{ак} \cdot p_i, \quad (2.4)$$

где  $\beta$  - коэффициента сжимаемости топлива,  $\text{Па}^{-1}$ ;

$p_i$  - величина давления (нарастания),  $\text{Па}$ .

Ориентируясь на выполненные двигатели, в частности дизель Д-144, можно установить, что давление в цилиндре в конце впрыска приблизительно составляет  $p_i=7\text{МПа}$  [68].

Коэффициент сжимаемости в  $МПа^{-1}$  обычно определяется по выражению [17]

$$\beta = (90 - 0,5 \cdot p_i) \cdot 10^{-5} = (90 - 0,5 \cdot 7) \cdot 10^{-5} = 86,5 \cdot 10^{-5} МПа^{-1}. \quad (2.5)$$

При этом количество аккумулируемого топлива составит

$$\Delta V_c = 86,5 \cdot 10^{-5} \cdot 2710 \cdot 7 = 16,4 мм^3.$$

В тракторных дизелях цикловые подачи находятся в пределах 50...170  $мм^3$  [29, 32]. У рассматриваемого двигателя Д-144, например, она равна (впрыскивается в цилиндр двигателя) 62  $мм^3$ . Получается, что объем аккумулированного топлива доходит до 26% от объема цикловой подачи.

Величину эту можно уменьшить, поднимая в камере впрыска остаточное давление (давление к очередному впрыску) до давления начала впрыска (предусматривая специальное устройство стабилизации остаточного давления после завершения впрыска). В рассматриваемом двигателе остаточное давление должно быть примерно равно 2  $МПа$ . Но даже в этом случае количество аккумулируемого топлива будет 11,7  $мм^3$ , т.е. составит 19% от цикловой подачи.

Отсюда следует, что объем гидравлического аккумулятора (камеры впрыска) даже в минимальном случае существенно влияет на количество аккумулированного топлива и, как следствие, на характер нарастания давления в камере впрыска и должен обязательно учитываться как определения параметров топливоподачи по давлению в камере впрыска, так и анализе его работы.

В целом отметим, что аккумулятор УПВ не может быть механическим – он будет или комбинированным гидромеханическим, или гидравлическим.

С этой точки зрения нами был проанализирован аккумулятор Башкирского ГАУ [59], названный авторами двухпружинным (имеет две механические пружины).

С учетом вышеприведенных данных его следует считать комбинированным гидромеханическим трехпружинным (объем топлива гидравлического аккумулятора выполняет функцию третьей пружины).

Рабочий процесс этого аккумулятора может быть описан с учетом наличия гидравлического аккумулятора следующим образом.

Аккумулятор может выполняться в двух вариантах (рисунки 2.6 и 2.7).

При обоих вариантах в начале (до выбора зазора  $X$  (рисунок 2.6 и 2.7) параллельно (совместно) работают первая механическая и гидравлическая пружины. Затем первая пружина может выключаться и вступит в работу вторая механическая (рисунок 2.6) или она будет продолжать работать параллельно со второй пружиной (рисунок 2.7).

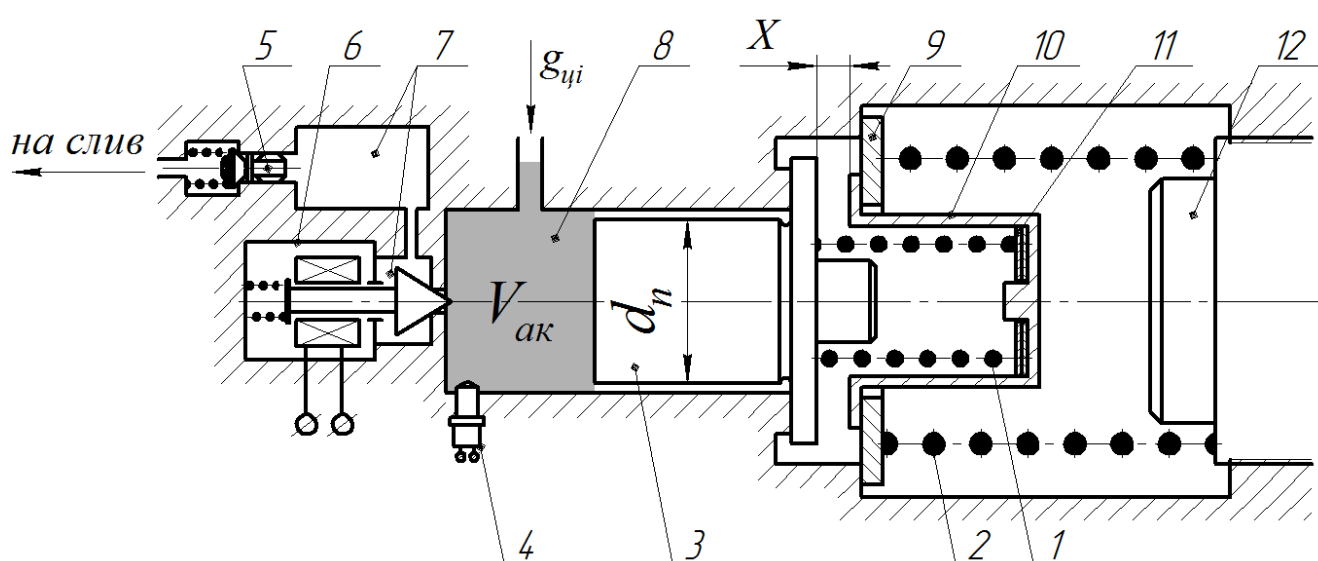


Рисунок 2.6 УПВ с комбинированным гидромеханическим аккумулятором с последовательно работающими механическими пружинами: 1 и 2- первая и вторая пружины; 3- поршеньек противодействия; 4- тензометрический датчик давления серии МД; 5- клапан перепускной; 6- разгрузочный электромагнитный клапан; 7- гидроаккумулятор остаточного давления; 8- камера впрыска (гидравлический аккумулятор); 9- опорная шайба; 10 и 11- обойма и регулировочные шайбы предварительного затяга пружины 1; 12 - регулировочный винт предварительного затяга пружины 2;  $d_n$  – диаметр поршенька;  $V_{ак}$  – первоначальный объем (затемненный) камеры впрыска (гидравлического аккумулятора);  $g_{ци}$  – объем топлива, впрыскиваемого в камеру впрыска аккумулятора;  $X$  – ход пружины 1 до начала работы пружины 2

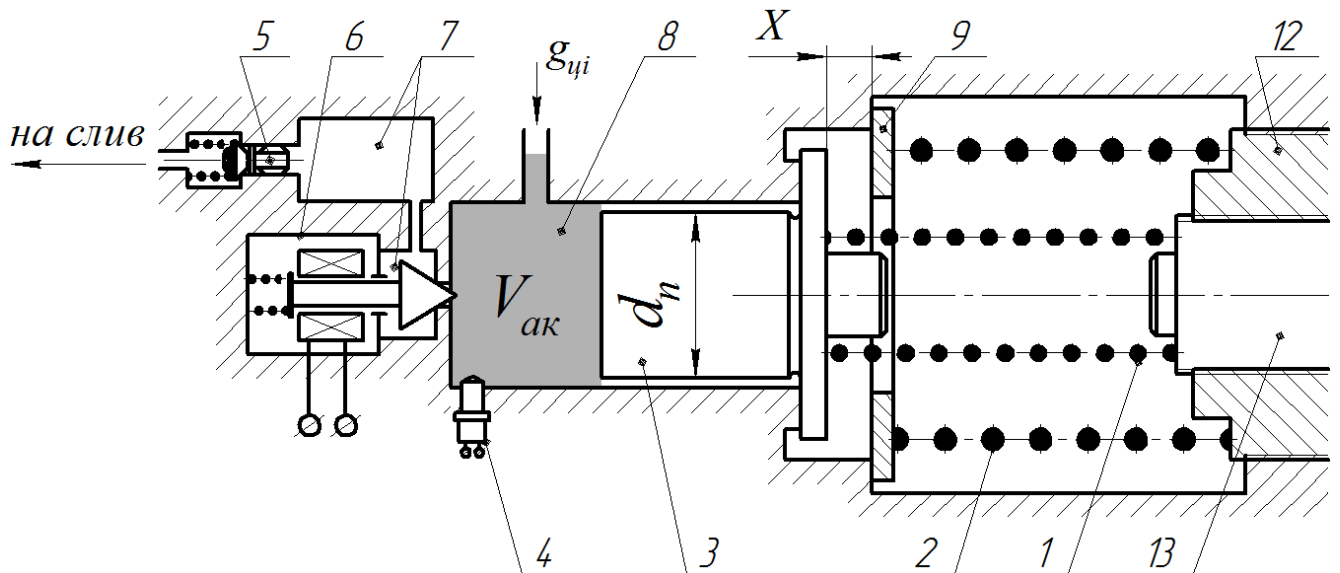


Рисунок 2.7 УПВ с комбинированным гидромеханическим аккумулятором с последовательно-параллельно работающими механическими пружинами: 13- регулировочный винт пружины 1; остальные обозначения те же, что и на рисунке 2.6

Гидравлический аккумулятор с первой пружиной создает давление, аналогичное давлению в цилиндре в процессе сжатия газов (в первом периоде процесса сгорания), а со второй – в процессе сгорания топлива (во втором периоде).

Последовательная работа механических пружин обеспечивается использованием обоймы 10 (рисунок 2.6). Благодаря этой обойме после выбора зазора  $X_1$  пружина 1 выключается и включается пружина 2 (рисунок 2.8 схема а)).

Последовательно-параллельная работа пружин обеспечивается при работе по схеме б) рисунка 2.8.

Предпочтительным представляется второй вариант (рисунок 2.7) выполнения устройства в связи с тем, что достигается более простая конструкция, вторая пружина оказывается менее жесткой, а регулировка первой пружины (на величину предварительного затяга) - более точной. С учетом этого обстоятельства в дальнейшем рассматривался именно этот второй вариант.

Усилия пружин, определяющие их жесткость, меняются по мере их сжатия, вполне очевидно, линейно.

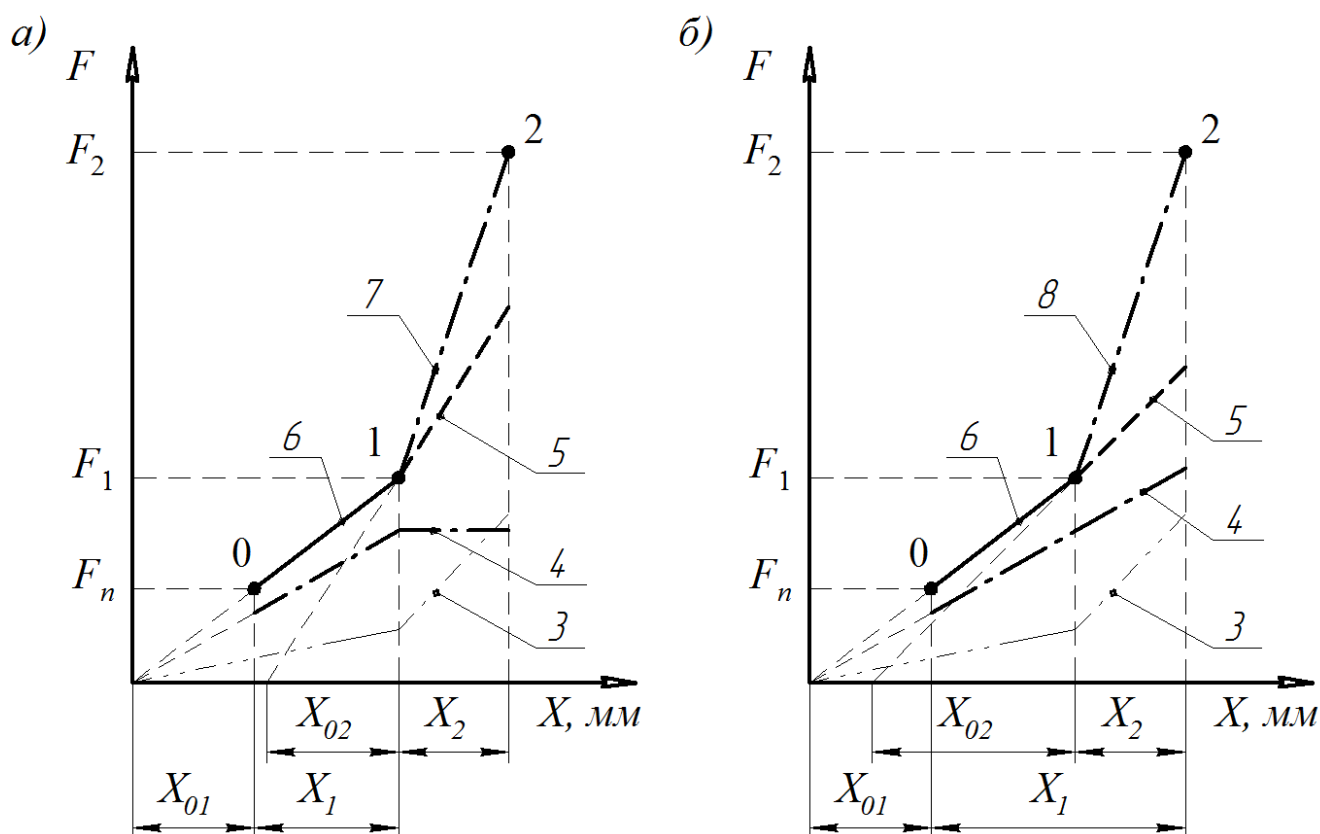


Рисунок 2.8 Усилия пружин при первом *a)* и втором *б)* вариантах выполнения комбинированного гидромеханического аккумулятора: 3- гидравлической «пружины»; 4- первой пружины; 5- второй пружины; 6- суммарное усилие при параллельной работе гидравлической и первой пружин; 7- суммарное усилие при параллельной работе гидравлической и второй пружин; 8- суммарное усилие при параллельной работе всех трех пружин; т. 0, 1, 2- усилия от давлений в начале впрыска (противодавление), ощутимого возрастания в цилиндре после самовоспламенения топлива и конца впрыска;  $X_1$  и  $X_2$ - ход первой пружины до работы второй и второй пружины (исполнение *a)*) и при совместной работе со второй (исполнение *б)*);  $X_{01}$  и  $X_{02}$ - соответственно предварительные затяжки этих пружин

Как видно из рисунка 2.8 для снижения усилия (жесткости) механических пружин необходимо увеличить жесткость гидравлической пружины уменьшением объема гидравлического аккумулятора.

При гидравлическом аккумуляторе объем его будет максимальным. Его можно определить по величине нарастания давления газов в процессе впрыска топлива. У дизеля Д-144 она равна 5 МПа [68].

При гидравлическом аккумуляторе вся цикловая подача будет аккумулироваться топливом аккумулятора. При этом максимальный объем аккумулятора в соответствии с выражением (2.4) составит

$$V_{ак} = \frac{\Delta V_z}{\beta \cdot p_i} = \frac{62}{86,5 \cdot 10^{-5} \cdot 5} = 14335 \text{ мм}^3.$$

Таким образом, у УПВ в случае ТА дизеля Д-144 объем гидравлического аккумулятора будет находиться внутри пределов 2,71...14,34 см<sup>3</sup>.

Из-за такого большого объема получается, что аккумулятор оказывается в любом случае комбинированным гидромеханическим.

Весь расчет аккумулятора должен проводиться с учетом объема гидравлического аккумулятора следующим образом.

В идеальном случае давление в аккумуляторе должно соответствовать представленной на рисунке 2.9 индикаторной диаграмме двигателя. Для упрощения анализа работы и расчета аккумуляторов эти участки индикаторной диаграммы линеаризированы, как это было сделано Л.Н. Костенко, и изображены на рисунке участками 0-1 и 1-2 (рисунок 2.9 б)), соответствующими первому и второму периодам процесса сгорания топлива, с тем отличием, что учитывалось и действие гидравлического аккумулятора. Линеаризированные участки обеспечиваются характеристикой топливоподачи (интегральным законом) ТА и двухпружинным исполнением механического аккумулятора.

Жесткости механических пружин 1 и 2 (рисунок 2.7) и объем гидравлического аккумулятора должны быть такими, чтобы по мере поступления топлива давление в камере впрыска 8 менялось в соответствии с условно линеаризованными участками (0-1 и 1-2 рисунка 2.9 б)) индикаторного давления двигателя.

Излом на линии объема гидравлического аккумулятора (рисунок 2.9 з)) обусловлен уменьшением скорости (хода) перемещения поршенька после самовоспламенения топлива и соответствует моменту начала работы второй пружины УПВ.



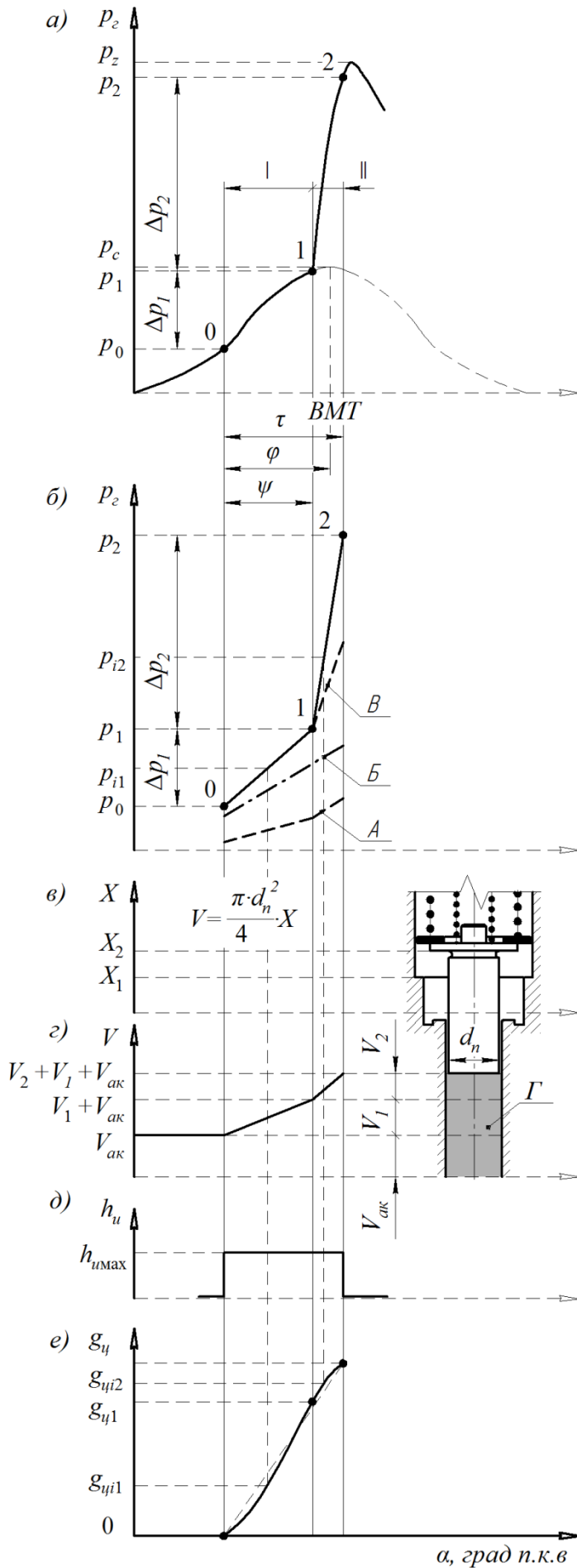


Рисунок 2.9 Фактическая индикаторная диаграмма двигателя (а) и ее линейризованные участки 0-1 и 1-2 (т.е. противодействия топлива в камере впрыска) (б), графики перемещения поршенька аккумулятора  $X$  (в) и соответствующего ему изменения объема  $V$  камеры гидравлического аккумулятора совмещенные со схемой аккумулятора (г), ход иглы распылителя форсунки  $h_u$  (д) и действительная (сплошная линия) и линейризованная (штриховая) интегральные характеристики впрыска (е)

На этом рисунке: индексы 1 и 2 соответствуют первому I и второму II периодам процесса сгорания;  $p_c$  и  $p_z$  – давления газов в цилиндре в конце их сжатия и максимальное;  $p_0$  и  $p_2$  – давление в камере впрыска в моменты начала и конца впрыска топлива;  $p_1$  – давление начала ощутимого возрастания давления в цилиндре после самовоспламенения топлива;  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  – нарастания давления газов, соответствующие первому и второму периодам процесса сгорания;  $p_{i1}$  и  $p_{i2}$  – текущие

значения давления соответствующие первому и второму периодам процесса сгорания;  $h_{\text{иmax}}$  - максимальный ход иглы распылителя форсунки;  $X_1$  и  $X_2$  - ходы первой пружины до работы второй и при совместной работе со второй;  $V_1$  и  $V_2$  - увеличения объема аккумулятора за счет топлива, поступившего при впрыске в первом и во втором периодах процесса сгорания;  $V_{\text{ак}}$  - первоначальный объем гидравлического аккумулятора (камеры впрыска);  $g_{\text{ц}}$  и  $g_{\text{ц1}}$  и  $g_{\text{ц2}}$  - цикловая подача и текущие значения подач соответствующие первому и второму периодам процесса сгорания;  $\varphi$  и  $\tau$  и  $\psi$  – опережение и продолжительность впрыска и период задержки самовоспламенения топлива;  $ВМТ$  - верхняя мертвая точка поршня двигателя;  $A$  и  $B$  и  $B$  - графики давления, развиваемого «гидравлической» и первой и второй механическими пружинами;  $\Gamma$  - топливо гидравлического аккумулятора,  $\tau$  и  $\varphi$  – продолжительность и опережение впрыска топлива;  $\psi$  – период задержки самовоспламенения топлива.

При работе устройства необходимо обеспечивать к началу очередного впрыска стабильное начальное давление в камере впрыска, соответствующее давлению газов к моменту начала впрыска  $p_0$ . При этом должны быть устранены и упругие колебания давления топлива. Такую стабилизацию остаточного давления можно осуществить, устанавливая на линию слива заполненную топливом дополнительную камеру. Роль ее может выполнять гидроаккумулятор остаточного давления 7 (рисунок 2.7). Стабилизацию давления можно обеспечить, применяя различные дроссели, клапаны и т.д. нами был установлен перепускной конический клапан 5 грибкового типа.

При усилении влияния гидравлического аккумулятора (подбором его объема) тот же эффект, что и при аккумуляторе Башкирского ГАУ, может достигаться и при предложенном нами упрощенном варианте выполнения комбинированного гидромеханического аккумулятора с использованием только одной механической пружины (рисунок 2.10  $A$ ). При этом гидравлическая пружина будет работать постоянно, а механическая – только в первом периоде (до выбора зазора  $X_m$ ), создавая давление, соответствующее первому периоду процесса сгорания. После дос-

тижения поршеньком упора механическая пружина выключается и продолжает работу только гидравлическая.

Может рассматриваться и второй вариант работы, при котором в первом периоде будет работать гидравлическая пружина, а во втором включится в работу более жесткая механическая (рисунок 2.10 Б).

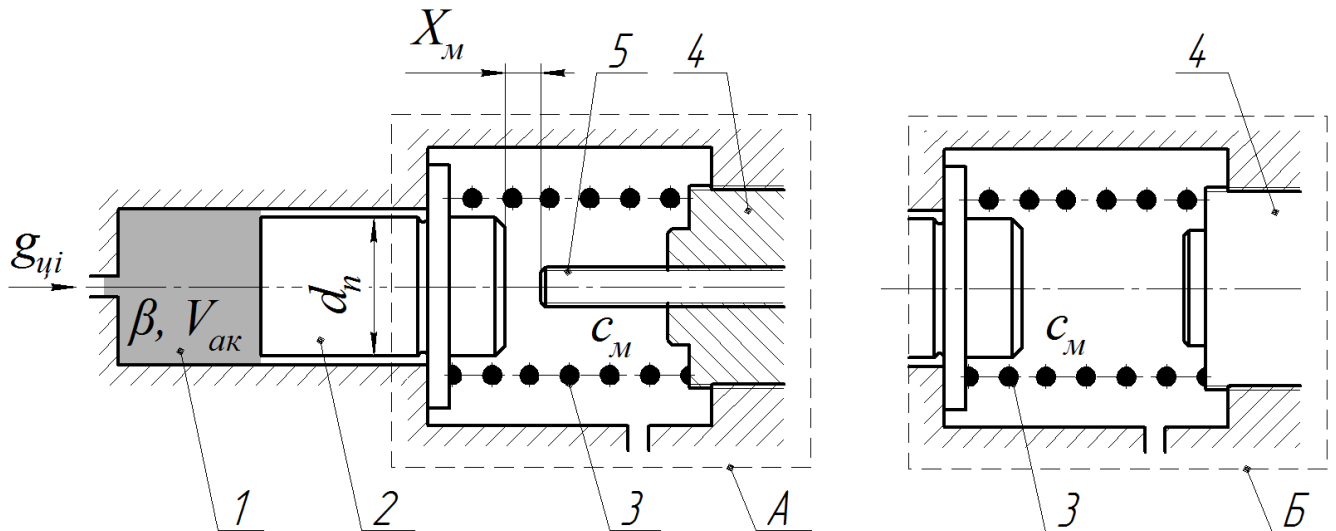


Рисунок 2.10 Комбинированный двухпружинный гидромеханический аккумулятор: 1- камера впрыска; 2- поршеньком противодействия; 3 и 4- механическая пружина и ее регулировочный винт предварительного затяга; 5- упор;  $c_m$ - жесткость механической пружины; А- первый вариант исполнения; Б- второй

### 2.3 Математическая модель работы устройств противодействия впрыску с предлагаемыми комбинированными гидромеханическими аккумуляторами

Рассмотрим комбинированный трехпружинный гидромеханический аккумулятор второго варианта исполнения (рисунок 2.7).

В качестве оценочного параметра качества работы аккумулятора впрыскиваемого топлива УПВ нами использовался показатель, предложенный проф. Башировым Р.М. для аккумуляторов ТС и названный им (по аналогии с жесткостью процесса сгорания в двигателях) жесткостью «пружины» аккумулятора (далее по тексту жесткость аккумулятора) [17]. В нашем случае жесткость будет представ-

лечь возрастание давления в аккумуляторе  $\Delta p$  при подачи в него единицы объема топлива  $\Delta V$  (в  $\text{Па}/\text{м}^3$ )

$$C_{ак} = \frac{\Delta p}{\Delta V}. \quad (2.6)$$

Выражение для определения жесткости аккумулятора получено нами следующим образом.

Топливо, поступающее в камеру аккумулятора 8 (рисунок 2.7) УПВ, аккумулируется (накапливается) в нем за счет сжимаемости 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 и это должно учитываться при анализе и расчетах аккумулятора.

При обеспечении стабильного остаточного давления на линии слива, равным  $p_0$ , объем топлива, впрыснутого в камеру впрыска 8 (рисунок 2.7) аккумулятора (цикловая подача  $g_u$ ) к концам первого и второго периодов процесса сгорания распределится следующим образом

$$g_u = g_{u1} + g_{u2}, \quad (2.7)$$

где  $g_{u1}$  – количество топлива, поступившего в камеру впрыска в первом периоде процесса сгорания, т.е. за период работы гидравлической и первой механической пружин (в зоне 0-1 рисунка 2.8),  $\text{м}^3$ ;

$g_{u2}$  – количество топлива, поступившего в камеру впрыска (во втором периоде) за период совместной параллельной работы гидравлической, первой и второй механических пружин (в зоне 1-2),  $\text{м}^3$ .

Величина цикловой подачи  $g_{u1}$ , определяемая фактором динамичности цикла топливоподачи, в свою очередь определяет ход поршенька  $X$  (до соприкосновения его с опорной шайбой 9 (рисунок 2.7), а  $g_{u2}$  – последующий ее ход (при совместной работе первой и второй пружин). В автотракторных дизелях фактор динамичности цикла топливоподачи близок к 0,7.

Объем топлива, поступившего в аккумулятор к концу первого периода, накапливается механическим и гидравлическим аккумуляторами

$$g_{ц1} = \Delta V_1 = \Delta V_m + \Delta V_z, \quad (2.8)$$

где  $\Delta V_z$  – объем топлива, накопленного гидравлическим аккумулятором за счет сжимаемости его топлива,  $m^3$ ;

$\Delta V_m$  – возрастание объема гидравлического аккумулятора за счет перемещения подпружиненного первой механической пружиной поршенька,  $m^3$ .

Величину перемещения поршенька механического аккумулятора  $X$  (в  $m$ ) можно определить через жесткость  $c_{m1}$  (в  $H/m$ ) первой механической пружины [87]

$$X = \frac{\Delta F}{c_{m1}}, \quad (2.9)$$

где  $\Delta F$  – величина увеличения усилия сжатия пружины,  $H$ .

Величина  $\Delta F$  зависит от давления топлива и определится выражением

$$\Delta F = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \Delta p_1, \quad (2.10)$$

где  $\Delta p_1$  – величина нарастания давления (рисунок 2.9),  $Pa$ .

Используя эту зависимость выражение (2.9) можно записать в виде

$$X = \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot \Delta p_1}{4 \cdot c_{m1}}. \quad (2.11)$$

За счет такого перемещения поршенька, объем гидравлического аккумулятора возрастет на величину

$$\Delta V_m = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2 \cdot \Delta p_1}{4 \cdot c_{m1}} = \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{m1}}. \quad (2.12)$$

Объем топлива, накопленного гидравлическим аккумулятором (в его первоначальном объеме  $V_{ак}$ ) можно найти на основе сжимаемости топлива по известному выражению [35]

$$\beta = \frac{\Delta V_z}{V_{ак} \cdot \Delta p_1}, \quad (2.13)$$

где  $\beta$  - коэффициента сжимаемости топлива,  $\text{Па}^{-1}$ .

При использовании выражения (2.13) необходимо учитывать увеличение объема гидравлического аккумулятора за счет перемещения поршенька механического аккумулятора

$$\Delta V_z = \beta \cdot (V_{ак} + \Delta V_M) \cdot \Delta p_1 = \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м1}} \right) \cdot \Delta p_1. \quad (2.14)$$

Суммарный объем топлива (по выражению 2.8), поступившего в аккумулятор в первом периоде сгорания, в соответствии с этим выражением будет

$$\begin{aligned} \Delta V_1 &= \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м1}} \right) \cdot \Delta p_1 = \\ &= \Delta p_1 \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м1}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.15)$$

В соответствии с этим выражением жесткость рассматриваемого трехпружинного гидромеханического аккумулятора к концу первого периода процесса сгорания (к концу выбора зазора  $X$  по рисунку 2.7) составит

$$C_{ак} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м1}} \right)}. \quad (2.16)$$

В выражении жесткости второй член суммы внутри скобки представляет величину увеличения объема гидравлического аккумулятора за счет перемещения поршенька противодействия (топливом, поступающим в камеру впрыска).

К концу второго периода процесса сгорания (параллельной работы пружин) жесткость аккумулятора определится по тому же выражению (2.16) при учете жесткости  $c_{м2}$  второй механической пружины и увеличения объема аккумулятора в первом периоде

$$C_{ак} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} + \beta \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_2}{16 \cdot (c_{м1} + c_{м2})} \right)}, \quad (2.17)$$

где  $V_{ак}^I$  - объем аккумулятора к началу второго периода процесса сгорания,  $\text{м}^3$ .

Аналогичным образом была проанализирована и схема первого варианта исполнения трехпружинного гидромеханического аккумулятора Башкирского ГАУ (рисунок 2.6). Для конца первого периода работы жесткость определится по выражению (2.16), а для конца второго периода работы (при котором выключается из работы первая пружина) жесткость определится по выражению

$$C_{ак} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м2}} + \beta \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_2}{16 \cdot c_{м2}} \right)}. \quad (2.18)$$

В соответствии с выражением для трехпружинного аккумулятора, жесткость предложенного двухпружинного гидромеханического аккумулятора (второго варианта исполнения) для конца первого периода работы составит

$$C_{ак} = \frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{м}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{м}} \right)}. \quad (2.19)$$

Для второго периода процесса сгорания жесткость аккумулятора определится по тому же выражению (2.19) при  $c_{м} = \infty$  и примет вид

$$C_{ак} = \frac{1}{\beta \cdot V_{ак}^I}, \quad (2.20)$$

Выражение (2.20) является жесткостью гидравлического аккумулятора.

На основе выражения (2.19) также можно найти жесткость теоретически возможного механического аккумулятора (при  $V_{ак} \approx 0$  и пренебрежении объемом топлива, поступающего в аккумулятор)

$$C_{ак} = \frac{16 \cdot c_{м}}{\pi^2 \cdot d_n^4}. \quad (2.21)$$

При механическом аккумуляторе выполнить камеру впрыска с изначально пренебрежимо малым объемом практически невозможно. К тому же в процессе впрыска объем топлива в нем возрастает за счет впрыснутого топлива. Эти обстоятельства еще раз подчеркиваются, что аккумулятор не может быть механическим [12].

Из выражений (2.16 - 2.20) рассматриваемых жесткостей следует, что с увеличением объема камеры впрыска  $V_{ак}$  жесткости гидравлического и гидромеханических аккумуляторов снижаются, т.е. являются переменными величинами. Поэтому можно определять как их текущие (соответствующие текущим значениям давления  $\Delta p_i$ ), так и начальную, конечную и среднюю значения. В таблице 2.2 приведены текущие значения жесткостей комбинированных гидромеханических аккумуляторов, конечные значения найдутся при учете конечных значений давлений по периодам работы аккумулятора.

При комбинированных аккумуляторах снижение жесткости гидравлического аккумулятора можно компенсировать повышением жесткости механического (его пружины). Однако при чрезмерном увеличении жесткости пружины механический аккумулятор вообще может выключиться из работы. Из этого следует, что в любом случае необходимо минимизировать объем гидравлического аккумулятора.

По описанной методике можно определять приведенные жесткости и других возможных комбинированных аккумуляторов, могущих применяться в УПВ.

Вычисленные нами (по приведенной методике) приведенные жесткости возможных комбинированных аккумуляторов (выявленные на основе анализа аккумуляторов топливных систем дизелей) приведены в таблице 2.2. Здесь же указаны приведенные жесткости простейших аккумуляторов (гидравлических, механических) [17].

Приведенный в таблице коэффициент  $\beta_0$  равен [17]

$$\beta_0 = \frac{[G_p] \cdot 15 + 2 \cdot \frac{R}{l} \cdot (1 - \mu^2) \cdot \sqrt{\frac{[G_p]}{P_{ак.мак}} + 6 \cdot P_{ак.мак} \cdot E \cdot \beta + 2\mu^2}}{6 \cdot P_{ак.мак} \cdot E}, \quad (2.22)$$

где  $[G_p]$  – допустимое напряжение растяжению, Па;

$R$  и  $l$  – внутренний радиус и длина цилиндрического баллона аккумулятора, м;

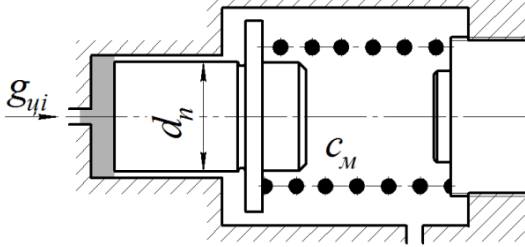
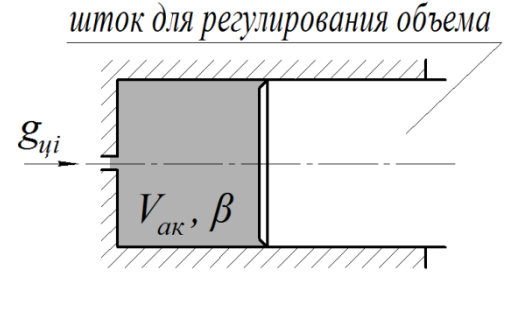
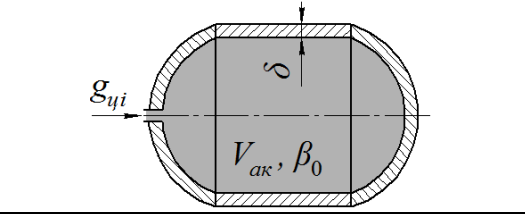
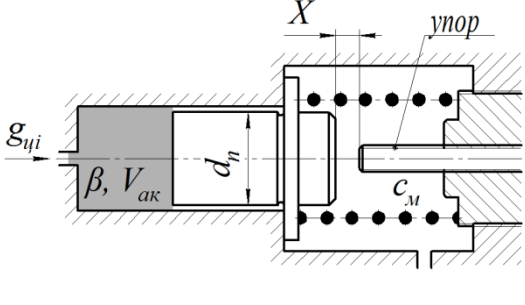
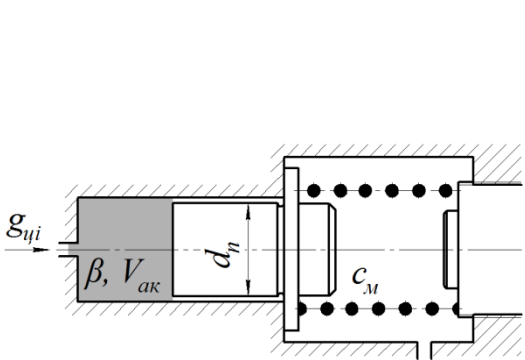
$\mu$  – коэффициент Пуассона;

$E$  – модуль упругости (для металлического баллона аккумулятора), Па;

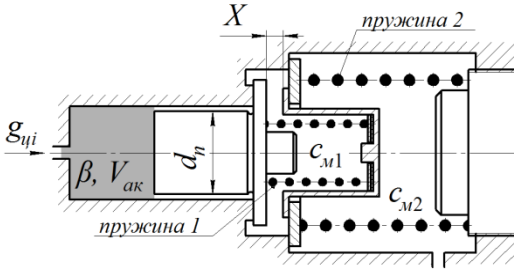
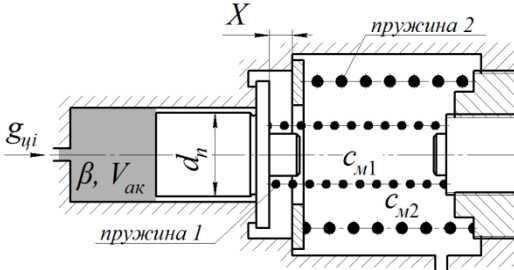
$P_{ак.мак}$  – максимальное давление жидкости в аккумуляторе, Па.



Таблица 2.2 Схемы аккумуляторов топлива и их жесткости \*

№ п/п	Тип	Вид	Схема выполнения	Жесткость $C_{ак}, Па/м^3$	
1	2	3	4	5	
1	простейшее	пружинный (механический)		$\frac{16 \cdot c_M}{\pi^2 \cdot d_n^4}^{**}$	
2		гидравлический		$\frac{1}{\beta \cdot V_{ак}}$	
3	комбинированное	баллонно-гидравлический		$\frac{1}{\beta_0 \cdot V_{ак}}^{***}$	
4		гидромеханический двухпружинный с работой механической пружины	в I периоде		До выбора зазора X $\frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_M} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i1}}{16 \cdot c_M} \right)}$ После выбора зазора X $\frac{1}{\beta \cdot V_{ак}^I}$
5			во II периоде		До включения механической пружины в работу $\frac{1}{\beta \cdot V_{ак}}$ После включения механической пружины $\frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_M} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i2}}{16 \cdot c_M} \right)}$

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4	5
6	комбинированное	последовательной спиральных пружин		<p>До выбора зазора <math>X</math></p> $\frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i1}}{16 \cdot c_{m1}} \right)}$ <p>После выбора зазора <math>X</math></p> $\frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}} + \beta \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i2}}{16 \cdot c_{m2}} \right)}$
7	комбинированное	последовательно- параллельной		<p>До выбора зазора <math>X</math></p> $\frac{1}{\frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i1}}{16 \cdot c_{m1}} \right)}$ <p>После выбора зазора <math>X</math></p> $\frac{1}{\left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + \beta \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_{i2}}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) \right]}$

\* - в таблице:  $d_n$ - диаметр поршенька противодействия, м;  $c_m$  и  $c_{m1}$  и  $c_{m2}$  — жесткости механической пружины (при гидромеханическом аккумуляторе с одной механической пружиной) и первой и второй (при двухпружинном исполнении) пружин, Н/м;  $\beta$ - коэффициент сжимаемости топлива,  $Па^{-1}$ ;  $\beta_0$ - приведенный коэффициент сжимаемости (учитывает сжимаемость жидкости и расширяемость баллона гидравлического аккумулятора)  $Па^{-1}$ ;  $g_{\chi i}$  - текущие значения поступившей в камеру впрыска цикловой подачи,  $м^3$ ;  $\Delta p_{i1}$  и  $\Delta p_{i2}$  — текущие значения нарастания давления топлива в камере впрыска на первом и втором периодах процесса сгорания топлива,  $Па$ .

\*\* - объем гидравлического аккумулятора (пространство со стороны торца поршня) считалось пренебрежимо малым (равным нулю).

\*\*\* - толщина стенки баллона  $\delta$  минимизирована с тем, чтобы он работал за счет своей упругости, как дополнительный аккумулятор.

Общая отличительная особенность этих аккумуляторов топлива – их расположение со стороны торца поршенька.

Используя жесткость аккумулятора можно определить и цикловые подачи в первом и во втором периодах процесса сгорания (рисунок 2.9), для второго варианта исполнения аккумулятора (рисунок 2.7)

$$g_{y1} = \frac{\Delta p_1}{C_{ак.гид.мех1}} = (p_1 - p_0) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \beta \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_1 - p_0)}{16 \cdot c_{m1}} \right) \right]; \quad (2.23)$$

$$g_{y2} = \frac{\Delta p_2}{C_{ак.гид.мех2}} = (p_2 - p_1) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + \beta \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_2 - p_1)}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) \right]. \quad (2.24)$$

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

Коэффициент сжимаемости топлива  $\beta$  зависит от давления топлива и температуры. При давлениях  $p=0 \dots 200$  МПа он может определяться в МПа<sup>-1</sup> по выражению [44]

$$\beta = (a_0 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot p^2)^{-1}, \quad (2.25)$$

где  $a_0, a_1, a_2$  – экспериментальные коэффициенты, определяемые по выражениям [44]

$$a_0 = [1053 + 4,7 \cdot (\rho_{20} - 850) - 7,82 \cdot (t - 20)] \cdot 10^6; \quad (2.26)$$

$$a_1 = 10,497 + 0,0141 \cdot (t - 20); \quad (2.27)$$

$$a_2 = 0,9 \cdot 10^{-10}, \quad (2.28)$$

где  $t$  – температура топлива, °C;

$\rho_{20}$  – плотность топлива при температуре 20 °C, кг/м<sup>3</sup>.

С учетом выражений (2.26, 2.27, 2.28) выражение (2.25) можно записать и так

$$\beta = \left( [1053 + 4,7 \cdot (\rho_{20} - 850) - 7,82 \cdot (t - 20)] \cdot 10^6 + [10,497 + 0,0141 \cdot (t - 20)] \cdot p_i + 0,9 \cdot 10^{-10} \cdot p_i^2 \right)^{-1}. \quad (2.29)$$

Цикловые подачи для I и II периодов можно (рисунок 2.9) определить на основе выражений (2.23, 2.24 и 2.29) так

$$g_{y1} = (p_1 - p_0) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + \left( [1053 + 4,7 \cdot (\rho_{20} - 850) - 7,82 \cdot (t - 20)] \cdot 10^6 + \right. \right. \\ \left. \left. + [10,497 + 0,0141 \cdot (t - 20)] \cdot p_1 + 0,9 \cdot 10^{-10} \cdot p_1^2 \right)^{-1} \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_1 - p_0)}{16 \cdot c_{m1}} \right) \right]; \quad (2.30)$$

$$g_{y2} = (p_2 - p_1) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + \left( [1053 + 4,7 \cdot (\rho_{20} - 850) - 7,82 \cdot (t - 20)] \cdot 10^6 + \right. \right. \\ \left. \left. + [10,497 + 0,0141 \cdot (t - 20)] \cdot p_2 + 0,9 \cdot 10^{-10} \cdot p_2^2 \right)^{-1} \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_2 - p_1)}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) \right]. \quad (2.31)$$

Как видно из выражения (2.29), коэффициент сжимаемости зависит от температуры и давления. При обеспечении постоянства температуры топлива в процессе регулировки ТА, например равной 20 °С, выражение (2.30) записывается в виде широко применяемого выражения (2.5)

При этом последние выражения (2.30) и (2.31) запишутся в виде

$$g_{y1} = (p_1 - p_0) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + (90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5} \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_1 - p_0)}{16 \cdot c_{m1}} \right) \right]; \quad (2.32)$$

$$g_{y2} = (p_2 - p_1) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5} \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_2 - p_1)}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) \right]. \quad (2.33)$$

На основе данных выражений дополнительно можно определить интегральную характеристику впрыска по текущим значениям цикловых подач  $g_{yi}$  на I и II периодах процесса сгорания

$$g_{yi1} = (p_{i1} - p_0) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} + (90 - 0,5 \cdot p_{i1}) \cdot 10^{-5} \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_{i1} - p_0)}{16 \cdot c_{m1}} \right) \right]; \quad (2.34)$$

$$g_{yi2} = g_{yi1} + (p_{i2} - p_1) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} + (90 - 0,5 \cdot p_{i2}) \cdot 10^{-5} \cdot \left( V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_{i2} - p_1)}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) \right]. \quad (2.35)$$

Для первого варианта работы трехпружинного аккумулятора (рисунок 2.6) второе выражение (2.33) запишется при  $c_{m1}=0$ .

Величины цикловых подач упрощенных аккумуляторов можно определить на основе тех же выражений (2.32) и (2.33):

- для двухпружинного гидромеханического аккумулятора первого варианта исполнения (рисунок 2.10 А)

$$g_{y1} = (p_1 - p_0) \cdot \left[ \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + (90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5} \cdot \left( V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot (p_1 - p_0)}{16 \cdot c_m} \right) \right]; \quad (2.36)$$

$$g_{y2} = (p_2 - p_1) \cdot \left[ (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак}^I \right]. \quad (2.37)$$

- для гидравлического

$$g_y = (p_2 - p_0) \cdot \left[ (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак} \right]. \quad (2.38)$$

На основе выражений (2.34) и (2.35) нами были записаны и соответствующие математические модели рабочего процесса трехпружинного гидромеханического аккумулятора второго варианта исполнения по рисунку 2.7

$$(p_{i1} - p_0) = \frac{-\left( \beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} \right) + \sqrt{\left( \beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} \right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}} \cdot g_{yi1}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m1}}}; \quad (2.39)$$

$$(p_{i2} - p_1) = \frac{-\left( \beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right) + \sqrt{\left( \beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})} \cdot g_{yi2}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (c_{m1} + c_{m2})}}. \quad (2.40)$$

Для первого варианта исполнения по рисунку 2.6 второе выражение примет вид

$$(p_{i2} - p_1) = \frac{-\left( \beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}} \right) + \sqrt{\left( \beta \cdot V_{ак}^I + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}} \right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}} \cdot g_{yi2}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_{m2}}}. \quad (2.41)$$

Математические модели рабочего процесса упрощенных аккумуляторов можно определить на основе тех же выражений (2.39) и (2.40):

- для двухпружинного гидромеханического аккумулятора первого варианта исполнения (рисунок 2.10 А)

$$(p_{i1} - p_0) = \frac{-\left(\beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m}\right) + \sqrt{\left(\beta \cdot V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m}\right)^2 + 4 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} \cdot g_{ци1}}}{2 \cdot \beta \cdot \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m}}; \quad (2.42)$$

$$(p_{i2} - p_1) = \frac{g_{ци2}}{\beta \cdot V_{ак}^I}, \quad (2.43)$$

т.е. в виде уже известного выражения.

- для гидравлического

$$(p_i - p_1) = \frac{g_{ци}}{\beta \cdot V_{ак}}, \quad (2.44)$$

Как следует из этих выражений, для линеаризированных участков индикаторной диаграммы (рисунок 2.9 б), на которых и работает УПВ, цикловые подачи в концах I и II периодов процесса сгорания определяют нарастания давлений к точкам 1 и 2. Если эти давления найти расчетным путем (с использованием кривых А, Б, В рисунка 2.9 б)) 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. С учетом этого обстоятельства был разработан алгоритм работы электронного блока, определяющего параметры топливоподачи выражениям (2.32) и (2.33).

Расчеты показали, что давления в диапазонах от  $p_0$  до  $p_2$  на величину  $\beta$  влияют незначительно (до 5...6%). Поэтому для обычных расчетов  $\beta$  можно принимать по среднему значению давлений в необходимом диапазоне.

## 2.4 Проектирование устройств противодействия впрыску с комбинированными гидромеханическими и гидравлическими аккумуляторами

С учетом результатов выше приведенного анализа разработан уточненный вариант УПВ с двухпружинным механическим аккумулятором Башкирского ГАУ с последовательно-параллельно работающими механическими пружинами (в нашем случае трехпружинный гидромеханический) для тракторного двигателя Д-144 (4Ч10,5/12) оборудованного ГНВД 4УТНМ-111105 (рисунок 2.5).

На номинальном режиме расчетная цикловая подача у этого двигателя  $g_u=62 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ , продолжительность впрыска  $25^\circ \text{ п.к.в.}$ , а период задержки самовоспламенения (т.е. первого периода) -  $17^\circ \text{ п.к.в.}$

Расчетами (Приложение 1) было определено:  $p_c=4,127 \text{ МПа}$ ;  $p_z=7,495 \text{ МПа}$ ;  $p_0=1,989 \text{ МПа}$ ;  $p_1=3,987 \text{ МПа}$ ;  $p_2=7,095 \text{ МПа}$ .

Расчетная индикаторная диаграмма представлена на рисунке 2.11.

Диаметр поршенька механического аккумулятора был принят минимально возможный  $d_n=4 \text{ мм}$ .

Если среднюю скорость подачи топлива считать постоянной, то за период задержки самовоспламенения (в первом периоде) в камеру впрыска поступает  $g_{u1}=42,16 \text{ мм}^3/\text{цикл}$  (фактор динамичности цикла топливоподачи  $\sigma=0,68$ ), а во втором – оставшаяся часть  $g_{u2}=19,84 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ .

В соответствии с выражением (2.32) жесткость первой механической пружины будет

$$\begin{aligned} c_{.m1} &= \frac{(p_1 - p_0) \cdot \pi^2 \cdot d_n^4 \cdot ((90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5} \cdot (p_1 - p_0) + 1)}{16 \cdot (g_{u1} - (p_1 - p_0) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак})} = \\ &= \frac{(3,987 - 1,989) \cdot 3,14^2 \cdot 4^4 \cdot ((90 - 0,5 \cdot 3,987) \cdot 10^{-5} \cdot (3,987 - 1,989) + 1)}{16 \cdot (42,16 - (3,987 - 1,989) \cdot (90 - 0,5 \cdot 3,987) \cdot 10^{-5} \cdot 2705)} = \\ &= 8,45 \text{ Н / мм}. \end{aligned}$$

Объем аккумулятора к началу второго периода процесса сгорания составит

$$V_{ак.м}^I = V_{ак} + \Delta V_{м} = V_{ак} + \frac{\pi^2 \cdot d_n^4 \cdot \Delta p_1}{16 \cdot c_{.m1}} = 2705 + \frac{\pi^2 \cdot 4^4 \cdot (7,095 - 3,987)}{16 \cdot 8,45} = 2763 \text{ мм}^3.$$

Жесткость второй (выражение (2.33)) составит

$$c_{м2} = \frac{(p_2 - p_1) \cdot \pi^2 \cdot d_n^4 \cdot ((90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5} \cdot (p_2 - p_1) + 1)}{16 \cdot (g_{u2} - (p_2 - p_1) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак}^I)} - c_{м1} =$$

$$= \frac{(7,095 - 3,987) \cdot 3,14^2 \cdot 4^4 \cdot ((90 - 0,5 \cdot 7,095) \cdot 10^{-5} \cdot (7,095 - 3,987) + 1)}{16 \cdot (19,84 - (7,095 - 3,987) \cdot (90 - 0,5 \cdot 7,095) \cdot 10^{-5} \cdot 2763)} -$$

$$- 8,45 = 31,14 \text{ Н / мм.}$$

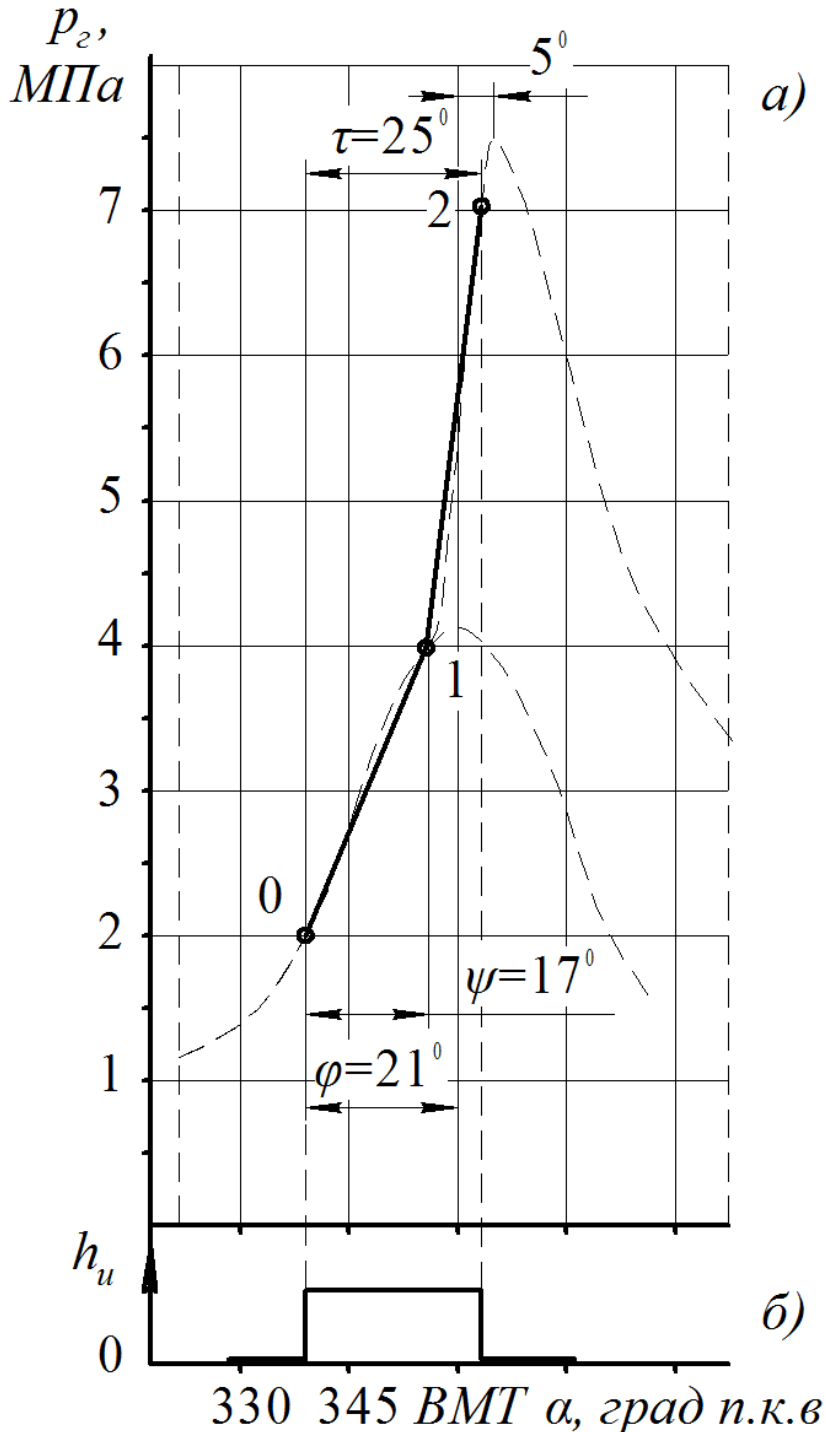


Рисунок 2.11 Расчетная индикаторная диаграмма дизеля Д-144 (штриховые линии) и ее линейризованные участки (сплошные) (а) и условный график хода иглы распылителя форсунки  $h_u$  (б): 0-1 – давления, развиваемые гидравлической и первой механической пружинами; 1-2 - гидравлической и механическими пружинами

По этим данным были подобраны цилиндрические механические пружины сжатия (используя программу «Kompas-Spring» Акционерного предприятия АС-КОН). Конструктивные размеры и параметры пружин

приведены в таблице 2.3.



Таблица 2.3 Расчетные данные по механическим пружинам трехпружинного гидромеханического аккумулятора

Параметры, обозначение	Значение	
	первая пружина	вторая пружина
1	2	3
Материал	Б-2-1,2	Б-2-3,6
Наружный диаметр $D_1$ , мм	10,00	22,00
Диаметр проволоки $d$ , мм	1,20	3,60
Число рабочих витков $n$	3,50	8,50
Полное число витков $n_1$	5,00	10,00
Сила при предварительной деформации $F_1$ , Н	24,95	50,06
Сила при рабочей деформации $F_2$ , Н	56,31	89,11
Сила при максимальной деформации $F_3$ , Н	62,57	99,01
Рабочий ход $h$ , мм	3,71	1,25
Длина пружины в свободном состоянии $L_0$ , мм	12,73	37,38
Длина пружины при предварительной деформации $L_1$ , мм	9,81	35,77
Длина пружины при рабочей деформации $L_2$ , мм	6,13	34,52
Длина пружины при максимальной деформации $L_3$ , мм	5,40	34,20
Максимальное касательное напряжение $\tau_{\max}$ , МПа	975,50	129,54
Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ , МПа	980,00	760,00
Плотность материала $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	8000,00	8000,00
Масса пружины $m$ , кг	0,001	0,047
Длина развернутой пружины, мм	138,00	579,00
Жесткость пружины $c$ , Н/мм	8,53	31,13

Расчетная интегральная характеристика топливоподачи в камеру УПВ с комбинированным трехпружинным гидромеханическим аккумулятором, снаб-

женным рассчитанными пружинами, приведена на рисунке 2.12 (кривая 1). Здесь же приведены графики количества накопленного топлива механической (2) и гидравлической частями комбинированного аккумулятора (3).

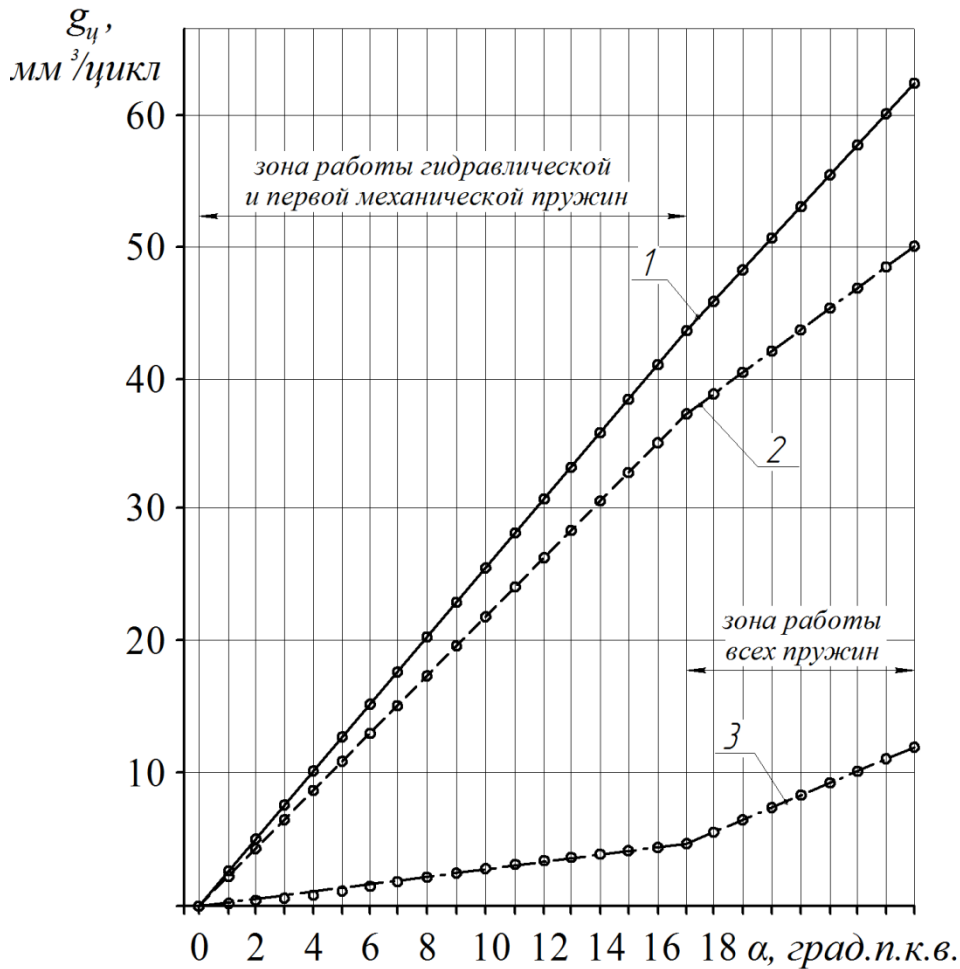


Рисунок 2.12  
Интегральная характеристика топливо-поддачи в камеру впрыска комбинированного трехпружинного гидромеханического аккумулятора (кривая 1) и количество накопленного топлива механическим (2) и гидравлическим (3) аккумуляторами

Как видно из их графиков (рисунк 2.12), гидравлическим аккумулятором (топливом, находящимся в камере впрыска) накапливается  $12 \text{ мм}^3$  топлива, т.е. 19% цикловой поддачи. При пренебрежении объемом гидравлического аккумулятора ( $V_{ак}=0$ ) жесткости пружин составили  $c_{м1}=7,48 \text{ Н/мм}$  и  $c_{м2}=17,23 \text{ Н/мм}$ . Как видим, разница составила соответственно 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 заключенного в нем топлива.

УПВ может встраиваться в регулировочный стенд любой марки. Для примера на рисунке 2.13 приведена схема его встройки в широко распространенный стенд серии КИ (патент на изобретение №2429373 «Стенд для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры») [83].

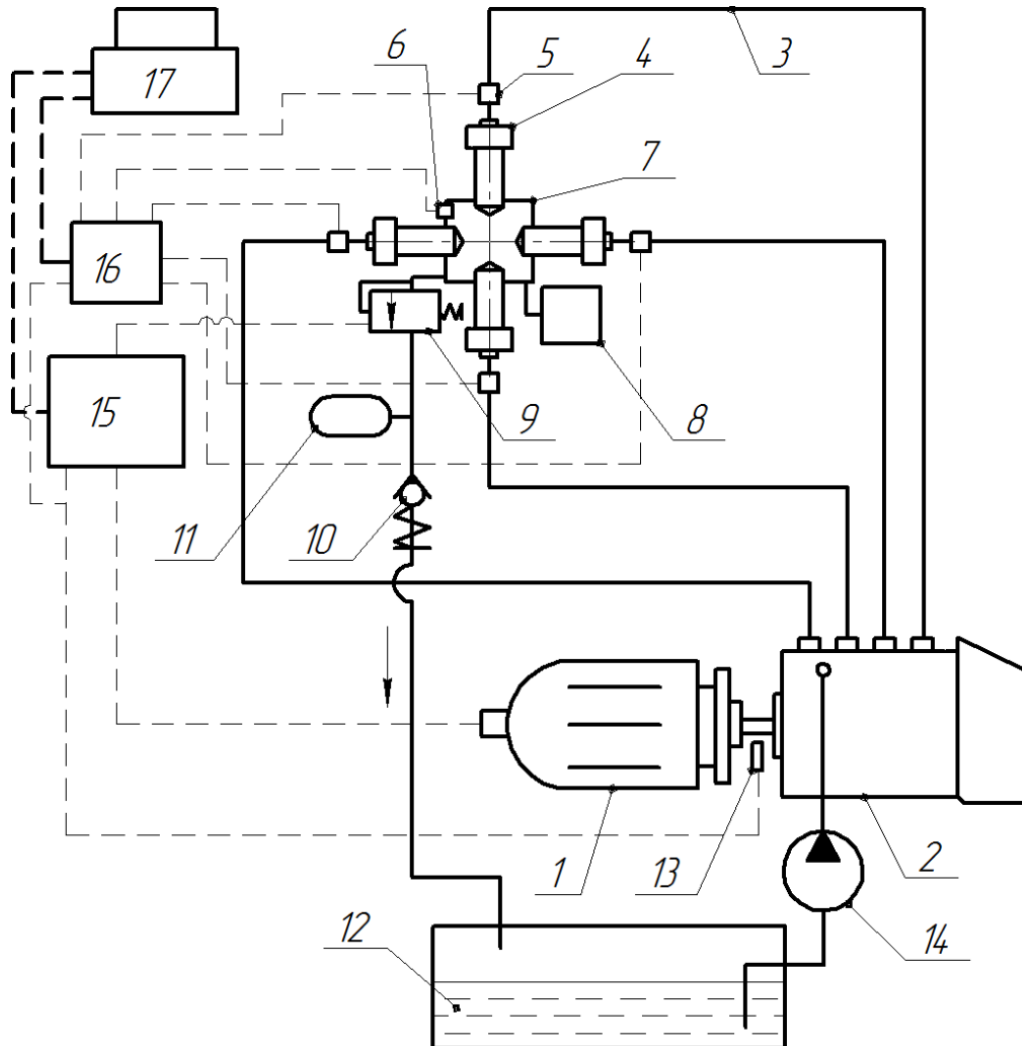


Рисунок 2.13 Схема стенда серии КИ, модернизированного введением предложенного УПВ: 1- электродвигатель; 2- ТНВД; 3- топливопроводы; 4- форсунки; 5 и 6- тензометрические датчики давления серии МД; 7- камера впрыска; 8- двухпружинный механический аккумулятор; 9- разгрузочный электромагнитно управляемый клапан; 10- клапан перепускной с регулируемым предварительным натягом пружины; 11- гидроаккумулятор остаточного давления; 12- топливный бак; 13- датчик угловой метки; 14- подкачивающий насос; 15- микропроцессорный блок управления; 16- микропроцессорный блок определения параметров топливоподачи; 17- ЭВМ

Стенд работает под контролем ЭВМ 17, получающим сигналы с микропроцессорных блоков 15 и 16, к которым подключены управляющие и сигнальные цепи стенда, датчик угловой метки 13, датчики давления 5 и 6 следующим образом.

Топливный насос 2 под высоким давлением нагнетает топливо по топливопроводам 3 к форсункам 4. Форсунки впрыскивают топливо в заполненный топливом замкнутый объем камеры впрыска 7. Давления в камере впрыска 7 и в топливопроводах 3 регистрируются датчиками 6 и 5 (одновременная регистрация давлений у штуцера форсунки и в полости камеры впрыска позволяет оценить давление начала впрыска топлива).

Микропроцессорный блок управления 15 уже имелся в устройстве Башкирского ГАУ [50]. Он на основе полученных сигналов от датчика угловой метки 13 определяет интервалы времени между импульсами, частоту вращения кулачкового вала ТНВД, углы начала впрыскивания, отклонения этих углов от номинальных и др.

После прекращения подачи топлива микропроцессорный блок 15 подает сигнал на разгрузочный электромагнитно управляемый клапан 9, который открываясь, сообщает полость камеры впрыска 7 через гидроаккумулятор 11 и клапан 10 с линией слива. Гидроаккумулятор 11 совместно с клапаном 10 обеспечивает остаточное давление в камере впрыска 7, соответствующее давлению начала последующего впрыска.

Нами дополнительно введен микропроцессорный блок 16, в который поступают сигналы от датчиков угловой метки 13 и давления 5 и 6.

Этот блок (с размерами 135x95x45 мм) изображен на рисунке 2.15, а его функциональная схема приведена на рисунке 2.16. Он позволяет регистрировать параметры топливоподачи, с выводом их на свой экран 2 или на монитор ЭВМ через АЦП. Работает по двум программам, заложенным в микроконтроллер, на обе программы получены свидетельства о государственной регистрации за № 2014611323 от 30.01.14г. и № 2014661772 от 12.11.14г. [48, 71].

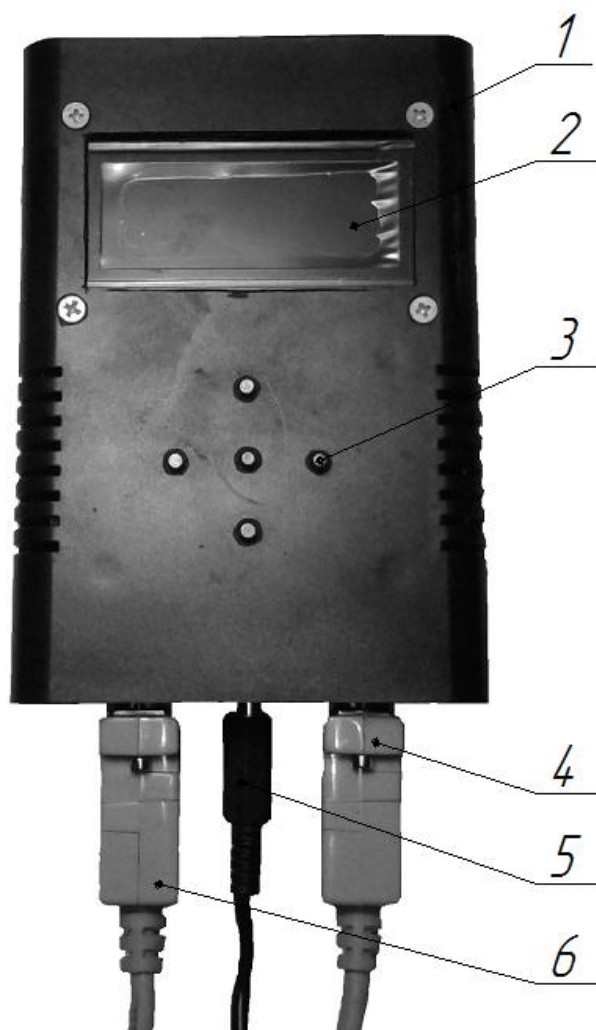


Рисунок 2.14 Микропроцессорный блок определения параметров топливоподачи: 1- корпус устройства; 2- экран; 3- кнопки выбора параметров; 4- выход на АЦП; 5- питание блока; 6- вход с датчиков давления и угловой метки

Электронный блок по первой программе позволяет, на основе осциллограммы давления в топливопроводе и в камере впрыска, выводить на экран начальное и максимальное давления впрыска и давление в камере впрыска, а по второй – дополнительно величину цикловой подачи топлива и частоты вращения

кулачкового вала ТНВД (алгоритмы работы приведены на рисунке 2.16).

Вторая программа разработана с использованием выражения (2.32). В связи со сложностью определения момента начала второго периода, определение давления  $p_1$  производится по фактору динамичности цикла топливоподачи, который для современных дизелей составляет  $\sigma=0,7$ .

Выбор программы работы производится выходом в главное меню электронного блока.

Значения параметров топливоподачи рассчитываются отдельно по каждой секции.

ЭВМ 17, получая сигналы от блоков 15 и 16, вычисляет максимальные, номинальные и минимальные подачи топлива и опережения впрыска, максимальные давления впрыска, межцикловую, межсекционную и общую неравномерности топливоподачи. Полученная информация выводится на экран ЭВМ.



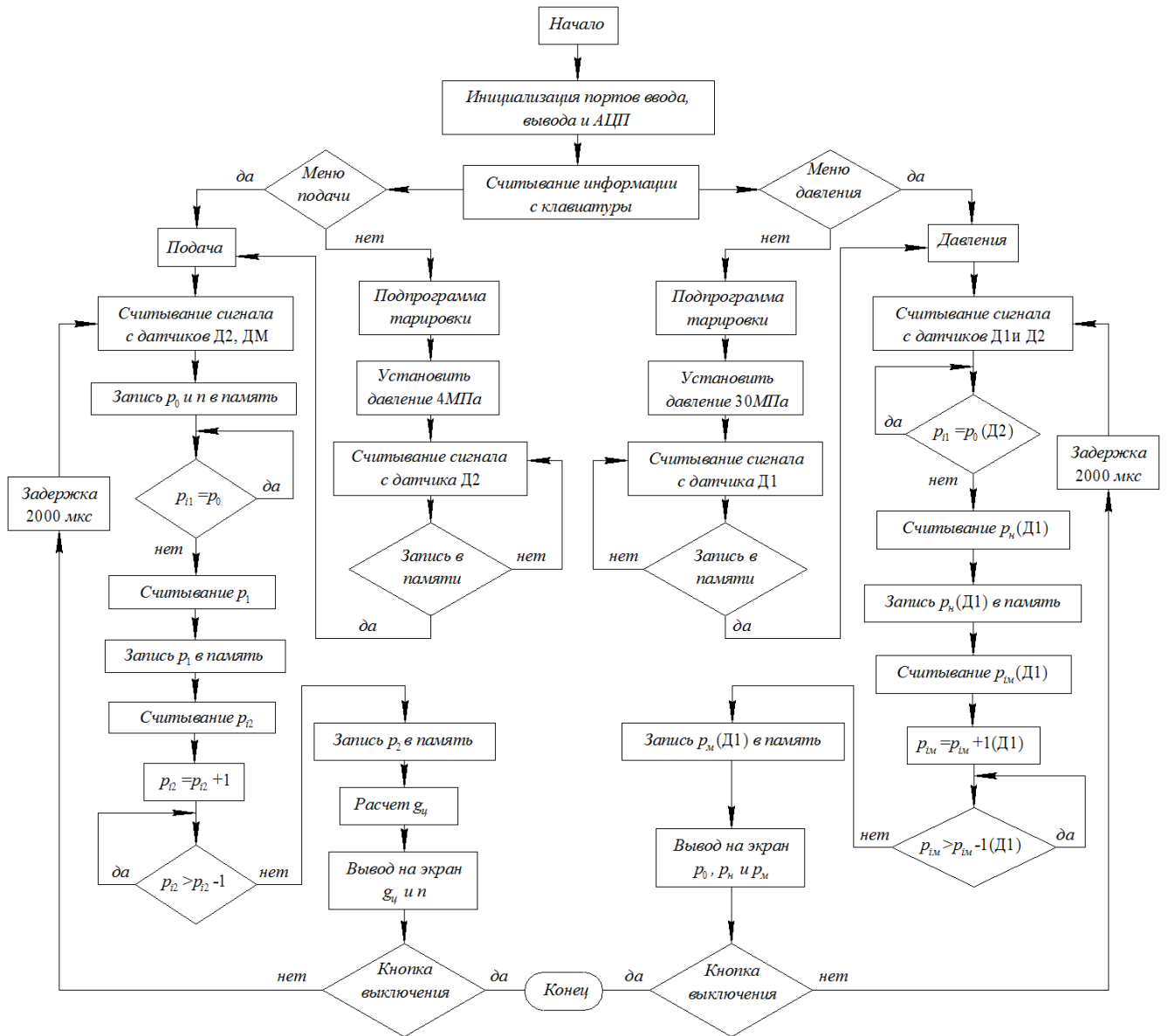


Рисунок 2.16 Алгоритмы работы электронного блока определения параметров топливоподачи: Д1 и Д2 - датчики давления установленные в топливопроводе и в камере впрыска УПВ; ДМ – датчик угловой метки;  $p_0$ ,  $p_1$  и  $p_2$  – давления в характерных точках закона топливоподачи;  $p_{i1}$ ,  $p_{i2}$ , и  $p_{im}$  – промежуточные значения давлений;  $p_n$  и  $p_m$  – давления начала впрыска и максимальное за впрыск;  $g_{ц}$  – цикловая подача;  $n$  – частота вращения

Из-за применения двухпружинного механического аккумулятора, сложности принятой схемы разгрузки (с использованием электромагнитно управляемого разгрузочного клапана, блока управления и ЭВМ) УПВ с аккумулятором Башкирского ГАУ 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 (рисунок 2.10).

Расчет упрощенного аккумулятора произведен относительно указанного выше дизеля Д-144. На первом этапе были рассчитаны параметры аккумулятора для варианта исполнения А рисунка 2.10, при котором в первом периоде сгорания топлива работает гидравлическая пружина совместно с механической, а во втором периоде – гидравлическая. Диаметр поршенька был принят также  $d_n=4$  мм.

Для обеспечения необходимого перепада давления во втором периоде сгорания был определен (на основе выражения 2.37) необходимый объем гидравлического аккумулятора

$$V_{ак}^I = \frac{g_{y2}}{(p_2 - p_1) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5}} = \frac{19,84}{(7,095 - 3,987) \cdot (90 - 0,5 \cdot 7,095) \cdot 10^{-5}} = 7384 \text{ мм}^3.$$

Для определения жесткости механической пружины было получено выражение

$$g_{y1} = (p_1 - p_0) \cdot \left( \frac{\pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot c_m} + \beta \cdot V_{ак}^I \right); \quad (2.45)$$

В соответствии с выражением (2.45) жесткость механической пружины составила

$$\begin{aligned} c_m &= \frac{(p_1 - p_0) \cdot \pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (g_{y1} - (p_1 - p_0) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак}^I)} = \\ &= \frac{(3,987 - 1,989) \cdot 3,14^2 \cdot 4^4}{16 \cdot (42,16 - (3,987 - 1,989) \cdot (90 - 0,5 \cdot 3,987) \cdot 10^{-5} \cdot 7384)} = \\ &= 10,8 \text{ Н / мм}. \end{aligned}$$

Первоначальный объем аккумулятора составил  $V_{ак}=7355 \text{ мм}^3$ .



Конструктивные размеры и параметры пружины, определенные с использованием выше приведенной программы, представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 Расчетные данные по механической пружине упрощенного двухпружинного гидромеханического аккумулятора

Параметры, обозначение	Значение
1	2
Материал	Б-2-1,5
Наружный диаметр $D_1$ , мм	16,00
Диаметр проволоки $d$ , мм	1,50
Число рабочих витков $n$	1,50
Полное число витков $n_1$	3,00
Сила при предварительной деформации $F_1$ , Н	24,95
Сила при рабочей деформации $F_2$ , Н	56,31
Сила при максимальной деформации $F_3$ , Н	62,57
Рабочий ход $h$ , мм	2,88
Длина пружины в свободном состоянии $L_0$ , мм	9,51
Длина пружины при предварительной деформации $L_1$ , мм	7,21
Длина пружины при рабочей деформации $L_2$ , мм	4,33
Длина пружины при максимальной деформации $L_3$ , мм	3,75
Максимальное касательное напряжение $\tau_{\max}$ , МПа	787,29
Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ , МПа	930,00
Плотность материала $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	8000,00
Масса пружины $m$ , кг	0,002
Жесткость пружины $c$ , Н/мм	10,86

Расчетная интегральная характеристика топливоподачи в камеру УПВ с комбинированным двухпружинным гидромеханическим аккумулятором, снабженным рассчитанной пружинной, приведена на рисунке 2.17 (кривая 1). Здесь же приведены графики количества накопленного топлива механической (2) и гидравлической частями комбинированного аккумулятора (3).

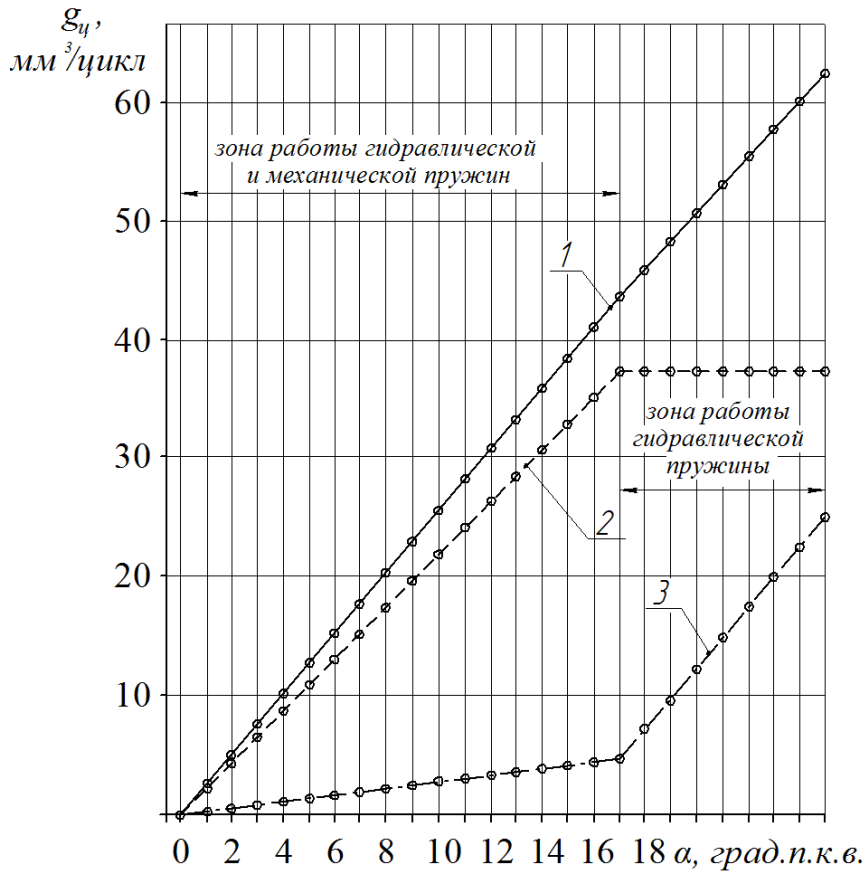


Рисунок 2.17 Интегральная характеристика топливopодачи в камеру впрыска комбинированного двухпружинного гидромеханического аккумулятора (кривая 1) и количество накопленного топлива механическим (2) и гидравлическим (3) аккумуляторами

Сравнительный анализ интегральных характеристик двухпружинного гидромеханического аккумулятора с трехпружинным (рисунок 2.12) показал сходимость кривых 1, что указывает на возможность использования упрощенного двухпружинного аккумулятора с применением только одной механической пружины.

Расчет параметров аккумулятора для варианта исполнения *Б* рисунка 2.10 показал неработоспособность его.

Решению проблемы упрощения УПВ может способствовать и использование только гидравлического аккумулятора (схема 2 таблицы 2.2), особенно в случае организации разгрузки аккумулятора (после завершения впрыска) по предложенному нами методу – постоянном дросселируемом сливе топлива из него, и определения цикловой подачи мензурочным способом.

Такое упрощенное устройство с гидравлическим аккумулятором было конструктивно рассчитано для автомобильного двигателя Д-245.12 (4С11/12,5), оборудованного ТНВД 4УТНИ-Т-111105.

Этот дизель является одной из модификаций двигателя Д-245, широко применяемого в сельскохозяйственном производстве, в частности в грузовых автомо-

биях 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 дизеля Д-245.12 расчетная цикловая подача  $g_u=81 \text{ мм}^3$ , продолжительность впрыска  $22^\circ \text{ п.к.в.}$ , а период задержки самовоспламенения -  $15^\circ \text{ п.к.в.}$  (фактор динамичности цикла топливоподачи  $\sigma=0,68$ ).

Тепловым расчетом на основе этих параметров были определены:  $p_0=2,983 \text{ МПа}$ ;  $p_1=4,909 \text{ МПа}$ ;  $p_2=8,597 \text{ МПа}$ ;  $p_3=6,389 \text{ МПа}$ ;  $p_c=5,069 \text{ МПа}$ ;  $p_z=9,124 \text{ МПа}$ .

Расчетная индикаторная диаграмма двигателя Д-245.12 представлена на рисунке 2.18.

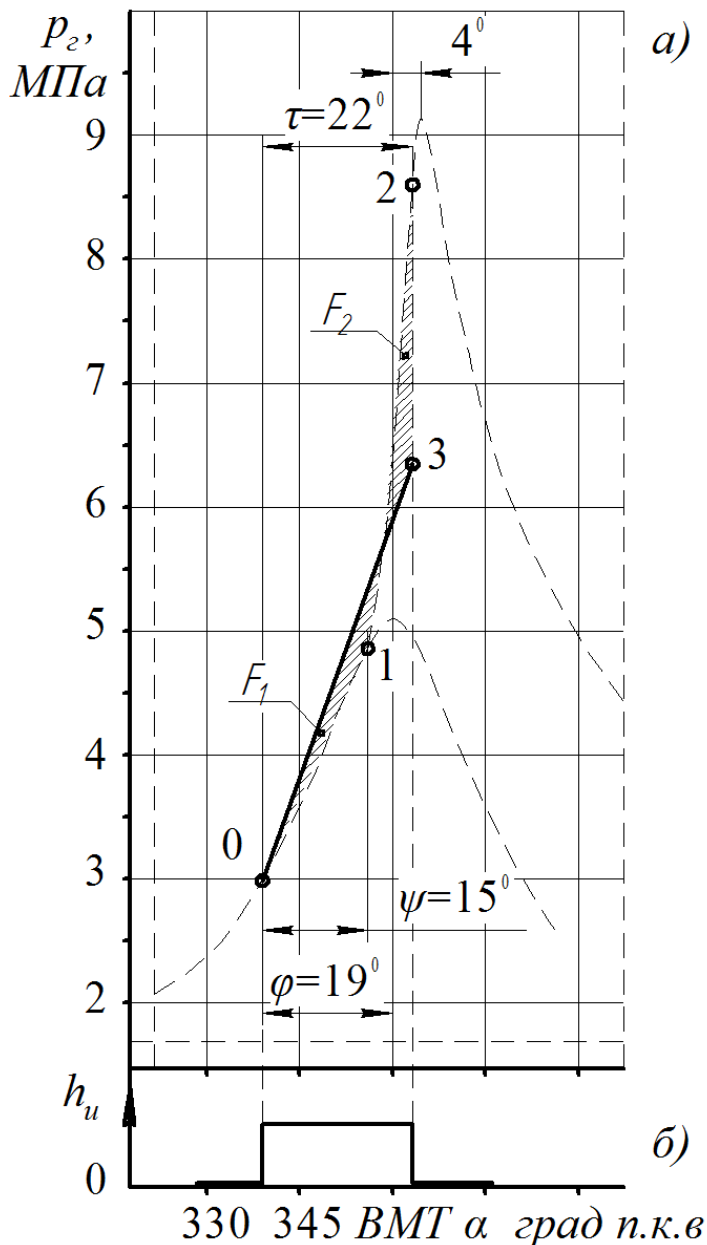


Рисунок 2.18 Расчетная индикаторная диаграмма дизеля Д-245.12 (штриховые линии) и ее линейризованный участок (сплошные) (а) и условный график подъема иглы распылителя форсунки  $h_u$  (б): 0-3 – упрощенная усредненная рабочая характеристика (по давлению);  $F_1$  и  $F_2$  – условные площади

Такой аккумулятор рассчитан, ориентируясь на упрощенную усредненную линию 0-3 индикаторной диаграммы, проведенную так, чтобы обеспечивалось равенство площадей  $F_1=F_2$ .

Если учесть, что в первом периоде подается основная часть цикловой подачи (почти 70%), то ис-

пользование упрощённой усреднённой линии 0-3 может считаться вполне обоснованным.

При таком аккумуляторе в случае расчетной цикловой подачи  $g_u = 81$  мм<sup>3</sup>/цикл давление в камере в конце впрыска оказалось естественно ниже почти на 2,7 МПа - составило лишь 6,4 МПа (см. рисунок 2.18).

На основе выражения (2.38) получено

$$g_{ui} = (p_i - p_0) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_i) \cdot 10^{-5} \cdot V_{ак}. \quad (2.46)$$

Для случая диагностики ТА дизеля Д-245.12 на рисунке 2.19 изображены расчетные интегральные характеристики поступления топлива в камеру аккумулятора при ее различных объемах. При расчетах считалось, что давления  $(p_i - p_0)$  в камере впрыска меняется линейно (т.к. топливо подается с постоянной скоростью).

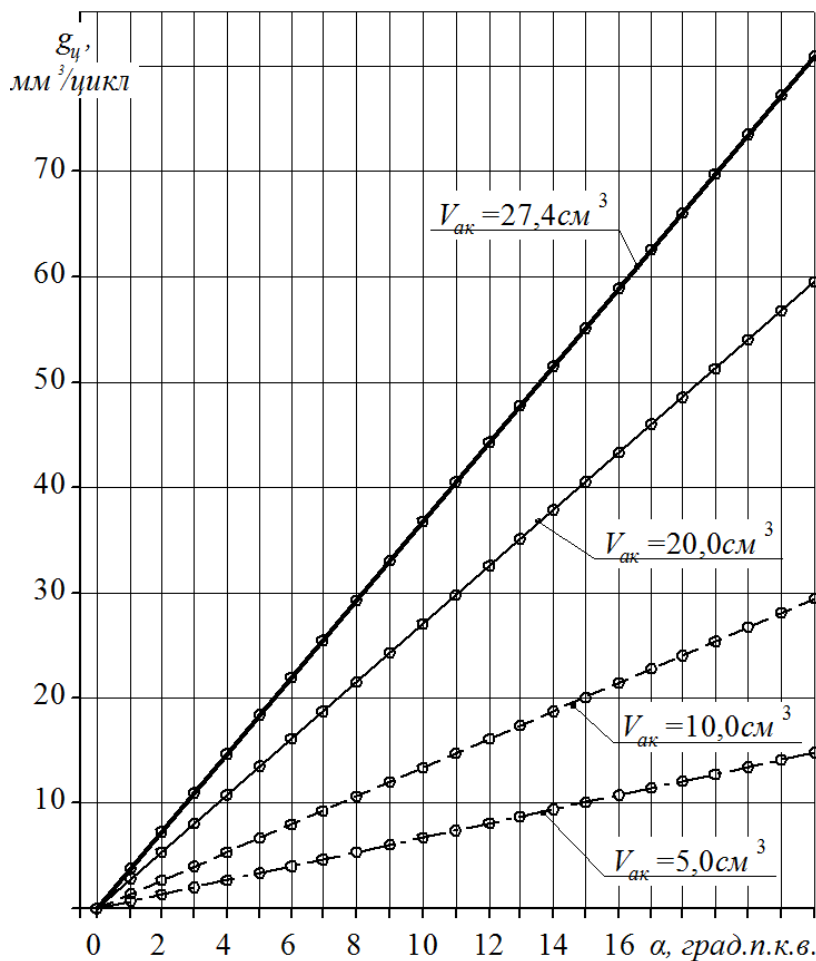


Рисунок 2.19 Интегральная характеристика топливоподачи в камеру гидравлического аккумулятора при диагностике ТА дизеля Д-245.12

Из графиков следует, что такой гидравлический аккумулятор вполне может использоваться в качестве упрощенного варианта УПВ. При этом в случае диагностирования ТА различных двигателей, отличающихся величинами номинальных цикловых подач, для поддержания перепада давлений, аналогичного таковому в цилиндре двигателя, не-

обходимо будет менять объем аккумулятора, как это делалось в устройстве ЦНИ-ТА перемещением специально предусмотренного поршенька [93].

Согласно приведенным данным рисунка 2.19 для диагностики ТА дизеля Д-245.12 объем аккумулятора должен составить  $27,4 \text{ см}^3$ .

Дополнительно была рассмотрена и возможность применения двухпружинного комбинированного гидромеханического аккумулятора - с одной механической пружиной (рисунок 2.10 варианта исполнения А).

Исходя из величины цикловой подачи  $g_u=81 \text{ мм}^3$  и фактора динамичности цикла топливоподачи  $\sigma=0,68$ , в первом периоде в камеру впрыска поступает  $g_{u1}=55,08 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ , а во втором – оставшаяся часть  $g_{u2}=25,92 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ . Диаметр поршенька механического аккумулятора был принят минимально возможным  $d_n=4 \text{ мм}$ .

На первом этапе были рассчитаны параметры аккумулятора для варианта исполнения А рисунка 2.10, Для обеспечения необходимого перепада давления во втором периоде сгорания был определен (на основе выражения 2.37) необходимый объем гидравлического аккумулятора

$$V_{ак}^I = \frac{g_{u2}}{(p_2 - p_1) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_2) \cdot 10^{-5}} = \frac{25,92}{(8,597 - 4,909) \cdot (90 - 0,5 \cdot 8,597) \cdot 10^{-5}} = 8200 \text{ мм}^3.$$

В соответствии с выражением (2.45) жесткость механической пружины составила

$$\begin{aligned} c_m &= \frac{(p_1 - p_0) \cdot \pi^2 \cdot d_n^4}{16 \cdot (g_{u1} - (p_1 - p_0) \cdot (90 - 0,5 \cdot p_1) \cdot 10^{-5}) \cdot V_{ак}^I} = \\ &= \frac{(4,909 - 2,983) \cdot 3,14^2 \cdot 4^4}{16 \cdot (55,08 - (4,909 - 2,983) \cdot (90 - 0,5 \cdot 4,909) \cdot 10^{-5}) \cdot 8200} = \\ &= 7,38 \text{ Н / мм}. \end{aligned}$$

Первоначальный объем аккумулятора составил  $V_{ак}=8159 \text{ мм}^3$ .

Конструктивные размеры и параметры пружины, определенные с использованием выше приведенной программы, приведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 Расчетные данные по механической пружине упрощенного двухпружинного гидромеханического аккумулятора

Параметры, обозначение	Значение
1	2
Материал	Б-2-1,5
Наружный диаметр $D_1$ , мм	14,00
Диаметр проволоки $d$ , мм	1,50
Число рабочих витков $n$	3,50
Полное число витков $n_1$	5,00
Сила при предварительной деформации $F_1$ , Н	37,47
Сила при рабочей деформации $F_2$ , Н	61,66
Сила при максимальной деформации $F_3$ , Н	68,51
Рабочий ход $h$ , мм	3,29
Длина пружины в свободном состоянии $L_0$ , мм	16,18
Длина пружины при предварительной деформации $L_1$ , мм	11,02
Длина пружины при рабочей деформации $L_2$ , мм	7,73
Длина пружины при максимальной деформации $L_3$ , мм	6,75
Максимальное касательное напряжение $\tau_{\max}$ , МПа	759,89
Допускаемое касательное напряжение $[\tau]$ , МПа	930,00
Плотность материала $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	8000,00
Масса пружины $m$ , кг	0,003
Жесткость пружины $c$ , Н/мм	7,36

## 2.5 Методика расчета и проектирования устройств противодействия впрыску с гидравлическими и гидромеханическими аккумуляторами для регулировочных стендов топливной аппаратуры

Для ТА заданного двигателя рекомендуется предварительно выбрать схему выполнения УПВ (по данным таблицы 2.2).

Далее из конструктивных соображений следует определить объем гидравлического аккумулятора.

Расчет устройства можно вести в следующем порядке:

- расчетным путем строится индикаторная диаграмма двигателя (или за основу принимается экспериментальная индикаторная диаграмма) и на ее основе вычерчиваются линеаризированные участки давления в камере впрыска УПВ;

- вычисляется цикловая подача топлива (исходя из эффективных удельного расхода и мощности двигателя, частоты вращения и тактности двигателя);

- определяется фактор динамичности топливоподачи и вычисляются цикловые подачи по периодам сгорания, предполагая, что скорость топливоподачи постоянна;

- определяются величины возрастания давления в первом и во втором периодах сгорания;

- определяются жесткости аккумулятора по периодам сгорания;

- с учетом гидравлического аккумулятора по жесткости аккумулятора рассчитываются жесткости пружин механического аккумулятора и определяются их предварительные затяжки;

- разрабатывается конструкция устройства.

УПВ с комбинированными двухпружинными гидромеханическими или гидравлическими аккумуляторами могут применяться для всех двигателей, применяемых в сельском хозяйстве. В зависимости от типа двигателя меняются лишь объем аккумулятора и пружина механического аккумулятора.

В целом следует отметить, что при использовании таких модернизированных стендов существенно улучшается микроклимат в регулировочном цеху и повышается фактическая равномерность топливоподачи в цилиндры двигателя.

### **Выводы по главе**

Выявлены принципиальные особенности работы аккумуляторов устройств, в которых противодействие впрыску создается самим впрыскиваемым топливом. Они стали основой предложенной классификации аккумуляторов.

Качество работы аккумуляторов топлива устройств противодействия может оцениваться применяемым в аккумуляторных топливных системах параметром – жесткостью аккумулятора. С использованием этого параметра могут разрабатываться математические модели работы устройств.

Количество топлива, поступающего в аккумулятор, может определяться по давлению в камере впрыска устройства.

Перспективная конструкция УПВ может разрабатываться с использованием комбинированных гидромеханических аккумуляторов. Такие аккумуляторы могут проектироваться на основе индикаторных диаграмм и законов топливоподачи конкретных двигателей и применяться для модернизации ныне применяемых регулировочных стендов ТА.

В целом следует все же отметить, что наибольшее приближение давления в аккумуляторе к давлению фактической индикаторной диаграммы обеспечивается только при комбинированном гидромеханическом аккумуляторе, рассчитанном по вышеприведенной методике, основанном на определении давлений в характерных точках, причем с учетом количества топлива, накапливаемого гидравлическим аккумулятором. Эти характерные точки в ряде случаев могут определяться и экспериментально.



### 3 МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью экспериментальных исследований явилось изучение закономерностей процессов, происходящих в предлагаемых устройствах, и уточнение факторов, наиболее существенно влияющих на его работу.

Для исследований был принят четырехцилиндровый четырехтактный дизель 4Ч11/12,5 (Д-245.12) водяного охлаждения с турбонаддувом, номинальными эффективной мощностью 80,0 кВт и частотой вращения 2400 мин<sup>-1</sup>, имеющий камеру сгорания ЦНИДИ, обеспечивающую объемно-пленочное смесеобразование. Дизель был оборудован ТНВД 4УТНИ-Т-111105 Ногинского завода ТА с диаметром плунжеров 10 мм, симметричным профилем кулачков, снабженный всережимным регулятором центробежного типа и пневмокорректором. Угол геометрического начала подачи был 57+1°. Форсунки снабжены многодырчатыми распылителями 145.1112110.

#### 3.1 Общая методика исследований

Испытания проводились по общепринятой методике [20, 23, 33, 40, 53, 58, 72, 73, 82].

Система топливоподачи и двигатель регулировались в соответствии с рекомендациями заводов-изготовителей [10, 29, 31, 38, 43, 45, 62, 67, 74]. Экспериментальное оборудование к испытанию подготавливалось также по общепринятой методике [22] по ГОСТам 10579-88, 18509-88, 8670-82 [38, 39, 40].

Датчики давлений тарировались по известным методикам [27] путем создания давления прибором КИ-3333. Создаваемое при этом давление регистрировалось по манометру класса точности 0,3 по ГОСТ 2405-88 [41]. Тарирование датчиков давления производилось путем определения зависимости между подаваемым на датчик давлением и выходным параметром.

Перемещение иглы распылителя форсунки регистрировалось индуктивный методом (рисунок 3.1).

Индуктивность катушки изменялась введением в нее стержня с ферромагнитным сердечником, жестко связанным со штангой форсунки и регистрировалось АЦП ZET 210 с применением программного продукта «Многоканальный осциллограф» фирмы ZETLab [111].

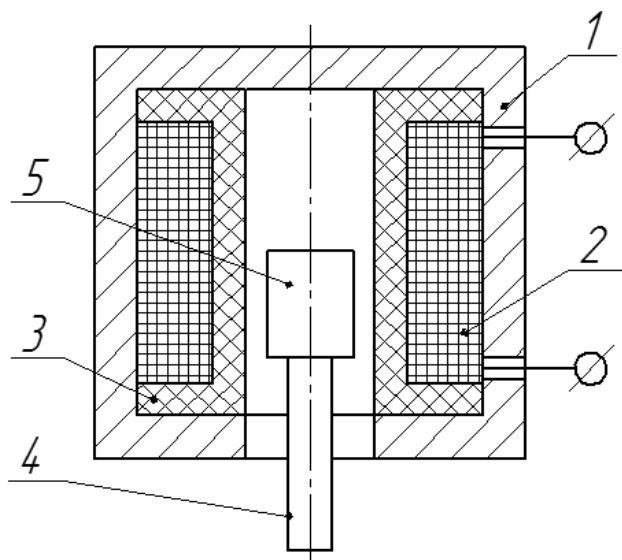


Рисунок 3.1 Схема индуктивного датчика перемещения иглы форсунки: 1- корпус датчика; 2- индуктивная катушка; 3- каркас катушки; 4- стержень; 5- ферромагнитный сердечник

Согласно методическим указаниям [38] до начала замеров ТА работала не

менее 30 с, с тем, чтобы достичь устойчивого режима работы. Для каждой снимаемой характеристики определялись не менее пяти точек. Колебания температуры дизельного топлива при проведении замеров выдерживались в пределах  $20 \pm 2$  °С.

При испытаниях применялось дизельное топливо марки Л по ГОСТ 305-82 [37].

Эффективные показатели работы двигателя определялись по ГОСТ 18509-88 [40].

Статистическая обработка экспериментальных данных проводилась на ЭВМ с использованием программ Matchcad, Statistika, Excel, ПОС.

### 3.2 Стенд для безмоторных исследований

Безмоторные исследования предлагаемого устройства производились с использованием стенда для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры КИ-921 Красно-уфимского опытно - экспериментального завода широко используемого в ремонтных предприятиях АПК.

Общий вид экспериментальной установки показан на рисунке 3.2.

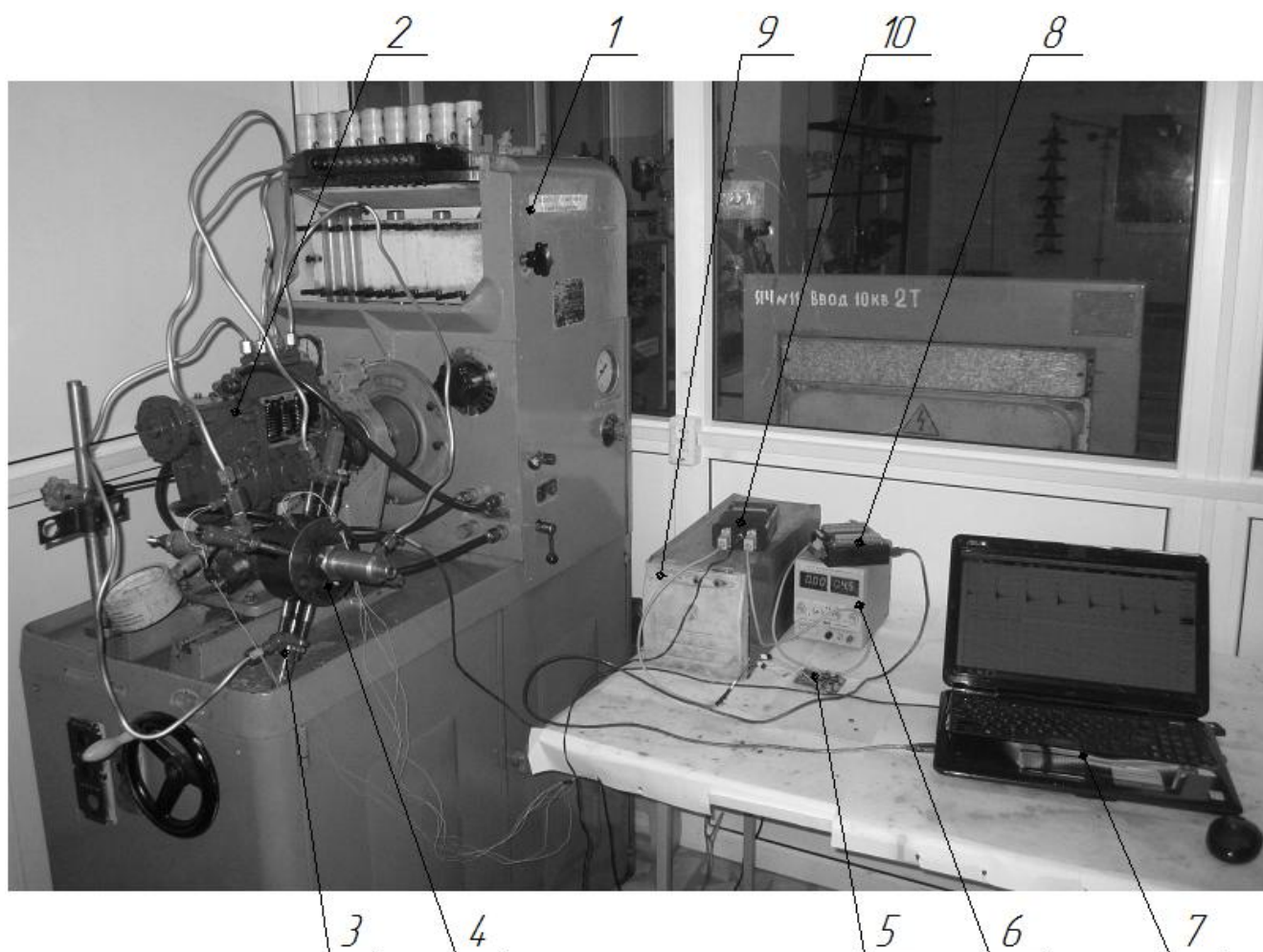


Рисунок 3.2 Общий вид регулировочного стенда КИ-921, модернизированного введением УПВ: 1- стенд; 2- ТНВД; 3- форсунки; 4- УПВ; 5- усилитель сигналов; 6- блок питания; 7- персональный компьютер; 8- АЦП ZET 210; 9 и 10- электронные блоки управления и определения параметров топливоподачи

Стенде КИ-921 предусматривает определение производительности ТНВД объемным методом. Емкость каждой из восьми мензурок первого ряда  $0...100 \text{ см}^3$ , а второго  $-0...20 \text{ см}^3$ ; цена деления первого ряда мензурок  $1 \text{ см}^3$ , второго  $-0,1 \text{ см}^3$ . Топливный бак стенда имел емкость  $38 \text{ л}$ .

Трубопроводы от ТНВД к форсункам имели длину  $700 \pm 2 \text{ мм}$ . Наружный диаметр трубопровода был  $5 \text{ мм}$ , а внутренний -  $2,5 \text{ мм}$ .

Величина цикловой подачи определялась при применении штатной системы исходя из суммарной подачи за 1000 впрысков в мензурки (в среду с атмосферным давлением). Регулирование ТА проводилось на номинальной частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ .

### 3.3 Стенд для моторных испытаний

Моторные испытания проводились по ГОСТ18509-88 [40] с применением обкаточно-тормозного стенда КИ-4935 ГОСНИТИ (рисунок 3.3).

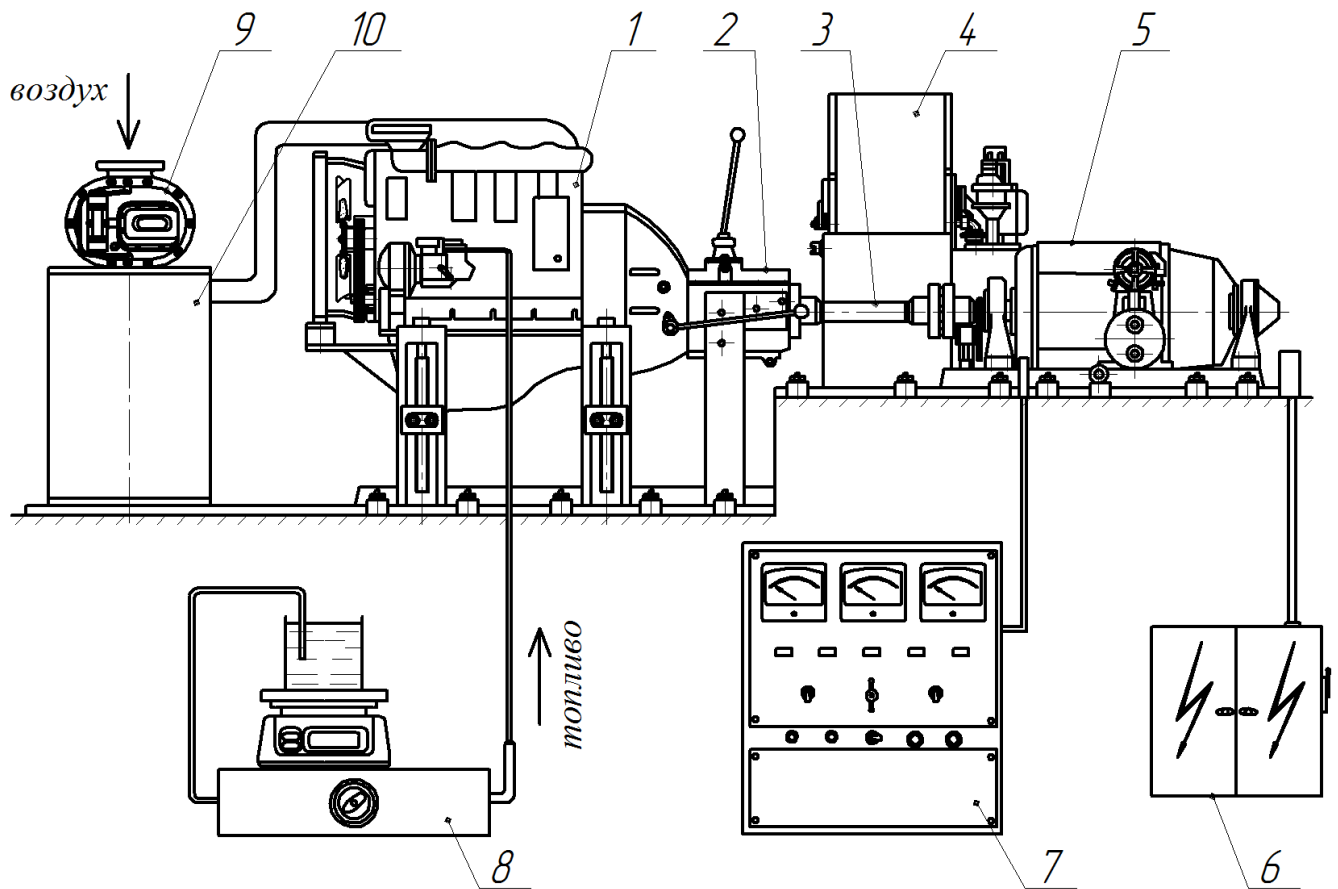


Рисунок 3.3 Схема стенда для моторных испытаний: 1- испытуемый двигатель; 2- коробка передач; 3- карданный вал привода; 4- реостат жидкостный; 5- динамометр электрический; 6- щит электропитания; 7- пульт управления; 8- весовой механизм определения расхода топлива; 9- счетчик расхода воздуха; 10- гаситель колебаний воздуха

Стенд оснащен всеми системами, обеспечивающими его функционирование при всех режимах работы, а также регистрирующей и контрольно-измерительной аппаратурой, позволяющей регистрировать и контролировать показатели работы двигателя и его отдельных систем и механизмов.

Управление работой моторного стенда осуществлялось с дистанционного пульта (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4 Пульт управления стендом

Динамометр стенда представляет собой асинхронную электромашину с фазным ротором, подвешенную на стойках с помощью двух опорных цапф, обеспечивающих ее качение относительно

продольной оси. При работе машины создается реактивный момент для поворота корпуса, соединенного с весовым механизмом.

Электромашина установки работает в двигательном (прокрутка) и генераторном (с отдачей электроэнергии в сеть) режимах. В режиме генератора электромашина начинает работать автоматически, как только ее ротору сообщается работающим двигателем частота вращения, выше синхронной.

С правой стороны электромашин смонтирован шестеренчатый привод к датчику дистанционного электрического тахометра и датчику измерителя мощности.

Реостат жидкостный служит для пуска электромашин и регулирования скорости вращения ее ротора при работе в двигательном режиме, а также для регулирования нагрузки в генераторном. Он состоит из бака с наполненным водным раствором кальцинированной соды, электродов соединенных с обмоткой ротора электромашин и центробежного насоса для перемешивания раствора. Бак имеет двойные стенки, в пространство между ними подается охлаждающая вода.

Мощность, крутящий момент и частота вращения двигателя определяются по показаниям микроамперметров.

Техническая характеристика обкаточно-тормозного стенда представлена в таблице 3.1

Таблица 3.1 Техническая характеристика стенда КИ-4935 ГОСНИТИ

Показатели	Значение
Электрическая машина:	
- марка	АКБ-82-4УЗ
- мощность, <i>кВт</i>	55
- синхронная частота вращения, <i>мин<sup>-1</sup></i>	1500
Пределы регулирования частоты вращения ротора, <i>мин<sup>-1</sup></i>	
- в режиме двигателя	500...1400
- в режиме генератора	1600...2000
Емкость бака жидкостного реостата, <i>л</i>	300
Измеряемый момент, <i>кгс·м</i>	
- пределы измерения	5...50
- цена деления	0,25
Измеряемая частота вращения, <i>мин<sup>-1</sup></i>	
- пределы измерения	300...3000
- цена деления	15
Измеряемая мощность, <i>л.с</i>	
- пределы измерения	15...150
- цена деления	1

Испытуемый двигатель соединялся с обкаточно-тормозным стендом при помощи карданного вала (для компенсации несоосностей валов двигателя и стенда).

Расход воздуха определялся по ГОСТ 28724-90 [42] ротационным счетчиком газа РГ-400-1-1,5, а расход топлива - весовым способом при помощи весов

ВНЦ (цена деления 1 *гр.*). Время расхода определялось секундомером с ценой деления 0,01 *с* по ГОСТ 8.423-81 [36].

Температура отработавших газов определялась никель-кобальтовой термопарой типа НК-СА с пределами измерений 300...1200 °С. Термопара располагалась в выпускном коллекторе испытуемого двигателя. Сигнал от нее поступал в цифровой мультиметр через экранированные провода с выводом показаний на его экран.

### **3.4 Дополнительная измерительная аппаратура и датчики для экспериментальных исследований**

Высокая цикличность и малая продолжительность процесса топливоподачи не позволяют использовать для их изучения методы, основанные на применении обычных механических приборов. Поэтому для его исследования обычно применяются электрические методы измерений.

Для регистрации мгновенных значений давления топлива нами применялись датчики с тензометрическими преобразователями в линии высокого давления (ЛВД) МД-60-10V ТУ4212-001-89731891-2009, а в полости камеры впрыска - МД-10-10V (рисунок 3.5).

Тензометрические датчики имеют малые размеры и могут размещаться даже в труднодоступных местах; сравнительно просты, достаточно надежны и универсальны; характеристики меняются линейно.

Чувствительный элемент тензопреобразователей представлял собой двухслойную сапфино-титановую мембрану с монокристаллическим кремниевыми тензорезисторами. Работа их основана на том, что при повышении давления в измеряемой среде эта мембрана прогибается и изменяет сопротивление тензорезисторов. Это приводит к разбалансировке моста Уитстона (пропорционально величине давления).

Технические характеристики использованных тензопреобразователей приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 Технические характеристики тензопреобразователей давления серии МД\*

Параметр	Значение	
	МД-10-10V	МД-60-10V
Диапазон измеряемых давлений, <i>МПа</i>	0...10	0...60
Верхний предел преобразуемого давления, <i>МПа</i>	10	60
Диапазон рабочих температур окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$	-45...+125	-45...+125
Вид схемы	замкнутый мост	замкнутый мост
Модификация по питанию	стабилизированное напряжение постоянного тока 5...10В	стабилизированное напряжение постоянного тока 5...10В
Предельное давление перегрузки, %	150	150
Диапазон выходного сигнала, <i>мВ</i>	150±50	150±50
Разрешающая способность, %	0,01	0,01
Вариация, %	0,05	0,05
Нелинейность, %	0,15	0,15
Начальное значение выходного сигнала в номинальных условиях, <i>мВ</i>	± 10	± 10
Изменение начального значения выходного сигнала от температуры, % на 1 $^{\circ}\text{C}$	±0,05	±0,05
Изменение диапазона выходного сигнала от температуры, % на 1 $^{\circ}\text{C}$	±0,05	±0,05
Величина сопротивления моста в нормальных условиях, <i>кОм</i>	4,0±0,6	4,0±0,6
Сопротивление изоляции в нормальных условиях, <i>МОм</i>	100	100

\* Характеристики определены при питании напряжением постоянного тока 10 В.



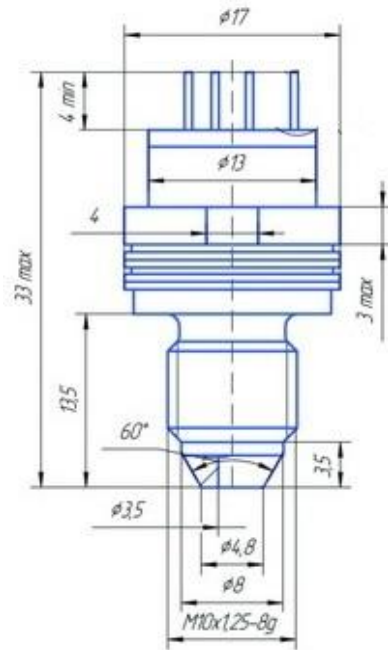


Рисунок 3.5 Вид общий тензометрического датчика давления серии МД

Схема подключения тензопреобразователей приведена на рисунке 3.6.

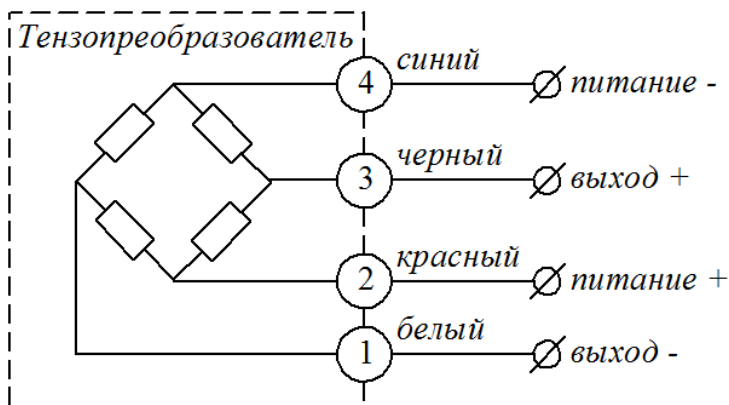


Рисунок 3.6 Схема подключения тензопреобразователя серии МД

Тарировочные значения тензопреобразователей давления:

- начальное значение выходного сигнала, соответствующее нулевому значению измеряемого параметра при температуре  $20 \pm 5$  °C, 10 мВ;
- конечное значение выходного сигнала, соответствующее номинальному значению измеряемого параметра при температуре  $20 \pm 5$  °C, 150 мВ.

Параметры топливоподачи оценивались с использованием персонального компьютера, АЦП, усилителей и программных средств регистрации.

Для усиления выходных сигналов использовались усилители выходных сигналов AD623 фирмы Analog Devices. Схема их подключения приведена на рисунке 3.7.

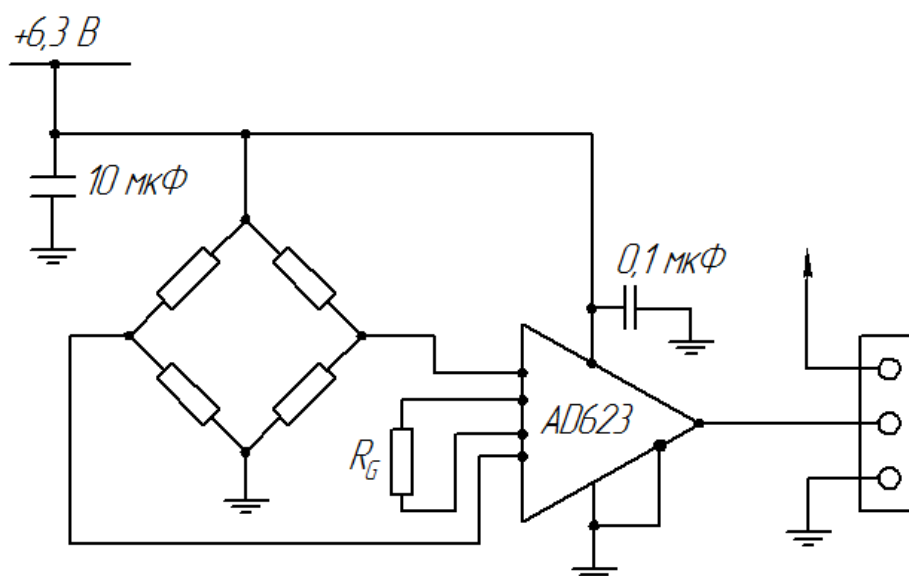


Рисунок 3.7  
Схема подключения  
усилителя AD623 к  
тензопреобразователю  
давления

Для установки  
усилителей (четыре

штуки) была изготовлена специальная плата (рисунок 3.8).

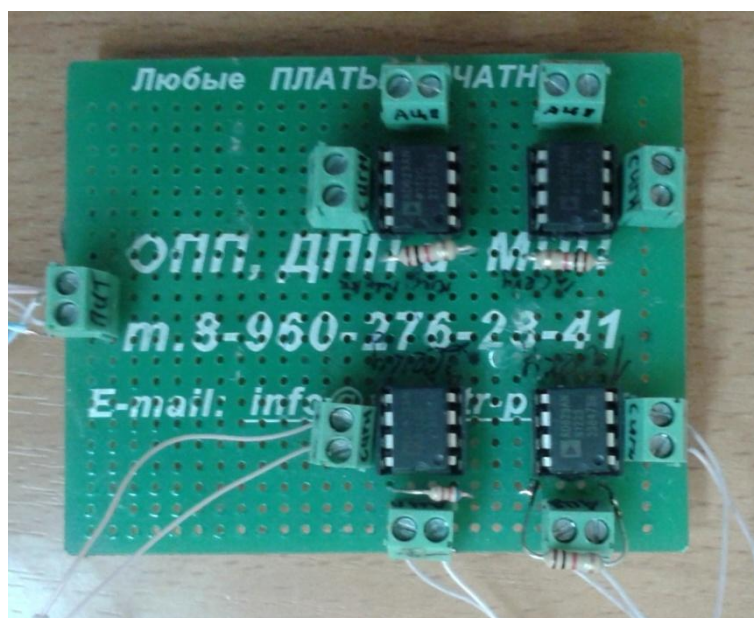


Рисунок 3.8 Общий вид пла-  
ты усилителей выходного сигнала

Технические характеристики  
усилителя представлены в таблице  
3.3.

Таблица 3.3 Технические характеристики усилителя AD623

Параметр	Значение
Напряжение питания, $V$	5...9
Максимальный потребляемый ток, $mA$	575
Диапазон выбора коэффициента усиления $G$	1...1000
Полоса пропускания при $G > 10$ , $kHz$	100
Точность при $G > 1$ , %	0,35

Коэффициент усиления сигнала задавался номиналом резистора  $R_G$ , определенным по формуле

$$R_G = \frac{100}{G-1}, \quad (3.1)$$

где  $R_G$  – сопротивления резистора,  $\kappa\text{Ом}$ ;

$G$  – необходимый коэффициент усиления.

При экспериментах номинал резистора составлял 1  $\kappa\text{Ом}$ .

Для исследований был собран информационно-измерительный комплекс, состоящий из ПЭВМ ASUS K50IN, аналогово-цифрового преобразователя ZET 210 (его техническая характеристика приведена в таблице 3.4) и ряда преобразователей.

Таблица 3.4 Основные технические характеристики АЦП ZET 210

Параметр	Значение
Количество входов	16 синфазных / 8 дифференциальных
Суммарная частота преобразования по всем включенным каналам, $\kappa\text{Гц}$	до 500
Количество разрядов АЦП	16
Максимальное входное напряжение, $\text{В}$	$\pm 7$
Входное сопротивление, $\kappa\text{Ом}$	2
Динамический диапазон, $\text{дБ}$	84
Максимальная неравномерность АЧХ в частотном диапазоне 10 $\text{Гц}$ ...200 $\kappa\text{Гц}$ , $\text{дБ}$	1
Защита входов при включенном питании, $\text{В}$	$\pm 30$
Защита входов при выключенном питании, $\text{В}$	$\pm 30$
Межканальное проникновение, $\text{дБ}$	- 72
Входная емкость, $\text{нФ}$	20

Модуль АЦП ZET 210 (рисунок 3.9) был предназначен для измерений сигналов с различных первичных преобразователей. Подключение АЦП к ПЭВМ и

питание модуля осуществлялось по шине USB 2.0. Управление работой и сбор информации с АЦП осуществлялись по командам с компьютера.



Рисунок 3.9 Модуль АЦП ZET-210

Шестнадцатиканальный мультиплексор АЦП коммутирует выбранные каналы к одному операционному усилителю; выбор количества каналов зависит от количества подключенных сигнальных линий. Опрос каналов производится через равные промежутки времени. Сигналы, поступающие от датчиков, передаются сигнальному процессору, где преобразуются и сохраняются во внутренней памяти для передачи контроллеру USB.

Вся информация из АЦП ZET 210 стекается в персональный компьютер. Для накопления и статической обработки полученных данных использовался программный продукт ResultViewer.

### **3.5 Проектирование устройств противодавления впрыску с гидравлическим аккумулятором**

Такое упрощенное устройство с гидравлическим аккумулятором спроектировано для автомобильного двигателя Д-245.12 (4Ч11/12,5) по выше приведенным конструктивным расчетам (рисунок 3.10).

Корпус 1 имеет сквозной канал, соединенный, с одной стороны, с узлом разгрузки камеры впрыска и, с другой стороны, с объемом гидравлического аккумулятора.

Для корректировки объема гидравлического аккумулятора (для ТА конкретного двигателя) предусмотрены сменные штоки 4, отличающиеся по длине  $l$ .

Необходимый диапазон регулирования для большинства двигателей от 20 до 50  $см^3$ .

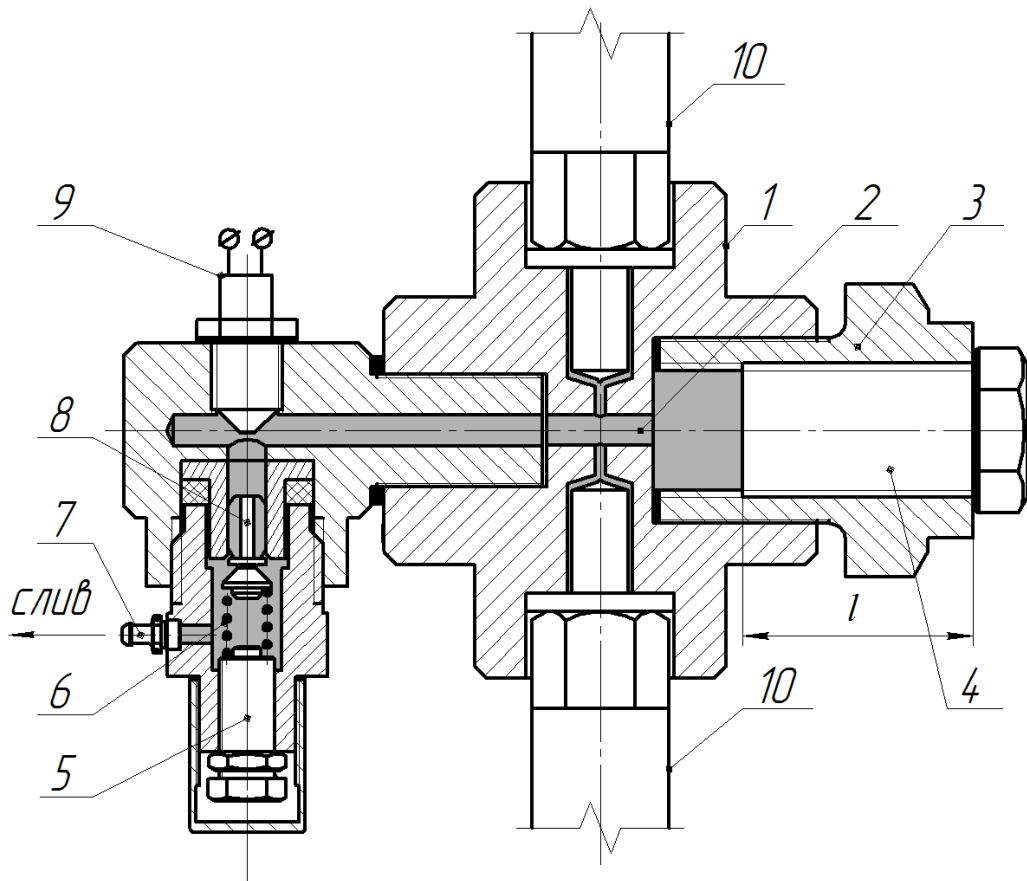


Рисунок 3.10 Экспериментальное УПВ с гидравлическим аккумулятором (объем его выделен затемнением): 1 и 2- корпус и камера впрыска; 3- штуцер; 4- сменный шток; 5- регулировочный винт затяга пружины; 6- пружина перепускного клапана; 7- сливной штуцер; 8- перепускной клапан; 9- датчик давления серии МД; 10- форсунки;  $l$ - длина штока

Для разгрузки камеры впрыска предусмотрен перепускной клапан 8, снабженный пружиной 6 с предварительным затягом, регулируемым винтом 5.

Затяг регулируется таким образом, чтобы на номинальном режиме работы насоса начальное противодействие было равно противодействию впрыска при работе форсунки на двигателе. Топливо через клапан 8 сливается в топливный бак стенда через сливной штуцер 7. Величина цикловой подачи определяется мензурочным способом. Разгрузка камеры впрыска осуществляется постоянным дросселируемым сливом топлива из него.

Устройство снабжено тензометрическим датчиком для определения величин давления в камере впрыска УПВ.

Надежное уплотнение в местах соединений обеспечивается медными уплотнительными шайбами.

В мастерских небольших сельскохозяйственных предприятий в ряде случаев можно будет ограничиться и только регулировкой форсунок на стендах с противодавлением впрыску топлива. Для этого случая предложен модернизированный стенд КИ-562, изображенный на рисунке 3.11, 3.12 [51, 75, 84].

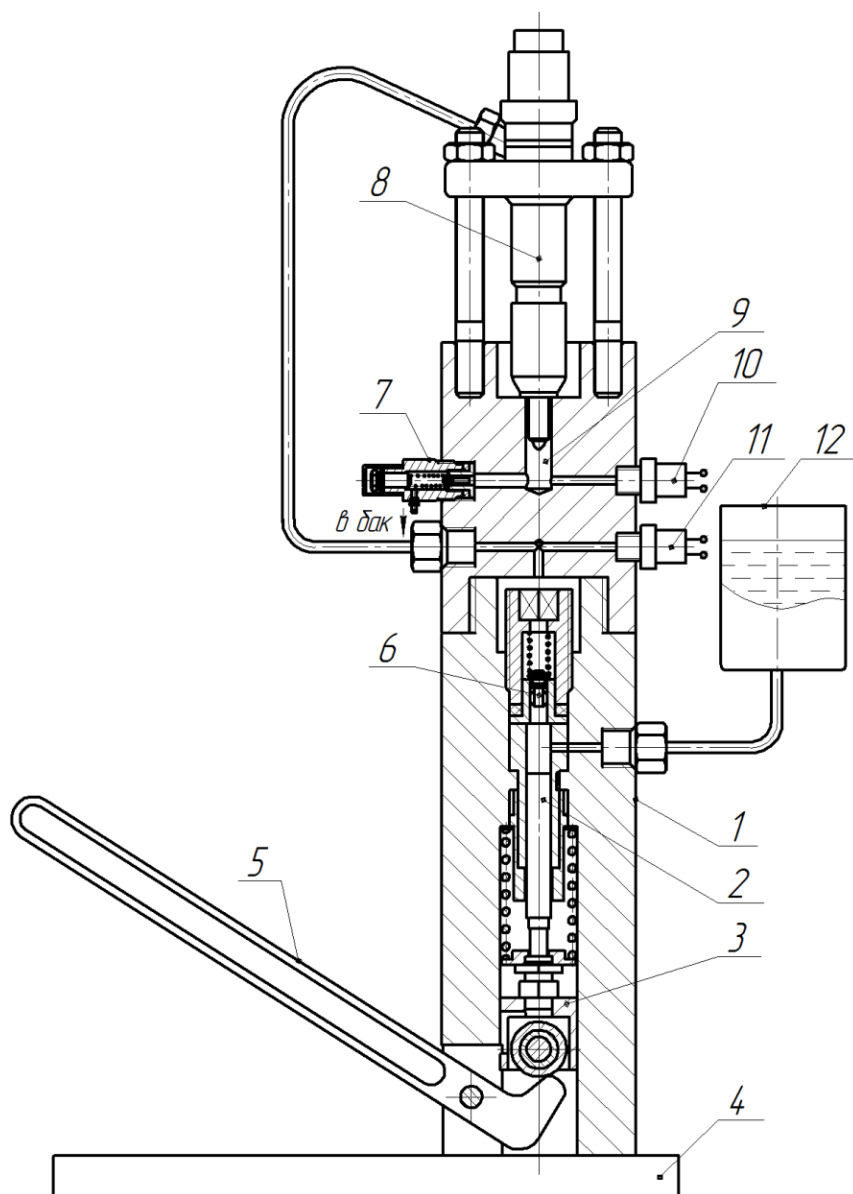


Рисунок 3.11 Стенд с противодавлением впрыску для регулировки форсунок: 1- корпус; 2- насосный элемент; 3- толкатель; 4- плита опорная; 5- рычаг; 6- нагнетательный клапан; 7- клапан противодействия; 8- форсунка; 9- камера впрыска; 10, 11- датчики давления типа МД; 12- топливный бачок

Стенд состоит из нагнетающей части и УПВ с клапаном 7 (рисунок 3.11).

Топливо из бачка 12 подается к форсунке 8 насосным элементом 2 (при помощи рычага 5) через нагнетательный клапан 6.

По мере впрыска топлива противодействие в камере возрастает. Величина его возрастания определяется усилием сжатия пружины клапана 7.

По мере возрастания определяется усилием сжатия пружины клапана 7.

После прекращения впрыска закрывается нагнетательный клапан 6 и линия высокого давления разгружается.

Клапан противодействия 7 снижает давление в камере впрыска до необходимой величины. Давление начала впрыска и остаточное в камере впрыска контролируются тензометрическими датчиками 11 и 10.

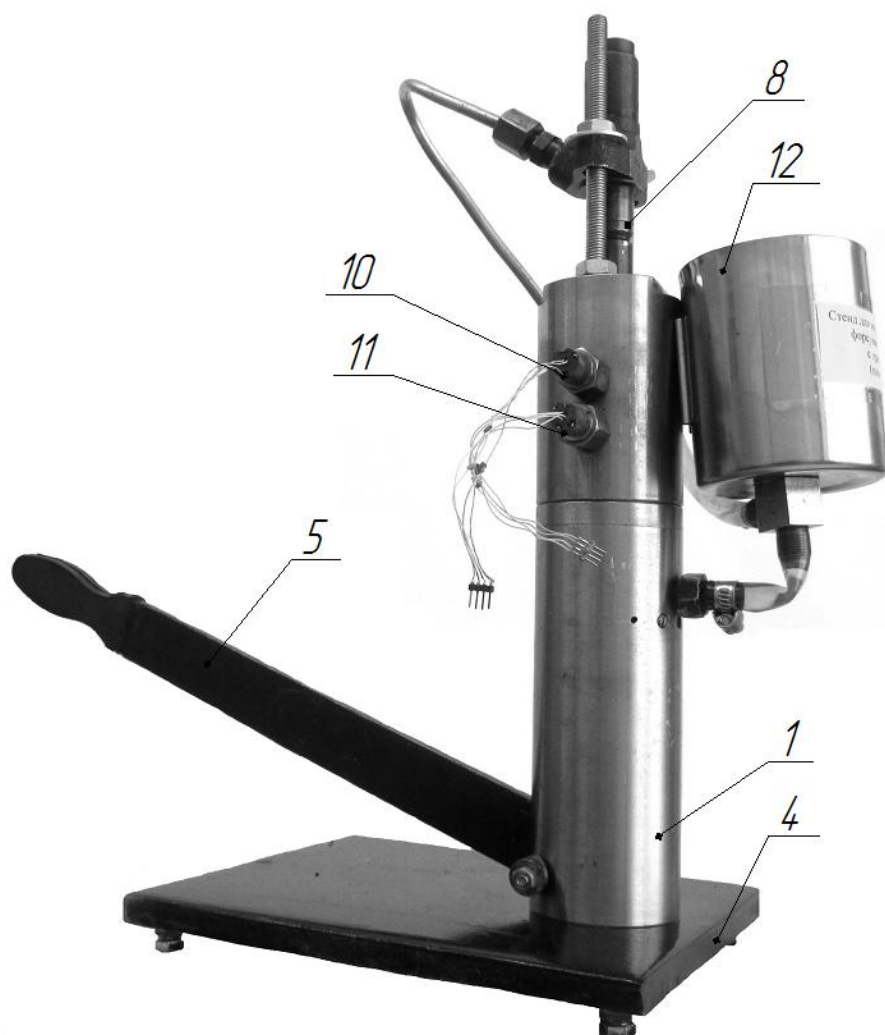


Рисунок 3.12 Общий вид стенда для регулировки форсунок (обозначения те же, что и на рисунке 3.11)

Для снятия параметров работы форсунок применяется тот же микропроцессорный блок закона топливоподачи (рисунок 2.14) [76].

### 3.6 Обработка экспериментальных данных, оценка погрешностей измерений

Степень точности определенных при экспериментах величин, оценивалась по общепринятой методике [21, 22, 92].

С целью получения достоверных результатов измерения повторялись пять раз, а среднее арифметическое значение  $\bar{\alpha}$  искомой величины определялось с использованием отдельных значений измерений  $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$  по выражению

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \dots + \alpha_n}{n}, \quad (3.2)$$

где  $n$  – число измерений.

Отклонение отдельного результата  $\alpha_i$  от среднеарифметического значения определялось по выражению

$$\varepsilon_i = \alpha_i - \bar{\alpha}. \quad (3.3)$$

Абсолютная среднеарифметическая ошибка находилась по выражению

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum \varepsilon_i^2}{n \cdot (n - 1)}}. \quad (3.4)$$

Предельная погрешность среднего арифметического определялась по выражению

$$\sigma_{max} = 3 \cdot \sigma. \quad (3.5)$$

Точность единичного измерения оценивалась по предельным ошибкам измерений. За квадратичную ошибку единичного измерения принималась 1/3 предельной ошибки.

Относительная величина погрешности  $\Delta$  определялась по выражению

$$\Delta = \frac{\Delta \alpha}{\alpha}. \quad (3.6)$$

Для случая, когда определяемая величина являлась функцией ряда переменных  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ , среднее квадратичное отклонение находилось по выражению

$$\Delta y = \sqrt{\left(\frac{df}{dx_1}\right) \cdot \Delta x_1 + \left(\frac{df}{dx_2}\right) \cdot \Delta x_2 + \dots + \left(\frac{df}{dx_n}\right) \cdot \Delta x_n}, \quad (3.7)$$

Относительная величина погрешности определялась по выражению

$$\Delta = \frac{\Delta y}{y}, \quad (3.8)$$

где  $\bar{y}$  - среднее арифметическое функции.

Определение измеряемых величин сопряжено с комплексом работ по тарировке регистрирующей аппаратуры, записи процессов, расшифровки их и т.д. При этом каждый этап работ вносит некоторую погрешность в определяемую величину. Суммарная погрешность каждой величины находилась по обычно применяемой методике.



В качестве примера приведем расчет погрешности определения величины удельного эффективного расхода топлива.

В общем виде относительная погрешность измерения удельного эффективного расхода рассчитывается по выражению

$$\Delta = \frac{\Delta g_{ei}}{g_{ei}} = \sqrt{\left(\frac{\Delta t}{t}\right)^2 + \left(\frac{\Delta N_e}{N_e}\right)^2 + \left(\frac{\Delta G_m}{G_m}\right)^2} \cdot 100\%, \quad (3.9)$$

где  $\frac{\Delta t}{t}$  - относительная погрешность при измерении времени;

$\frac{\Delta N_e}{N_e}$  - относительная погрешность при измерении нагрузки;

$\frac{\Delta G_m}{G_m}$  - относительная ошибка при измерении массы топлива.

Общая относительная ошибка по этому выражению составит

$$\Delta = \sqrt{\left(\frac{0,01}{100}\right)^2 + \left(\frac{1}{108,8}\right)^2 + \left(\frac{1}{500}\right)^2} \cdot 100 = 0,94\%.$$

Среднеквадратическую ошибку найдем, принимая равной 1/3 от предельной

$$\sigma = 0,94 / 3 = 0,31\%.$$

Вычисленные вероятные ошибки измеренных величин приведены в таблице

3.5.

Таблица 3.5 Вероятные абсолютная и относительная ошибки измерений

Наименование определяемой величины	Размерность	Абсолютная ошибка ( <i>max</i> )	Относительная ошибка, %
1	2	3	4
Цикловая подача топлива	<i>мм<sup>3</sup>/цикл</i>	1,19	±1,42
Начало впрыска	<i>град.</i>	0,05	±2,01
Продолжительность впрыска	<i>град.</i>	0,05	±2,01
Частота вращения коленчатого вала	<i>мин<sup>-1</sup></i>	15,00	±0,63
Эффективная мощность	<i>кВт</i>	0,74	±0,92

Продолжение таблицы 3.5

1	2	3	4
Крутящий момент двигателя	<i>Н·м</i>	2,45	±0,78
Удельный расход топлива	<i>г/кВт·ч</i>	2,30	±0,94
Часовой расход топлива	<i>кг/час</i>	0,11	±0,56
Расход воздуха	<i>кг/час</i>	4,38	±0,80
Давление у штуцера форсунки	<i>МПа</i>	0,09	±0,35
Давление в камере впрыска	<i>МПа</i>	0,02	±0,35
Температура выхлопных газов	<i>°С</i>	1	±0,17

## 4 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЛОЖЕННЫХ УСТРОЙСТВ

При их проведении учитывалось, что экспериментальное исследование аккумуляторов с двумя механическими пружинами были проведены достаточно полно Инсафудиновым С.З. и Костенко Л.Н.

Выполненный нами теоретический анализ позволил глубже изучить рабочий процесс комбинированных гидромеханических аккумуляторов и уточнить конструкцию и методику их расчета.

Из результатов наших работ следует, что устройства с такими аккумуляторами оказываются довольно сложными по конструкции из-за применения электромагнитно и механически управляемых клапанов и определения параметров топливоподачи по ходу поршенька аккумулятора, записанного тензометрическими датчиками. Из-за сложности конструкции они могут применяться лишь в специализированных мастерских по ремонту ТА дизелей.

С учетом этих обстоятельств при экспериментальных исследованиях нами основное внимание уделялось анализу невыясненных или вновь возникших обстоятельств и исследованию устройств с простейшими гидравлическими аккумуляторами, могущих применяться в мастерских обычных сельскохозяйственных предприятий.

### **4.1 Безмоторное исследование форсунок на модернизированных стендах**

Испытания проводились с использованием форсунок ФДМ-22 (дизеля Д-245.12) и 6Т2 (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 форсунки устанавливались на стенд КИ-562 с предложенным УПВ и определялось давление начала их впрыска при различных противодавлениях

впрыску, устанавливаемых воздействием на предварительный затыг пружины перепускного клапана.

Результаты испытаний форсунок ФДМ-22 на стенде КИ-562 представлены в таблице 4.1 и на рисунках 4.1 и 4.2.

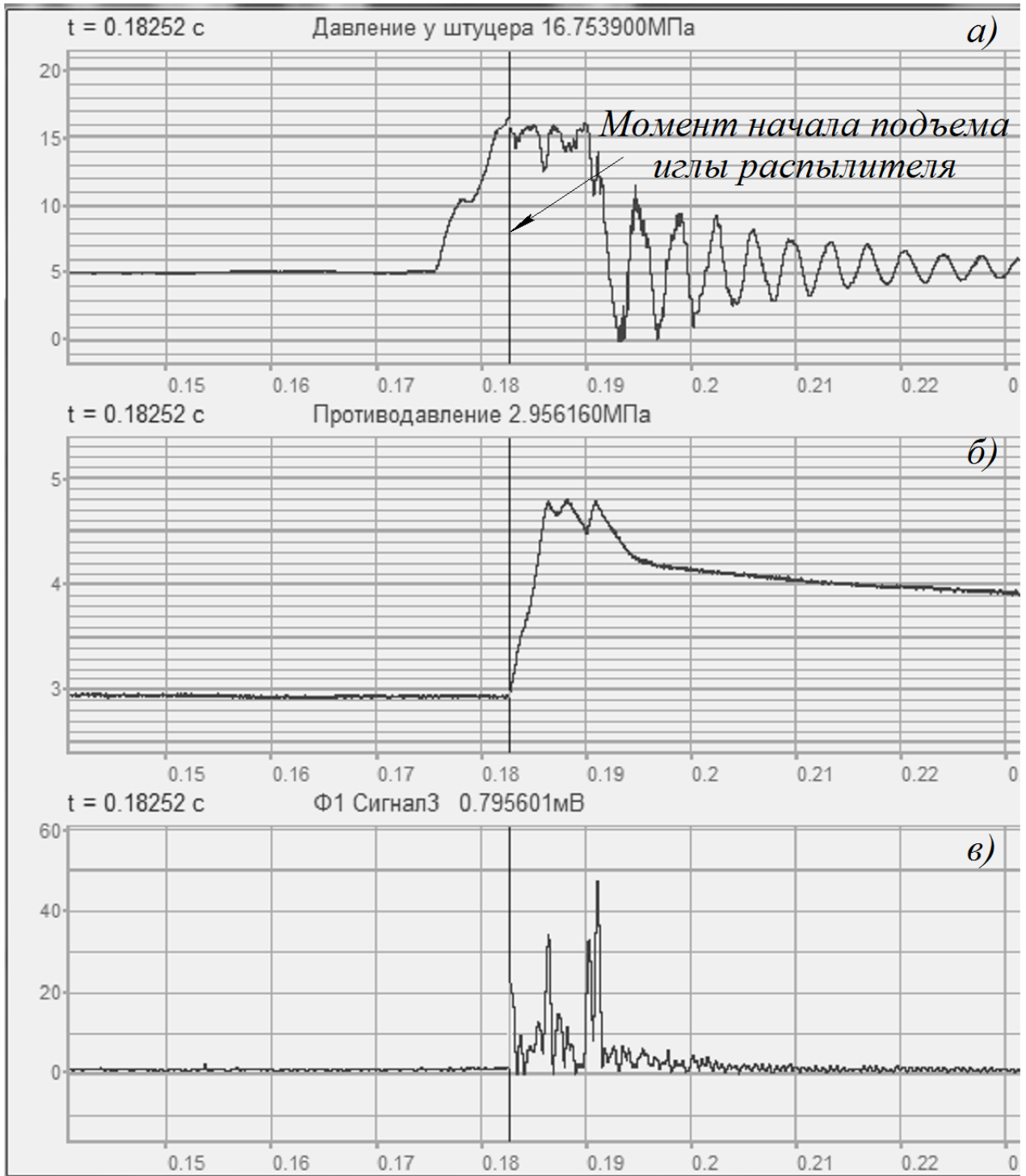


Рисунок 4.1 Осциллограммы давления в топливопроводе у форсунки ФДМ-22 (а) и в камере впрыска (б) и хода иглы распылителя (в) при ручной прокачке топлива

Как видно из рисунка 4.1, 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

Таблица 4.1 Зависимость давления начала впрыска топлива от величины противодействия

№ фор- сунки	Противодавление, МПа						
	17,5	1	2	3	4	5	6
1	17,5	17,2	16,9	16,7	16,4	16,2	15,9
2	17,5	17,1	16,8	16,3	16,0	15,7	15,2
3	17,5	17,3	17,0	16,8	16,5	16,3	16,0
4	17,5	17,4	17,2	17,1	17,0	16,8	16,7

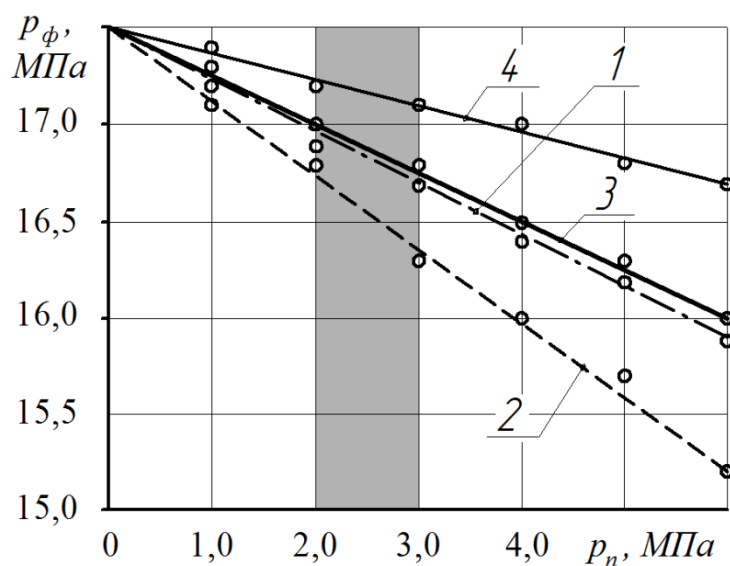


Рисунок 4.2 Зависимость давления начала впрыска топлива  $p_{\phi}$  от противодействия  $p_n$ : 1, 2, 3 и 4- на этом и следующих двух рисунках номера форсунок

Нулевое значение противодействия соответствует атмосферному давлению.

С увеличением противодействия  $p_n$  давление впрыска форсунки  $p_{\phi}$  снижалось. Объяснялось это действием противодействия на иглу со стороны колдца распылителя в сторону ее подъема.

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 4.2).

Для определения степени влияния противодействия  $p_n$  обработкой данных рисунка 4.2 было получено выражение по усредненному значению изменения давления (давления в МПа)

$$p_{\phi} = p_{\phi 0} - 0,25 \cdot p_n, \quad (4.1)$$

где  $p_{\phi 0}$  – давление впрыска топлива форсункой в среду с атмосферным давлением.

Из него видно, что противодействие впрыску снижает давление начала впрыска примерно на одну четверть своей величины.

Используя предложенное выражение (4.1) и подставив его значение в выражение (1.6) секундную объемную подачу топлива можно получить

$$Q = \mu S \cdot \sqrt{\frac{2(p_{\phi 0} - 1,25 p_n)}{\rho}}. \quad (4.2)$$

Из-за неидентичности гидравлических сопротивлений ( $\mu S$  по формуле (4.2)) у каждой форсунки секундная производительность снижается по-своему.

Различия в степени влияния противодействия впрыску явились следствием гидравлической неидентичности форсунок. Они объясняли и различную по форсункам интенсивность влияния частоты вращения вала ТНВД на давление начала впрыска (рисунок 4.3).

Таблица 4.2 Зависимость давления начала впрыска топлива от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с впрыском топлива в атмосферу ( $p_{\phi} = 17,5$  МПа)

№ фор- сунки	Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$					
	200	400	600	800	1000	1200
1	18,6	19,4	21,1	22,2	23,3	24,1
2	17,5	17,9	18,7	19,1	19,4	20,1
3	18,9	20,2	21,6	23,0	24,0	25,1
4	19,5	22,1	23,2	25,1	27,3	29,0

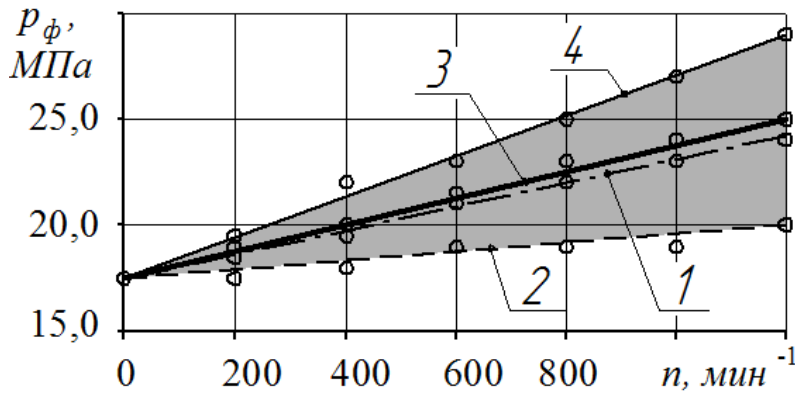


Рисунок 4.3 Зависимость давления начала впрыска топлива от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с впрыском топлива в атмосферу

При испытаниях с использованием УПВ и регулировании форсунок на уменьшенное давление начала впрыска (16,7 МПа) разница в давлениях начала впрыска топлива заметно снижалась (рисунок 4.4).

Таблица 4.3 Зависимость давления начала впрыска топлива от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с начальным противодавлением впрыска 3 МПа ( $p_{\phi}=16,7$  МПа)

№ фор- сунки	Частота вращения, $\text{мин}^{-1}$					
	200	400	600	800	1000	1200
1	17,5	18,8	19,8	20,9	21,9	22,8
2	17,4	18,3	19,2	20,3	21,5	22,1
3	17,8	19,2	20,5	21,5	22,7	23,8
4	18,3	19,5	21,0	22,3	23,4	24,9

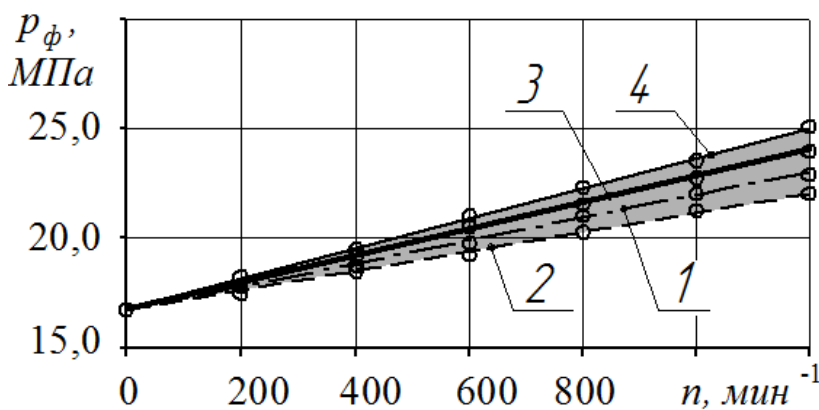


Рисунок 4.4 Зависимость давления начала впрыска топлива от частоты вращения вала ТНВД в случае регулировки форсунок с начальным противодавлением впрыска 3 МПа

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

По форсункам 6Т2 получились идентичные данные.

Из приведенных данных следует, что:

- противодействие впрыску, действуя на иглу распылителя, снижает усилие затяга пружины, действующее на иглу распылителя в четыре раза меньше чем оно само;
- при гидравлической неидентичности форсунок неидентичным оказывается и влияние противодействия на цикловые подачи;
- при введении противодействия (в пределах 2...3 МПа) к моменту впрыска форсунки следует регулировать на уменьшенное до 6% давление начала впрыска топлива.

#### 4.2 Безмоторное исследование в целом ТА с применением устройств противодействия впрыску

Безмоторные исследования ТА дизеля Д-245.12 с номинальной частотой вращения кулачкового вала ГНВД 4УТНИ-Т-111105 ( $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ ), проводились с использованием упрощенного варианта УПВ с гидравлическим аккумулятором.

На всех этапах исследований ТА регулировалась на возможную низкую неравномерность топливоподачи.

Цикловая подача определялась мензурочным способом (измеряя количество перепускаемого топлива).

Межсекционная неравномерность вычислялась двумя методами – существующим (по максимальной и минимальной подачам секций) и более объективным (на наш взгляд) предложенным Башкирским ГАУ (по суммарной неравномерности подачи секций, определенной по средней цикловой подаче) определяемой по выражению [50]

$$\delta_c = (\delta_{c1} + \delta_{c2} + \dots + \delta_{ci}) = \left( \frac{\left| g_u^1 - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i} + \frac{\left| g_u^2 - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i} + \dots + \frac{\left| g_u^i - \frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i \right|}{\frac{1}{i} \cdot \sum_1^i g_u^i} \right) \cdot 100\%, \quad (4.3)$$

где  $i$ - число цилиндров двигателя (секций системы топливоподачи);

$g_u^1, g_u^2, g_u^3 \dots g_u^i$ - цикловые подачи отдельных секции системы,  $\text{мм}^3/\text{цикл}$ ;



$\delta_{сг}$ - неравномерности подачи секций, найденные с использованием средней подачи, %;

$\sum_1^i g_{сг}^i$  и  $\frac{1}{i} \sum_1^i g_{сг}^i$  - суммарная за рабочий цикл двигателя и средняя цикловая подача секций насоса,  $мм^3/цикл$ .

Вначале ТА регулировалась при впрыске в среду с атмосферным давлением по действующей методике (таблица 4.4).

Таблица 4.4 Цикловые подачи секций ТА и неравномерность подачи при впрыске в среду с атмосферным давлением

Частота вращения кулачкового вала, $мин^{-1}$	Цикловые подачи $g_{сг}$ по секциям ТА, $мм^3$				Средняя цикловая подача, $g_{сг,ср}$ , $мм^3$	Межсекционная неравномерность ( $\delta_{сг}$ , %), определенная по методикам	
	I	II	III	IV		действующей	Башкирского ГАУ
1200	87	87	87	87	87,00	0,00	0,00
1100	88	89	87	87	87,75	2,27	3,42
1000	89	92	88	87	89,00	5,59	6,74
900	89	95	89	88	90,25	7,65	10,53
800	92	98	90	89	92,25	9,63	12,47

Как видно из таблицы 4.4 с уменьшением частоты вращения кулачкового вала ТНВД средняя цикловая подача и ее неравномерность возрастали так, что к режиму  $n_k = 800 \text{ мин}^{-1}$  (максимального крутящего момента) увеличились соответственно с 87 до 92  $мм^3$  и до 12,5 %.

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

ТА, отрегулированная по действующей методике, затем устанавливалась на регулировочный стенд, модернизированный введением противодействия, и вновь снималась скоростная характеристика (таблица 4.5).

При проверке с введением противодействия впрыску средняя цикловая по-

дача оказалась ниже на 4%, а неравномерность подачи на номинальном режиме была выше на 8% и к режиму  $n_k=800\text{мин}^{-1}$  возросла до 16%.

Таблица 4.5 Цикловые подачи секций ТА (отрегулированной по действующей методике) и неравномерность подачи при проверке на стенде с противодавлением впрыску

Частота вращения кулачкового вала, $\text{мин}^{-1}$	Цикловые подачи $g_{ц}$ по секциям ТА, $\text{мм}^3$				Средняя цикловая подача, $g_{ц,ср}$ , $\text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность ( $\delta_c$ , %), определенная по методикам	
	I	II	III	IV		действующей	Башкирского ГАУ
1200	85	85	83	81	83,75	5,99	8,36
1100	86	88	84	81	84,75	8,28	10,62
1000	87	91	85	82	86,25	10,40	12,75
900	87	94	86	83	87,50	12,43	14,86
800	89	96	87	84	89,00	13,33	15,73

При такой проверке было установлено, что при введении постоянного слива топлива из аккумулятора давление в нем в конце впрыска снижалось ниже требуемого. Поднять его до необходимого удалось уменьшением объема аккумулятора до  $23,9\text{ см}^3$  (на  $3,5\text{ см}^3$ ).

Слив влиял и на остаточное давление в аккумуляторе. Величину этого давления можно было регулировать изменением затяга пружины перепускного клапана.

При регулировании ТА с введением противодавления впрыску снимались осциллограммы давления у штуцеров форсунок и в камере впрыска приведенные на рисунках 4.5, 4.6 и 4.7.

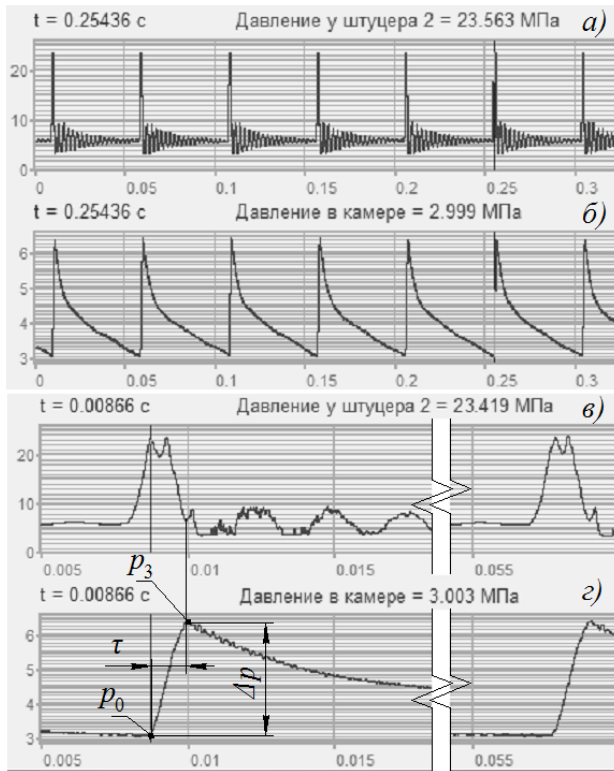


Рисунок 4.5 Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй секций ТА (а) и в камере УПВ (б) и соответствующие им расширенные по оси абсцисс (в) и (д):  $p_0$  и  $p_3$  - начальное и конечное противодействия впрыску;  $\Delta p$ - величина нарастания противодействия;  $\tau$ - продолжительность впрыска

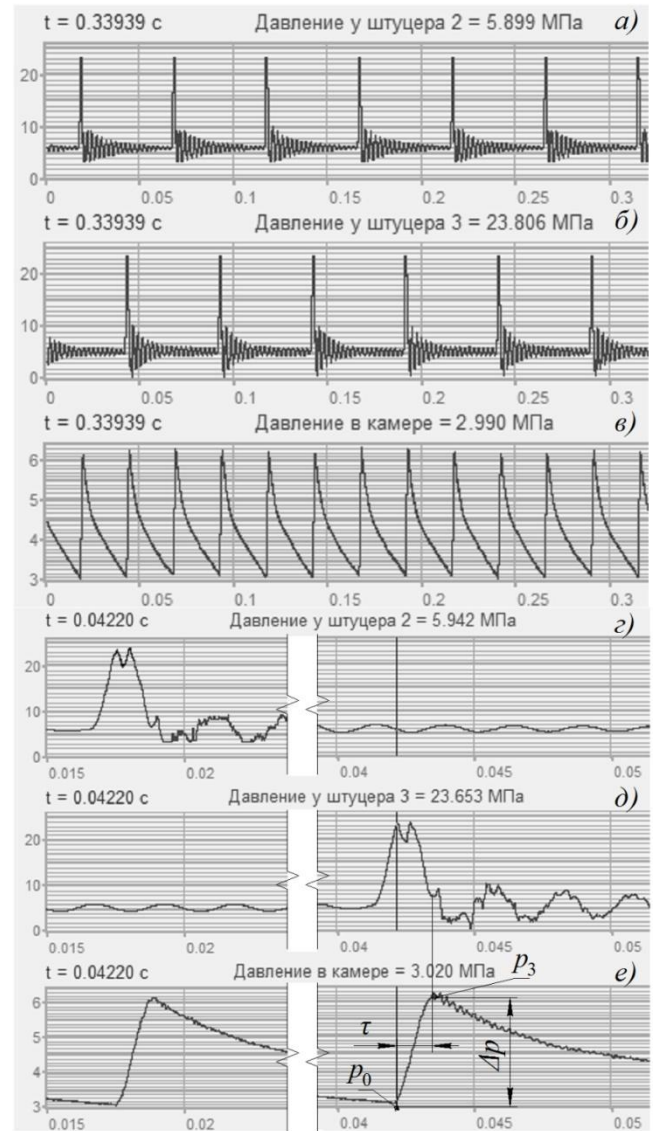


Рисунок 4.6 Осциллограммы давления у штуцера форсунки второй (а) и третьей (б) секций ТА и в камере УПВ (в) и соответствующие им расширенные (д), (д) и (е)

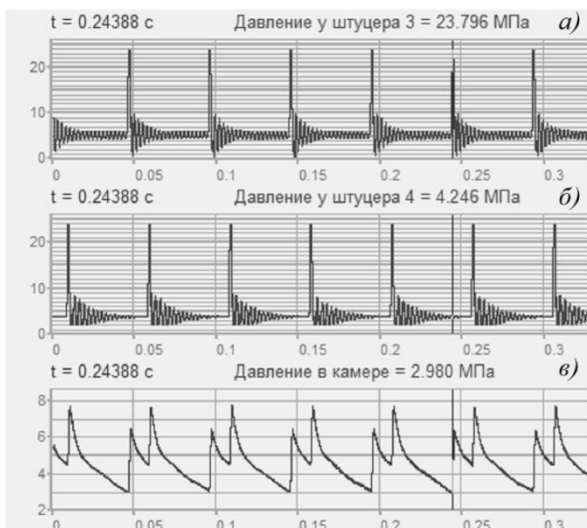


Рисунок 4.7 Осциллограммы давления у штуцера форсунки третьей (а) и четвертой (б) секций ТА и в камере УПВ (в)

Давления в камере впрыска в начале и конце впрыска составили  $p_0=3,0$  МПа и  $p_3=6,4$  МПа, т.е. разность их была  $\Delta p=3,4$  МПа. Опережение впрыска составило  $\varphi=19$  град.н.к.в., продолжительность впрыска  $\tau=22$  град.н.к.в., а давления у штуцера форсунок были в начале 23,8 МПа и 7,4 МПа в конце впрыска. Максимальное давление впрыска составило 24,0 МПа, а остаточное давление в топливопроводе было 5,0 МПа.

Как видно из представленных осциллограмм, после завершения впрыска давление в аккумуляторе плавно снижалось (из-за принятого постоянного дросселируемого слива топлива из аккумулятора). Ускорить разгрузку аккумулятора можно было снижением затяга пружины перепускного клапана.

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, принимать для обслуживания «отдельно» расположенных секций ТА (при порядке работы 1-3-4-2 – это 1 и 4 или 3 и 2, см. рисунок 4.6). При обслуживании «близко» расположенных секций невозможно было обеспечить необходимое снижение остаточного давления к очередному впрыску (рисунок 4.7). Отсюда следует, что предложенным устройством можно обслуживать лишь две секции ТА.

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. Полученные после этого скоростные характеристики представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 Цикловые подачи секций ТА и неравномерность подачи при впрыске в среду с атмосферным давлением (с предварительно отрегулированными форсунками при впрыске в среду с противодавлением)

Частота вращения кулачкового вала, $\text{мин}^{-1}$	Цикловые подачи $g_{ц}$ по секциям ТА, $\text{мм}^3$				Средняя цикловая подача, $g_{ц,ср}$ , $\text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность ( $\delta_c$ , %), определенная по методикам	
	I	II	III	IV		действующей	Башкирского ГАУ
1200	87	87	87	87	87,00	0,00	0,00
1100	88	89	88	87	88,00	2,27	2,27
1000	89	91	89	87	89,00	4,49	4,49
900	89	93	90	88	90,00	5,52	6,67
800	92	96	91	90	92,25	6,45	8,13

При этом средняя цикловая подача не изменилась, а неравномерность подачи к режиму  $n_k=800\text{мин}^{-1}$  снизилась на 4%.

После этого ТА вновь проверялась с введением противодействия впрыску и вновь снималась скоростная характеристика (таблица 4.7).

Таблица 4.7 Цикловые подачи секций ТА и неравномерность подачи при проверке на стенде с противодавлением впрыску (с предварительно отрегулированными форсунками при впрыске в среду с противодавлением)

Частота вращения кулачкового вала, $\text{мин}^{-1}$	Цикловые подачи $g_{ц}$ по секциям ТА, $\text{мм}^3$				Средняя цикловая подача, $g_{ц,ср}$ , $\text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность ( $\delta_c$ , %), определенная по методикам	
	I	II	III	IV		действующей	Башкирского ГАУ
1200	85	85	83	82	83,75	3,59	4,18
1100	86	87	84	82	84,75	5,92	6,49
1000	87	89	85	83	86,00	6,98	9,30
900	87	92	86	84	87,25	9,09	10,88
800	89	95	87	86	89,25	9,94	12,88

Средняя цикловая подача и неравномерность подачи на всех режимах снизились на 4%. Из этих данных следует, что регулировка с противодавлением впрыску только даже одних форсунок оказывается целесообразным.

С учетом приведенных данных для дальнейших испытаний ТА регулировалась на стенде с противодавлением впрыску на уменьшенную (до  $84 \text{ мм}^3/\text{цикл}$ ) цикловую подачу и давление начала впрыска топлива форсунок  $16,7 \text{ МПа}$ . Результаты испытаний приведены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 Цикловые подачи секций ТА и неравномерность подачи при регулировке с противодавлением впрыску на уменьшенные цикловую подачу и давление начала впрыска

Частота вращения кулачково-го вала, $\text{мин}^{-1}$	Цикловые подачи $g_{ц}$ по секциям ТА, $\text{мм}^3$				Средняя цикловая подача, $g_{ц,ср}$ , $\text{мм}^3$	Межсекционная неравномерность ( $\delta_c$ , %), определенная по методикам	
	I	II	III	IV		действующей	Башкирского ГАУ
1200	84	84	84	84	84,00	0,00	0,00
1100	85	85	85	84	84,75	1,18	1,77
1000	86	86	86	84	85,50	2,35	3,51
900	87	88	87	85	86,75	3,47	4,03
800	88	91	88	88	88,75	3,35	5,07

Как видно, при регулировании отдельно форсунок и в целом ТА введением противодавления впрыску на режиме  $n_k=800 \text{ мин}^{-1}$  достигалась минимальная неравномерность топливоподачи (5%).

На рисунке 4.8 обобщенные данные по всем проведенным испытаниям.

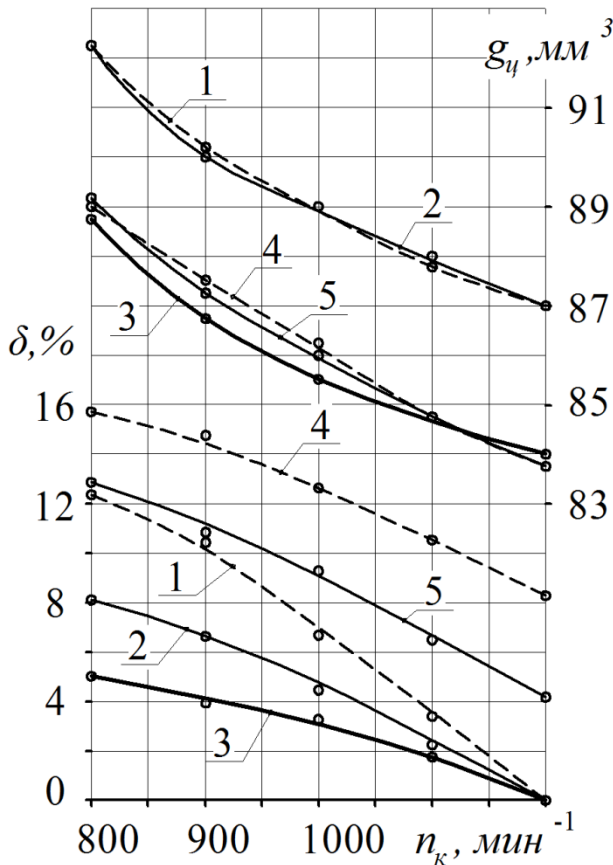


Рисунок 4.8 Зависимости средней цикловой подачи и неравномерности топливоподачи (по методу Башкирского ГАУ) от частоты вращения кулачкового вала ТНВД: 1, 2, 3 и 4 и 5 - при регулировке ТА по существующей методике, то же при предварительно отрегулированных форсунках с противодавлением, при регулировке в целом ТА с противодавлением впрыску и проверке после регулировок 1 и 2 с введением противодавления и соответствующие им средние цикловые подачи

Общее снижение неравномерности составило на режимах номинальной и максимального крутящего момента соответственно 8 и 11%.

Это указывает, с одной стороны, на целесообразность регулировки при существующей методике на повышенную (на 3...4%) цикловую подачу и, с другой, на необходимость модернизации современных стендов введением противодавления впрыску.

Для оценки адекватности математической модели проведено сравнение теоретической интегральной характеристики топливоподачи с экспериментально полученной при испытаниях ТА дизеля Д-144 с номинальной частотой вращения кулачкового вала ТНВД 4УТНМ-111105 ( $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ ) с применением трехпружинного гидромеханического аккумулятора с последовательно-параллельно работающими механическими пружинами.

Интегральные характеристики приведены на рисунке 4.9.

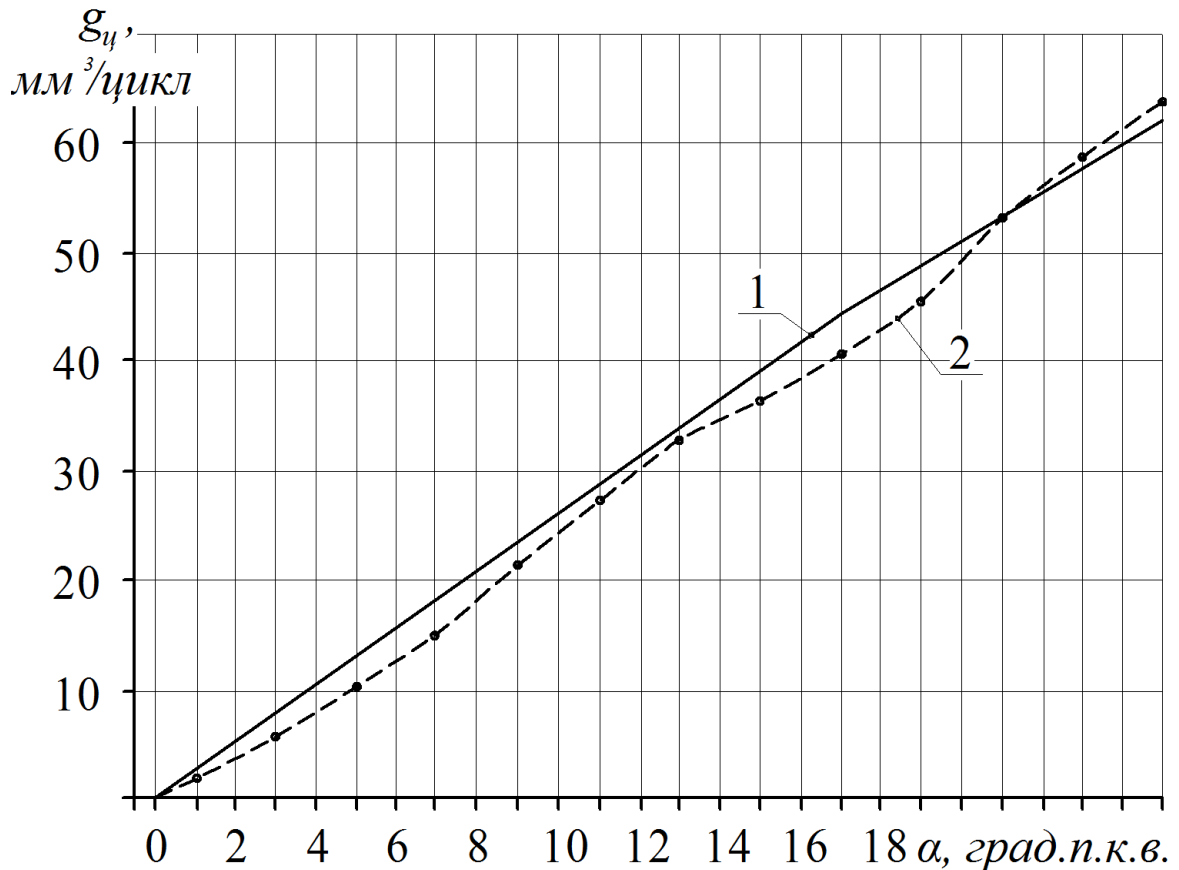


Рисунок 4.9 Интегральная характеристика топливopодачи ТA дизеля Д-144:  
1- теоретическая; 2- экспериментальная

Соотношение дисперсий полученных выборок равно 1,29, что меньше табличного значения критерия Фишера  $F(0,05;26;26)=1,93$  следовательно дисперсии отличаются не значительно, что свидетельствует о адекватности математической модели.

#### 4.3 Разработка методики регулирования топливной аппаратуры на стендах с противодавлением впрыску

Результаты испытаний позволили предложить следующую методику регулировки ТA на стендах с противодавлением впрыску:

- отрегулировать форсунки на стенде с противодавлением впрыску на уменьшенное давление начала впрыска топлива (до 6%), 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;
- установить в целом ТA на стенд с противодавлением 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.

## 5 ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РАЗРАБОТАННЫХ УСТРОЙСТВ

Внедрение разработанного устройства противодействия впрыску позволяет, с одной стороны, снизить трудоемкость регулировочных работ и, с другой, существенно повысить экономичность работы дизелей.

Предварительно были вычислены затраты на изготовление устройств противодействия впрыску с трехпружинным гидромеханическим и гидравлическим аккумуляторами для регулировочных стендов ТА и его форсунок.

*Затраты на изготовление УПВ с трехпружинным аккумулятором для регулировочных стендов ТА.*

Результаты затрат на приобретение необходимых готовых узлов приведены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 Затраты на приобретение готовых узлов

Наименование узлов	Единица измерения	Количество	Стоимость, руб.
Электромагнитный клапан фирмы DENSO	<i>шт.</i>	1	6200,0
Датчик давления серии МД	<i>шт.</i>	1	800,0
Электронный блок управления (определен из стоимости отдельных компонентов)	<i>шт.</i>	1	7000,0
Монтажные провода	<i>м</i>	5	150,0
Манометр	<i>шт.</i>	1	300,0
Клапан перепускной	<i>шт.</i>	1	500,0
Итого			14950,0

Затраты на изготовление оригинальных деталей, необходимых для устройства, определяются заработной платой рабочего, изготавливающего эти детали [63]

$$Z_{из} = T_{из} \cdot C_{шт} \cdot K_{соц}, \quad (5.1)$$

где  $T_{из}$  - средняя трудоемкость изготовления деталей;

$C_{чт}$  - часовая ставка токаря 4-го разряда  $C_{чт}=98,7$  руб.;

$K_{соц}$  – коэффициент начисления по социальному страхованию,  $K_{соц}=1,302$ .

Определенные по этому выражению затраты сведены в таблицу 5.2.

Таблица 5.2 Затраты на изготовление деталей

Наименование деталей	Трудоемкость изготовления, чел.-час	Коли- чество	Затраты, руб.
Корпус основной	26,0	1	3341,1
Корпус механического аккумулятора	22,0	1	2827,2
Корпус линии разгрузки	18,0	1	2313,1
Корпус аккумулятора остаточного давлени- я	14,0	1	1799,1
Корпус перепускного клапана	4,0	1	514,0
Поршеньек механического аккумулятора	6,0	1	771,0
Пружины противодействия	2,0	2	514
Регулировочные винты затяга пружин	4,5	2	1156,6
Регулировочный винт перепускного кла- пана	1,5	1	192,8
Защитный колпак механического акку- мулятора	3,0	1	385,5
Контргайки	0,5	2	128,5
Штуцер сливной	1,5	2	385,5
Итого			14328,4

Затраты на сборку предлагаемого устройства определялись по выражению [63]

$$Z_{сб} = T_{сб} \cdot C_{чс} \cdot K_{соц}, \quad (5.2)$$

где  $T_{сб}$  - средняя трудоемкость сборочных работ,  $T_{сб}=12,5$  чел.-час;

$C_{чс}$  - часовая ставка слесаря 4-го разряда  $C_{чс}=79,4$  руб.

В соответствии с выражением (5.2) они составили

$$Z_{сб} = 12,5 \cdot 79,4 \cdot 1,302 = 1292 \text{ руб.}$$

В целом затраты по рассмотренным трем позициям составили

$$Z = 14950 + 14328 + 1292 = 30570 \text{ руб.}$$

*Затраты на изготовление устройства с гидравлическим аккумулятором* определялись аналогично случаю трехпружинного аккумулятора. Затраты приведены в таблице 5.3.

Таблица 5.3 Общие затраты на изготовление УПВ с гидравлическим аккумулятором

Наименование	Единица измерения	Количество	Затраты, руб.
1	2	3	4
Затраты на приобретение деталей			
Датчик давления серии МД	<i>шт.</i>	1	800,0
Электронный блок	<i>шт.</i>	1	1700,0
Монтажные провода	<i>м</i>	2	60,0
Клапан перепускной	<i>шт.</i>	1	500,0
Затраты на изготовление деталей			
Корпус основной	<i>шт.</i>	1	1799,0
Корпус гидравлического аккумулятора	<i>шт.</i>	1	514,0
Корпус линии слива	<i>шт.</i>	1	771,0
Винт изменения объема аккумулятора	<i>шт.</i>	1	192,8
Корпус перепускного клапана	<i>шт.</i>	1	514,0
Защитный колпак аккумулятора	<i>шт.</i>	1	385,5
Регулировочный винт перепускного клапана	<i>шт.</i>	1	192,8
Контргайки	<i>шт.</i>	1	64,3
Штуцер сливной	<i>шт.</i>	2	385,5
Затраты на сборку			620,3
Итого			8499,2

*Затраты на изготовление стенда для регулировки форсунок.*

Таблица 5.4 Общие затраты на изготовление стенда с противодавлением впрыску для регулировки форсунок

Наименование	Единица измерения	Количество	Затраты, руб.
Затраты на приобретение деталей			
Датчик давления серии МД	<i>шт.</i>	2	1600,0
Электронный блок	<i>шт.</i>	1	1700,0
Монтажные провода	<i>м</i>	2	60,0
Клапан перепускной	<i>шт.</i>	1	500,0
Топливный бачок	<i>шт.</i>	1	100,0
Топливопровод	<i>шт.</i>	1	150,0
Насосная секция в сборе	<i>шт.</i>	1	1200,0
Затраты на изготовление деталей			
Корпус	<i>шт.</i>	1	5911,3
Плита опорная	<i>шт.</i>	1	192,8
Рычаг	<i>шт.</i>	1	257,0
Штуцер	<i>шт.</i>	2	385,5
Затраты на сборку			1033,8
Итого			13090,4

Для оценки повышения экономичности работы дизелей проведены моторные испытания на 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 использованием УПВ по предлагаемой методике (таблица 5.5 и рисунок 5.1).

Таблица 5.5 Основные показатели работы дизеля Д-245.12

$n$ , $\text{мин}^{-1}$	$M_{кр}$ , $\text{Н}\cdot\text{м}$	$N_e$ , $\text{кВт}$	$G_m$ , $\text{кг/ч}$	$g_e$ , $\text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$g_{ц}$ , $\text{мм}^3/\text{цикл}$	$G_a$ , $\text{кг/ч}$	$\alpha$	$t_r$ , $^{\circ}\text{C}$
Регулировка по действующей методике								
2400	314,4	79,0	19,97	252,8	80,6	547	1,89	573
2200	325,6	75,0	18,39	245,2	81,0	515	1,93	565
2000	331,9	69,5	16,74	240,7	81,1	498	2,05	555
1800	336,9	63,5	15,12	238,1	81,4	482	2,20	544
Регулировка по предложенной методике								
2400	322,3	81,0	19,95	246,3	80,5	545	1,88	566
2200	334,3	77,0	18,34	238,2	80,7	513	1,93	559
2000	339,0	71,0	16,68	234,9	80,8	496	2,05	549
1800	342,2	64,5	15,05	233,3	81,0	480	2,20	539

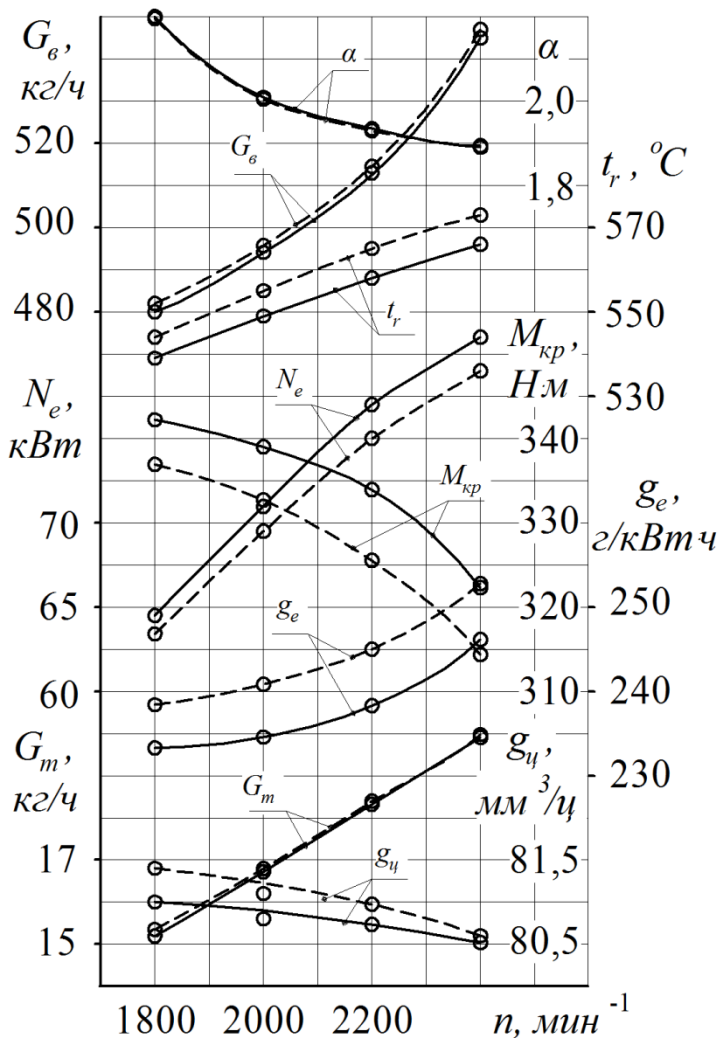


Рисунок 5.1 Скоростная характеристика дизеля Д-245.12 с ТА, отрегулированной по действующей методике (штриховые линии) и по предложенной с использованием УПВ (сплошные):  $n$ - частота вращения;  $M_{кр}$ - крутящий момент;  $N_e$ - эффективная мощность двигателя;  $G_m$ - часовой расход топлива;  $g_e$ - удельный эффективный расход топлива;  $g_{ц}$ - расчетная цикловая подача;  $G_a$ - часовой расход воздуха;  $\alpha$ - коэффициент избытка воздуха;  $t_r$ - температура выхлопных газов

Из них следует, что при регулировке ТА с применением УПВ на номинальном режиме ( $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ ) часовые расходы топлива и воздуха практически не изменились (составляли  $G_m=19,97 \text{ кг/ч}$ ,  $G_g=547 \text{ кг/ч}$ ). Выше на 2,4% оказались как мощность двигателя  $N_e$  (на 2 кВт), так и крутящий момент  $M_k$  (на 7,9 Н·м), а удельный расход  $g_e$  был ниже на 6,5 г/кВт·ч (2,6%).

Температура выхлопных газов снизилась на 7 °С (с 573 до 566 °С).

Экономическая эффективность по результатам моторных испытаний определялась на примере предприятий Республики Башкортостан (РБ) по трактору тягового класса 1,4 Беларусь 952 (двигатель 4Ч11/12,5) и грузовому автомобилю ЗИЛ-5301 (4Ч11/12,5).

Экономия по дизельному топливу определялась исходя из среднегодовой наработки одного трактора, составляющей  $T=1012 \text{ мото-ч}$  и расхода топлива на один *мото-ч*, равного  $G=12,6 \text{ л}$ . [69].

Внедрение разработанных устройств позволяет существенно повысить экономичность работы дизелей. По результатам наших моторных испытаний двигателя 4Ч11/12,5 расход топлива в среднем снижается на 2,6%.

Если исходить из этого, то экономия топлива на один *мото-ч* будет

$$\Delta G = 0,026 \cdot G = 0,026 \cdot 12,6 = 0,33 \text{ л / мото-ч}, \quad (5.3)$$

а годовая экономия топлива на один трактор  $\Delta G_2$  в л и  $\mathcal{E}T_2$  в руб. получится

$$\Delta G_2 = \Delta G \cdot T = 0,33 \cdot 1012 = 334,0 \text{ л / год}; \quad (5.4)$$

$$\mathcal{E}T_2 = C_m \cdot \Delta G_2 = 31,5 \cdot 334,0 = 10521,0 \text{ руб. / год}, \quad (5.5)$$

где  $C_m$ - стоимость дизельного топлива.

В целом по РБ на 01.01.2015 г. числится 7327 тракторов тягового класса 1,4 [109].

Исходя из этого, экономия по РБ составит

$$\mathcal{E}_{РБ} = N_{mp} \cdot \mathcal{E}T_2 = 7327 \cdot 10521,0 = 77,1 \text{ млн.руб. / год}. \quad (5.6)$$

Экономия по дизельному топливу применительно к грузовому автомобилю ЗИЛ-5301 определялась исходя из среднегодового пробега, составляющей  $T=60 \text{ тыс.км}$  [65] и расхода топлива равного  $G=14,8 \text{ л./100 км}$  [70].

Если исходить из этого, то экономия топлива на 100 км будет

$$\Delta G = 0,026 \cdot 14,8 = 0,38 \text{ л.}$$

а годовая экономия топлива на одну автомашину в л и в руб. получится

$$\Delta G_2 = 0,38 \cdot 60000 / 100 = 228,0 \text{ л/год};$$

$$\Delta T_2 = 31,5 \cdot 228,0 = 7182,0 \text{ руб./год.}$$

Для определения снижения трудоемкости регулировочных работ проводили хронометраж времени выполнения работ.

Затраты времени в настоящее время на регулировку ТНВД четырех цилиндровых дизелей серии УТН (МТЗ, ЮМЗ, Т-40 и др.) на стендах серии КИ составляют 1,7 *нормо-час*, а при использовании разработанного устройства снижаются на 0,3 *нормо-час*, т.е на 17,6% (в 1,2 раза).

Среднегодовой эффект от снижения затрат времени на регулировку была определена по средней стоимости работ, сложившейся в РБ на основе прайс-листов ремонтных мастерских по видам работ.

В соответствии с действующими прайс-листами фирмы «Мастер-Дизель» ИП Ямалетдинов стоимость работ по ремонту и регулировке ТА с насосами типа УТН составляет  $C=1430$  руб. Из-за снижения трудоемкости работ экономический эффект на одну ТА составит

$$\Delta П = 1430 \cdot 0,176 = 252 \text{ руб.}$$

Предприятиями за год в среднем регулируется на одном стенде 720 комплектов ТА. При этом, годовой экономический эффект предприятия за счет применения предлагаемого устройства на одном стенде составит

$$П = 252 \cdot 720 = 181440 \text{ руб./год.}$$



## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

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

2. Теоретическими исследованиями выявлено, что ТА и их регулировочные стеноды, модернизированные введением УПВ, представляют единую сложную гидравлическую систему со специфическими, взаимно влияющими конструктивно-режимными параметрами. К ним относятся:  $\mu S$  – гидравлические сопротивления секций ТА;  $g_u$  – цикловая подача;  $\tau$  и  $\varphi$  – продолжительность и опережение впрыска;  $\sigma$  – фактор динамичности цикла топливоподачи;  $\delta$  – 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;  $V_{ак}$  – объем гидравлического аккумулятора,  $C_{ак}$  и  $d_n$  – жесткость и диаметр поршенька аккумулятора;  $\beta$  – 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 расчетов 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 г/кВт·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.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Алекринский, К.А. Пути улучшения топливной экономичности тракторных дизелей [Текст] / Сборник научных трудов ЦНИТА. – Л.: 1987. С.6-12.
2. Алексеев, В.Н. Повышение эффективности технического обслуживания топливных систем мобильных энергетических установок [Текст] / В.Н. Алексеев, А.А. Сорокин // Материалы Международной научно-практической конференции, проводимой в рамках XVII специализированной выставки: «Отопление. Водоснабжение. Кондиционирование» - Уфа: ФГОУ ВПО «Башкирский ГАУ», 2013.- С. 5-8.
3. Аллилуев, В.А. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] / В.А. Аллилуев, А.Д. Ананьин, В.М. Михлин.- М.: Агропромиздат, 1991.- 367с.
4. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях [Текст] / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян – М.: Машиностроение, 1971. – 359 с.
5. Астахов, И.В. Топливные системы и экономичность дизелей [Текст] / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов, А.С. Хачиян.- М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
6. Балабанов, В.И. Восстановление работоспособности ДВС в процессе эксплуатации [Текст] / В.И. Балабанов // Автомобильная промышленность, 1996, №8 – С. 16-18.
7. Бахтиаров, Н.И. Эталонирование дизельной аппаратуры как средство повышения мощности, экономичности и долговечности автотракторных дизелей [Текст] / Труды ГОСНИТИ, вып.8, 1979. С.97-103.
8. Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета [Текст] / Р.М. Баширов. - Уфа: Башкирский ГАУ, 2014. - 336 с.
9. Баширов, Р.М. Исследование аккумуляторных топливоподающих систем как фактор дальнейшего повышения технико-экономических показателей дизелей [Текст]: дис. докт. техн. наук. Уфа, 1979. - 463 с.

10. Баширов, Р. М. Основные показатели работы топливных систем авто-тракторных дизелей [Текст] [учебное пособие] / Р.М. Баширов; М-во сел. хоз-ва СССР, Ульяновский СХИ. - Ульяновск: [УСХИ], 1978. - 85 с.
11. Баширов, Р. М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей [Текст] / Р.М. Баширов. - Уфа: Башкирский ГАУ, 2010. - 303 с.
12. Баширов, Р.М. Разработка устройства противодействия впрыску для регулировочных стендов топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов, А.А. Сорокин // Известия Оренбургского государственного аграрного университета. – 2014. – Вып.№5 (49). – С. 87-89.
13. Баширов, Р.М. Скоростные характеристики топливоподающих систем тракторных двигателей [Текст]: [учебное пособие] / Р. М. Баширов; М-во сел. хоз-ва СССР, Ульяновский СХИ. - Ульяновск: [УСХИ], 1976. - 91 с.
14. Баширов, Р.М. Совершенствование методики регулирования топливной аппаратуры тракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.Р. Сафин, С.З. Инсафуддинов // Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – 2014. – Вып.№3 (31). – С. 60-63.
15. Баширов, Р.М. Стабилизация процесса топливоподачи в дизелях [Текст] / Р.М. Баширов, Ф.З. Габдрафиков // Тракторы и сельхозмашины №10, 1989. С.20-22.
16. Баширов, Р.М. Топливные системы автотракторных дизелей [Текст] / Р.М. Баширов - Уфа, Гилем, 2005. – 204 с.
17. Баширов, Р.М. Топливные системы автотракторных и комбайновых дизелей [Текст] / Р. М. Баширов - Уфа: Башкирский ГАУ, 2004. -232 с.
18. Белявцев, А.В. Причины изменения производительности топливных насосов [Текст] / Техника в сельском хозяйстве №10, 1975. С.56-58.
19. Белявцев, А.В. Топливная аппаратура автотракторных двигателей. [Текст] / А.В. Белявцев, А.С. Процеров. – М.: Росагропромиздат, 1988. – 223 с.
20. Болтинский, В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей [Текст]: учебник для ин-тов и фак. механизации сел. хоз-ва / В. Н. Болтинский. - М.: Сельхозиздат, 1962. - 391 с.

21. Вантцель, Е.С. Теория вероятностей [Текст] / Е.В. Вантцель. - М.: Наука, 1969.-572 с.
22. Веденяпин, Г. В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных [Текст] / Г. В. Веденяпин. - Изд. 2-е, доп. - М.: Колос, 1967.- 160 с.
23. Величкин, И.Н. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость [Текст]/ И.Н. Величкин, А.И. Нисневич, М.П. Зубиетова. - М.: Машиностроение, 1964. - 183 с.
24. Виноградов В.И., Сакланов В.Д., Плаксин А.М. Скрытый простой трактора [Текст] / Техника в сельском хозяйстве №1, 1979. С.48-49.
25. Вихерт, М.М. Топливная аппаратура автомобильных двигателей: конструкции и параметры [Текст] / М.М. Вихерт, М.В. Мазинг.- М.: Машиностроение, 1976. - 176 с.
26. Власов, П.А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры [Текст] / П.А. Власов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 127 с.
27. Волчок, Л.Л. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / Л.Л. Волчок.- М.: Машгиз., 1955. – 272с.
28. Гаас, В.Л. Улучшение топливной экономичности автотракторных дизелей путем снижения межциклового неустойчивости параметров топливоподачи [Текст]: Автореф. дис. канд. техн. наук. - М.: МАДИ, 1987.- 15 с.
29. Габдрафиков, Ф.З. Топливные системы автотракторных дизельных двигателей [Текст] / Ф.З. Габдрафиков. - Уфа: Башкирский ГАУ, 2007. - 288 с.
30. Габитов, И.И. Оценка неравномерности подачи топливных систем тракторных дизелей [Текст]: дис. канд. техн. наук. Уфа, 1993. - 177 с.
31. Габитов, И. И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст]: учеб. пособие для студ. Вузов / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора. - Уфа: БГАУ, 2008. - 238 с.
32. Габитов, И.И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст] / И.И. Габитов, А.В. Неговора. - Уфа: Башкирский ГАУ, 2004. - 216 с.

33. Глаголев, Н. М. Испытания двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие для техн. вузов УССР / Н. М. Глаголев. - Харьков: Изд-во Харьковского университета, 1958. - 221 с.
34. Гольверк, А.А. «Автомобильная и тракторная промышленность» №8 [Текст] /А.А. Гольверк, И.В. Вагнер // 1957. С. 20-23.
35. Гольверк, А.А. Методика испытаний топливной аппаратуры дизелей [Текст] /А.А. Гольверк, И.В. Вагнер - Киев: Урожай, 1964. - 149 с.
36. ГОСТ 8.423-81 ГСИ Секундомеры механические. Методы и средства поверки [Текст]. - Введ. 1982-07-01 - М.: Изд-во стандартов, 1981.-8 с.
37. ГОСТ 305-82 Топливо дизельное. Технические условия [Текст]. - Введ. 1983-01-01 - М.: Изд-во стандартов, 1982.-6 с.
38. ГОСТ 8670-82 Насосы топливные высокого давления автотракторных дизелей. Правила приемки и методы испытаний [Текст]. - М.: Изд-во стандартов, 1982. - 5 с.
39. ГОСТ 10579-88 Форсунки дизелей. Общие технические условия [Текст]. - Введ. 1990-01-01 - М.: Изд-во стандартов, 1988.-8 с.
40. ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний [Текст]. - Введ. 1988-24-03 - М.: Изд-во стандартов, 1988.-46 с.
41. ГОСТ 2405-88 Манометры, вакуумметры, мановакуумметры. Общие технические условия [Текст]. - Введ. 1989-07-01 - М.: Изд-во стандартов, 1988.-32с.
42. ГОСТ 28724-90 Счетчики газа скоростные. Общие технические требования и методы испытаний [Текст]. - Введ. 1992-01-01 - М.: Изд-во стандартов, 1990.-11 с.
43. ГОСТ 10578-95 Насосы топливные дизелей. Общие технические условия [Текст]. - Введ. 1997-01-07 - М.: Госстандарт России, 1995. - 19 с.
44. Грехов, Л.В. Научные основы разработки систем топливоподачи в цилиндры двигателей внутреннего сгорания [Текст]: автореферат дисс. докт. техн. наук. - М., 1999. - 32 с.

45. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] /Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. - 344 с.
46. Гуревич, А.Н. Топливная аппаратура тепловозных и судовых двигателей типа Д-100 И Д-50 [Текст] / А. Н. Гуревич, З. И. Сурженко, П. Т. Клепач. - Изд. 2-е, доп. - М.: Машиностроение, 1968. - 248 с.
47. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»/С. И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.- 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. - 456 с.
48. Диагностика топливных систем дизелей при впрыске в среду с противодавлением [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014611323 / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин, А.Ф. Давлетов. Зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 30.01.2014.
49. Дунаев, А.В. Совершенствование технической эксплуатации машинно-тракторного парка АПК [Текст] / А.В. Дунаев, В.И. Балабанов // Техника и оборудование для села №11 – 2014. – С.28-31.
50. Инсафуддинов, С.З. Совершенствование методики оценки неравномерности подачи топливных систем тракторных дизелей [Текст]: дис. ... канд. техн. наук. - Оренбург, 2005. - 152 с.
51. Инсафуддинов, С.З. О влиянии противодавления 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.
52. Иншаков А.П. Стабилизация топливоподачи дизеля [Текст] / А.П. Иншаков, С.В. Крючков, Р.О. Соловьев // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 10. - С. 18-20.

53. Испытание двигателей внутреннего сгорания [Текст] / [Б. С. Стефановский и др.]. - М.: Машиностроение, 1972. - 367 с.
54. Кислов, В.Г. Дизельная топливная аппаратура [Текст] / В.Г. Кислов, Р.М. Баширов, В.А. Марков, В.Е Горбаневский - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1996. - 140с.
55. Кислов, В.Г. Топливные насосы распределительного типа [Текст] / В.Г. Кислов, Р.М. Баширов, В.Я. Попов – М.: Машиностроение, 1975. - 176 с.
56. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов. - 3-е изд., перераб.и доп. - М.: Высш. школа, 2002. – 496 с.
57. Конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст]: учебник для втузов / М. М. Вихерт [и др.]; под ред. А. Ю. Степанова. - М.: Машгиз, 1957. - 604 с.
58. Корабельников, А. Н. Практикум по автотракторным двигателям [Текст]: учебное пособие для студ. вузов, обуч. по спец. «Механизация сельского хозяйства» и «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»: рек. УМО по образования / А. Н. Корабельников, М. Л. Насоновский, В. Л. Чумаков; Ассоциация «АГРООБРАЗОВАНИЕ». - М.: КолосС, 2010. - 239 с.
59. Костенко, Л.Н. Обоснование параметров и разработка устройства противодействия впрыску регулировочных стенов топливных систем дизелей [Текст]: дис. канд. техн. наук. - Уфа, 2013. - 140 с.
60. Костин, А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст] / Справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев; Под общ. ред. А. К. Костина. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. - 284 с.
61. Крутов, В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.И. Крутов. - М.: Машиностроение, 1989. - 416 с.
62. Крутов, В.И. Топливная аппаратура автотракторных двигателей [Текст] / В.И. Крутов, В.Е. Горбаневский, В.Т. Кислов - М.: Машиностроение, 1985. - 208 с.



63. Курсовое и дипломное проектирование по ремонту машин [Текст]: по спец. 1509 «Механизация сельского хозяйства» / А. П. Смелов [и др.]. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Колос, 1984. - 192 с.
64. Марков В.А., Шатров В.И. Характеристики топливоподачи, топливная экономичность и вредные выбросы дизелей [Текст] // Автомобильная промышленность. - 1998. - №4 - С.13-16.
65. Методическое руководство по определению стоимости автотранспортных средств с учетом естественного износа и технического состояния на момент предъявления РД 37.009.015-98 [Текст] / Государственный Научный Центр РФ «НАМИ», 1998.
66. Неговора, А.В. Оценка влияния межциклового неравномерности топливоподачи на технико-экономические показатели дизеля [Текст]: дис. канд. техн. наук. Уфа, 1997.- 167с.
67. Неговора, А. В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст]: учеб.-практ. пособие для инженеров и специалистов по техническому сервису топливной аппаратуры дизелей / А. В. Неговора. - Уфа: Изд-во ООО "Башдизель", 2006.- 149 с.
68. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей [Текст] / А. В. Николаенко – М.: Колос, 1992. – 414 с.
69. Нормативно-справочные материалы по планированию механизированных работ в сельскохозяйственном производстве [Текст]: Сборник – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2008. – 316 с.
70. Нормы расхода топлив и смазочных материалов на автомобильном транспорте [Текст]: методические рекомендации / Министерство транспорта РФ, распоряжение № АМ-23-р от 14 марта 2008 г.
71. Определение цикловой подачи по давлению в камере впрыска устройства противодавления [Текст]: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2014661772 / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, И.Т. Бакиев, А.Ф. Давлетов. Зарегистрировано в реестре программ для ЭВМ 12.11.2014.

72. Прокопенко, И. И. Экспериментальные исследования двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебное пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. «Многоцелевые гусеничные и колесные машины и транспортно - технологические комплексы»: допущено УМО по образованию / И. И. Прокопенко. - СПб.; М.; Краснодар: Лань, 2010. - 592 с.

73. Райков, И. Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания [Текст]: учебник для студ. высш. учеб. заведений, обучающихся по спец. «Двигатели внутреннего сгорания» / И. Я. Райков. - М.: Высш. шк., 1975. - 320 с.

74. Руководство по испытанию и регулировке топливной аппаратуры тракторных, комбайновых и автомобильных дизелей [Текст] - М.: ГОСНИТИ, 1990. 186 с.

75. Сафин, Ф.Р. Стенд для проверки форсунок топливных систем дизелей [Текст] / 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.

76. Сафин, Ф.Р. Электронный блок для стенда регулировки форсунок дизелей с учетом противодействия [Текст] / 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.1. – Санкт-Петербург-Пушкин, Санкт-Петербургский ГАУ, 2014.- С. 419-422.

77. Свиридов, Ю.Б. Смесеобразование и сгорание в дизелях [Текст] / Ю.Б. Свиридов. – Л.: Машиностроение, 1972. – 224 с.

78. Свиридов, Ю.Б. Топливоподача автотракторных дизелей [Текст] / Ю.Б. Свиридов, П.В. Малявский, М.М. Вихерт. Л.: Машиностроение, 1979. – 248с.

79. Смирнов, В.Н. Влияние некоторых факторов на равномерность подачи топлива насосом НДСП [Текст] / В.Н. Смирнов, А.М. Гинсбург, В.В. Кривов // Сборник научных трудов ЦНИТА. – Л.: 1988. С.172-178.

80. Смирнов, В.Н. Повышение стабильности показателей назначения промышленных изделий на основе системного подхода (на примере автотракторных двигателей, агрегатов системы питания топливом и процессов их изготовления) [Текст]: автореферат дисс. докт. техн. наук. - Л.- Пушкин, 1986. - 29 с.

81. Смолковский Л.И., Каточкин Я.И., Подольный Л.Я. Восстановление автотракторных дизелей после их эксплуатационных износов [Текст] / Сборник научных трудов ЦНИТА. – Л.: 1987. С.169-174.

82. Сороко-Новицкий, В. И. Испытания автотракторных двигателей [Текст]: учеб. пособие для высш. техн. учеб. заведений / В. И. Сороко-Новицкий. - М.: Машгиз, 1950. - 378 с.

83. Стенд для испытания и регулировки дизельной топливной аппаратуры [Текст]: патент на изобретение №2429373 РФ: МПК F02M 65/00. / Р.М. Баширов, С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Л.Н. Костенко // Открытия. Изобретения, 2011. - Бюл. № 26.

84. Стенд для испытания и регулировки форсунок [Текст]: патент на изобретение №2542648 РФ: МПК F02M 65/00. / С.З. Инсафуддинов, Ф.Р. Сафин, Э.М. Гайсин // Открытия. Изобретения, 2015. - Бюл. № 5.

85. Стенд для испытания топливовпрыскивающей аппаратуры дизеля [Текст]: а. с. 1184968 СССР, М.Кл. F 02 М 65/00. / М.С. Долганов и др. Опубл. 15.10.85. - Бюл. № 38.

86. Стенд для испытания топливовпрыскивающей системы дизеля [Текст]: а. с. 920247 СССР, М.Кл. F 02 М 65/00. / А.А. Молдавский, О.Л. Пашкин, Н.Г. Заец. Опубл. 15.04.82. - Бюл. № 14.

87. Трофимова, Т.И. Сборник задач по физике [Текст]: учебное пособие для ВТУЗов / Т.И. Трофимова. – М.: Высшая школа, 1996. – 303 с.

88. Трусов, В.И. Форсунки автотракторных дизелей [Текст] / В.И. Трусов, В.П. Дмитренко, Г.Д. Масляный - М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.

89. Устройство для измерения цикловой подачи топлива [Текст]: патент на изобретение №1768792, F02 M65/00. Баширов Р.М., Габитов И.И.- Заявл. 29.08.1990. Оpubл. 15.10.1992.- Бюл. №38, 1992.
90. Устройство для измерения цикловой подачи топлива [Текст]: патент на изобретение №2059870, F02 M65/00. Баширов Р.М., Габитов И.И., Неговора А.В., Ахметов С.Р. – Уфа: БСХИ.- Заявл.10.08.93. Оpubл. 10.05.96.- Бюл. №13, 1996.
91. Устройство для измерения цикловой подачи топлива [Текст]: патент на изобретение № 2116497, F02 M65/00. Баширов Р.М., Габитов И.И., Неговора А.В.- Заявл. 21.05.1996. Оpubл. 27.07.1998.- Бюл. №6, 1998.
92. Фаддеев, М. А. Элементарная обработка результатов эксперимента [Текст]: учеб. пособие / М. А. Фаддеев. - СПб.; М.; Краснодар : Лань, 2008. - 117 с.
93. Файнлейб, Б.Н. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей [Текст] / Б.Н. Файнлейб, И.П. Голубков, Л.А. Ключев - М. - Л.: Машиностроение, 1965. – 175 с.
94. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей [Текст] / Б.Н. Файнлейб. - Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
95. Челпан, Л.К. Влияние неравномерности подачи топлива на рабочий цикл тракторного дизеля [Текст] / Труды ЦНИТА – Л.: 1963. С.26-37.
96. Шакиров Р.Р. Совершенствование технико-экономических показателей ДВС при работе на неустановившихся режимах [Текст] / Р.Р. Шакиров, А.П. Иншаков, Д.А. Вахрамеев // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 4. С. 28-31.
97. Adolf, G. «Kraftfahrzeugtechnik» // 1961. №7 P. 281-285; №8 P. 328-330; №9 P. 370-372.
98. Denso. Electronical Technical Service Information, 2002.
99. Operating Instructions. КМА 802/822. Description of unit. Robert Bosch GmbH. Automotive Aftermarket. Test Equipment. 1 689 979 674 UBF 851/3 De,En,Fr,Sp,It,Sv (2005-02-28). Printed in Germany.
100. Patent №1944502, F02 M65/00. Measuring device and measuring method for an injector.- Sonplas GmbH, Straubing, FRG. - Filed. 11.01.2007. Pub. 18.03.2009.

101. Patent №3937087, G01L 9/04. Transducer for engine fuel injection monitoring.- Canadian Patents & Development Limited, Canada. - Filed. 05.07.1974. Pub. 10.02.1976.
102. Patent №4461169, G01M 15/00. Method, device and computer program for measuring the leakage of injection systems especially for internal combustion engines of motor vehicles. - Daimler-Benz Aktiengesellschaft, FRG. - Filed. 30.09.1982. Pub. 24.07.1984.
103. Tsoyh, B. «MTZ» №9 // 1961. P.344-349.
104. Tsunemoto H., etal. Spray motion on the walls of combustion chambers of various shaper in direct injection diesel engines// SAE Review/- 1984. №9 P.16.
105. [www.belarus-tractor.com](http://www.belarus-tractor.com) - Официальный сайт Минского тракторного завода.
106. [www.dta-stend.ru](http://www.dta-stend.ru) – Официальный сайт стендового оборудования для испытания ТА дизелей.
107. [www.efs.fr](http://www.efs.fr) - Официальный сайт фирмы EFS.
108. [www.moraz.ru](http://www.moraz.ru) – Официальный сайт Малоярославецкого опытно-производственного акционерного завода.
109. [www.teasoft.ru/drill/vprmts.php?r=zirg](http://www.teasoft.ru/drill/vprmts.php?r=zirg) - Кэшированная страница машинно-тракторных станции Республики Башкортостан.
110. [www.vmtz.tplants.com](http://www.vmtz.tplants.com) - Официальный сайт Владимирского тракторного завода.
111. [www.zetms.ru](http://www.zetms.ru) – испытательное и измерительное оборудование ZET-Lab.

## Приложение 1

### ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДИЗЕЛЯ Д-144

Двигатель Д-144 четырехцилиндровый, однорядный, с полусферической камерой без наддува. Технические параметры двигателя: диаметр и ход поршня  $D \times S = 105 \times 120$  мм; степень сжатия  $\varepsilon = 16,5$ ; эффективная мощность  $N_e = 44,1$  кВт; номинальная частота вращения  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>.

Расчет произведен по известной методике теплового расчета [8, 57].

Давление газов к моменту начала впрыска вычислено, ориентируясь на давление в цилиндре двигателя в процессе сжатия.

Сжатие газа в действительном цикле работы двигателя происходит по политропе с переменным показателем

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (1)$$

где  $n_1$  - показатель политропы;

$p_a$  - давление в конце впуска;

$\varepsilon$  - степень сжатия.

Показатель политропы сжатия определяют по выражению

$$n_1 = 1,41 - \frac{10,45}{\omega} - 0,02, \quad (2)$$

где  $\omega$  - угловая скорость вращения вала двигателя.

Угловая скорость вращения вычисляется по выражению

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (3)$$

где  $n$  - номинальная частота вращения вала двигателя.

Для номинального режима угловая скорость составляет

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 2000}{30} = 209,4 \text{ мин}^{-1},$$

а показатель политропы сжатия

$$n_1 = 1,41 - \frac{10,45}{209,4} - 0,02 = 1,385.$$

Для дизелей без наддува принимают

$$p_a = (0,80 \dots 0,95) \cdot p_o, \quad (4)$$

где  $p_o$  - давление окружающей среды.

Приняв для нормальных условий  $p_o = 100$  кПа, найдем

$$p_a = 0,85 \cdot 100 = 85 \text{ кПа.}$$

Давление конца сжатия составит

$$p_c = 85 \cdot 16,5^{1,385} = 4127 \text{ кПа.}$$

Степень сжатия к моменту начала впрыска топлива  $\varphi$ , выраженная через не дожатый поршнем объём  $\Delta V_c$  будет

$$\varepsilon_\varphi = \frac{V_a}{V_c + \Delta V_c}, \quad (5)$$

где  $V_c$  - объём камеры сгорания;

$V_a$  - полный объём цилиндра двигателя.

Объём, не дожатый поршнем

$$\Delta V_c = F \cdot r \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (6)$$

где  $F$  - площадь поршня двигателя;

$\varphi$  - угол опережения впрыска;

$r$  - радиус кривошипа;

$\lambda$  - отношение радиуса кривошипа  $r$  к длине шатуна  $l$  ( $r/l$ ).

В соответствии с этим, давление сжатия к моменту начала впрыска составит

$$p_0 = p_a \cdot \left( \frac{V_a}{V_c + F \cdot r \cdot \left[ (1 - \cos \varphi) + \lambda / 4 \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]} \right)^{n_1}. \quad (7)$$

При известных параметрах  $D$  и  $S$ , полный объём одного цилиндра получается

$$V_a = 3,14 \cdot 0,105^2 / 4 \cdot 0,120 = 0,00104 \text{ м}^3.$$

Объём камеры сжатия определится по выражению

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon} = \frac{0,00104}{16,5} = 0,000063 \text{ м}^3. \quad (8)$$

Для рассматриваемого двигателя Д-144:  $r=0,06$  м;  $l=0,215$  м;  $\lambda=0,279$ ;  $\varphi=21^\circ$  н.к.в. Подставив эти величины в выражение (2.40) получим

$$p_0 = 85 \cdot \left( \frac{0,00104}{0,000063 + 0,00865 \cdot 0,06 \cdot [(1 - \cos 21) + (0,279/4) \cdot (1 - \cos 2 \cdot 21)]} \right)^{1,385} = 1989 \text{ кПа.}$$

Период задержки самовоспламенения у рассматриваемого двигателя  $\psi=17^\circ$  н.к.в., т.е. самовоспламенение начнется за  $4^\circ$  н.к.в. до ВМТ ( $21 - 17$ ).

Согласно этому давление в начале самовоспламенения топлива составит

$$p_1 = 85 \cdot \left( \frac{0,00104}{0,000063 + 0,00865 \cdot 0,06 \cdot [(1 - \cos 4) + (0,279/4) \cdot (1 - \cos 2 \cdot 4)]} \right)^{1,385} = 3987 \text{ кПа.}$$

Максимальное давление в цилиндре двигателя определяется по выражению

$$p_z = p_c \cdot \lambda, \quad (9)$$

где  $\lambda$  – степень повышения давления,  $\lambda=1,816$  [68].

Оно составит

$$p_z = 4127 \cdot 1,816 = 7495 \text{ кПа.}$$

Изменение давления за период горения топлива будет

$$\Delta p = 7495 - 3987 = 3508 \text{ кПа.}$$

Максимальное давление сгорания в Д-144 обычно достигает при  $5^\circ$  н.к.в. после ВМТ [56].

Жесткость процесса сгорания составит

$$\left( \frac{dp}{d\alpha} \right)_{\max} = \frac{3,508}{9} = 0,4 \text{ МПа / град.н.к.в.}$$

Продолжительность впрыска равно  $\tau=25^\circ$  н.к.в. ( $4^\circ$  н.к.в. от ВМТ).

В соответствии с этим, давление газов в цилиндре в конце впрыска получается

$$p_2 = 7495 - 400 = 7095 \text{ кПа.}$$

По данной методике рассчитаны параметры и для двигателя Д-245.12.



Приложение 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2429373

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И РЕГУЛИРОВКИ  
ДИЗЕЛЬНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ

Патентообладатель(ли): *Федеральное государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Башкирский государственный аграрный университет" (RU)*

Автор(ы): *см. на обороте*

Заявка № 2010106592

Приоритет изобретения 24 февраля 2010 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 20 сентября 2011 г.

Срок действия патента истекает 24 февраля 2030 г.

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам*



Б.П. Симонов

Продолжение приложения 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2542648

**СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И РЕГУЛИРОВКИ ФОРСУНОК**

Патентообладатель(ли): *Сафин Филюс Раисович (RU)*

Автор(ы): *Инсафуддинов Самат Зайтунович (RU), Сафин Филюс Раисович (RU), Гайсин Эльмир Маликович (RU)*

Заявка № 2013145780

Приоритет изобретения 11 октября 2013 г.

Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 22 января 2015 г.

Срок действия патента истекает 11 октября 2033 г.

Врио руководителя Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Л.Л. Кирий



Продолжение приложения 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014611323

«ДИАГНОСТИКА ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ ДИЗЕЛЕЙ  
ПРИ ВПРЫСКЕ В СРЕДУ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ»

Правообладатели: *Инсафуддинов Самат Зайтунович (RU), Сафин  
Филюс Раисович (RU), Гайсин Эльмир Маликович (RU), Давлетов  
Азат Фирзинатович (RU)*

Авторы: *Инсафуддинов Самат Зайтунович (RU), Сафин Филюс  
Раисович (RU), Гайсин Эльмир Маликович (RU), Давлетов Азат  
Фирзинатович (RU)*

Заявка № 2013661568

Дата поступления 10 декабря 2013 г.

Дата государственной регистрации  
в Реестре программ для ЭВМ 30 января 2014 г.



Руководитель Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности

Б.П. Симонов

Продолжение приложения 2

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014661772

«ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦИКЛОВОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ПО  
ДАВЛЕНИЮ В КАМЕРЕ ВПРЫСКА УСТРОЙСТВА  
ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ»

Правообладатели: *Инсафуддинов Самат Зайтунович (RU), Сафин  
Филюс Раисович (RU), Бакиев Илишат Талгатович (RU), Давлетов  
Азат Фирзинатович (RU)*

Авторы: *Инсафуддинов Самат Зайтунович (RU), Сафин Филюс  
Раисович (RU), Бакиев Илишат Талгатович (RU), Давлетов Азат  
Фирзинатович (RU)*

Заявка № 2014619470

Дата поступления 22 сентября 2014 г.

Дата государственной регистрации

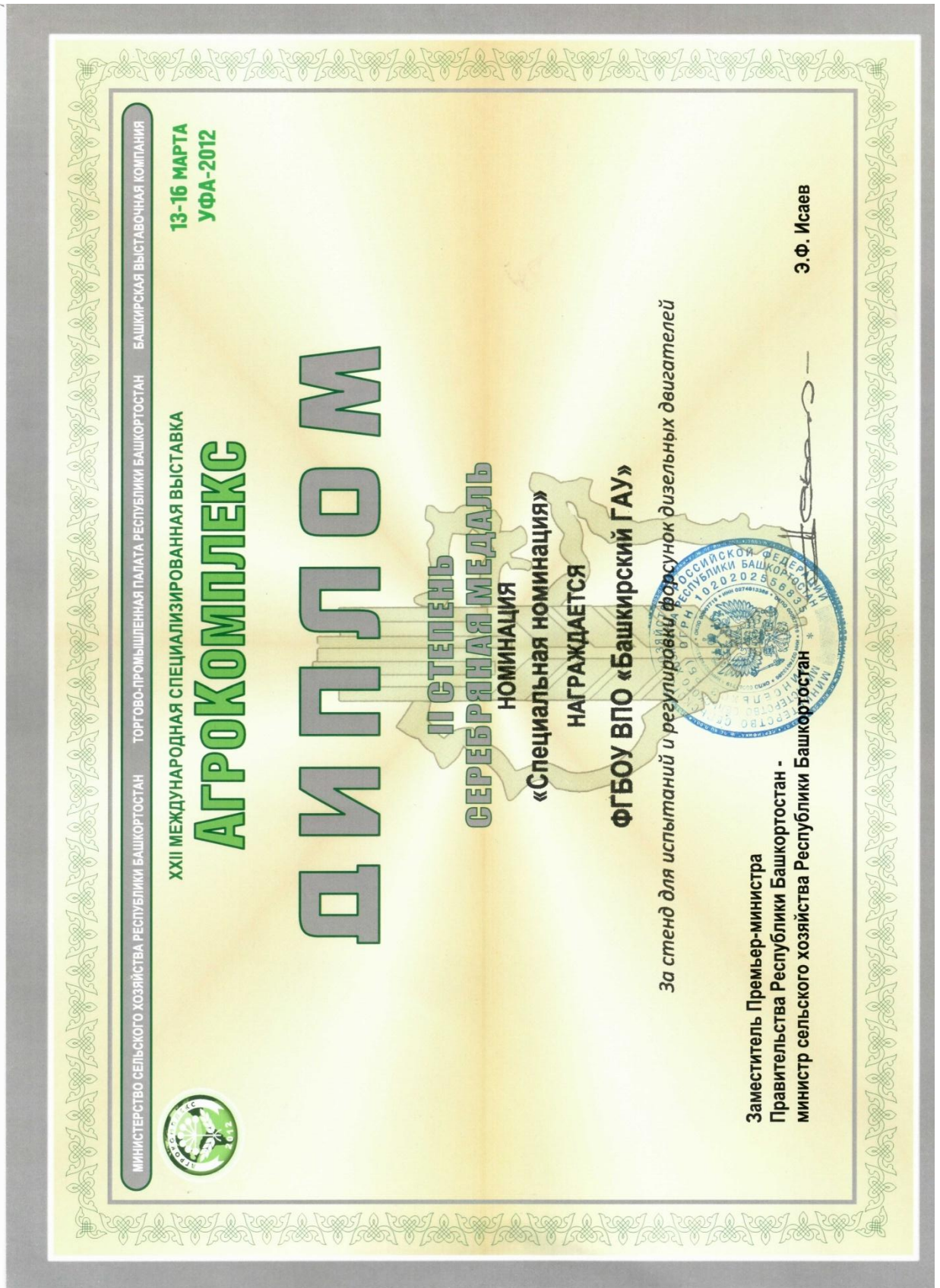
в Реестре программ для ЭВМ 12 ноября 2014 г.



Врио руководителя Федеральной службы  
по интеллектуальной собственности


Л.Л. Курий

Приложение 3





## Приложение 4

«УТВЕРЖДАЮ»  
Проректор по учебной работе  
ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ  
 Р.Х. Авзалов  
«11» 09 2014г.



### СПРАВКА

об использовании результатов НИР  
в учебном процессе в ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ

Результаты научных исследований Сафина Ф.Р. по совершенствованию методики регулирования топливной аппаратуры дизелей, выполненных под руководством к.т.н., доц. Инсафуддинова С.З., используются в учебном процессе Башкирского государственного аграрного университета при обучении студентов механического факультета.

Заведующий учебно-методической  
части



Д.Р. Исламгулов

Декан механического факультета



И.Х. Масалимов

Заведующий кафедрой  
«Тракторы и автомобили»



К.В. Костарев

Заведующий кафедрой  
«Эксплуатация машинно-тракторного  
парка и автомобилей»



И.Т. Бакиев

## Продолжение приложения 4

УТВЕРЖДАЮ

№ Проректор по научной и инновационной деятельности ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ



И.В. Чудов  
« 19 » 11 2014 г.

УТВЕРЖДАЮ

Директор ООО «Приютовагрогаз»  
с. Бекетово, Ермекеевского района  
Республики Башкортостан



Р.И.Ибрафаргареев  
« 19 » 11 2014 г.

### АКТ ВНЕДРЕНИЯ

#### результатов научно-исследовательской работы

Настоящим актом подтверждается, что: в период 10.02.2014 г. по 30.03.2014 г. в ООО «Приютовагрогаз» Ермекеевского района Республики Башкортостан проводилось регулирование топливной аппаратуры на усовершенствованном стенде тракторов тягового класса 1,4 с целью определения эффективности его использования.

Вид внедрения результатов: технология

Форма внедрения: стенд и методика регулирования топливной аппаратуры

Характеристика масштаба внедрения: единичное

Объем внедрения: хозяйство

Социальный и научно-технический эффект: повышение точности выполнения регулировочных работ при капитальном ремонте топливной аппаратуры. Экономия по дизельному топливу при проведении весенних полевых работ и наработке на один трактор 300 мото-ч составила:

- для одного трактора МТЗ-82 - 2266 руб.;
- для одного трактора Т-40 – 2125 руб.

Использование предлагаемого регулировочного стенда и методики регулирования при годовой программе нашего предприятия по регулированию топливной аппаратуры в объеме 15 шт. и годовой наработке тракторов 1000 мото-ч тягового класса 1,4 экономическая эффективность составит 110 тыс.руб.

Состав комиссии:

Представители ООО «Приютовагрогаз»

гл. инженер

гл. механик

Рахматуллин А.А.

Ханнанов Р.Г.

Представители ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ

к.т.н., доцент

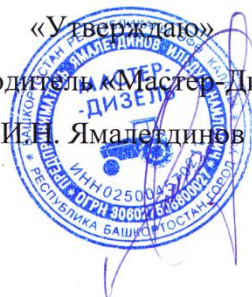
инженер

Инсафуддинов С.З.  
Сафин Ф.Р.



## Продолжение приложения 4

«Утверждаю»  
Руководитель «Мастер-Дизель»  
И.Н. Ямалетдинов



«Утверждаю»  
И.о. проректора по научной и инновационной деятельности ФГБОУ  
ВПО Башкирский ГАУ



Акт

о внедрении результатов научно-исследовательской работы

Разработанные Башкирским ГАУ (руководитель – к.т.н., Инсафуддинов С.З., исполнитель Сафин Ф.Р.) устройство и методика диагностирования топливоподающих систем дизельных двигателей приняты для практической реализации в цехе ремонта топливной аппаратуры нашего предприятия.

Регулировочный стенд с устройством противодавления и методика диагностирования топливной аппаратуры используются с 01.08.2014 г. по настоящее время. При этом трудоемкость регулировочных работ снижается на 17,6%.

Экономический эффект от внедрения результатов НИР составил 12 тыс. руб. в месяц в расчете на один регулировочный стенд.

От «Мастер-Дизель»  
начальник цеха по ремонту  
топливной аппаратуры  
Султанов И.Н.

A handwritten signature in blue ink, corresponding to the name И.Н. Султанов.

От ФГБОУ ВПО Башкирский ГАУ  
Инсафуддинов С.З.  
Сафин Ф.Р.

Two handwritten signatures in blue ink, corresponding to the names С.З. Инсафуддинов and Ф.Р. Сафин.