

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное научное учреждение
«Омский аграрный научный центр»
(ФГБНУ "Омский АНЦ")

Р.В. ДАМАНСКИЙ, М.С. ЧЕКУСОВ,
Л.С. КЕРУЧЕНКО, А.А. КЕМ

**ВЛИЯНИЕ ПРИСАДОК К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ
НА ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ**

МОНОГРАФИЯ

Омск 2023

Ministry of science and higher education of the Russian Federation

Federal state budget scientific institution
«Omsk agrarian scientific center»
(FSBSI «Omsk ASC»)

**R.V. DAMANSKIJ, M.S. CHEKUSOV,
L.S. KERUCHENKO, A.A. KEM**

**INFLUENCE OF DIESEL FUEL ADDITIVES
ON THE WEAR OF FUEL EQUIPMENT PARTS**

MONOGRAPH

OMSK 2023

УДК 621.436+631.372
ББК 35.354
С-535

Рецензенты:

Иванов Николай Михайлович, член-корреспондент РАН,
доктор технических наук, профессор СФНЦА РАН

Редреев Григорий Васильевич, доктор технических наук,
доцент ФГБОУ ВО «Омский ГАУ им. П.А. Столыпина»

С-535 Влияние присадок к дизельному топливу на износ деталей топливной аппаратуры: монография / Р.В. Даманский, М.С. Чекусов, Л.С. Керученко, А.А. Кем; Омский АНЦ. – Омск: ФГБНУ «Омский АНЦ», 2023. – 200 с.

ISBN 978-5-98559-041-8

В монографии представлены материалы исследований авторов по снижению изнашивания прецизионных деталей топливной аппаратуры дизельных двигателей автотракторной техники применением присадок на основе растительных масел, позволяющих повысить смазывающие свойства топлива, обеспечить граничный режим трения деталей топливной системы и увеличить их наработку.

Книга предназначена для научных сотрудников, специалистов в области АПК преподавателей, аспирантов и студентов высших учебных заведений.

*Монография рекомендована к печати Ученым советом
ФГБНУ «Омский АНЦ» (протокол № 1 от 22 марта 2023 г.)*

ISBN 978-5-98559-041-8

УДК 621.436+631.372
ББК 35.354

© ФГБНУ «Омский АНЦ», 2023

UDK 621.436+631.372
BBK 35.354
R-535

Reviewed by:

Ivanov N.M., Corresponding member, Russian Academy of Sciences,
Full Professor, doctor of Engineering Sciences.

Redreev G.V., Associate Professor, doctor of Engineering Sciences.

R-535 Influence of diesel fuel additives on the wear of fuel equipment parts:
monograph: monograph / R.V. Damanskij, M.S. Chekusov,
L.S.Keruchenko, A.A.Kem; Omsk ASC. – Omsk: FSBSI «Omsk ASC»,
2023. - 200 p.

ISBN ISBN 978-5-98559-041-8

The monograph presents the research materials of the authors on reducing the wear of precision parts of the fuel equipment of diesel engines of automotive and tractor equipment using additives based on vegetable oils, which make it possible to increase the lubricating properties of the fuel, ensure the boundary regime of friction of the fuel system parts and increase their operating time.

The monograph is intended for researchers, specialists in the field of agro-industrial complex, teachers, postgraduate student and students of higher educational institutions.

*The monograph is recommended for printing by the Academic Council of the Federal State
Budgetary Scientific Institution "Omsk ANC" (protocol No. 1 dated March 22, 2023)*

ISBN 978-5-98559-041-8

UDK 621.436+631.372
BBK 35.354

© FSBSI «Omsk ASC», 2023

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	9
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА.....	13
ГЛАВА 2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЯХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ.....	32
2.1. Взаимосвязь конструкции распылителя с параметрами распыливания и распределения топлива по объёму камеры сгорания.....	32
2.2. Гидродинамический распад топливной струи, факторы, влияющие на распыл топлива.....	35
2.3. Типы распылителей форсунок автотракторной техники, их конструктивные особенности.....	39
2.4. Условия работы распылителей, потеря работоспособности.....	44
2.5. Эксплуатационные характеристики дизельного топлива, влияющие на изнашивание распылителей в процессе эксплуатации.....	45
2.5.1. Вязкость дизельного топлива	45
2.5.2. Низкотемпературные свойства дизельного топлива.....	47
2.5.3. Коррозионные свойства дизельного топлива.....	48
2.5.4. Содержание механических примесей в дизельном топливе в условиях эксплуатации.....	50
2.5.5. Содержание воды в дизельном топливе в условиях эксплуатации	52
2.5.6. Плотность дизельного топлива.....	54
2.5.7. Содержание серы и её влияние на противоизносные свойства дизельного топлива.....	55
2.6. Снижение показателей, характеризующих работу распылителя форсунки и дизельного ДВС при износе прецизионных сопряжений.....	56
2.7. Эксплуатационные показатели работы дизельного ДВС при изнашивании распылителей форсунок.....	62
2.8. Предпосылки к повышению наработки распылителей форсунок применением присадок к дизельному топливу на основе растительных масел.....	64
2.9. Выводы по главе 2.....	70
ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК.....	71
3.1. Физическая модель изнашивания сопряжения «запирающий клапан – седло корпуса» распылителя.....	74
3.2. Математическая модель изменения гидравлической плотности распылителя в процессе эксплуатации.....	80
3.3. Определение параметров, входящих в зависимость (3.20).....	87
3.4. Определение параметров, характеризующих работу вытеснения топлива при запираии распылителя форсунки.....	88
3.5. Гидравлическая плотность распылителей форсунок.....	99

3.6 Выводы по главе 3.....	103
ГЛАВА 4. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	104
4.1. Обоснование выбора марки топлива для проведения лабораторных испытаний.....	104
4.2 Методика определения физико-химических и эксплуатационных показателей дизельного топлива.....	105
4.3 Лабораторные исследования противоизносных свойств топлив.....	112
4.4. Стендовые испытания изнашивания распылителей форсунок.....	117
4.5. Методика испытания закоксовывания распылителей форсунки.....	124
4.6. Моторные испытания топливной системы двигателя Д-240 при работе на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ.....	128
4.7. Методика обработки экспериментальных данных.....	129
4.8. Выводы по главе 4.....	135
ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	136
5.1. Результаты исследования физико-химических свойств топлив.....	136
5.2. Результаты исследования противоизносных свойств топлив.....	142
5.3. Результаты стендовых испытаний изнашивания деталей распылителей форсунок.....	145
5.3.1. Результаты исследования топливной аппаратуры на соответствие техническим требованиям.....	145
5.3.2. Результаты экспериментального определения изнашивания деталей распылителя форсунки ФД - 22.....	146
5.3.3. Результаты исследования изменения геометрических параметров уплотняющей кромки сопряжения «игла – корпус распылителя» форсунок.....	150
5.4. Результаты экспериментального исследования закоксовывания распылительных отверстий форсунки.....	154
5.5. Оценка гидравлической плотности распылителей форсунок.....	158
5.6. Результаты стендовых моторных испытаний распылителей при эксплуатации на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ.....	160
5.7. Результаты эксплуатационных испытаний распылителей в производственных условиях АПК.....	161
5.8. Выводы по главе 5.....	164
ГЛАВА 6. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИСАДКИ ПТЛМ.....	167
6.1 Расчет экономической эффективности применения присадки ПТЛМ	167
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	171
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	175
ПРИЛОЖЕНИЯ	191

CONTENTS

INTRODUCTION.....	9
CHAPTER 1. STATE OF STUDIES OF ISSUE STATE OF STUDIES OF ISSUE.....	13
CHAPTER 2. PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF AUTO-TRACTOR DIESEL NOZZLE NOZZLES, GENERAL INFORMATION ON PRECISION PARTS OF NOZZLES.....	32
2.1. The relationship of the design of the atomizer with the parameters of atomization and distribution of fuel over the volume of the combustion chamber.....	32
2.2. Hydrodynamic disintegration of the fuel jet, factors influencing the fuel spray.....	35
2.3. Types of atomizers for automotive injectors, their design features.....	39
2.4. Operating conditions of sprayers, loss of performance.....	44
2.5. Diesel Fuel Performance Characteristics Affecting Nozzle Wear During Operation.....	45
2.5.1 Viscosity of diesel fuel.....	45
2.5.2. Low temperature properties of diesel fuel.....	47
2.5.3. Corrosive properties of diesel fuel.....	48
2.5.4. The content of mechanical impurities in diesel fuel under operating conditions.....	50
2.5.5. Water content in diesel fuel under operating conditions.....	52
2.5.6. Density of diesel fuel.....	54
2.5.7. Sulfur content and its effect on the anti-wear properties of diesel fuel.....	55
2.6. Decrease in indicators characterizing the operation of the injector sprayer and diesel internal combustion engine with wear of precision interfaces.....	56
2.7. Performance indicators of the diesel internal combustion engine when the injector nozzles wear out.....	62
2.8. Prerequisites for increasing the operating time of injector nozzles using additives to diesel fuel based on vegetable oils.....	64
2.9. Conclusions on the first chapter.....	70
CHAPTER 3. THEORETICAL STUDY OF WEAR OF PRECISION PAIRS OF NOZZLES.....	71
3.1. Physical wear model of the “shut-off valve – body seat” interface of the sprayer.....	74
3.2. Mathematical model of the change in the hydraulic density of the atomizer during operation.....	80
3.3. Determination of the parameters included in the dependence (3.20)....	87
3.4. Determination of the parameters characterizing the work of fuel	

displacement when the injector atomizer is closed.....	88
3.5. Hydraulic density of injector nozzles.....	99
3.6 Conclusions on Chapter 3.....	103
CHAPTER 4. PROGRAM AND METHODS OF EXPERIMENTAL STUDIES.....	104
4.1. Justification of the choice of brand of fuel for laboratory testing.....	104
4.2 Methodology for determining the physicochemical and performance indicators of diesel fuel.....	105
4.3 Laboratory studies of antiwear properties of fuels.....	112
4.4. Bench tests of wear of injector nozzles.....	117
4.5. Nozzle coking test procedure.....	124
4.6. Motor tests of the fuel system of the D-240 engine when operating on diesel fuel with PTLM additive.....	128
4.7. Experimental data processing technique.....	129
4.8. Conclusions on chapter 4.....	135
CHAPTER 5. RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS.....	136
5.1. Results of the study of the physicochemical properties of fuels.....	136
5.2. Results of the study of antiwear properties of fuels.....	142
5.3. The results of bench tests of wear of parts of spray nozzles.....	145
5.3.1. The results of the study of fuel equipment for compliance with technical requirements.....	145
5.3.2. The results of the experimental determination of the wear of the parts of the spray nozzle FD – 22.....	146
5.3.3. The results of the study of changes in the geometrical parameters of the sealing edge of the "needle-atomizer housing" interface of nozzles.....	150
5.4. The results of an experimental study of coking of the nozzle spray holes.....	154
5.5. Evaluation of the hydraulic density of injector nozzles.....	158
5.6. Results of bench motor tests of atomizers when operating on diesel fuel with additive PTLM.....	160
5.7. The results of operational tests of sprayers in the production conditions of AIC.....	161
5.8. Conclusions on chapter 5.....	164
6. ECONOMIC EFFICIENCY OF USING PTLM 173 ADDITIVE.....	167
6.1 Calculation of the economic efficiency of the use of additive PTLM....	167
CONCLUSION.....	171
REFERENCES.....	175
PRILOZHENIYA.....	191

ВВЕДЕНИЕ

Концепция устойчивого развития производственных предприятий АПК России предполагает повышение эффективности использования дизельных двигателей, являющихся основным энергетическим средством тракторов, комбайнов и других мобильно-энергетических средств (МЭС) АПК.

Обеспечение высоких технико-экономических показателей дизельных двигателей с учетом ужесточающихся требований по мощностным и экологическим параметрам невозможно без обеспечения работоспособности системы топливоподачи, характеризующей процессы смесеобразования, сгорания и, как следствие, выделение теплоты в двигателе.

Анализ факторов, влияющих на износ деталей ДВС, показывает, что топливная аппаратура крайне чувствительно реагирует на качество дизельного топлива.

В настоящее время основным требованием к технологии изготовления дизельного топлива является улучшение экологических характеристик к составу топлива при хранении к продуктам сгорания топлива. Однако, при выполнении этих требований возникают вопросы по сохранению в топливе противоизносных свойств.

Одной из технологий изготовления дизельного топлива, улучшающей экологические характеристики, является гидроочистка топлив. Представленная технология подразумевает снижение в топливе окислов серы, и поверхностно-активных веществ, что лишает способности топлива образовывать защитную пленку на поверхности деталей [105] и, как следствие, снижает смазывающую способность топлива. Это отрицательно сказывается на ресурсе прецизионных сопел форсунки и топливного насоса высокого давления.

Снижение качества топлива вызвало увеличение неисправного состояния тракторов и комбайнов, перерасхода ГСМ и загрязнения окружающей среды при эксплуатации МЭС [110].

Ресурс распылителей современных тракторных и комбайновых дизелей по ГОСТ 10579-88 (с изменениями от 1995-07-01) должен составлять не менее 50% ресурса форсунки, автомобильных дизелей - не менее 3500 ч. Фактический ресурс отечественных распылителей в дизелях часто не превышает 1200...1300 мото-часов, в то время, как ресурс распылителей фирмы Bosch составляет более 4500 мото-часов. Статистические наблюдения эксплуатации дизелей показывают, что 75% причин неисправностей распылителей является снижение

гидравлической плотности вследствие изнашивания прецизионных сопряжений.

Повышение противоизносных свойств топлив и, как следствие, наработки распылителей форсунок является признаком высокого технического уровня дизелей. Получение топлива с высокими экологическими показателями и одновременно обладающего высокими смазывающими свойствами не представляется возможным без легирования топлива присадками с различным функциональным назначением: противоизносные, цетаноповышающие, дисперсионно-диспергирующие (для зимнего периода) [105].

Существуют различные виды присадок для улучшения смазочных свойств, в основном иностранного производства: Infmeum, BASF, Clariant, Lubrizol и др. Состав этих присадок не известен. Однако эти присадки не позволяют получать дизельные топлива требуемого качества при использовании в условиях АПК.

Для решения задачи повышения противоизносных свойств дизельных топлив необходимо разработка и применение отечественных присадок при производстве топлива или для использования на месте потребления. Это позволит существенно увеличить наработку деталей топливной аппаратуры и обеспечить высокий ресурс дизельных ДВС.

В монографии рассмотрены вопросы, связанные с разработкой противоизносной присадки на основе льняного масла. Обоснована определение эффективности разрабатываемой присадки, моделирования процессов износа деталей распылителей форсунок (линейный износ, весовой износ, закоксовывание распылителей форсунок). Приведён сравнительный анализ изменения главных показателей дизельных двигателей при работе на товарном дизельном топливе и на топливе с присадкой на основе льняного масла.

INTRODUCTION

The concept of high development of industrial enterprises of the agro-industrial complex of Russia increases the efficiency of the use of diesel engines, which are profitable tools for tractors, combines and other mobile energy vehicles (MEV) of the agro-industrial complex.

Improving the high technical and economic performance of diesel engines, taking into account the increasing reliability in terms of power and environmental parameters, is impossible without ensuring the operability of the fuel supply system, which characterizes the processes of mixture formation, combustion and, as detection, heat extraction in the engine.

An analysis of the characteristics that affect the wear of internal combustion engine parts shows that fuel equipment is extremely sensitive to the quality of diesel fuel.

At present, the need for technologies for the production of diesel fuel is to improve the environmental performance of the fuel composition during the storage of combustion products. However, while ensuring compliance with the requirements for the preservation of anti-export properties in the fuel.

One of the technologies for the manufacture of diesel fuel that improves environmental performance is fuel hydrotreating. The proposed technology for reducing fuel oxides of serum, as well as focally active emissions, which deprives the ability of the fuel to form a protective film on the surface of parts [67] and, as it shows, the significant oiliness of the fuel. This is negatively different from the life of precision measurements of the injector and high pressure of the fuel pump.

The decline in fuel quality caused an increase in the malfunctioning state of tractors and combines, excessive consumption of fuel and [68].

The resource of sprayers of modern tractor and combine diesel engines according to GOST 10579-88 (as amended from 1995-07-01) should be at least 50% of the resource of nozzles, automotive diesel engines - at least 3500 hours. The total resource of domestic sprayers in diesel engines This does not exceed 1200 ... 1300 hours, while the resource of Bosch sprayers is more than 4500 hours. Statistical observations of the operation of diesel engines reveal that 75% of the causes of dysplasia are a decrease in the hydraulic frequency of growth of wear of precision infections.

An increase in the anti-wear properties of the fuel and, as a result, the operating time of injector nozzles is a sign of a high technical level of

diesel engines. Obtaining fuel with a combination of associated environmental characteristics and the appearance of an inflammatory inflammatory process is not possible without alloying with fuel additives with serious clinical consequences: anti-wear, cetane-enhancing, depressor-dispersant (for the winter period) [67].

There are various types of additives to detect lubricating properties, mainly foreign-made: Infmeum, BASF, Clariant, Lubrizol, etc. The composition of the additives is unknown. However, these deliveries do not allow to obtain assembled diesel fuels of the required quality in the conditions of the agro-industrial complex.

To solve the problem of the task of antiwear properties of diesel fuel, it is necessary to develop and use domestic additives in the production of fuel or for use at the place of consumption. This significantly increases the number of working parts of the fuel equipment and the high resource of diesel internal combustion engines.

The monograph deals with issues related to the development of antiwear additives based on linseed oil. Justification for determining the effectiveness of the developed model, the processes of wear of parts of injector nozzles (linear wear, weight wear, coking of injector nozzles). The given comparative analysis of changes in the main indicators of diesel engines when operating on commercial diesel fuel and on fuel with an additive based on linseed oil.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ИЗУЧЕННОСТИ ВОПРОСА

Надежность и долговечность машино-тракторного парка определяют условия эксплуатации и режим выполнения рабочих операций. Эксплуатация дизельных ДВС мобильных энергетических средств (МЭС) при выполнении сельскохозяйственных операций, происходит в сравнительно жёстких условиях. Высокие обороты коленчатого вала при длительных нагрузках значительно увеличивают интенсивность изнашивания деталей топливной системы ДВС. Эксплуатация в условиях повышенной запыленности увеличивает риск загрязнения топлива, что влияет на интенсивность износа прецизионных пар ТНВД и способствует гидроабразивному изнашиванию деталей распылителей форсунок.

Дизельное топливо, при нарушении требований к транспортировке и хранению, значительно теряет свои эксплуатационные свойства, и становится малоэффективным при работе машинно-тракторного парка в условиях агропромышленного комплекса (АПК). При этом наработка узлов топливной системы дизельных ДВС значительно ниже заявленного заводами-изготовителями.

Инженерная служба предприятий АПК выполняет сложные задачи по обеспечению работоспособности тракторов, комбайнов и других МЭС. Согласно источникам [53,56,61,74,129] основная доля постепенных отказов топливной системы дизельных ДВС приходится на прецизионные пары, в т.ч. сопряжения распылителей форсунок. Нарушение работы и преждевременные отказы распылителей ухудшают мощностные и экономические показатели двигателя, что влияет на качество и своевременность выполнения сельскохозяйственных операций. Ресурс прецизионных пар распылителей форсунок в большей мере определяется смазывающей способностью топлива.

Существует множество исследований и способов, направленных на снижение износа и повышения наработки прецизионных деталей. Для поиска решения по обеспечению работоспособности деталей топливной системы дизельных ДВС в условиях АПК, необходимо установить качественную связь между зависимости изнашивания прецизионных деталей топливной системы дизелей и эксплуатационными свойствами топлива. Для оценки интенсивности изнашивания прецизионных пар топливных насосов высокого давления (ТНВД) и распылителей форсунок автотракторных дизелей необходимо провести анализ эксплуатационных характеристик

деталей ТНВД и распылителей, а так же взаимосвязь конструкции распылителей с параметрами распыливания и распределения топлива по объёму камеры сгорания. Появляется необходимость в исследовании влияния физико-химических и эксплуатационных свойств топлив на интенсивность изнашивания прецизионных пар для поиска оптимального решения, позволяющего снизить изнашивание и повысить наработку деталей топливной системы дизелей.

Существуют различные методики расчёта конструкций деталей распылителей форсунок. Предложенная А.В. Толмачёвым методика расчёта конструкции распылителя с коническим уплотнением позволяет обеспечить безударную посадку и эксплуатацию с низким износом [127,129]. В его работах изучены особенности изнашивания конических уплотнений распылителей. Изучение механизма функционирования позволила найти способ повышения ресурса распылителя вследствие модернизации конического уплотнения. Проведенные экспериментальные исследования на установках ускоренного изнашивания конических уплотнений распылителей позволили за сравнительно малое время определить качество функционирования и потери герметичности конического уплотнения.

По мнению Г.Б. Федотова [100,136] это происходит вследствие попадания инородных абразивных частиц на поверхность запирающего клапана в момент закрытия клапана распылителя. Процесс изнашивания происходит при внедрении абразива в конусную поверхность клапана с образованием лунок, рисок и возможных задиров металла. Им же отмечено, что абразивные частицы в момент притирки могут оставаться на поверхности конусного уплотнения и, при высоком динамическом нагружении, способствуют отслаиванию наклепанного на конусной поверхности металла. Указанный тип изнашивания зависит от величины абразивных частиц, их количества и условий эксплуатации, а так же наработки сопряжения.

Подобный процесс указанного вида изнашивания описаны В.А. Кисликом [81]: износ "... обусловлен ударами сопряженных поверхностей при посадке иглы. Наклепанный металл уплотнительного конуса отслаивается и вымывается топливом...". В итоге происходит постепенное снижение герметичности сопряжения, что в большой степени зависит от качества исполнения конусных поверхностей сопряжения.

Приведенное А.В. Толмачёвым заключение о том, что главным фактором, влияющем на процесс изнашивания конических уплотне-

ний является динамическое нагружение при ударной нагрузке. Он так же предлагает применить уравнение Навье-Стокса для исследования гидродинамики, где в дифференциальной форме даёт описание течения вязкой несжимаемой жидкости. В решении уравнения для конусно-щелевого канала, представленного в виде участков (Рисунок 1.1), учитывается присоединение поверхностно-активных веществ (ПАВ) топлива к конусной поверхности клапана, что позволяет получить закон изменения давления топлива по длине канала [127,129]:

$$-\int_{P_H}^{P_K} dP = P_H - P_K = \Delta P = 12\rho\nu \cdot \int_0^x \frac{l}{S^2} \cdot \left(\frac{C_x}{2} + \frac{Q}{f} \right) \cdot dx. \quad (1.1)$$

где $P_H; P_K$ – давление топлива в начале и конце участка;
 $S = f(x)$ – зазор в сечении x ;
 $f = f(x)$ – площадь сечения канала в сечении x ;
 ρ – плотность углеводородной жидкости;
 ν – значение кинематической вязкости топлива.

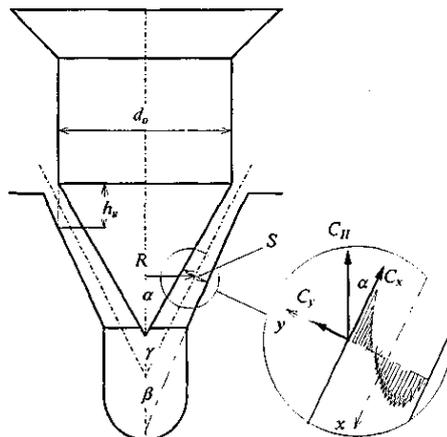


Рисунок 1.1а – Модель ламинарного течения топлива в конусной поверхности клапана распылителя

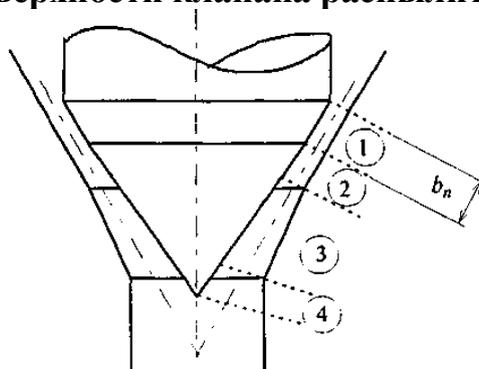
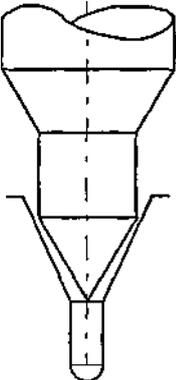
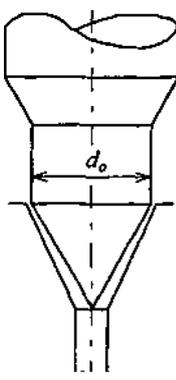
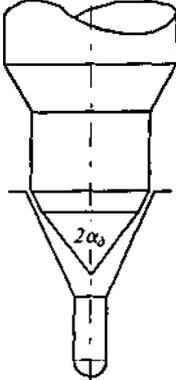
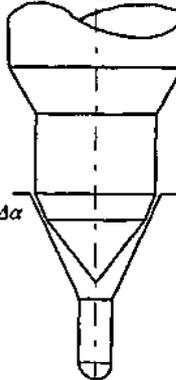


Рисунок 1.1б – Расчетная схема деления конусной поверхности клапана распылителя на участки при наличии уплотнительного пояска

Ниже приведены эскизы конического уплотнения распылителя форсунок, эксплуатируемых на двигателе типа NDV-48 [127,129].

Таблица 1.1 – Типы конических уплотнений распылителей форсунок, эксплуатируемых на двигателе типа NDV-48.

Эскизы конического уплотнения распылителя двигателя типа NDV-48				
	серийный	модернизированный	повышенного ресурса	амортизированный
Диаметр иглы $d_{и}$, мм	8	8	8	8
Подъём иглы $h_{и}$, мм	$0,4^{+0,1}$	$0,4^{+0,1}$	$0,25^{+0,05}$	$0,25^{+0,05}$
Диаметр конического уплотнения d_o , мм	$4,7_{-0,1}$	$5,4_{-0,05}$	$5,4_{-0,05}$	$5,4_{-0,05}$
Угол конуса иглы $2\alpha_{и}$	$60^{\circ}30'+10'$	$60^{\circ}30'+10'$	$60^{\circ}30'+10'$	$60^{\circ}30'+10'$
Угол дополнительного конуса $2\alpha_{д}$	-	-	$66^{\circ}30'$	$66^{\circ}30'$
Разность углов запирающих конусов $\Delta\alpha$	$12,5' \dots 22,5'$	$12,5' \dots 22,5'$	$12,5' \dots 22,5'$	0
Предельная ширина уплотнительного пояса, b_n , мм	0,8	0,8	0,8	0,8
Энергия ударного нагружения E , Дж	0,3819	0,3128	0,1927	(0,1927) при посадке иглы $E \rightarrow 0$
Среднестатистическая предельная наработка T , ч	1 400	2 400	3 500...9 000	-
Расчётный ресурс T , час	946...1 704	2 130...3 834	4 511...8 120	(∞)

Приведённое заключение в этих же работах позволило установить, что ударные нагрузки при посадке иглы являются основным фактором процесса изнашивания конусной поверхности сопряжения распылителя в процессе эксплуатации, вследствие возникновения ударно-усталостных разрушений поверхностного слоя металла, сопровождающиеся абразивным изнашиванием. При этом происходит постепенное изменение геометрии уплотнительного пояса, что влияет на процесс протекания зависимости эффективного проходного сечения распылителя от высоты подъема иглы и

изменения режима работы конусной поверхности сопряжения в углеводородных жидкостях.

Модель ламинарного течения топлива позволила установить закономерности гидродинамического процесса в распылителе от высоты подъема иглы, и разработать новое конструктивное решение конусной поверхности сопряжения «игла-корпус распылителя» форсунки с более амортизирующими характеристиками уплотнительного пояса с целью снижения ударных нагрузок при запирации клапана.

В работах Т.Ю. Гурина предложено конструктивное решение повышения долговечности распылителей форсунок [53]. Модель распылителей с беспрецизионным клапанном узлом, открывающийся по потоку топлива. Предложенная модель распылителя с малой массой подвижных деталей, повышает их долговечность, не ухудшая при этом характеристики процесса топливоподачи. Изучив процесс изнашивания предложенную модель распылителей форсунок, им были установлены закономерности влияния беспрецизионного клапанного узла форсунок на скорость износа распылителей.

Так же имеется описание процесса изнашивания серийных распылителей, где, помимо абразивного изнашивания, механический износ конусной поверхности сопряжения «игла – седло корпуса» распылителя вследствие ударной нагрузки от пружины и остаточного давления топлива в полости распылителя принимает на себя сравнительно малая площадь конусной поверхности, площадка виде кольца [53].

При высоком удельном давлении на малую площадь конусной поверхности, так называемый уплотнительный поясок, происходит уплотнение поверхностного слоя металла с образованием наклепа, с последующим возникновением усталости материала детали распылителя, что приводит к отслоению и выкрашиванию. Это приводит к изменению зазора уплотняющего сопряжения запирающего клапана.

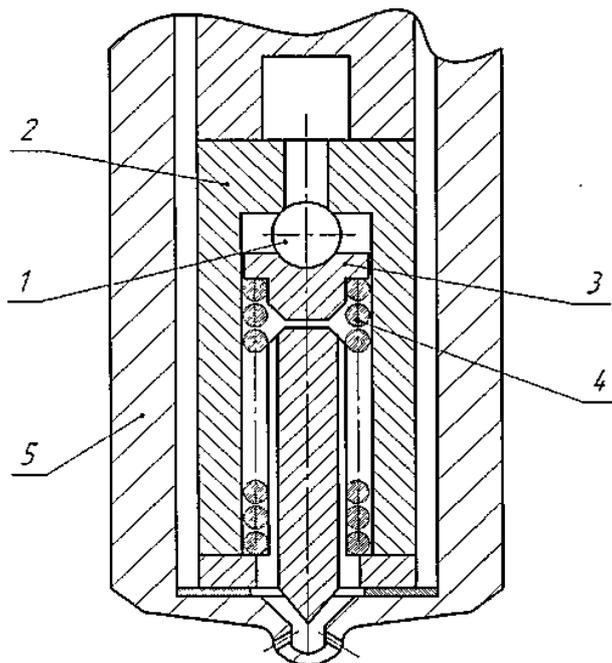
Так же описан процесс гидроабразивного изнашивания сопряжения, который ускоряется действием абразивных частиц в топливе. При указанном типе износа происходит воздействие гидравлического удара вследствие высокого давления, что способствует вымыванию металла на конусной поверхности сопряжения, и изменению геометрии распыливающих отверстий.

Описанный процесс схватывания в направляющей части деталей сопряжения «игла-корпус распылителя» форсунки, свидетельствует о

сухом или полусухом трении прецизионных пар. Приведенный фактор указывает на недостаточную смазывающую способность топлива, недостаточности содержания ПАВ возможные геометрические отклонения при изготовлении деталей сопряжения.

Отклонение макрогеометрии направляющей поверхностей сопряжения приводят к их большей деформаций, и, как следствие, снижению гидроплотности распылителя.

Ниже приведена принципиальная схема экспериментального распылителя с бепрецизионным клапаным узлом (Рисунок 1.2).

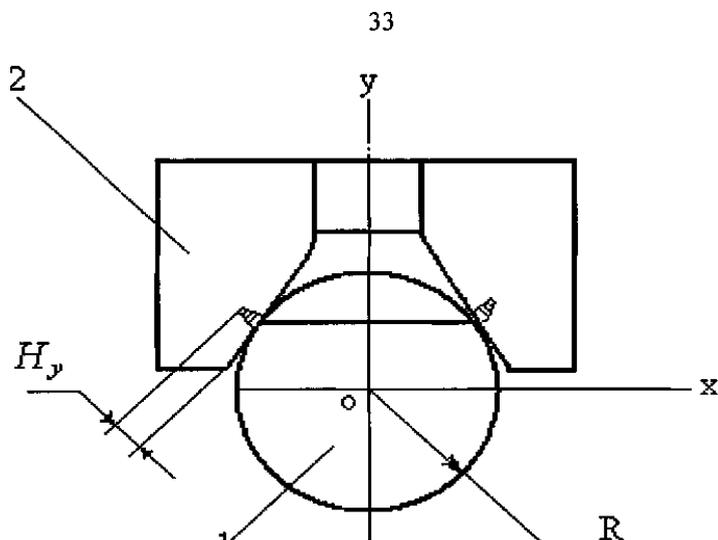


- 1 – запорный шарик; 2 – стакан; 3 – грибок;
4 – пружина; 5 – корпус распылителя

Рисунок 1.2 – Принципиальная схема распылителя форсунки с беспрецизионным запирающим (шариковым) клапаном

При эксплуатации, запирающий (шариковый) клапан 1 перекрывает подачу топлива к распыливающим отверстиям распылителя, при этом происходит ударное воздействие клапана о седло с образованием проходного сечения. Многократное ударное воздействие приводит к износу запирающего устройства и седла распылителя с изменением микрогеометрии поверхностного слоя материала детали сопряжения. Изменяется эффективное проходное сечение между запирающим клапаном (шариком) и седлом корпуса. Изменение микрогеометрии отражается на величине проходного сечения, способствует образованию утечек топлива и, как следствие, изменение гидроплотности распылителя форсунки.

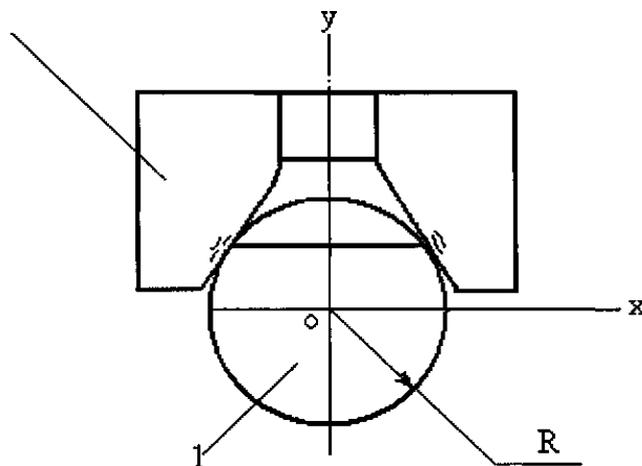
Однократное ударное воздействие запирающего клапана на седло корпуса способствует образованию напряжений сжатия-растяжения и накопление энергии в поверхностном слое ($H_y = 20...60 \text{ мкм}$). Эпюра напряжений при ударном воздействии условно представлена на рисунке 1.3 [53].



1 – запирающий клапан; 2 – седло корпуса распылителя;
 H_y – толщина поверхностного слоя точки возникновения напряжений.

Рисунок 1.3 – Локальные точки возникновения напряжений сжатия-растяжения при ударной нагрузке запирающего клапана.

При увеличении цикличности ударного воздействия запирающего клапана, в поверхностном слое локальных точек контакта происходит накопление энергии с развитием дефектов кристаллической решетки, что ведёт к увеличению микротрещин, выходом их на поверхность и образованию сколов металла (Рисунок 1.4).



1 – запирающий клапан; 2 – седло корпуса распылителя.
Рисунок 1.4 – Возникновение микротрещин в поверхностном слое запирающего клапана в точках контакта сопряжения

Приведенные зависимости изменения гидроплотности при теоретическом изучении процесса изнашивания запирающего клапана позволяют математически описать изменение проходного сечения распылителя на всех этапах изнашивания. Изменение площади проходного сечения на этапе приработке сопряжения определяется зависимостью [53]:

$$S_1 = S_0 - \frac{S_0 \cdot k \cdot \beta \cdot (0,5 \cdot c \cdot H^2 + m \cdot g \cdot H) \cdot n \cdot t^\mu}{(\alpha' \cdot (dh)^3 + b' \cdot (dh)^2 + d' \cdot dh) T_0 \cdot \sigma'_e}, \quad (1.2)$$

где S_0 – исходная площадь проходного сечения, м²;

k – коэффициент пропорциональности;

β – доля энергии, затрачиваемая на пластическую деформацию;

c – жёсткость пружины, Н/м;

H – высота подъёма запирающего устройства, м;

m – масса подвижных деталей форсунки, кг;

g – ускорение земного тяготения, м/с²;

n – число оборотов коленчатого вала двигателя, мин⁻¹;

t – наработка распылителя, ч;

dh – высота деформации микронеровности, м;

σ'_e – предел упругости материала, МПа;

T_0 – исходная опорная поверхность, м²;

α' , b' , d' – коэффициенты.

Предлагаемая зависимость изменения площади проходного сечения на этапе нормальной эксплуатации сопряжения определяется как [53]:

$$S_2 = \frac{k_2 \cdot (1 - \beta) \cdot n \cdot (0,5 \cdot c \cdot H^2 + m \cdot g \cdot H) \cdot t}{T_k \cdot t^\eta \cdot \sigma'_{-1} \cdot (1 - \sigma \cdot t^\mu) \tau}, \quad (1.3)$$

где T_k – площадь поверхности контакта у основания микронеровностей, м²;

σ'_{-1} – допускаемая величина предела выносливости материала, МПа;

τ – тактность двигателя;

η , σ , μ – экспериментально определяемые коэффициенты;

$$k_2 = \frac{60k_1 \cdot S_{1(k=1)}}{\omega \cdot x}, \text{ м}^2.$$

Предлагаемая зависимость изменения площади проходного сечения на этапе аварийного износа при эксплуатации сопряжения определяется следующем виде [53]:

$$k_3 = S_{2(k=1)} \cdot k_3,$$

где k_1 – коэффициент, характеризующий отношение напряжения выносливости материала от ударов клапана по седлу к допускаемой величине предела выносливости материала, МПа;

k_3 – коэффициент, определяемый по формуле:
 $k_3 = 1 + \varepsilon(t - t_{k_1=1})$,

Изменение площади проходного сечения на этапе аварийного изнашивания, определена по формуле:

$$S_3 = S_{2(k_1=1)} \cdot k_3,$$

где k_1 – коэффициент, характеризующий отношение напряжения выносливости материала от ударов клапана по седлу к допускаемой величине предела выносливости материала, МПа;

k_3 – коэффициент, определяемый по формуле: $k_3 = 1 + \varepsilon(t - t_{k_1=1})$.

Таким образом, ресурс распылителей форсунок закрытого типа с гидравлически управляемым запирающим клапаном зависит от степени изнашивания поверхности направляющего и запирающего сопряжения «игла-корпус распылителя».

С целью снижения изнашивания прецизионных пар и повышения долговечности деталей распылителей [53]:

- предложена конструкция распылителя закрытого типа с беспрецизионным сферическим запирающим клапаном, который открывается по потоку топлива;

- разработана математическая модель определения влияния ряда факторов (конструктивные параметры, материал деталей) на ресурс распылителей.

В связи с вышеизложенным было установлено предложенная конструкция распылителей и расчёты к ней позволили установить повышение долговечности в два раза.

При поиске решения об обеспечении надёжности и повышения долговечности распылителей форсунок закрытого типа с гидравлически управляемым запирающим клапаном установлено, что снизить изнашивание прецизионных пар методом изменения конструктивных или технологических параметров возможно лишь при проектировании и изготовлении в производстве. Однако, при проведении модернизации и изменения конструктивных параметров распылителя, на долговечность форсунки оказывает существенное влияние эксплуатационные свойства дизельного топлива. Помимо выделения энергии при сгорании, так же функцией топлива является охлаждение и смазывание деталей при эксплуатации. На степень

изнашивания и наработку деталей распылителя влияют смазывающие свойства топлива, которые утрачиваются с нарушением требований при транспортировке и хранении.

Существует множество исследований об улучшении физико-химических и эксплуатационных свойств дизельных топлив для повышения мощностных показателей дизельных ДВС применением различных присадок и модификаторов в дизельное топливо.

В исследованиях А.П. Уханова и А.А. Хохлова описана возможность применения дизельного смесового топлива (биоминеральных композиций) для снижения затрат на топливо, повышения эксплуатационных и экологических характеристик (Уменьшение дымности ОГ не менее чем на 50%) [134,140].

Проведенные ими испытания работы дизельного двигателя Д-243 (4Ч 11/12,5) при эксплуатации на дизельном смесовом топливе с биоминеральными композициями показали возможность работы топливной системы дизеля, значительную эффективность его работы (снижение мощности не более 3%) и отсутствия необходимости переоборудования и дополнительных регулировочных работ.

Также в исследованиях указанных учёных описано обеспечение работоспособности узлов топливной системы дизельных ДВС применением смесового топлива, в основу которых входят растительные масла.

В исследованиях приведены результаты основных показателей изнашивания плунжерных пар ТНВД: сопряжение «плунжер – втулка», овальность и конусность). Проведена оценка параметров топливоподачи насоса 4УТНМ: цикловая подача топлива, максимальное давление топливоподачи на выходе из штуцера. Установлен ресурс плунжерных пар ТНВД при работе на смесовом топливе. Образцы смесового топлива состояли из товарного ДТ с минеральными компонентами, содержание которых включало 10%, 20%, 30%, 40% и 50% [134,140].

Ниже приведена предложенная математическая модель оценки ресурса плунжерной пары ТНВД от влияния смесового топлива [134,140]:

$$T_p = \frac{3\pi \cdot d_{\text{см}}^2 \cdot h_{\text{ак}} \cdot \nu \cdot \rho_m^2 \cdot l_{\text{см}} \cdot b \cdot \Delta\delta_u}{S \cdot G_q \cdot \delta^3 \cdot (P_n - P_2) \cdot \nu_{\text{ср}} \cdot k}, \text{ м}^3 \quad (1.4)$$

$\Delta\delta_u$ - увеличение кольцевого зазора между плунжером и втулкой вследствие износа плунжерной пары, м;

S – площадь сегмента сферы внедренного участка частицы, м²;

$h_{ак}$ – активный ход плунжера (путь трения), м;
 k – количество абразивных частиц в 1 м³ топлива;
 $v_{ср}$ – средняя скорость плунжера, м/с;
 P_n – давление топлива в надплунжерном пространстве насосных секций, Па;
 P_z – давление топлива в наполнительной полости ТНВД, Па;
 $G_ч$ – часовой расход топлива, кг/ч;
 b – количество насосных секций;
 ρ_m – плотность топлива, кг/м³;
 $l_{вт}$ – длина зазора в направлении утечек (длина втулки плунжерной пары), м.

Приведенная расчетно-теоретическая оценка ресурса и процесса изнашивания плунжерных пар секций насоса ТНВД от влияния свойств смесового топлива, в составе которого присутствовало рыжиковое масло, позволила определить влияние трибологических свойств смесового топлива на ресурс и степень изнашивания деталей ТНВД. Для выбора оптимальной концентрации смеси в топливе проведена оценка параметров топливоподачи секций ТНВД при эксплуатации на смесовом топливе [134,140].

Исходя из вышесказанного следует вывод о возможности повышения эксплуатационных свойств дизельного топлива за счёт легирования растительным маслом, обеспечив высокое содержание поверхностно-активных веществ в топливе, что позволяет снизить интенсивность изнашивания плунжерных пар ТНВД и повысить наработку узлов топливной системы дизельных ДВС.

Исследования влияния смесового минерально-растительного топлива на ресурс плунжерных пар ТНВД тракторных дизелей в работах А.П. Быченина и П.В. Дрюпина описана модель действия демпферной плёнки в сопряжениях прецизионных пар и механизм влияния смесового топлива с растительными маслами на ресурс плунжерных пар. Изучен процесс износа плунжерных пар ТНВД в среде смесового топлива, содержащих жирные кислоты растительного и животного происхождения [24,61].

Приведенные в исследованиях закономерности процесса трения в сопряжениях плунжерных пар ТНВД на примере УТН-5А в среде смесового минерально-растительного топлива позволили оценить износ поверхности трения в процессе абразивного изнашивания прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры в виде функции [24,61]:

$$i = f(T, n, V_{абр}) \quad (1.5)$$

где i – объемный износ поверхности трения, мм³;

T – наработка сопряжения, ч;

n – количество абразивных частиц, проходящих через сопряжение за единицу времени, 1/ч;

$V_{абр}$ – объем материала, удаленного одной абразивной частицей, мм³.

Величина $V_{абр}$ зависит от глубины внедрения абразивной частицы в поверхность материала детали трения.

В проведенных исследованиях рассмотрены несколько типов внедрения абразивной частицы в материал поверхности при трении. При пластической деформации происходит внедрение частицы под давлением в поверхностный слой пары трения, её перемещение с образованием за собой риски. Было принято допущение, что абразивная частица при внедрении в поверхность трения, имеет сферическую форму. В этом случае, объем абразивной частицы возможно определить расчетной схемой (Рисунок 1.5) [61]:

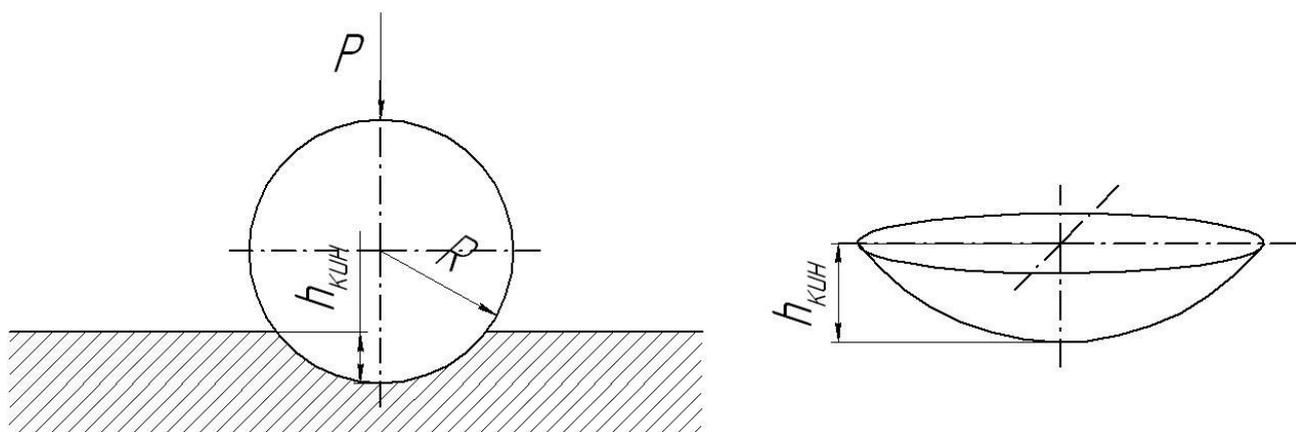


Рисунок 1.5 – Расчетная схема для определения объема внедрения абразивной частицы в поверхность трения

Значение глубины внедряемой частицы выражена формулой [61]:

$$h_{kun} = 6,25 R_{en} \left(f - \left(\frac{\tau_0}{c \cdot \sigma_0} + \beta \right) \right)^2 \quad (1.6)$$

Согласно зависимости (6), при внедрении абразивной частицы в материал при трении, величина глубины внедрения зависит от коэффициента трения и формы абразивной частицы.

Удаление материала с образованием царапин и рисок при внедрении абразива в поверхность трения, представлены на схеме (Рисунок 1.6), согласно которой возможно определить объём [24,61].

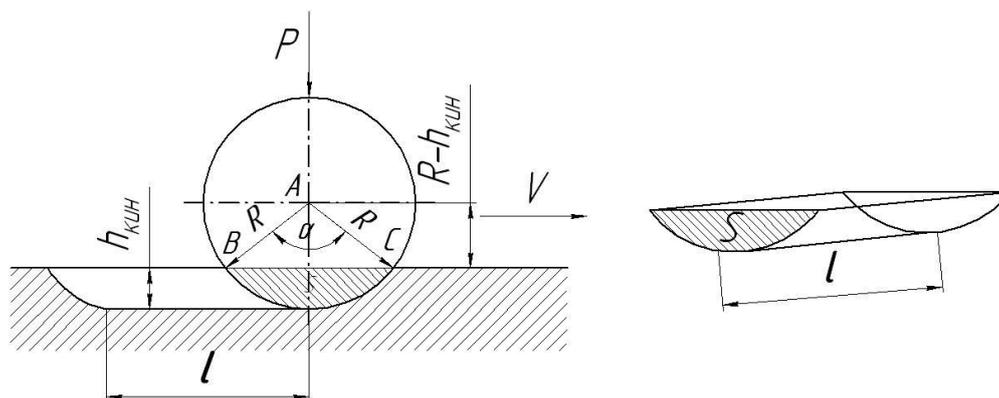


Рисунок 1.6 – Схема определения объема внедряемой абразивной частицы и удаляемого материала с образованием риски при поверхностном трении

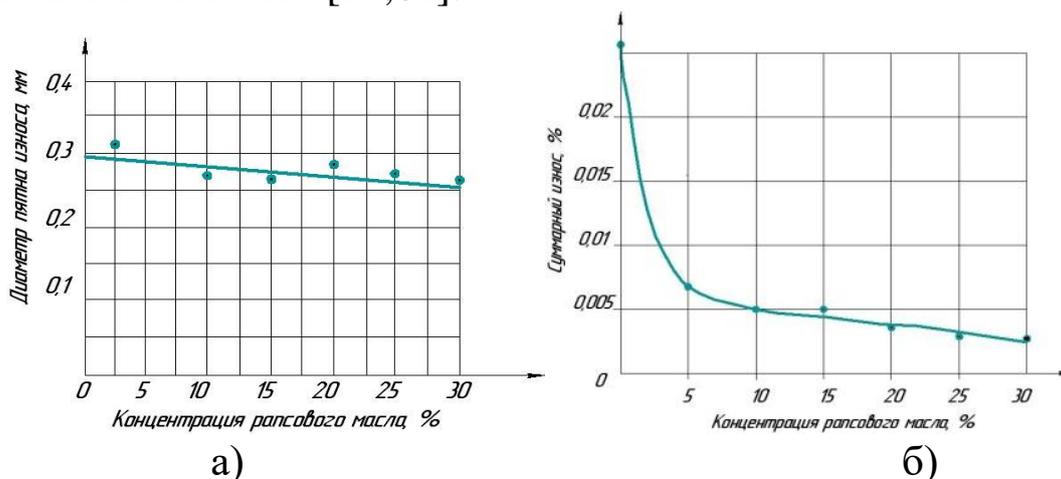
Проведение оценки трибологических свойств смазочной среды при трении (свойство смесового топлива, наличие абразивных примесей), что позволит их оптимизировать для жестких условий эксплуатации и привести к эталонным значениям. Далее приведена формула зависимости износа, выраженная в виде [24,61]:

$$i = k^4 f_9^4 [\psi_1 (1 - 2,0 k^2 f_2^2) + \psi_2] \quad (1.7)$$

Полученные значения оценки смазывающей способности топлива позволили установить зависимости:

- скорректированного диаметра пятна износа (СДПИ) на 4-шариковой машине трения;
- весовой износ сопряжения на роликовой машине трения.

Получены кривые отображают результаты СДПИ (Рисунок 1.7а) и весовой износ (Рисунок 1.7б) от содержания смесового минерально-растительного топлива [24,61]:



- а) результаты скорректированного диаметра пятная износа;
 б) результаты весовой износа сопряжения

Рисунок 1.7 – Результаты исследования трибологических характеристик образцов при трении в среде товарного и смесового минерально-растительного топлива

Приведенный анализ кривых (Рисунок 1.7) результатов исследования СДПИ и коэффициента трения образцов в среде смесового топлива указывают на повышение смазывающей способности смесового минерально-растительного топлива с улучшением его трибологических характеристик.

Полученный в вышеуказанных исследованиях опыт применения смесового минерально-растительного топлива для снижения интенсивности изнашивания деталей топливной системы тракторных дизельных ДВС указывают на оптимальное содержание рапсового масла в топливе до 30 %, что позволяет оптимизировать эксплуатационные характеристики (плотность, вязкость) приближенные к значениям установленных ГОСТ товарного топлива.

В исследованиях о повышении долговечности деталей ТНВД тракторных дизельных ДВС следует отметить исследования П.В. Дрюпина, в чьих работах приведены результаты оценки изнашивания плунжерных пар ТНВД при эксплуатации в бодизельном топливе, в состав которого входят жирные кислоты растительного происхождения [61].

Анализ исследований процесса изнашивания и полученные закономерности процесса изнашивания плунжерных пар ТНВД в среде биотоплива привели к ряду заключений. Поверхностный слой материала детали трения имеет большую активность. Активность атомов на поверхности тел является избыточной поверхностной энергией, образуя периодически изменяющееся силовое поле. Это способствует притяжению молекул к поверхности металла.

Закономерность влияния физико-механических и эксплуатационных свойств биотоплива (коэффициент трения f , кинематическая вязкость ν_T , позволяет оценить износ плунжерной пары ТНВД [61]:

$$U = \frac{\delta_{R_{\max}}^3 \cdot \Delta P \cdot \left(R_{\text{абр.ср}}^3 \cdot f^4 \cdot (1 - 3,15 \cdot f^2) + 1,78 \cdot 10^{-3} F \cdot \left(1 - \frac{F_{\text{унр}}}{F} \right) \right)}{d_{\text{абр.ср}}^3 \cdot \gamma_{\text{абр}} \cdot \alpha \cdot \nu_T^{0,2}} \cdot T. \quad (1.8)$$

где α – экспериментальный коэффициент, $\alpha=1$ (м²/с)^{0,8};

$\delta_{R_{\max}}$ - максимальный радиальный зазор, м;

ΔP – средняя величина разницы давлений, МПа;

$R_{\text{абр.ср.}}^3$ – радиус абразивной частицы, м³;

f – коэффициент трения.

F – площадь основания усеченного конуса, соответствующая моменту дробления частицы, м²;

$d_{абр. ср}$ – диаметр абразивной частицы (в соответствии с зазором δ_{Rmax}),

ν_T – кинематическая вязкость топлива, m^2/c ;

$\gamma_{абр}$ – удельный вес абразивных частиц, kg/m^3 .

Объём металла $V_{уп}$ (m^3), получающий воздействие от упругой деформации, рассчитывается по подобию усечённых конусов, и определяется зависимостью:

$$V_{уп} = \frac{F_{упр} \cdot V_{деф}}{F}. \quad (1.9)$$

Объём металла $V_{пл}$ (m^3), при воздействии пластической деформации, рассчитывается как:

$$V_{пл} = V_{деф} - V_{упр}. \quad (1.10)$$

Также П.В. Дрюпиным приведена принципиальная схема внедрения абразивной частицы в поверхность плунжерной пары (Рисунок 1.8) [61].

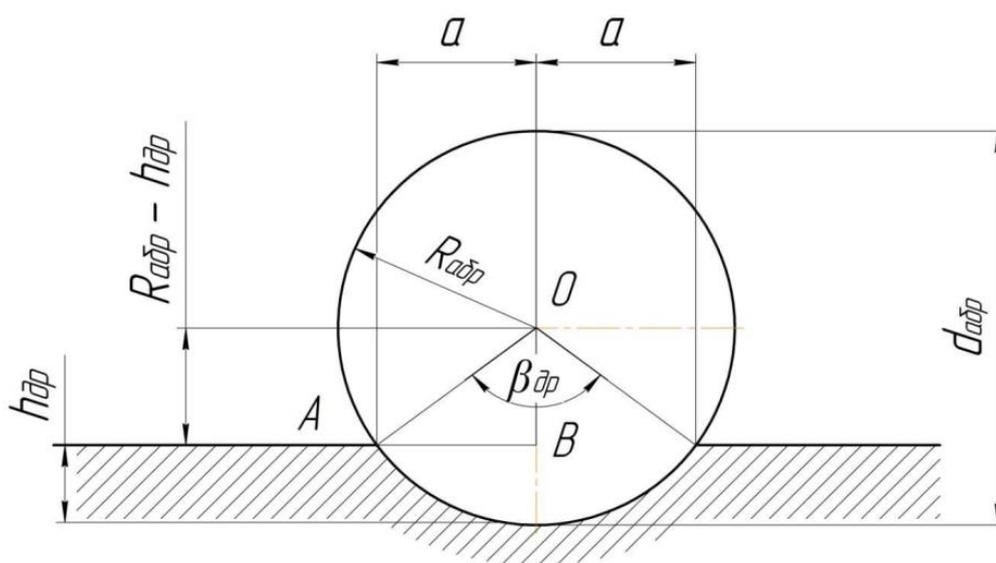


Рисунок 1.8 – Схема внедрения абразивной частицы в поверхность плунжерной пары

Ресурс плунжерной пары $T_{п.п. ч}$, рассчитано формулой [61]:

$$T_{п.п. ч} = \frac{U_{пред}}{U} \cdot T. \quad (1.11)$$

где $U_{пред}$ – предельный износ плунжерной пары, $5 \cdot 10^{-6}$, м;

U – износ плунжерной пары, рассчитанный зависимостью (2.34);

T – нормальный ресурс, ч.

Расчёты ресурса плунжерной пары в среде композиций биотоплив приведены в таблице 1.2 [61].

Таблица 1.2 – Ресурс плунжерной пары при различных композиций топлив (расчётный)

Композиции топлив	ДТ летнее	БД-25%	БД-50%	БД-75%	БД
Ресурс $T_{п.п.}$, ч	4 598	5 263	5 893	6 386	6 916

Приведенные расчёты ресурса плунжерных пар ТНВД при наработке в представленных композициях биодизельного топлива дают предположение о повышении долговечности плунжерных пар топливной аппаратуры применением топлива насыщенного растительными жирами.

Ниже приведена кривая (Рисунок 1.9) зависимости наработки плунжерных пар ТНВД от биотоплива.

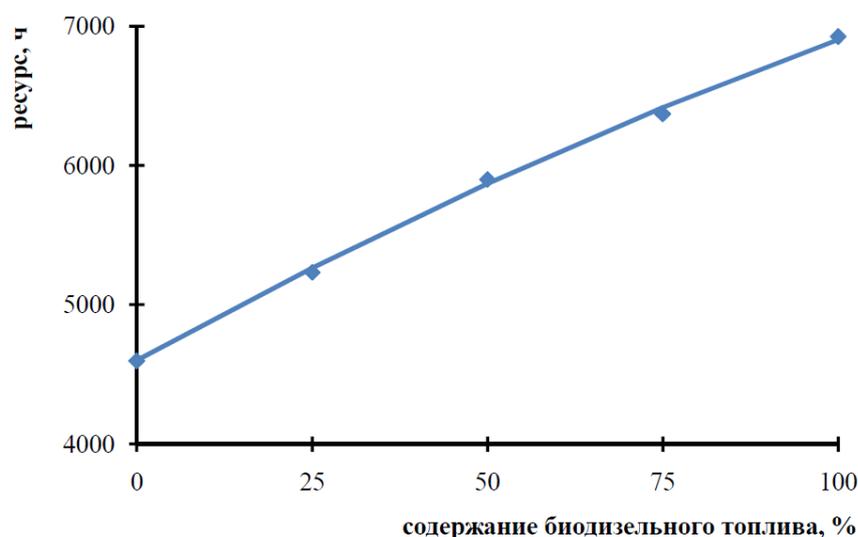


Рисунок 1.9 – Зависимость наработки плунжерных пар ТНВД от биотоплива

Установлено увеличение наработки плунжерных пар ТНВД от повышения концентрации растительных масел в дизельном топливе.

Проведенные П.В. Дрюпиным сравнительные и эксплуатационные испытания подтверждают закономерности образования защитных слоев на поверхностях деталей плунжерной пары [61].

Приведенные теоретические зависимости (2.34), объясняющие закономерность изменения коэффициент трения (f) и кинематическая вязкость (ν_T) от физико-механических свойств биотоплива, позволили подобрать необходимую концентрацию растительных жиров в топливе для снижения износа плунжерной пары топливного насоса высокого давления.

Таким образом, с увеличением концентрации жирных кислот растительных масел способствуют увеличению кинематической

вязкости ν_T и уменьшению коэффициента трения f , что способствует образованию защитной демпферной плёнки на поверхности пар трения деталей ТНВД за счёт повышения содержания ПАВ.

В исследованиях, посвященных повышению эффективности эксплуатации машинно-тракторных агрегатов, описано применение дизельного топлива с модификаторами для поддержания мощностных и энергетических показателей дизельного ДВС.

Т.Е. Алушкиным было выдвинуто предположение об обеспечении мощностных и энергетических показателей дизельного ДВС при эксплуатации на модифицированном топливе посредством технологией технического обслуживания топливной аппаратуры с учетом ее технического состояния.

Исследованный учёным процесс и закономерности изменения технико-экономических показателей тракторных дизельных ДВС, работающих на дизельном топливе с модификаторами, позволил установить влияние регулировочных параметров топливной аппаратуры на мощностные и топливно-энергетические показатели дизеля при эксплуатации на топливе с модификаторами.

В указанных трудах представлены основные требования для выбора необходимого модификатора в дизельное топливо, которые включали:

- возможность применения модификаторов в условиях АПК.
- низкие затраты при реализации (6...8 % от стоимости топлива).
- значение цетанового числа в дизельном топливе не более 2...4 единиц.

На основании установленных требований, в исследовании так же приведены проверки на соответствие. В качестве проверок на соответствие выбраны образцы присадок:

- Liqui Moly – Super Diesel Additive – модификатор дизельного топлива;
- Castrol TDA – многофункциональная присадка;
- Bio petro improver – многофункциональная присадка.

Таким образом, в представленном исследовании предложен один из способов обеспечения требуемой мощности дизельного ДВС тракторов с целью адаптации топлива к определённым условиям эксплуатации. Использование модификаторов в топливе способствует увеличению периода задержки самовоспламенения посредством повышения цетанового числа дизельного топлива. В итоге происходит восстановление процесса тепловыделения в цилиндре и, как следствие, повышение мощности дизельного ДВС.

В исследованиях, проведенных Алушкиным Т.Е., в качестве модификатора для дизельного топлива выбран ВРІ, способствующий обеспечению требуемых мощностных показателей тракторных ДВС. Установлено, что применение модификатора в дизельном топливе позволяет повысить мощность тракторного двигателя на 13% посредством увеличения цетанового числа на 6 единиц, что способствует компенсированию увеличения задержки самовоспламенения [3,4,103]. Указано, что применение модификаторов в топливе способствует повышению производительности МТП и обеспечить техническое состояние ДВС со сравнительно большим объемом полевых работ [3,4,103].

Проведенные исследования физико-химических свойств топлива с модификатором ВРІ позволили теоретически обосновать механизма ее действия и увеличение индикаторного КПД дизеля. Это позволило получить вывод о том, что главным параметром работы двигателя при эксплуатации на топливе, легированном модификатором, является среднее индикаторное давление цикла, определить которое возможно по следующей формуле [3,4]:

$$p_t = p_a \frac{\varepsilon^n}{\varepsilon - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda\rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (1.12)$$

где P_t – среднее индикаторное давление цикла, МПа;

P_a – давление в цилиндре в начале такта сжатия, МПа;

ε – степень сжатия;

n_1 – показатель политропы при сжатии;

λ – степень повышения давления при изохорном подводе теплоты;

ρ – степень предварительного расширения при изобарном подводе теплоты;

n_2 – показатель политропы при расширении;

$\delta = \varepsilon/\rho$ – степень последующего расширения.

Согласно указанной формуле, значение индикаторного давления при эксплуатации на топливе с модификатором указывает на степень эффективности рабочего цикла двигателя [3,4].

Применение в топливе модификаторов значительно увеличивает величину прироста эффективной мощности дизеля на 8,5 % при снятии внешней скоростной характеристики, и увеличение эффективного крутящего момента на 8,2 %. Снижение величины удельного эффективного расхода топлива до 10,2 % [3,4].

Величины достигаемых показателей зависят от концентрации присадки в топливе, наработки двигателя, величины подачи топлива, частоты вращения коленчатого вала.

Таким образом, легирование топлива модификаторами с целью повышения мощностных характеристик тракторов позволяет повысить эффективность эксплуатации дизельных тракторов со сравнительно высокой наработкой, что создаёт перспективность применения модифицированного дизельного топлива с использованием присадкой, которая инициирует сгорание.

Опыт применения различного рода присадок указывает на возможность улучшения физико-химических и эксплуатационных свойств (плотность, вязкость, фракционный состав и др.), с целью повышения смазывающей способности топлива и снижения интенсивности изнашивания деталей топливной системы дизелей. Это позволяет увеличить наработку узлов топливной аппаратуры дизельных ДВС.

Проведенный анализ исследования в области снижения износа деталей топливной системы дизельных ДВС указывает на возможные способы снижения износа. Способ конструктивной и технологической модернизаций деталей топливной системы дизелей возможен при проектировании процесса изготовления на заводах-изготовителях. Оптимизация технологического процесса изготовления прецизионных деталей так же возможно лишь на уровне промышленного производства. Значительное влияние на ресурс топливной системы оказывают эксплуатационные свойства топлива, которые снижаются при нарушении условий хранения и транспортировки с производства до потребителя.

Повышение эксплуатационных свойств дизельного топлива в условиях эксплуатации с целью обеспечения работоспособности топливной системы дизельных ДВС возможно легированием топлива противоизносными и цетаноповышающими присадками различного вида. Следовательно, возникает необходимость в поиске оптимального компонентного состава и концентрации присадок в дизельном топливе, позволяющей снизить интенсивность изнашивания прецизионных деталей топливной системы дизелей. Необходимо установить качественную связь между эксплуатационными свойствами дизельного топлива и наработкой прецизионных деталей дизелей. Требуется поиск зависимостей снижения изнашивания трущихся деталей топливной системы от свойств топлива, методик проведения ряда испытаний при эксплуатации узлов топливной системы дизелей на топливе легированном присадками.

ГЛАВА 2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЯХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

2.1. Взаимосвязь конструкции распылителя с параметрами распыливания и распределения топлива по объёму камеры сгорания

Наиболее важным процессом, обеспечивающим работу дизельного двигателя, является впрыск топлива в камеру сгорания, его распыливание и распределение по объёму камеры сгорания. Для качественного процесса распыливания к распыливающим устройствам предъявляются следующие требования [19,27,44]:

- своевременность подачи топлива;
- обеспечить требуемую форму и дальнобойность топливного факела;
- равномерное распределение топлива в объёме камеры сгорания;
- дисперсность распыливания топлива, характеризующуюся мелкими и однородными каплями.

Эти требования обеспечиваются устройствами распыливания топлива – распылителями форсунок, основными деталями которых являются прецизионные пары.

В свою очередь эксплуатационные параметры распылителей определяют течение процесса впрыскивания и распыливания топлива и процесс сгорания.

Состояние эксплуатационных параметров распылителей определяет показатели рабочего процесса двигателя. Эффективность работы дизельного двигателя зависит от параметров факела струи топлива: своевременность впрыска, давление впрыска, продолжительность впрыска и закономерность впрыска.

Ресурс работы распылителя, его работоспособность зависят от большинства факторов, представленных на схеме (Рисунок 2.1).

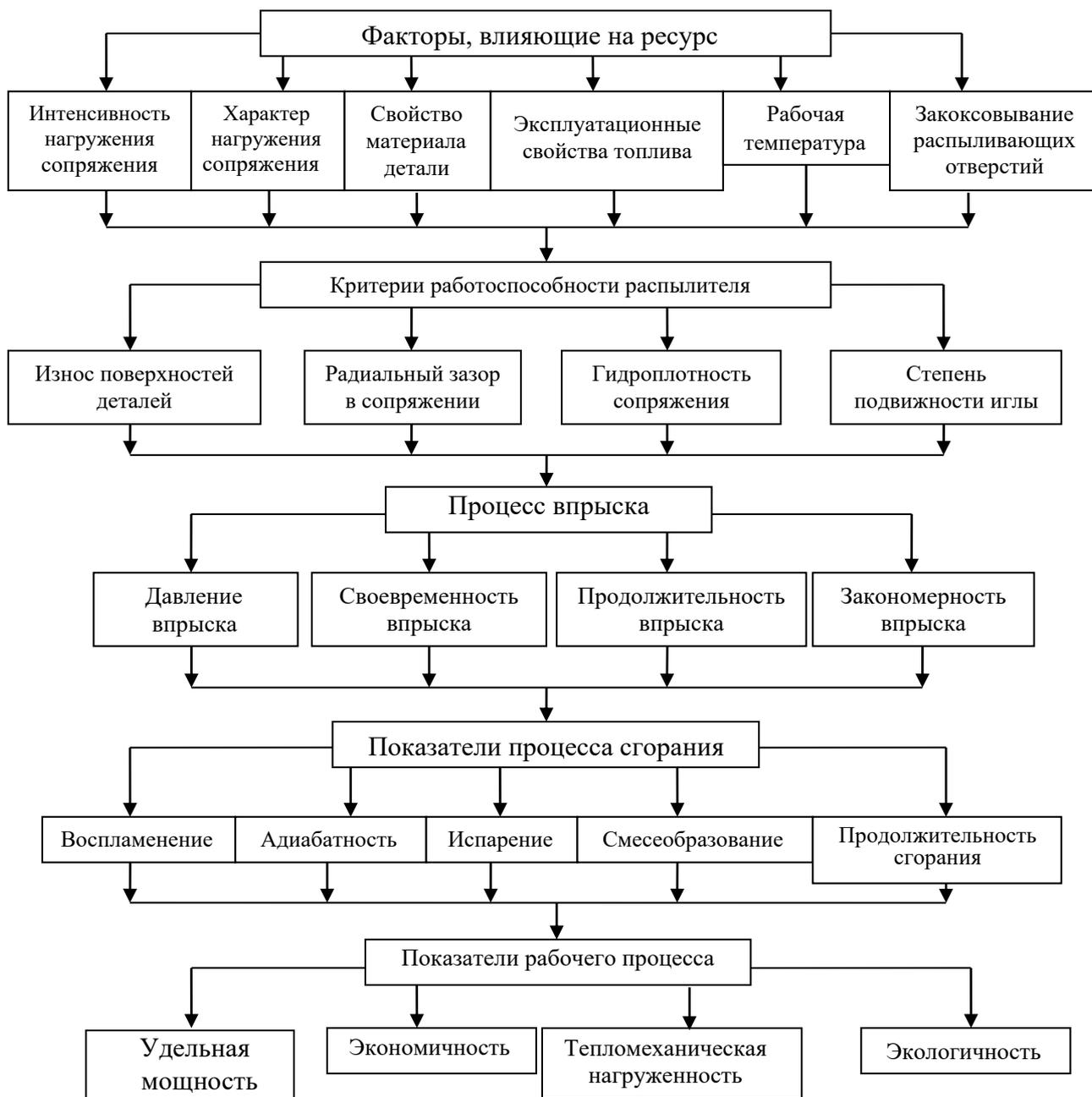


Рисунок 2.1. - Взаимозависимость факторов распылителя, влияющих на процессы впрыскивания и сгорания топлива, показатели рабочего процесса и критерии работоспособности распылителя

Анализ представленных на рисунке 2.1 факторов показывает, что эксплуатационные параметры распылителя зависят от характера и интенсивности нагружения, свойств материалов деталей распылителя, температуры в камере сгорания, характеристик дизельного двигателя, состояния распыливающих отверстий распылителя.

На рисунке 2.2. приведена принципиальная схема факела распыленного топлива в объёме камеры сгорания.

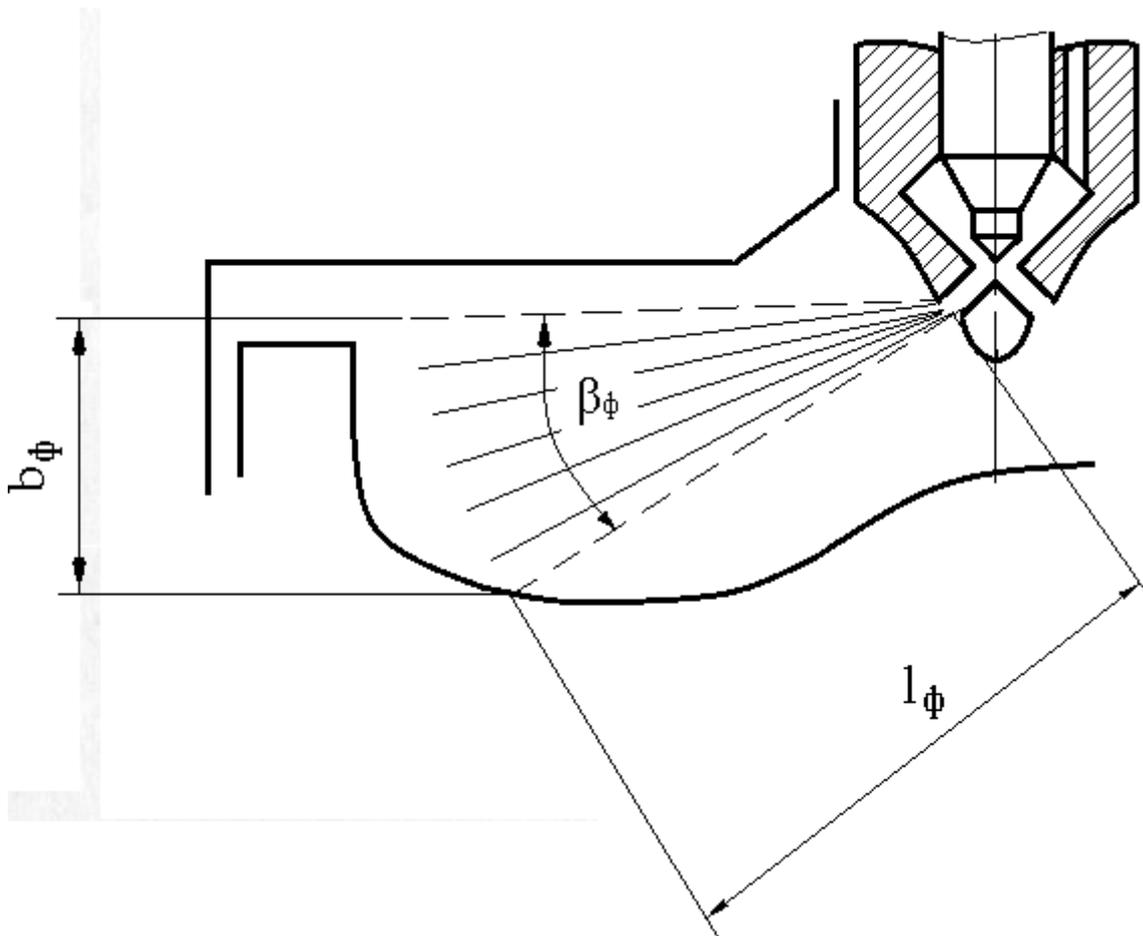


Рисунок 2.2 – Принципиальная схема факела распыла дизельного топлива в объёме камеры сгорания дизельного двигателя

Основными параметрами факела являются: угол раскрытия струи (конусность) β_ϕ , длина струи (дальнобойность) l_ϕ и ширина струи b_ϕ . Значения этих параметров определяются конструкцией распылителя, камеры сгорания и условиями, определяющими впрыск и распыление топлива. При проектировании конструкции распылителя рассчитываются следующие параметры:

- эффективное проходное сечение распылителя;
- число распыливающих отверстий;
- давление впрыска (для оценки дисперсионного состава образующихся капель);
- дальнобойности и геометрическая форма топливного факела.

На процесс распыливания существенно влияют также гидравлическая плотность и герметичность прецизионных сопряжений распылителя, расположение топливной форсунки, конструкция камеры сгорания, тип впускного канала, кинематические и теплофизические свойства топлива: вязкость, плотность, сжимаемость и состояние среды, в которую впрыскивается топливо.

Важными параметрами для своевременного и полного сгорания капель топлива являются: дисперсный состав капель, образующихся в процессе распыла топлива, испаряемость топлива.

Факел дизельного топлива, поступающий в цилиндр двигателя состоит из мелких капель размером от 5 до 40 мкм. При поступлении в цилиндр порции топлива начинается подготовка их к сгоранию. Время, необходимое для подготовки топлива, называется периодом задержки самовоспламенения. Оно включает время, затрачиваемое на распад топливной струи на капли, их испарение и смешивание паров топлива с воздухом, а также времени для формирования очагов самовоспламенения. Время задержки самовоспламенения для нормально работающего двигателя находится в определённых пределах. При увеличении времени задержки самовоспламенения на первой стадии горения происходит интенсивное тепловыделение, следствием которого является высокая скорость нарастания давления. Если на один градус поворота коленчатого вала темп повышения давления превышает (0,55...0,6) МПа, то работа дизельного двигателя переходит в критическую (жёсткую) работу. Жёсткая работа дизельного двигателя характеризуется перегрузкой его деталей, что приводит к ускоренному их износу и, как следствие, неисправному состоянию. Отсюда следует перерасходу топлива, повышенная дымность и снижение мощности.

2.2. Гидродинамический распад топливной струи.

Факторы, влияющие на распыл топлива

При впрыске топлива в камеру сгорания проблема возникновения гидродинамического распада струи вследствие неустановившегося характера истечения и исключительной сложности, происходящих при этом физическом процессе на сегодняшний день не решена.

Для описания процесса распада струи используют теорию распада Релея, позволяющую описать процесс распада для невязкой жидкости, и теория Бора – для вязкой жидкости. Согласно этим теориям при гидродинамическом распыливании, истекающие из распыливающих отверстий топливные струи, пульсируют и распадаются с различной интенсивностью вследствие осесимметричных и волнообразных колебаний вокруг оси и самой оси.

Согласно теории распада струи, предложенной в работе [75], сделано предположение, что струя жидкости, истекающая из

распылителя, состоит из двух участков - начального и основного. Начальный участок состоит из двух зон:

- потенциальная ABC (скорость сохраняется постоянной и равной средней скорости истечения жидкости);
- основной (зона участка, в которой скорость изменяется от u_0 до u_∞ скорости окружающей среды).

При этом предполагается, что процесс распада осуществляется в результате воздействия на начальный (потенциальный) участок струи турбулентных пульсаций скорости в турбулентном участке струи (Рисунок 2.3)

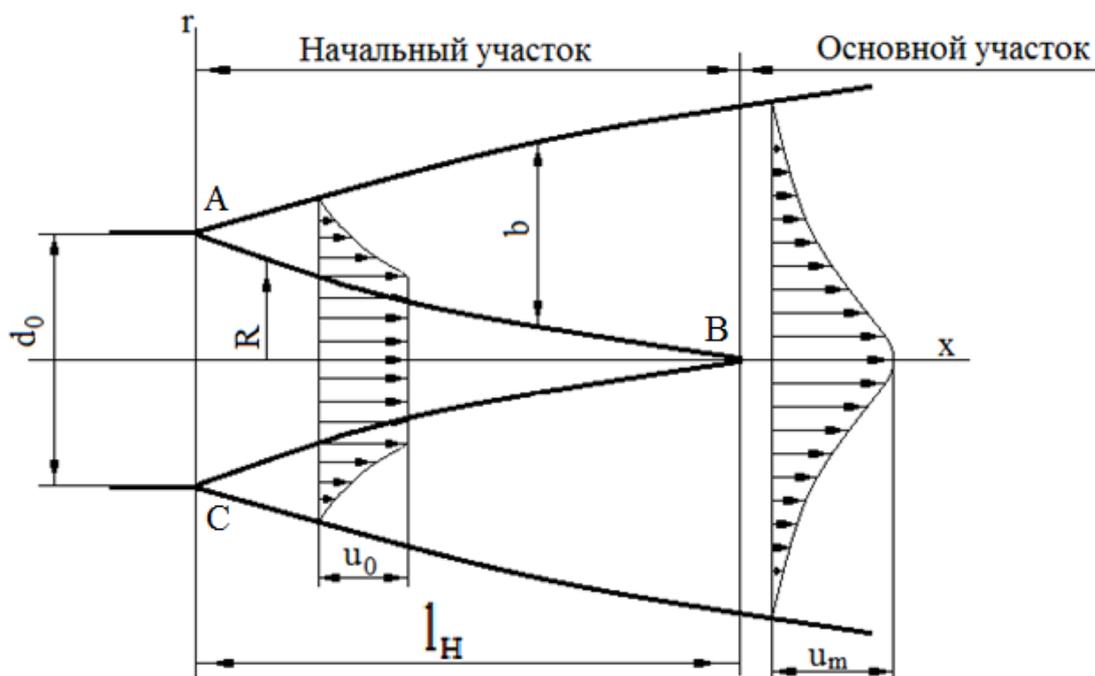


Рисунок 2.3 – Принципиальная схема распыления топлива, истекающего из распыливающего отверстия

В работе [6,75] получена зависимость, определяющая размеры образующихся капель вдоль участка распада струи в следующем виде:

$$r_k = \sqrt[3]{\frac{\beta v_2 r_0^{1-n} x^n (0,1 \eta_1 u_0 + \sigma)}{\rho_1 u_0^3}}, \quad (2.1)$$

где r_k - радиус, образующихся капель в сечении струи, определяемом координатой x ;

- β, n - экспериментальные коэффициенты;
- r_0 - диаметр распыливающего отверстия, мм;
- u_0 - скорость топлива в начальном участке, м/с
- v_2 - кинематическая вязкость воздуха, $\text{м}^2/\text{с}$;
- η_1 - динамическая вязкость топлива, Па·с;

ρ_1 - плотность топлива, кг/м³;

σ - межфазное натяжение на границе воздуха с топливом, Н/м.

Согласно полученной зависимости (2.1), на распад топливной струи оказывают влияние следующие параметры:

- радиус распыливающего отверстия;
- скорость истечения топлива;
- вязкость топлива;
- межфазное натяжение на границе топлива и воздуха.

Учёт влияния длины, профиля и микрорельефа поверхности распыливающего отверстия оценивается экспериментально. Основное влияние на турбулизацию начального участка струи оказывают:

- конусная поверхность клапана распылителя (иглы);
- седло распылителя;
- форма канал и кромок распыливающего отверстия.

При увеличении диаметра распыливающего отверстия возрастает неравномерность, образующихся капель, дальнобойность струи, увеличивается конус струи. При эксплуатации распылителей с распыливающими отверстиями меньших размеров (до 0,2 мм) повышается однородность распыливания и оптимальный дисперсный состав образующихся капель, уменьшается дальнобойность и увеличивается угол конуса струи. В современных отечественных распылителях используют диаметры распыливающих отверстий в пределах от 0,22 до 0,37 мм (Таблица 1.2).

Кроме конструктивных параметров распылителя на параметры распыливания, впрыска, воспламенения и сгорания топлива влияют: плотность, сжимаемость, вязкость, поверхностное натяжение и испаряемость.

Плотность топлива определяет ряд объёмных характеристик процесса впрыскивания, и зависит от температуры и интенсивности сжатия. Плотность топлива косвенно характеризует его химические свойства и фракционный состав. Высокая плотность при равных условиях затрудняет процесс образования однородной топливовоздушной смеси вследствие увеличения необходимой энергии на распределение топлива по камере сгорания.

Сжимаемость топлива характеризует аккумуляцию энергии нагнетания, которая проявляется по окончании впрыскивания малым давлением и снижением качества распыливания [18].

Вязкость топлива зависит от фракционного состава и меняется в зависимости от температуры и давления. Пониженная вязкость топлива характеризует:

- затягивание процесса впрыска топлива;
- уменьшение вероятности возникновения утечек топлива;
- снижение утечек топлива через зазоры прецизионных сопряжений, что способствует уменьшению цикловой подачи, давления впрыскивания;
- затягивание начала и ускорение завершения подачи топлива.

Пониженная вязкость способствует сравнительно лёгкому распределению топлива в объёме камеры сгорания, облегчая процесс получения однородной топливовоздушной смеси.

При анализе влияния поверхностного натяжения и испаряемости топлива следует отметить, что распыливание тем более эффективно, чем меньше поверхностное натяжение и выше скорость истечения топлива. «Утяжеление» фракционного состава топлива ведёт к ухудшению качества распыливания и равномерности распределения топлива в объёме камеры сгорания, в то время как «облегчение» фракционного состава топлива улучшает тонкость распыливания и испаряемость топлив, а следовательно, качество смесеобразования.

Эффективность самовоспламенения топлива в дизелях оценивают цетановым числом. Цетановое число связано к таким свойствам топлива, как термическая стабильность.

Термическая стабильность характеризует устойчивость молекулы углеводорода к воздействию теплоты и оценивается периодом задержки воспламенения [31].

Термическая стабильность, окислительная способность и детонационная стойкость топлива оказывают влияние на эффективность сгорания топлива. Эти свойства характеризуют: цетановое и октановое числа и теплота сгорания топлива [113,135].

Показатели топливной экономичности, механической нагруженности и выброс вредных веществ отработавшими газами дизеля определяют крутизной переднего фронта дифференциальной характеристики впрыскивания [135]. Повышенная крутизна переднего фронта характеристики впрыскивания топлива обеспечивает высокую топливную экономичность в дизелях с объёмным и объёмно-плёночным способом смесеобразования. Однако при этом возрастает уровень механического нагружения деталей дизеля, и в том числе распылителей топливных форсунок, обусловленный повышенной «жесткостью» его работы. С увеличением крутизны переднего фронта характеристики впрыскивания растёт выброс окиси азота отработавшими газами.

2.3. Типы распылителей форсунок автотракторной техники, их конструктивные особенности

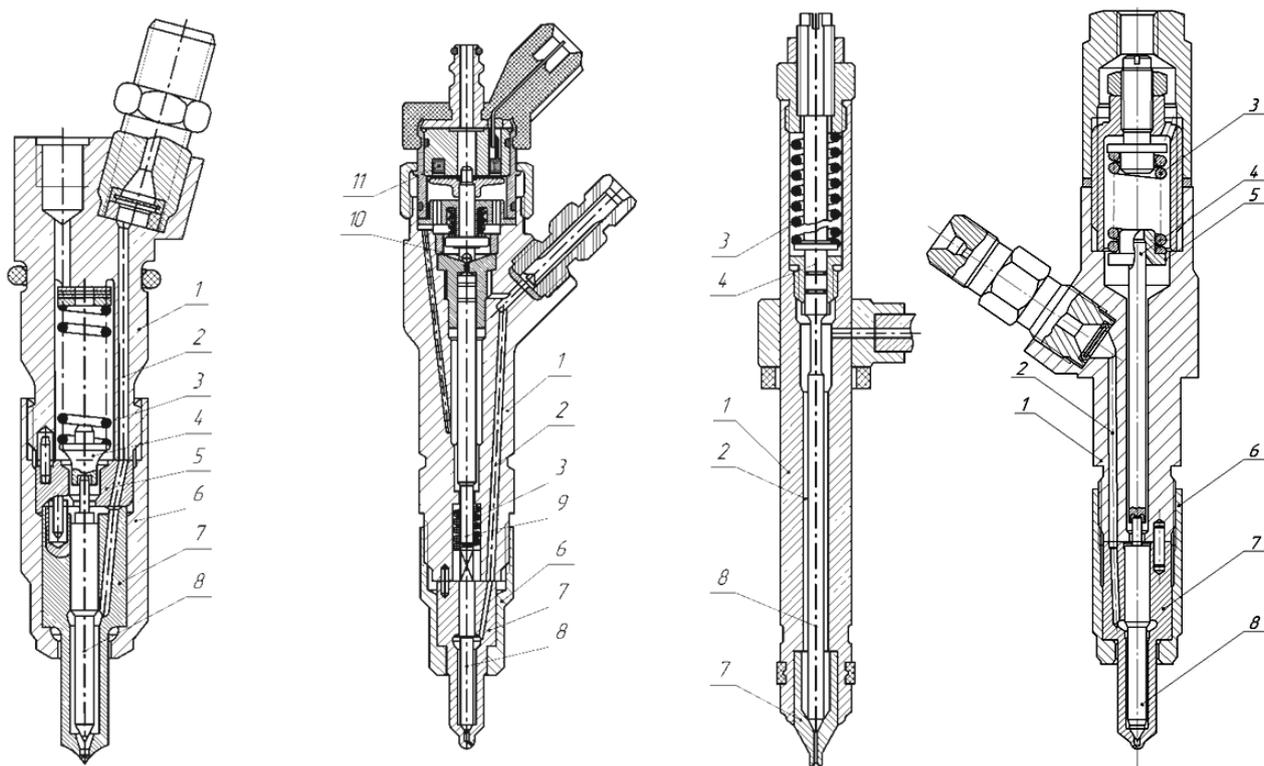
Топливная система дизельных ДВС является важным узлом современных МЭС. Изложенное в разделе 2.3. описание процесса распыливания топлива в дизельных двигателях позволило установить, что распылители форсунок работают в тяжелых условиях (высокая температура, давление). В то же время детали распылителей крайне требовательны к качеству дизельного топлива.

Основным назначением распылителей топлива в дизельных двигателях является выполнение заданных параметров и характеристик впрыскивания, обеспечивающих требуемое качество процесса смесеобразования и максимальное выделение теплоты в процессе сгорания топлива.

Требуемое качество процесса смесеобразования и температурный режим в камере сгорания обеспечивают необходимую интенсивность испарения топлива, вовлечение его паров в диффузионный процесс смешивания с воздухом, самовоспламенение топлива, стабильность работы и, как следствие, наиболее полное сгорание топлива в камере сгорания двигателя. Кроме того распылители при заданном давлении и законе впрыскивания должны обеспечить необходимую продолжительность впрыскивания, тонкость и равномерность распыливания, форму и дальнобойность топливного факела.

Процесс впрыска топлива зависит от множества факторов, таких как конструктивные особенности распылителя, количество распыливающих отверстий, давление впрыскивания, гидравлическая плотность и герметичности прецизионных сопряжений, эксплуатационные свойства топлива.

Выполнение предъявляемых к распылителям требований в значительной степени зависит от состояния и функционирования конструктивных элементов (Рисунок 2.2): направляющего (цилиндрического) А и запорного (конического) В сопряжений, распыливающих отверстий, а также состояния функциональных элементов форсунки, обеспечивающих работу распылителя. Топливная система отечественных и зарубежных ДВС автотракторных дизелей на 90...95% оснащены форсунками открытого и закрытого типа, в зависимости от конструктивного исполнения камеры сгорания [30,50,82,130] (Рисунок 2.4).



1 – корпус форсунки; 2 – канал для подвода топлива; 3 – пружина запираания иглы распылителя форсунки; 4 – штанга; 5 – проставка; 6 – гайка распылителя форсунки; 7 – корпус распылителя форсунки; 8 – игла распылителя форсунки; 9 - мультипликатор запираания; 10 – шариковый управляющий клапан; 11 – электромагнит.

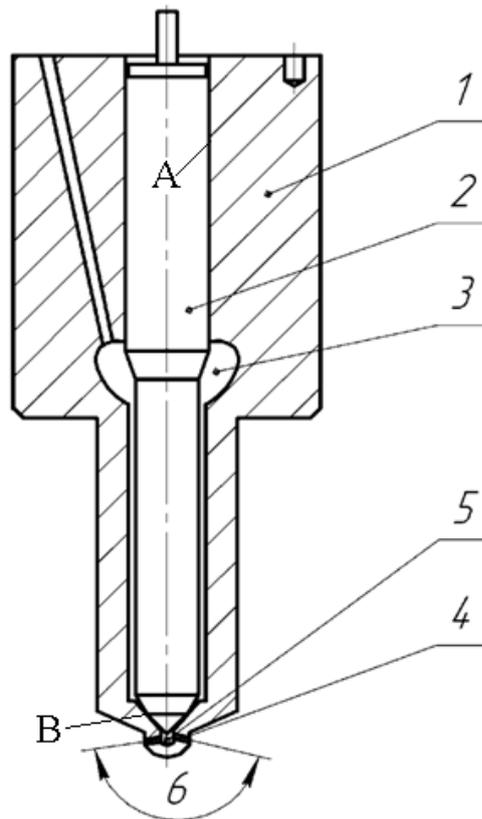
Рисунок 2.4 – Конструкции форсунок закрытого типа автотракторных дизелей: а – форсунка ЯЗДА; б – форсунка фирмы R. Bosch; в – форсунка фирмы Rikardo; г – форсунка ФД-22 тракторов МТЗ

В современных дизельных двигателях используются два типа закрытых распылителей:

- штифтовые закрытые распылители;
- многодырчатые распылители с запирающим коническим клапаном.

При этом в основном используют штифтовые распылители двух типов: цилиндрический штифт и штифт с обратным конусом.

Принципиальная схема многодырчатого распылителя с конусным запирающим клапаном приведена на рисунке 2.5.



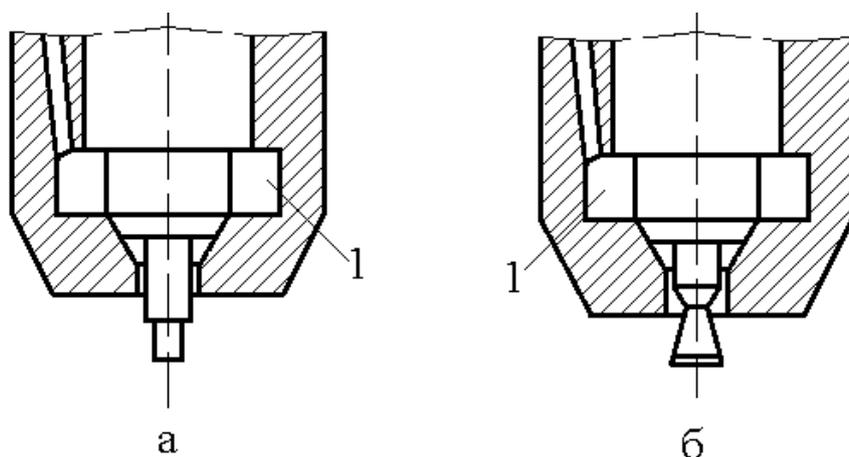
1 – корпус распылителя; 2 – запирающий клапан распылителя (игла);
 3 – карман; 4 – сопловые отверстия; 5 – предсопловой канал
 (колодец); 6 – угол между сопловыми отверстиями;
 А - направляющая часть; В - уплотняющая коническая часть.

Рисунок 2.5 – Схема распылителя форсунки закрытого типа

В конструкцию распылителя форсунки закрытого типа входит гидравлически управляемый прецизионный запирающий клапан (игла) 2. Игла является запирающим конструктивным элементом и герметизирует магистраль высокого давления по конической поверхности уплотняющего сопряжения. Подъем иглы в распылителях форсунок большинства автотракторных дизелей составляет 0,2...1,3 мм и ограничивается упором [50,85,86].

Подача и распыливание топлива в цилиндре двигателя происходит при подъёме иглы и образовании зазора в сопряжении. Подъём иглы 2 происходит при достижении в кармане 3 необходимой величины давления. Топливо при высоком давлении поступает в колодец и к распыливающим отверстиям.

При высокой скорости из распыливающего отверстия дизельное топливо распадается на мельчайшие частицы, образуя топливовоздушную смесь поверхность контакта с нагретым окружающим воздухом и образуя факел распыла.



а - с цилиндрическим штифтом; б - с обратным конусом на штифте.

Рисунок 2.6 – Принципиальная схема штифтовых распылителей

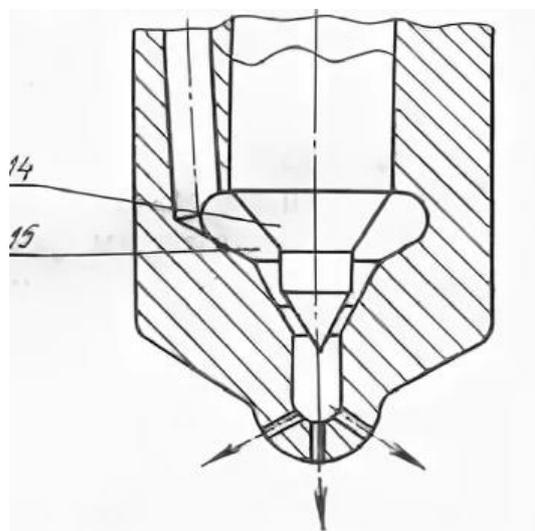


Рисунок 2.7 – Принципиальная схема многодырчатого распылителя с запирающим конусом

Важными характеристиками для долговечной и эффективной работы распылителей форсунок дизельных ДВС является:

- простая конструкция и наименьшее число подвижных деталей;
- герметичность магистрали высокого давления топлива;
- пониженная интенсивность изнашивания прецизионных сопряжений «игла – корпус распылителя», «игла – штанга распылителя» и «корпус распылителя – корпус форсунки»;
- сравнительно низкая интенсивность закоксовывания распыливающих отверстий;
- высокая подвижность прецизионной пары;
- заданная работоспособность и ресурс;
- обеспечение минимального гидравлического сопротивления поступающему топливу;

- предотвращение сильных нагревов топлива.

Основным производителем форсунок и распылителей в Российской Федерации для комплектации топливных систем тракторов Беларус, а также автомобилей с использованием дизелей марок Д-240, Д-242, Д-243, Д-243С, Д-244, Д-245, Д-245С, Д-260 и их модификаций - является Алтайский завод прецизионных изделий «АЗПИ» г. Барнаул. Кроме того Ярославский Завод Дизельной Аппаратуры «ЯЗДА» выпускает два вида распылителей под двигателя ММЗ с экологическим стандартом Евро 2, Евро 3.

Важными конструктивными параметрами распылителей форсунок являются:

- диаметр иглы;
- диаметр и количество отверстий;
- эффективная площадь сечения распыливающего отверстия.

В таблице 2.1 приведены характеристики распылителей АЗПИ и их параметры.

Заводы-изготовители ставят задачу снижения диаметра иглы с целью снижения её массы и, как следствие, ударного воздействия при запираании клапана распылителя форсунки.

Диаметры и количество распыливающих отверстий в многодырчатых распылителях изменяются в широких пределах, что в значительной степени зависит от требуемой цикловой подачи топлива и тонкости распыла топлива.

Таблица 2.1 – Характеристика распылителей АЗПИ

Обозначение, маркировка	Количество отверстий, шт.	Диаметр отверстия, мм	μf , мм ²
С иглой диаметром 6 мм			
6А1- 20С2 "4x0,32"	4	0,32	0,230- 0,250
6А1- 20С2-16 "16"	3	0,30	0,162-0,182
6А1- 20С2-20 "4x0,37"	4	0,37	0,300-0,330
С иглой диаметром 5 мм			
171.1112110-01"171-01"	5	0,32	0,240-0,260
171.1112110-02"171-02"	5	0,34	0,450-0,470
1М12.1112110-2"1М12-2"	8	0,34	0,450-0,470
069.1112110 "069"	7	0,22	0,170-0,190
С иглой диаметром 4,5 мм			
1М12.1112110-1"1М12-1"	8	0,34	0,450-0,470
051.1112110 "051"	6	0,28	0,240-0,260
0511.1112110-10"0511-10"	5	0,3	0,240-0,260

Из таблицы 2.1 установлено, что размеры диаметров клапана (иглы), выпускаемых распылителей варьируются от 4,5; до 6 мм.

Количество распыливающих отверстий варьируется от 3 до 8, а их диаметры изменяются от 0,22 до 0,37 мм. Эффективная площадь распыливающих отверстий находится в пределах от 0,162 до 0,470 мм².

2.4. Условия работы распылителей, потеря работоспособности

Работоспособное состояние распылителя в основном определяется состоянием прецизионных пар направляющего (цилиндрического) и запорного (конического) сопряжений, состоянием распыливающих отверстий (износ в результате кавитации, закоксовывание).

Распылитель форсунки находится в камере сгорания двигателя и работает в жёстких условиях, обусловленных высокими температурами и высоким давлением впрыска, постоянно подвергается пульсирующими механическими нагрузками. При этом эксплуатационные свойства топлива обеспечивают смазывание при граничном режиме трения деталей. При низкой смазывающей способности дизельного топлива.

Игла распылителя в процессе эксплуатации совершает более миллиарда циклов (открытие и закрытие клапана). При впрыске топлива в камере сгорания достигается температура на уровне 600...800оС, давление впрыска изменяется от 35 до 100 МПа (зависимости от типа двигателя). При этих условий топливо с низким содержанием ПАВ (поверхностно-активных веществ), сернистых соединений и низкой вязкости не обеспечивает защиту прецизионных сопряжений распылителя. При эксплуатации распылителей в условиях АПК (постоянный режим работы при высокой нагрузке и запыленности воздуха) важно повышение эксплуатационных свойств топлива. Это приводит к неработоспособному состоянию и снижению наработки распылителей форсунок.

Неработоспособное состояние деталей распылителей происходит в результате изнашивания прецизионных сопряжений А и В (Рисунок 2.6), а также при кавитационном изнашивании или закоксовывания распыливающих отверстий.

Потеря работоспособности распылителя может быть обусловлена:

- снижение гидравлической плотности распылителя до значение ниже допустимого ГОСТ;

- нарушение герметичности прецизионных сопряжений;
- потеря подвижности иглы в корпусе распылителя;
- нарушение прочности иглы с корпусом распылителя;
- закоксовывание распыливающих отверстий.

Потеря работоспособности распылителей приводит к ухудшению технико-экономических показателей дизельного ДВС и снижению ресурса и, как следствие, увеличение затрат на его эксплуатацию.

Повышение ресурса деталей топливной системы дизельных ДВС с точки зрения конструктивно-технологических изменений возможно при проектировании и изготовлении. Обеспечит работоспособность прецизионных пар распылителей форсунок дизельных ДВС возможным снижением интенсивности изнашивания прецизионных сопряжений за счёт формирования граничного режима трения сопряжения «игла-корпус распылителя» форсунки.

Как указано выше факторы, влияющие на работоспособность прецизионных сопряжений, а именно на снижение гидравлической плотности, потери герметичности сопряжений, нарушение подвижности запирающего клапана (иглы) в корпусе распылителя, закоксовывание распыливающих отверстий, не позволяют с высокой точностью спрогнозировать ресурс распылителей.

Для достоверного определения наработки и ресурса распылителя необходима количественная и качественная оценка параметров и характера нагружения прецизионных пар и оценка интенсивности их изнашивания.

2.5. Эксплуатационные характеристики дизельного топлива, влияющие на изнашивание распылителей в процессе эксплуатации

2.5.1. Вязкость дизельного топлива

Вязкость дизельного топлива характеризует его подвижность, величину внутреннего трения, взаимную силу сцепления молекул. Численное значение вязкости выражается в единицах динамической и кинематической вязкости. Для дизельного топлива указывается кинематическая вязкость.

Динамическая вязкость измеряется величиной внутреннего трения. Единицей динамической вязкости является Па·с. Кинематическая вязкость измеряется удельным коэффициентом внутреннего трения и

представляет собой отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности при температуре определения.

Единицей кинематической вязкости является $\text{м}^2/\text{с}$. Вязкость дизельного топлива оказывает влияние на формирование факела распыла, дисперсность и прокачиваемость топлива, и на износ прецизионных сопряжений. Дизельное топливо с высокой вязкостью требует значительно больше энергии для распыливания и формирования факела распыленного топлива. При этом оказывает значительное сопротивление при движении по трубопроводам, через фильтры, отверстия форсунок и т.д.

В дисперсной структуре капель топлива находится значительное количество капель крупных размеров, которые плохо прогреваются и испаряются, что приводит к неполному сгоранию топлива, увеличению удельного расхода топлива, закоксовыванию распыливающих отверстий распылителя, потере подвижности иглы в корпусе распылителя. Кроме того, образовавшиеся капли обладают большой дальностью, что ведет к частичному оседанию на днище поршня, а также на стенки камеры сгорания.

Дизельное топливо с низкой вязкостью имеет преимущество в отношении распыливания и полноты сгорания. Однако такое топливо не может обеспечить высокую смазывающую способность детали топливной аппаратуры, что влияет на изнашивание деталей топливного насоса высокого давления (ТНВД) и прецизионных деталей распылителя и, как следствие, приводит к неисправному состоянию узлов топливной системы [11]. Дальность распыла топливной струи не обеспечивается в полной мере вследствие чрезмерного распыливания маловязкого топлива.

Имеющиеся противоречия по вязкости дизельных топлив для оптимального процесса горения и смазывания трущихся поверхностей сопряжений деталей топливной аппаратуры приводят к необходимости в обеспечении оптимальной вязкости согласно требованиям ГОСТ 32511-2013. Определение кинематической вязкости топлива проводится по ГОСТ 33-2000 (ИСО 3104-94).

Установленная ГОСТ 32511-2013 величина вязкости позволяет осуществить нормальное протекание процесса сгорания топлива. Температура сгорания во всех областях камеры должна быть одинаковой, без «горячих» и «холодных» зон.

Обеспечение оптимальной вязкости дизельного топлива необходимо проводить с учётом противоизносных свойств топлива.

Для обеспечения устойчивого смазывания деталей топливной аппаратуры, коэффициент вязкости дизельного топлива должен быть не ниже $1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

В заключении следует отметить, что топливо для автотракторных дизельных ДВС должно обладать оптимальными эксплуатационными свойствами, а именно вязкостью (при 20°С) в следующих пределах:

- для летней эксплуатации $3,0-6,0 \text{ м}^2/\text{с}$;
- для зимней эксплуатации $1,8-6,0 \text{ м}^2/\text{с}$;
- для эксплуатации в арктических условий $(1,5 - 4,0) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

2.5.2. Низкотемпературные свойства дизельного топлива

Низкотемпературные свойства дизельных топлив оказывают существенное влияние на пуск двигателя и износ деталей топливной аппаратуры. Эти свойства зависят от группового и фракционного состава топлива. Наихудшими низкотемпературными свойствами обладают входящие в состав дизельного топлива парафины (алканы) и ароматические углеводороды, наилучшими – циклоалканы. Нормальные алканы, входящие в состав дизельного топлива, имеют высокую температуру кристаллизации. При низкой температуре окружающей среды алканы превращаются в отдельные кристаллики. В результате этого явления топливо теряет прозрачность.

Наивысшая температура, при которой топливо теряет прозрачность, но не теряет текучести, называется температурой помутнения. Значение вязкости при понижении температуры увеличивается незначительно. Образовавшиеся кристаллы, проходят фильтр грубой очистки. Задерживающиеся механические частицы размером более $50 - 60 \text{ мкм}$ образуют на фильтре тонкой очистки непроницаемую для топлива пленку из кристаллов размером $2 - 5 \text{ мкм}$, что приводит к затруднению подачи топлива.

Температура помутнения должна быть на $3-5^\circ \text{С}$ ниже температуры окружающей среды.

При дальнейшем охлаждении ДТ наступает срачивание отдельных кристаллов в каркас, который пронизывает все топливо, сковывая его. Топливо теряет текучесть.

Наивысшую температуру, при которой топливо теряет текучесть, называют температурой застывания. Она должна быть на $8 - 12^\circ \text{С}$ ниже температуры окружающей среды.

Для улучшения низкотемпературных свойств дизельных топлив проводят их частичную депарафинизацию и добавляют специальные присадки (депрессоры).

Температуры застывания и помутнения определяют на специальном приборе по ГОСТ 20287-91. Температуру застывания можно понизить путем введения депрессорной присадки (например, АзНИИ—ЦИАТИМ-1).

2.5.3. Коррозионные свойства дизельного топлива

Коррозионные свойства дизельного топлива обусловлены наличием в них серы, сернистых и кислотных соединений. Сера, взаимодействуя с влагой образует серную кислоту и другие агрессивные сернистые соединения, которые взаимодействуют с материалом прецизионных деталей топливной аппаратуры, вызывая на них коррозию. Кроме того, в отработанных газах содержатся сернистые соединения, превышающие санитарные и экологические нормы. Наиболее агрессивно воздействует на металлы активная сера (элементарная сера, сероводород и меркаптаны).

Наличие в дизельном топливе элементарной серы, сероводорода и меркаптанов, резко увеличивает износ плунжерных пар топливных насосов высокого давления и иглы распылителя форсунки. В Европе, США и, в последнее время, в России, исходя из санитарных и экологических норм, ужесточаются требования к дизельным топливам по содержанию серы. В европейском стандарте EN590 (ГОСТ Р ИСО52368-2005) установлены следующие требования:

- содержание серы в топливе до 0,035%;
- кинематическая вязкость топлива при 400°С в пределах (2,0-4,5)10⁻⁶м²/с;
- плотность топлива при 150С 820 - 845 кг/м³.

Также вводятся ограничения на содержание ароматических углеводородов и противоизносных свойств топлив (диаметр скорректированного пятна износа не более 460 мкм).

В 2008 г. Правительство Российской Федерации утвердило технический регламент, согласно которому предусматривается постепенный переход на выпуск топлив класса Евро. Для перехода на выпуск дизельных топлив на класса Евро разработан ГОСТ 32511 – 2013, который устанавливает следующие экологические классы для дизельного топлива:

- К3 – содержание серы не более 350 мг/кг;

К4 – содержание серы не более 50 мг/кг;

К5 – содержание серы не более 10 мг/кг.

Таким образом, для экологического класса К5 содержание серы в дизельном топливе не должно превышать 10 мг/кг.

Показатели качества дизельных топлив по ГОСТ 32511 – 2013 представлены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Показатели качества дизельных топлив
ГОСТ 32511-2013

Наименование показателя	Значение показателя	Метод испытания
Цетановое число, не менее	51	ГОСТ 32508 (установка CFR)
Массовая доля полициклических ароматических углеводородов, %, не более	8	ГОСТ EN 12916
Смазывающая способность: скорректированный диаметр пятна износа (wsd 1,4) при 60°C, мкм, не более	2,0 - 4,5	ГОСТ ISO 12156-1
Кинематическая вязкость при 40°C, мм ² /с	3 - 6	ГОСТ 33 – 2000 (ИСО 3104 -94)
Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °C не ниже	55	ГОСТ ISO 2719, ГОСТ 6356
Массовая доля серы в топливе, мг/кг не более: К3 К4 К5	350 50 10	ГОСТ 32139, ГОСТ ISO20846. ГОСТ ISO20884
Коррозия на медной пластинке (3ч при 50°C), единицы по шкале	Класс 1	ГОСТ 32329, ГОСТ ISO2160
Окислительная стабильность: общее количество осадка, г/м ³ , часов: не более не менее	25 20	EN ISO 12205-1996
Зольность, %, не более	0,01	ГОСТ 1461
Коксуемость, 10% остатка, %, не более	0,3	ГОСТ 32392, ГОСТ 19932
Общее загрязнение, мг/кг, не более	24	Liquid Petroleum Products
Плотность при 15°C, кг/м ³	820-845	ГОСТ 31392 - 2013
Массовая доля воды, мг/кг, не более	200	EN ISO 12937-2000

Топливо экологического класса К3, несмотря на высокое содержание серы, даже при эффективной очистке от абразивных примесей неудовлетворительно обеспечивает требуемую наработку топливных агрегатов дизелей. Эксплуатация автотракторной техники в условиях АПК, где режим работы в повышенной запыленности при длительных нагрузках, происходит на топливе, которое теряет свои эксплуатационные свойства при хранении и транспортировки и перестаёт отвечать требованиям ГОСТ 32511 – 2013.

При эксплуатации тракторов и комбайнов на дизельном топливе экологических классов К4 и К5, содержание серы в которых значительно меньше чем в экологическом классе К3 приводит к преждевременному выходу из строя агрегатов топливной аппаратуры дизеля.

Таким образом, после 2016 года в России должны производиться для внутреннего потребления и на экспорт только дизельные топлива, соответствующие экологическому классу К5, в которых содержание серы не должно превышать 10 мг/кг.

2.5.4. Содержание механических примесей в дизельном топливе в условиях эксплуатации

ГОСТ 305-2013 и ГОСТ 32511-2013 не указывают на содержание в дизельном топливе абразивных механических примесей. В этих стандартах указывается на ограничение содержания общих загрязнений. Следовательно, механические примеси в дизельном топливе должны отсутствовать. Однако по ГОСТ 6370-83 за отсутствие их принимается количество загрязнений до 0,005%, т.е. менее 50 г/т топлива.

Исследования показывают, что к моменту использования в дизельном топливе накапливается большое количество абразивных механических примесей. Загрязнение топлив происходит на всём пути их следования от производителя к топливному баку тракторов и другой сельскохозяйственной техники и непосредственно в процессе работы. При поступлении такого дизельного топлива к распылителям форсунок с превышением содержания абразивных механических примесей и воды по требованию ГОСТ 6370-83 [2,21,67] и ГОСТ Р ИСО52368-2005, изнашивание прецизионных пар катастрофическое. Согласно исследованиям [51,115,119], содержание механических примесей в топливе, доставленного к месту потребления составляет в процентном содержании 0,06 - 0,07%.

Исследования автора работы [24], приведенные в таблице 2.3 видно, что дизельное топливо, в условиях реальной эксплуатации, содержит большое количество частиц, отличающихся по размерам.

Таблица 2.3 – Количественный и размерный анализ механических примесей в дизельном топливе при эксплуатации в предприятии АПК

Мех. примеси, %	Число частиц в 1 мл топлива размером, мкм								Общее число частиц
	3	5	10	15	20	30	40	50	
0,0020	3700	2375	892	465	232	18	-	-	7682
0,0035	4040	2560	908	520	316	40	18	8	8410
0,0043	8100	4030	1050	630	360	30	10	10	14220

В дизельном топливе после транспортировки к месту потребления находится широкий спектр различных частиц размером от 3 до 50 мкм. Превышенное содержание в баках дизельного топлива абразивных частиц в условиях эксплуатации тракторов обусловлено загрязнением пылью при полевых работах. Согласно источникам [24,123] концентрация пыли в воздухе, колеблется в широком диапазоне, и зависит от вида выполняемых работа:

- вспашка 0,05 - 1,1 г/м³;
- посев 0,8 - 2,5г/м³;
- культивация 0,9 - 1,2г/м³;
- боронование 0,125 - 1,03г/м³;
- уборка зерновых культур 3,5 г/м³.

При запыленности воздуха 2...5 г/м³ концентрация механических примесей в пробах топлива, взятых из топливного бака трактора в 2 – 3 раза больше проб топлива, находящихся при хранении.

Пыль, образующаяся при работе тракторов на песчаных почвах, содержит до 77 % кварцевых частиц, которые значительно увеличивают изнашивание деталей топливной системы. Кроме того, в состав пыли входят частицы глинозема (до 15%) и окислов железа (до 8%), твердость которых находится на уровне кварца [17,50,51,111], что в 2-3 раза превышает твердость сталей ШХ15, 18Х2Н4ВА, Р18, 38ХМЮА которые используют при изготовлении детали распылителя.

Исследования [123] показывают, что в пробах топлива из топливного бака, трактор которого эксплуатируется в запыленных условиях, содержание загрязняющих примесей составляет более

2,5 г/л. Значительное количество абразивных частиц в этом топливе имеют наиболее опасные для износа деталей топливной аппаратуры размеры от 1 до 15 мкм. При таком загрязнении топлива абразивными примесями интенсивность изнашивания узлов трения возрастает в 8 раз, и в 2,5 - 3 раза сокращается наработка топливной аппаратуры дизелей с постепенным нарушением процессов впрыскивания, самовоспламенения и сгорания топлива. Вследствие этого энергетические показатели двигателя ухудшаются на 22-25%, а эксплуатационный расход топлива повышается на 25% и более [105].

По данным [97], в прецизионной паре «игла – корпус распылителя» форсунки дизельного ДВС А-01М увеличение радиального зазора до 8 мкм вызывает существенные изменения параметров впрыскивания:

- давление впрыскивания снижается на 20%;
- продолжительность впрыскивания увеличивается до 20% на высоких и до 40...50% на низких частотах вращения вала ТНВД.

Анализ загрязнённости дизельного топлива абразивными примесями и их влияние на износ деталей топливной системы дизеля показывает, что вопросы снижения износа деталей топливной аппаратуры в условиях высокой запыленности воздуха и низких противоизносных свойств топлива являются приоритетными при эксплуатации тракторных дизелей в условиях АПК.

Современные защитные фильтры и герметичность топливной магистрали не способны в полной мере предотвратить попадание абразивных частиц в топливо, а использование эффективных систем очистки не решает указанную проблему. Следовательно, для решения проблемы снижения износа деталей топливной системы дизельных ДВС, необходимо применение альтернативных способов для снижения абразивного изнашивания прецизионных пар дизельной топливной аппаратуры. В связи с этим предлагаемый способ улучшения режима смазывания прецизионных пар применением присадок на базе растительных масел является актуальным.

2.5.5. Содержание воды в дизельном топливе в условиях эксплуатации

Вода является опасным видом загрязнений, влияющим на износ деталей топливной аппаратуры ДВС. ГОСТ 32511-2013 ограничивает наличия воды в дизельном топливе не более 200 мг/кг. В процессе эксплуатации содержание воды в дизельном топливе может

увеличиваться в результате конденсации паров влаги из воздуха. Проведенные исследования показывают, что вода в топливе может находиться в различных агрегатных состояниях: свободном, эмульсионном и растворенном (гигроскопическом). При определённых условиях топливо растворяет атмосферную влагу, а при изменении условий вода выделяется её в виде микрокапель, образуя эмульсию. При большой концентрации вода осаждается на дно ёмкости из-за большей плотности. В зимних условиях при низких температур происходит кристаллизация, что приводит к нарушению подачи топлива в ДВС. Наличие в дизельном топливе воды, серы и сернистых соединений приводит к химическим реакциям, образующим агрессивную среду, причиной коррозии топливных агрегатов и снижения эксплуатационных свойств дизельного топлива. Коррозия наблюдается по всей поверхности деталей распылителя, при этом образуются канавки глубиной 4 - 6 мкм и шириной 210-330 мкм [128].

Количество воды в растворенном состоянии зависит от физико-химического, фракционного состава топлива, влажности и температуры окружающей среды. Зависимость растворимости воды в топливе от температуры окружающего воздуха по данным [29,97,116] приведена на рисунке 2.8.

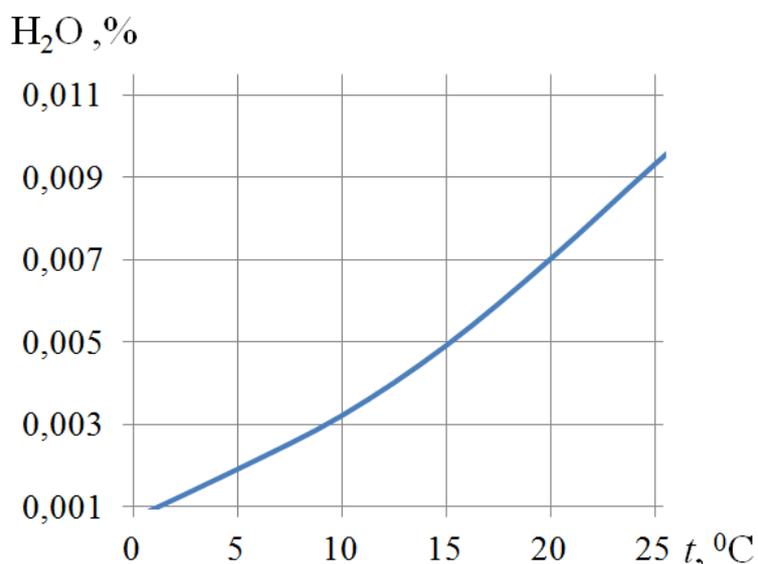


Рисунок 2.8 – Зависимость растворимости воды в нефтепродуктах от температуры

При наблюдении за содержанием воды в дизельном топливе на предприятиях АПК Омской области установлено содержание воды в следующих пределах:

- ёмкостях для хранения 0,09 0,014%;

- в топливных баках тракторов при эксплуатации 0,038 ... 0,072%.

- в отстойнике корпусов фильтров грубой и тонкой очистки 15–22%.

Приведенные данные содержания воды в топливе подтверждаются в работе [69]. Обводнение топлива приводит к изменению его теплофизических свойств (теплопроводность, фракционный состав, плотность, вязкость, термическую стабильность) и микробиологическому загрязнению топлив, что способствует ухудшению охлаждающих и противоизносных свойств топлива. Микробиологическое поражение топлив резко увеличивает кислотность, содержание смол, вязкость, термическую нестабильность топлив, коррозионную активность к металлам и коагулирует твёрдые загрязнения, превращая их в абразивные агрегаты, что негативно сказывается на работе топливной аппаратуры и трущихся деталей ДВС. Работа на обводнённом топливе при высоких температурах приводит к интенсивному образованию загрязнений, интенсивном засорении фильтров и повышению изнашивания деталей топливоподающей системы ДВС [1,63,115,116].

При эксплуатации тракторов в условиях низких температур, наличие воды в топливе является причиной перемерзания топливопроводов, обмерзания фильтров, что приводит к неисправности МТП и к простоям в работе техники. Наличие воды в дизельном топливе повышает износ направляющей части клапана (иглы) распылителя. При попадании воды с топливом в распылитель происходит расслоение воды и топлива из-за разности плотности, и осаждение на поверхностях направляющей части корпуса распылителя, что негативно влияет на режиме трения прецизионного сопряжении распылителя.

2.5.6. Плотность дизельного топлива

Согласно ГОСТ 32511-2013 плотность дизельного топлива при температуре 15°C, должна находиться в пределах 820 - 845 кг/м³. От плотности дизельного топлива зависит его теплотворная способность. С увеличением плотности теплотворная способность топлива повышается, что приводит к увеличению энергетических возможностей топлива. В условиях реальной эксплуатации тракторов в Омской области плотность топлива изменяется в сравнительно широких пределах 805 - 860 кг/м³. Широкий разброс плотности

топлива в предприятиях АПК Омской области и уменьшение плотности топлива до 805 кг/м³ приводит к существенному снижению энергетических возможностей и увеличению удельного расхода топлива.

2.5.7. Содержание серы и её влияние на противоизносные свойства дизельного топлива

Анализ литературных источников показывает, что увеличение содержания серы в топливе повышает его противоизносные свойства.

Для снижения коррозионной активности из топлив удаляют соединения серы, которые обеспечивают смазочные свойства топлива [111].

Проведенные за рубежом исследования эксплуатации автомобилей с дизельными ДВС на топливе с различным содержанием серы позволили установить следующие показатели [151,152,153]:

- содержание серы 0,2 % мас. - наработка деталей топливной системы составила свыше 200 тыс. км пробега;
- содержание серы 0,001% мас. - наработка деталей топливной системы составила 3,2 - 12,8 тыс. км;
- содержание серы 0,005% мас. - наработка деталей топливной системы составила 4,8 - 30 тыс. км.

Таким образом, при содержании серы в дизельном топливе менее 0,035% мас. происходило интенсивное изнашивание деталей насосов высокого давления и распылителей форсунок.

Противоизносные свойства дизельного топлива при наличии серы объясняются тем, что молекулы гетероатомных соединений серы, имеют постоянный дипольный момент, и притягиваются поверхностью металла, строго ориентируясь в слоях и создают смазочную пленку, способствующая уменьшению трению и изнашиванию.

Ухудшение смазывающих свойств малосернистых дизельных топлив приводит к повышенному износу не только плунжеров топливного насоса высокого давления, но и прецизионных сопряжений распылителей форсунок. В результате износа детали ТНВД и форсунки не обеспечивают необходимые параметры и характеристики впрыска топлива:

- уменьшается давление впрыска топлива;

- изменяется геометрия впрыскиваемой струи с увеличением размеров капель топлива в камере сгорания;
- ухудшается испаряемость и полнота сгорания топлива;
- увеличиваются содержание оксида углерода и углеводородов в отработавших газах с образованием нагара в камере сгорания.

Согласно новому стандарту ГОСТ Р 52368 – 2005 [48], его аналог EN 590, в котором введён показатель, характеризующий смазочную способность топлива - скорректированный диаметр пятна износа при 60°C, который должен быть не более 460 мкм (по методу ГОСТ Р ИСО 12156-1-2006) [45]. Этот же показатель продублирован в ГОСТ 32511-2013.

2.6. Снижение показателей, характеризующих работу распылителя форсунки и дизельного ДВС при износе прецизионных сопряжений

Изложенные в п.1.5 изменения конструктивных параметров распылителей форсунок (износ или закоксовывание распылительных отверстий) существенно влияют на размеры и форму эффективного проходного сечения распылителя μf . Изменение конструктивных параметров распылителя вследствие износа влияют следующие показатели:

- форма факела распыла топлива;
- распределение топлива по объёму камеры сгорания;
- дисперсный состав образующихся капель в результате распада топлива;
- испарение капель топлива;
- самовозгорание и полнота сгорания топлива.

Изменение гидродинамических условий впрыска (давления впрыска, сжимаемости топлива, вязкости, плотности топлива и испаряемости) также влияет на параметры факела распыла и, как следствие, на процесс сгорания, который по данным различных авторов включает два периода [92,113,118].

По данным ГОСНИТИ [118] на рисунке 2.9 приведены данные по отказам распылителей форсунок двигателей Д-240, СМД-62 и ЯМЗ. Анализ приведенных данных показывает, что все распылители имеют однотипные отказы:

- нарушение подвижности иглы;
- изменение качества распыла;
- потеря герметичности;

- снижение гидравлической плотности;
- износ сопловых отверстий;
- изменение размеров и формы распыливающих отверстий.

Однако распределение отказов в каждом двигателе индивидуально, что связано с конструктивными особенностями распылителей, отличием механических, гидродинамических, тепловых нагрузок, а также используемых материалов деталей распылителей. Кроме того распределение отказов распылителей тесно связаны с физико-химическими свойствами, используемых топлив.



Рисунок 2.9 – Опытная вероятность распылителей форсунок по видам отказов

Из приведенных на рисунке 2.9 данных установлено, что для всех типов двигателя, наибольшая доля отказов приходится на износ сопловых отверстий, что вызывает изменение размеров и формы распыливающих отверстий.

Изменение размеров и формы сопловых отверстий распылителя происходит как в результате абразивного изнашивания, так и в результате кавитационного разрушения, а также путём образования нагара в распыливающих отверстиях распылителя. Увеличение распыливающих отверстий происходит при абразивном, кавитационном и коррозионном изнашивании. Уменьшение распыливающих отверстий происходит при закоксовывании. Изменение распыливающих отверстий влияет на форму, дальнобойность и распределение топливного факела в объёме камеры сгорания, тонкость распыла топлива. При этом для обеспечения нормальной работы двигателя необходимо изменять давление впрыска топлива.

Согласно исследованиям [66] расчёты, проведенные в МГТУ им. Н.Э. Баумана позволили установить, что при увеличении условной площади распыливающих отверстий форсунки ФД – 22 при $\mu f = 0,22 \text{ мм}^2 - 0,3 \text{ мм}^2$ для обеспечения нормальной работы дизеля максимальное давление впрыскивания необходимо уменьшить примерно в 2 раза. Такое снижение давления впрыска приводит к изменению параметров распыливания топлива, его испаряемости, самовоспламенению, полноте сгорания и снижению эксплуатационных параметров дизеля. По данным [11], при уменьшении давления впрыскивания с 160 до 120 МПа, индикаторный КПД уменьшается с 44 до 40%, мощность двигателя снижается на 10-15%, увеличивается удельный расход топлива.

Экспериментальными исследованиями [66] установлено, что при отклонении давления начала впрыскивания от номинального значения на 6,0-7,0 МПа удельный расход топлива возрастает на 20-25 %. При пониженном давлении снижается дисперсность распыливания (появляются частицы топлива более 40 мкм) и ухудшается его испарение, что приводит к неполному сгоранию крупных капель и, как следствие, мощность дизеля снижается на 10-15%, увеличивается расход топлива, образуется нагар и закоксовываются распылители с последующим повышением дымности отработанных газов [135]. Наиболее интенсивное уменьшение давления происходит во время приработки прецизионных сопряжений распылителя при наработки 200-500 мото-часов. В этот период происходит интенсивное изменение прецизионных сопряжений распылителя, вызванное износом микронеровностей на поверхности деталей. При наработки 500-2000

мото-часов наблюдается более замедленное снижение давления начала впрыскивания топлива. При уменьшении эффективной площади распыливающих отверстий μf распылителя форсунки ФД-22 от $0,3\text{мм}^2$ до $0,22\text{мм}^2$ давление впрыскивания повышается примерно в 2 раза, при этом возможно недопустимое затягивание процесса впрыскивания топлива.

Одной из главных причин снижения подвижности иглы распылителя является результат попадания в зазор А направляющей части прецизионного сопряжения (сопряжения «игла – корпус распылителя») мелких механических частиц (Рисунок 2.10), вместе с топливом. Так же в результате образования кокса на поверхностях направляющего прецизионного сопряжения.

Снижение подвижности иглы или перекос иглы в корпусе распылителя приводит к затяжным впрыскам. Затяжной впрыск можно определить при диагностике форсунки на стенде. Критерием затяжного впрыска является чрезмерное падение давления. При нормальной работе распылителя форсунки падение давления после впрыска составляет 4,0 - 6,0 МПа. При затяжных впрысках падение давления достигает более 8,5 МПа. Давление топлива под дифференциальной площадкой снижается до завершения посадки иглы в седло корпуса распылителя, что позволяет рабочим газам прорываться внутрь распылителя и сжигать топливо на поверхности деталей распылителя.

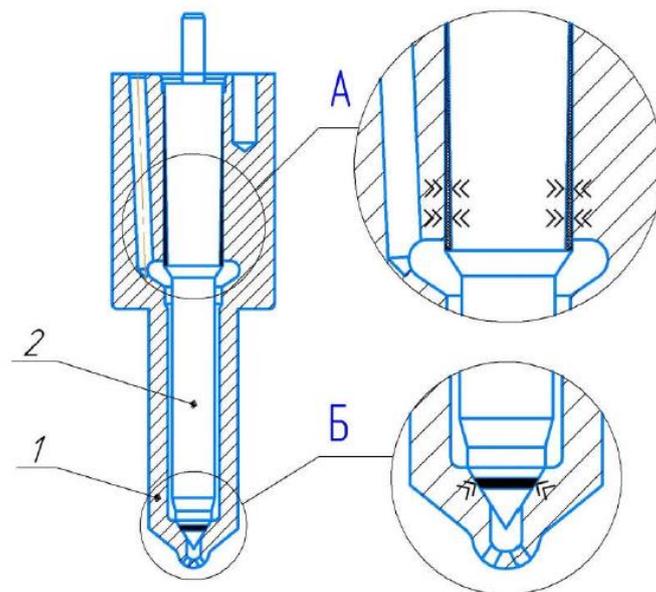


Рисунок 2.10 – локальные участки изнашивания прецизионной пары распылителя

При потере подвижности иглы 2 распылителя в результате зависания её в верхнем (открытом) положении распыла топлива не происходит, что приводит к нарушению процессов смесеобразования и сгорания. При зависании иглы в нижнем (закрытом) положении топливо не поступает к отверстиям распылителя, что приводит к отсутствию впрыска топлива в камеры сгорания цилиндров двигателя, и, как следствие, резкому снижению частоты вращения коленчатого вала. Возрастает давление топлива при работе топливного насоса высокого давления, что вызывает высокие напряжения, приводящие к разрушению деталей ТНВД.

Износ направляющей и уплотняющей частей прецизионных пар распылителя форсунки сопровождается потерей гидравлической плотности. В результате износа направляющего сопряжения распылителя при снижении гидравлической плотности распылителя происходят утечки топлива, снижение давления впрыска, нарушение процесса горения топлива, потери теплоты при сгорании.

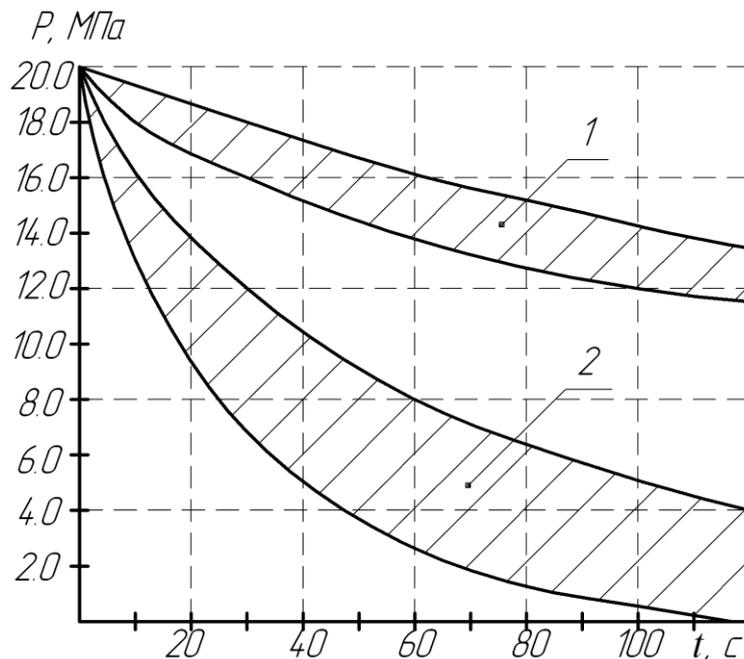
Износ запирающего сопряжения распылителя сопровождается нарушением герметичности сопряжения, прорывом продуктов горения с высокой температурой в полость распылителя что способствует закоксовыванию распыливающих отверстий.

Проверка прецизионных сопряжений распылителя форсунки на гидравлическую плотность и герметичность запирающего сопряжения выполняется на стенде для испытаний и регулировки распылителей форсунок согласно ГОСТ 10579-2017 [50].

В работах В.В. Антипова [6] проведены исследования гидравлической плотности распылителей форсунок в количестве 40 шт., эксплуатируемых дизельных ДВС и новых распылителей в количестве 10 шт. По результатам исследований установлено:

- 10% отвечают техническим условиям;
- гидравлическая плотность 32% распылителей равна нулю вследствие утечек топлива в направляющей и запирающей частях распылителя.

Сравнительные испытания динамики изменения гидравлической плотности эксплуатируемых и новых распылителей представлены на рисунке 2.11.



**Рисунок 2.11 – Гидравлическая плотность распылителей:
1 – новые распылители; 2 – эксплуатируемые распылители**

Анализ, представленных на рисунке 2.11 графиков показывает, что изменение гидравлической плотности новых распылителей происходит монотонно, практически по линейной зависимости. Падение давления в течении 120 с испытаний составило 6 – 8 МПа. Гидравлическая плотность эксплуатируемых распылителей изменяется по гиперболической зависимости.

Падение давления по времени для эксплуатируемых распылителей уже в первые 20 с испытания находится в пределах 6 - 11 МПа, что практически в 2 раза больше по абсолютной величине, чем новых.

Исследованиями [19,64,70] установлено, что герметичность распылителей снижается вследствие износа запирающего конуса иглы и седла корпуса распылителя, а также за счет увеличения зазора в направляющей части распылителя. При изнашивании запирающего конуса иглы и седла корпуса распылителя доля утечек через эффективное проходное сечение μf составляет 70%. В направляющем сопряжении распылителя при увеличении зазора доля утечек составляют 30%. Это объясняет значительное влияние износа запирающей части распылителя на параметры струи топлива и эффективность его выделения теплоты в процессе сгорания.

В начале эксплуатации при наработке первых 100 – 300 мото-часов гидравлическая плотность возрастает на 30 – 45% от исходной [6]. Повышение гидравлической плотности распылителей следует считать приработкой поверхностей сопряженных деталей

распылителя. Повышение герметичности запирающей поверхности в среднем протекает в течение 250 - 600 мото-часов. При эксплуатации в течение 600 - 1500 мото-часов снижение гидравлической плотности незначительно, в результате появления износа запирающих и направляющих поверхностей иглы и корпуса распылителя.

При наработке распылителей форсунок более 2500 мото-часов износ в направляющем сопряжении «иглы - корпуса распылителя» критический. Наиболее сильная степень изнашивания в конусной поверхности «игла – корпус распылителя». В результате резкое падение гидравлической плотности и образование на распылителях подтеков топлива.

2.7. Эксплуатационные показатели работы дизельного ДВС при изнашивании распылителей форсунок

Изнашивание прецизионных пар распылителей форсунок влияет на технико-экономические показатели работы дизельного ДВС.

Выделяют два периода в процессе сгорания топлива: начальный и основной период. Отличительной особенностью между ними является механизм возникновения и распространения пламени [107,120].

Скорость сгорания топлива в начальном периоде зависит от следующих факторов:

- испаряемость топлива;
- поверхность испарения;
- количество активных центров воспламенения;
- коэффициент избытка воздуха;
- скорости развития предпламенных реакций;
- скорость турбулизации пламени.

Характерной особенностью скорости сгорания в основной период является выгорание паров топлива, которое зависит от таких процессов, как:

- тепло - массоперенос заряда;
- кинетика процесса горения испарения топлива;
- диффузии, турбулентный перенос заряда;
- скорость химических превращений неоднородной по составу с температурой горючей смеси.

И все эти процессы происходят в условиях увеличивающегося объема цилиндра.

Как указывалось выше, одним из основных параметров, влияющим на подготовку топливно-воздушной смеси к сгоранию

является геометрия распыливающего устройства распылителя. Кавитационный износ с постепенным закоксовыванием распыливающих отверстий приводит к изменению геометрических параметров распыливающих отверстий (с их неравномерным изменением сечения). При определении характеристик влияния сечения на эксплуатационные параметры работы дизеля используется условное проходное сечение сопряжения «игла – корпус распылителя». В теории энергетического машиностроения эффективное проходное сечение обозначается как μf . От величины μf зависит дисперсность распыливающихся капель, образующихся в результате распыла топлива в цилиндре. Так же влияет форма, дальнобойность и распределение топлива по объёму камеры сгорания и, как следствие, процесс выделения и использования теплоты в двигателе.

В исследованиях Лазарева Е.А., Лышевского А.С. и др., установлено, что уменьшение μf распылителя сопровождается возрастанием давления распыливания топлива, продолжительностью впрыскивания и снижением дальнобойности топливного факела. Уменьшение μf при постоянном часовом расходе топлива G_T приводит к ухудшению показателей эффективности и топливной экономичности рабочего цикла. Снижаются механическая нагруженность деталей дизельного ДВС в следствии уменьшения максимального давления впрыска p_{\max} и скорости нарастания давления $W_{p_{\max}}$. Снижается максимальная температура T_{\max} рабочего цикла, с одновременным увеличением температуры отработанных газов t_r [92,93,98,130].

Уменьшение μf способствует уменьшению периода задержки воспламенения и интенсивности выгорания топлива в начальном и основном периодах процесса сгорания, что приводит к увеличению продолжительности процесса сгорания φ_z , тепловых потерь и снижению эффективного расхода топлива q_e на 4...6 г/кВт·ч.

Повышение радиального зазора в направляющем прецизионном сопряжении распылителя при неизменной цикловой подаче способствует увеличению продолжительности процесса впрыскивания топлива. Лазарев Е.А. исследовал влияние продолжительности впрыскивания топлива на параметры процесса сгорания и эффективные показатели рабочего цикла в ДВС типа 1ЧН 14,5/20,5 при постоянной частоте вращения $n = 1250$ мин-1, постоянном часовом расходе топлива $G = 7,6$ кг/ч, постоянном $p_k = 0,148$ МПа и температуре $t_k = 76^\circ\text{C}$ [93]. В приведенные им

заклучениях установлено, что увеличение продолжительности процесса впрыскивания в исследуемых пределах сопровождается ухудшением показателей эффективности и топливной экономичности рабочего цикла. Увеличение фвпр с 23 до 32 град, п.к.в. повышает удельный эффективный расход топлива примерно на 10 г/кВт·ч, при незначительном снижении максимальных давления цикла и быстроты нарастания давления.

Исследования [89,90] позволили установить, что увеличение продолжительности впрыскивания приводит к некоторому понижению давления распыливания топлива, что приводит к изменению структуры и распространение топливного факела. Для ДВС с объемно-пленочным смесеобразованием заключительные стадии впрыскивания топлива имеют особое значение, поскольку они протекают в условиях начавшегося его выгорания.

Анализ влияния увеличения угла впрыска $\varphi_{впр}$ на процесс сгорания топлива в дизельном двигателе позволил установить, что в начальном периоде увеличение $\varphi_{впр}$ не оказывает критического влияния на период задержки воспламенения. Интенсивность выгорания топлива изменяется незначительно. Наибольшее влияние на интенсивность выгорания топлива фвпр происходит в основном периоде. Происходит уменьшение коэффициента эффективности сгорания ζ при увеличении $\varphi_{впр}$.

Проведенный анализ исследований по влиянию изнашивания прецизионных пар на работоспособность распылителей форсунок показал, что изменения распыливающих отверстий распылителя в результате износа или закоксовывания оказывают непосредственное влияние на эксплуатационные характеристики дизеля со снижением мощностных и экономических показателей.

2.8. Предпосылки к повышению наработки распылителей форсунок применением присадок к дизельному топливу на основе растительных масел

Снижение изнашивания с целью повышения наработки узлов и агрегатов в технике существуют следующие способы [88,147]: материаловедческие, технологические, конструктивные, производственные и эксплуатационные:

- материаловедческие методы подразумевают выбор материалов и рациональных режимов смазки узлов трения;
- технологические методы основаны на повышении износостойкости контактируемых поверхностей деталей

упрочнением их физико-химическими, тепловыми, механическими и т.п. способами;

- конструктивные методы заключаются в подборе материалов и технологий изготовления деталей, их термической обработки, подбор эксплуатационных режимов работы деталей (нагрузки, скорости, температуры);

- производственные методы обеспечения износостойкости в процессе производства и эксплуатации деталей;

- эксплуатационные методы предусматривают мероприятия, связанные с обеспечением износостойкости деталей машин в процессе эксплуатации.

В настоящее время при эксплуатации МТП в условиях АПК с целью увеличения износостойкости, как следствие, наработки узлов и агрегатов топливной системы дизельных ДВС, наиболее перспективным направлением является повышение смазочных свойств топлива применением присадок к дизельному топливу. При этом применение присадки в дизельное топливо может происходить непосредственно на месте использования в процессе эксплуатации. Нарботка прецизионных сопряжений топливной аппаратуры дизелей и, в том числе, распылителей форсунок зависит от вида присадки и её концентрации в топливе.

Смазывающую способность дизельного топлива можно объяснить схемой (Рисунок 2.12) [61].

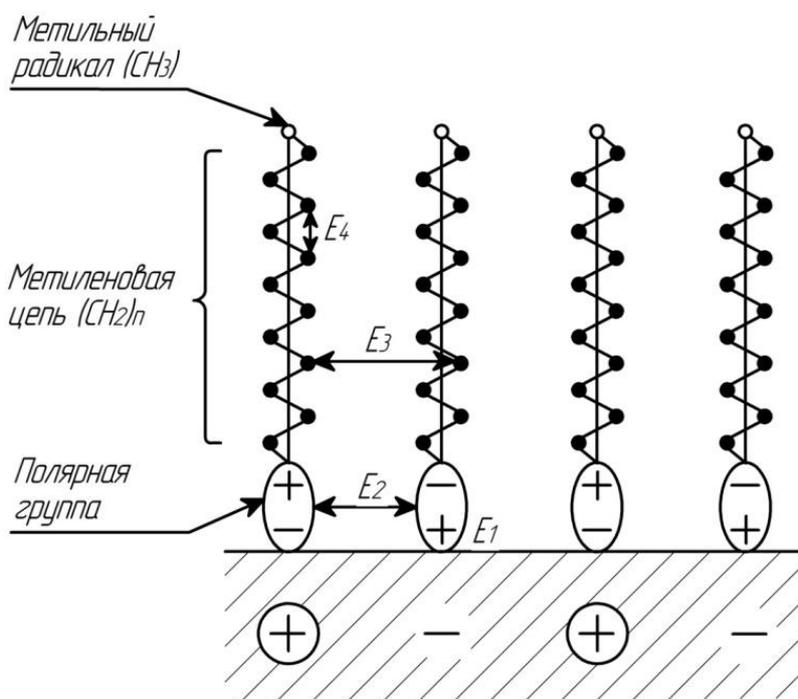


Рисунок 2.12 – Схема ориентации полярных молекул на поверхности металла

Процесс адсорбции частиц топлива на микронеровностях поверхности прецизионных деталей, работающих в условиях трения, зависит от количества полярных групп и их ориентации на поверхности деталей. Совершая движение в зазоре прецизионных пар, молекулы дизельного топлива подвергаются действию силового поля, приближаясь к поверхности металла. При этом в полярной группе молекулы происходит перераспределение зарядов. При ускорении молекула приближается и ударяется о поверхность детали.

Если при ударе молекула обращена к поверхности детали полярной группой COO , SO_2 , ускоряясь она ударяется о поверхность детали при притяжении. Происходит передача большей части своей кинетической энергии поверхности детали и адсорбируется на ней. Если при ударе молекула обращена к поверхности детали CH_3 своим неполярным концом, притягивание молекулы деталью и адсорбации на её поверхности не происходит, и молекулу вновь возвращается в объём. Следовательно, для получения устойчивой защитной плёнки в микронеровностях поверхностей сопряженных деталей необходимо обеспечить преобладание полярных молекул в составе дизельного топлива.

Дизельное топливо представляет собой смесь углеводородов различного строения и состава, в основном их можно представить тремя основными группами [27,87,93,111]:

- парафиновые углеводороды $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$;
- нафтеновые углеводороды C_nH_{2n} ;
- ароматические углеводороды $\text{C}_n\text{H}_{2n-6}$.

Молекулы дизельного топлива обладают дифильным строением, то есть содержат, как полярную группу COO , так и неполярный углеводородный радикал $(\text{CH}_2)_n$ – ненасыщенных жирных кислот, $(\text{CH}_2)_{n+2}$ – насыщенных жирных кислот. Наличие в топливе полярной группы COO позволяет адсорбироваться её на поверхности деталей, что позволяет отнести её к поверхностно-активным веществам (ПАВ).

С целью повышения санитарно-экологических свойств дизельных топлив удаляют серосодержащие соединения, в процессе которого происходит удаление кислородосодержащих соединений (полярная группа COO), что существенно снижает способность дизельного топлива образовывать на поверхности детали защитный слой и, как следствие, снижает противоизносные свойства дизельного топлива. Изменяется режим трения в деталях прецизионных пар. Увеличивается изнашивание сопряжений в условиях граничной смазки. Улучшение эксплуатационных свойств дизельных топлив

необходимо легированием противоизносными присадками, обладающими полярными группами, с увеличением содержания в топливе ПАВ, вязкости и температуры выкипания [83].

Анализ существующих отечественных и иностранных противоизносных присадок к дизельному топливу позволил установить, что многие присадки изготовлены на основе таллового масла. Недостатком является его различный химический состав, который зависит от вида, периода заготовки лесного сырья, и множества неконтролируемых факторов. Подобные присадки имеют плохую совместимость с водой, вследствие чего возникает необходимость добавлять деэмульгатор в количестве до 1,0 мас. %.

Для повышения эффективности сгорания топлива в камере сгорания необходимо применение цетаноповышающих присадок, что противоречит химическому составу противоизносных присадок [105]. В связи с этим, противоизносная присадка должна быть совместимой с цетаноповышающей присадкой.

По результатам проведенных анализов способов повышения противоизносных свойств дизельного топлива с целью увеличения наработки деталей распылителей форсунок дизелей установлено, что в качестве основы компонентов присадок необходимо использовать растительные масла (рапсовое, соевое, кокосовое, пальмовое, льняное и т.п.), преимущества которых заключаются в следующем:

- высокая стабильность физико-химических свойств;
- высокая совместимость с цетаноповышающими присадками;
- способность образовывать на поверхности деталей защитную пленку, что улучшает режим трения и нивелирует микронеровности прецизионных пар при их контакте.

Растительные масла содержат в своём составе жирные кислоты (таблица 2.4).

Таблица 2.4 – Содержание жирных кислот в растительных маслах

Масла	Насыщенные кислоты	Ненасыщенные жирные кислоты			
	Пальмитиновая	Стеариновая	Олеиновая	Линолевая	Линоленовая
Подсолнечное нерафинированное высокоолеиновое	4,4	4,5	79	11,1	1,0
Подсолнечное нерафинированное	6,5	5,0	42,5	46	-
Рапсовое	4,2	1,9	60,7	20,4	9,7
Оливковое	13,0	3,5	71	11,5	1,0
Соевое	10,8	4,0	23,8	52,3	7,4
Кукурузное	7,7	3,5	44	44,3	-
Льняное	8,35	5,25	24,5	19,5	48,5

Анализ данных таблицы 2.4 показывает, что в производимых на территории России растительных маслах содержатся как насыщенные, так и ненасыщенные кислоты. Процентное содержание жирных кислот в маслах различно и зависит как от вида растений, так и от технологии получения масел.

Наличие в растительном масле ненасыщенных жирных кислот, имеющих полярные группы, способствует созданию на поверхности деталей сопряжения граничный слой, состоящий из адсорбированных частиц окислов кислоты и металла.

В работах Г.И.Фукса [137,138] исследована толщина пограничного слоя, образованного на поверхности твёрдых тел растворами жирных кислот в различных растворителях. Он установил, что толщина пограничного слоя, прочность и сопротивление сдвигу зависят от типа материала детали, состава жирных кислот, типа и состава растворителя, а также приложенной нагрузки. Так же установлено, что величина толщины остаточного пограничного слоя, независимо от раствора кислот, на стали сравнительно больше чем на рубине, и чем на кварце. Этот эффект связан с энергией взаимодействия кислот [17,139,143,145].

На поверхности металла жирные кислоты образуют защитный слой. На поверхностях рубина и кварца жирные кислоты закрепляются только за счёт слабой водородной связи или физической адсорбции.

В процессе эксплуатации распылителей под воздействием действующих сил в сопряжении изменяется толщина невытесненного защитного слоя. При этом толщина остаточного слоя зависит от природы кислот, упругости, ориентации по отношению к поверхности и друг к другу слоёв молекул жирной кислоты и растворителя. При этом толщина остаточного слоя является функцией углеводородного радикала кислоты. От толщины остаточного слоя зависит сопротивление сдвигу при контакте деталей, образовавшееся растворами кислот. Статическое трение в условиях граничного режима смазки зависит наличия ПАВ в защитной пленке. С увеличением температуры топлива происходит дезориентация граничного слоя [86]. Температура дезориентации возрастает по мере приближения к поверхности твёрдого тела.

Исследования зависимости свойств присадок жирных кислот от температуры позволили установить, что в случае неактивных и активных металлов, химически не взаимодействующих с этими кислотами, максимальный износ и сила трения наблюдается в маслах с более высоким содержанием ненасыщенных жирных кислот.

В таблице 2.5 приведены данные по температурам плавления жирных кислот.

Таблица 2.5 – Температуры плавления жирных кислот

Жирная кислота	Температура плавления, °С	Содержание в льняном масле
Пальмитиновая	62,9	8,35
Стеариновая	69,9	5,25
Олеиновая	13,4	24,5
Линолевая	-5	19,5
Линоленовая	-11	48,5

Средневзвешенная температура плавления каждого вида масел имеет следующие значения:

2,4°С – для льняного масла;

4,92 °С – для кукурузного масла;

4,1 °С – для соевого масла;

1,41 °С – для оливкового масла;

1,6 °С – для рапсового масла;

3,7 °С – для подсолнечного нерафинированного масла;

2,33°С – для подсолнечного нерафинированного высокоолеинового масла.

В таблице 2.6 приведены данные по содержанию ненасыщенных кислот в растительных маслах и температуре застывания масла.

Таблица 2.6 – Содержание ненасыщенных кислот в растительных маслах

Масла	Насыщенные кислоты, %	Температура застывания, °С
	Содержание ненасыщенных кислот	
Подсолнечное Нерафинированное высокоолеиновое	95,6%	от -16 до -19
Подсолнечное нерафинированное	93,5	от -16 до -19
Рапсовое	95,8	от 0 до 10
Оливковое	87	от 0 до 6
Соевое	89,2	от -7 до -8
Кукурузное	92,3	от -10 до -20
Льняное	91,65	от -16 до -27

Анализ данных таблицы 2.6 показывает, что минимальной температурой застывания обладает льняное масло (-16 до -27). Таким

образом, следует предположить, что льняное масло при самой низкой температуре плавления – 2,4°С имеет максимальное трение и износ. При дальнейшем увеличении температуры износ и сила трения снижаются, и становятся наиболее низкими при температурах 110 – 130°С. При более высоких температурах, соответствующих температурам плавления солей этих металлов, силы трения и износ резко возрастают. Приведенные в таблицах 2.4 - 2,6 данные позволили установить, что льняное масло имеет лучшие эксплуатационные свойства при низких температурах по сравнению с другими видами масел, производимыми в условиях Российской Федерации, и является наиболее эффективным в качестве основы противоизносной присадки.

2.9. Выводы по главе 2

1. Износ прецизионных сопряжений распылителей форсунок оказывает влияние на технико-экономические параметры работы двигателя вследствие изменения геометрических параметров распылителя (направляющей и уплотняющей частей распылителя, формы распыливающих отверстий, условного проходного сечения распылителя) и, как следствие изменение параметров распыления дизельного топлива, его распределения по объёму камеры сгорания, самовоспламенения, полноты сгорания.

2. Износ и закоксовывание распылительных отверстий форсунок в значительной степени зависят от физико-химических свойств используемого топлива, которые влияют на интенсивность образования нагаро–лаковых отложений на поверхностях прецизионных сопряжений распылителя форсунки.

3. Выпускаемое дизельное топливо при работе МТП в условиях АПК (повышенная запыленность при длительных нагрузках) малоэффективно для ресурса топливной системы дизельных ДВС. Снижение эксплуатационных свойств топлива при транспортировке и хранении перестаёт отвечать требованиям по смазывающей способности. Вследствие низкой смазывающей способности топлива ухудшается режим трения в плунжерной паре ТНВД и прецизионных парах распылителей форсунок с гидравлически управляемым запирающим клапаном, наработка которых оказывается ниже намеченного заводами-изготовителями.

4. Для снижения изнашивания прецизионных пар распылителей форсунок дизельных двигателей и повышения наработки деталей топливной системы дизельных ДВС необходимо формирование граничного режима трения деталей прецизионных пар применением присадки на основе растительных масел.

ГЛАВА 3. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСА ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР РАСПЫЛИТЕЛЕЙ ФОРСУНОК

Ресурс штифтовых и бесштифтовых распылителей форсунок с гидравлически управляемым запирающим клапаном определяет прецизионная пара, гарантийная наработка которых в среднем составляет 2500-3000 мото-часов, что в 2 - 3 раза меньше гарантийного срока форсунок - 6000 мото-часов [6,17,24,61].

При эксплуатации тракторов в условиях АПК наработка распылителей сравнительно меньше, и составляет от 800 до 1500 мото-часов в зависимости от условий эксплуатации (нагрузок, вида и качества используемого топлива) [70,83,94]. В процессе эксплуатации прецизионные сопряжения распылителя теряют работоспособность, что оказывает влияние не только на надежность и долговечность работы форсунки, но и на процессы двигателя, связанные непосредственно с работой распылителя. Нарушение характеристик подачи топлива (давление впрыска, своевременность и продолжительность впрыска, размеры и форма факела распыленного топлива, дисперсность, образующихся в процессе впрыска капель топлива) определяет скорость испарения топлива и воспламенения, полноту сгорания и, как следствие, топливную экономичность.

Потеря работоспособности прецизионных сопряжений распылителя связана с их износом в результате механической нагрузки и кавитации. В этой связи возникает необходимость поиска аналитической зависимости, позволяющей выполнять расчёты износа прецизионных сопряжений распылителей форсунок, связанных с большим числом факторов. Существует множество работ, в которых присутствует аналитическое решение прогнозирования ресурса плунжерной пары ТНВД и деталей распылителей, в которой учитываются множество факторов, влияющих на процесс изнашивания.

Согласно описанным выше способам снижения изнашивания деталей распылителей форсунок дизельных ДВС актуальным становится поиски аналитического решения задачи об определении параметров, характеризующих работоспособность распылителя для оценки характеристик процесса износа и оценки ресурса распылителей форсунок, эксплуатируемых на дизельном топливе легированном противоизносной присадкой.

При поиске новых аналитических решений по определению износа деталей распылителя должна решаться локальная задача: в

результате теоретических исследований необходимо установить качественную связь между наработкой и рядом параметров, характеризующих изнашивание и работоспособность распылителя форсунки. Это позволит в дальнейшем наметить главные направления разработки методик для экспериментальных исследований, по результатам которых и должна быть уточнена количественная связь между параметрами изнашивания и наработки.

Анализ теоретических исследований показывает, что имеющиеся модели износа не учитывают важнейшего фактора, такого как смазывающее свойство среды, которая оказывает существенное влияние на износ поверхностного слоя прецизионных деталей распылителя.

При теоретическом исследовании износа прецизионных сопряжений используется модель (Рисунок 3.1), включающая систему показателей, в которую входят параметры, характеризующие внешние воздействия на поверхностные слои деталей, и характеризующие механические свойства поверхностных слоев.

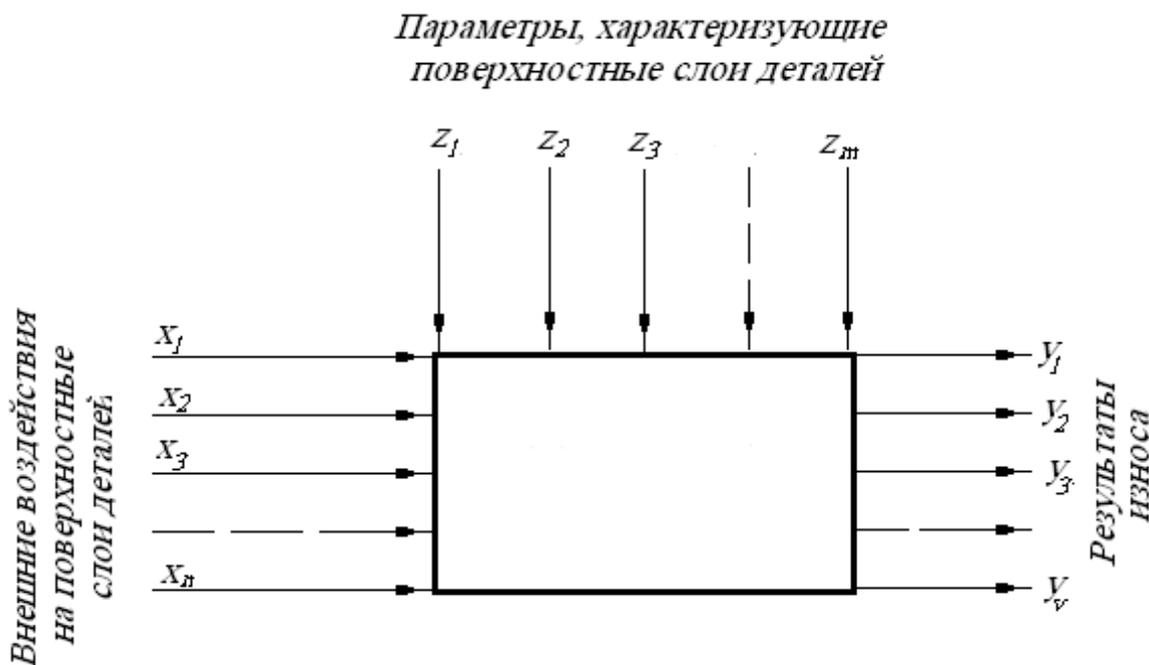


Рисунок 3.1 – Схема системы «игла – корпус распылителя» форсунки

Входные параметры, характеризующие износ пары «игла – корпус распылителя» обозначены через $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, параметры, характеризующие внутреннюю структуру поверхностного слоя деталей обозначены индексами $z_1, z_2, z_3, \dots, z_m$ и выходные параметры, характеризующие износ обозначены индексами $y_1, y_2, y_3, \dots, y_v$.

Входными параметрами, воздействующими на поверхностный слой деталей, являются следующие параметры: силовые, кинематические, параметры окружающей среды, параметры топлива и т.д.

Параметры, характеризующие структуру поверхностных слоев деталей: пластичность и твердость материала, наличие неровностей различного масштаба: волнистость, микрошероховатость и субмикрошероховатость, высотные характеристики которых охватывают диапазон 0,001...400 мкм дислокации и другие микроскопические дефекты поверхностного слоя, материал деталей [92,113,115].

В процессе эксплуатации форсунок контролируется гидравлическая плотность распылителя, которая является главным критерием, характеризующим техническое состояние прецизионных пар. Гидравлическая плотность определяется на опрессовочном стенде путём замера времени падения давления топлива от исходной заданной величины до значения, установленного согласно ГОСТ 10579-2017. При измерении гидравлической плотности распылителей используют профильтрованное дизельное топливо, соответствующее ГОСТ 32511-2013 или технологическую жидкость вязкостью от 9,9 до 10,9 мм²/с (от 9,9 до 10,9 сСт) и соответствующих стандарту температурных условиях испытаний 20°С. Объем системы от нагнетательного клапана насоса до распылителя должен составлять (65 ± 5) см³. Пружину форсунки затягивают до создания давления начала впрыскивания, превышающего на величину от 2 до 3 МПа. При проверке одновременно с гидравлической плотностью распылителей определяют подвижность иглы, качество распыливания топлива, герметичность запирающего конуса. Перед каждым измерением гидроплотности распылителя должен быть выполнен один впрыск топлива.

Гидроплотность распылителей штифтовых и бесштифтовых с наибольшим диаметром корпуса 17 мм должна быть не менее 5-7 с при снижении давления от 19,6 до 17,6 МПа (от 200 до 180 кгс/см²), и зависит от величины зазора между запирающим устройством и седлом.

Таким образом, при оценке долговечности распылителя форсунки, необходимо иметь методику расчёта износа распылителя.

Наибольшее влияние на изменение гидравлической плотности распылителя оказывает износ прецизионных сопряжений уплотняющей и направляющей частей распылителя. Учитывая, что эти сопряжения функционально выполняют различные задачи, их износ зависит от ряда факторов, закономерности износа которых необходимо рассматривать отдельно.

С целью установления качественной связи между эксплуатационными параметрами двигателя, параметрами окружающей среды, и в соответствии с известными положениями теории износа, необходимо найти аналитическое решение задачи изменения в процессе износа величины зазора запорного прецизионного сопряжения распылителя, существенно влияющего на процессы тепловыделения в дизельном двигателе, и определить наработку сопряжения распылителя

3.1. Физическая модель изнашивания сопряжения «запирающий клапан – седло корпуса» распылителя

Прецизионное сопряжение «запирающий клапан (игла) – седло корпуса» распылителя определяет гидравлическую плотность форсунки, образование утечки топлива, своевременность впрыска, формирование факела распыла, дисперсность распыленного топлива, выделение теплоты в процессе сгорания.

На рисунке 3.2 приведена принципиальная схема распылителя форсунки с запирающим клапаном – иглой распылителя.

В процессе работы распылителя форсунки игла 2 совершает возвратно-поступательное движение иглы, которое происходит под воздействием давления в полости A , преодолевая усилие пружины $F_{\text{п}}$ перемещает иглу распылителя вверх и открывает распыливающие отверстия для впрыска топлива. При падении давления в полости A под воздействием силы пружины $F_{\text{п}}$ осуществляется движение запирающего клапана иглы 2 вниз. Происходит запираение отверстий и отсекается подача топлива в цилиндр двигателя. Перемещение иглы 2 вниз сопровождается возникновением кинетической энергии иглы, которая, в момент посадки иглы 2 в седло корпуса распылителя, превращается в энергию удара.

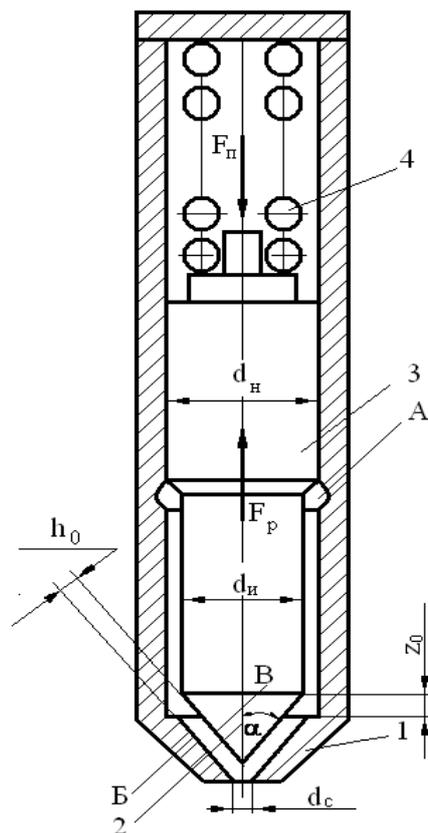


Рисунок 3.2 – Физическая модель износа распылителя при ударной нагрузке: А – полость подвода топлива; Б, – поверхность контакта седла и иглы; В – полость пружины; 1 – корпус распылителя; 2 – конусная поверхность иглы распылителя; 3 – направляющая часть иглы распылителя; 4 – пружина форсунки.

Из раздела 3.1 гидравлическая плотность распылителя определяется величиной зазора h_0 между уплотняющими поясками запирающего конуса иглы и седла корпуса распылителя. Величина данного зазора зависит от расположения микронеровностей, расположенных на конусных поверхностях иглы и седла корпуса распылителя. Эти микронеровности случайным образом стыкуются между собой, образуя посадочный зазор. Величина и расположение микронеровностей являются случайными величинами и в начальный момент работы сопряжения определяются видом механической обработки. На рисунке 3.3 по данным работы [94] приведены микрорельефы поверхностей деталей иглы и корпуса распылителя фирм BOSCH и ЦНИТА, которые являются возможными случайными вариантами и дают некоторое представление о расположении и высоте микронеровностей на конусных поверхностях иглы и корпуса распылителя. Для получения микрорельефа поверхностей прецизионных сопряжений распылителя использован микроскоп Micromap 512.

При профилировании использованы распылители форсунок автотракторных и автомобильных дизельных двигателей современных заводов-изготовителей. Средняя наработка распылителей в близком значении времени (1250 ... 1350 мото-часов).



Рисунок 3.3 – Топографическая структура поверхностей иглы распылителей BOSCH и ЦНИТА

На рисунке 3.4 приведена одна из возможных случайных профилограмм конусных поверхностей иглы и корпуса распылителя.

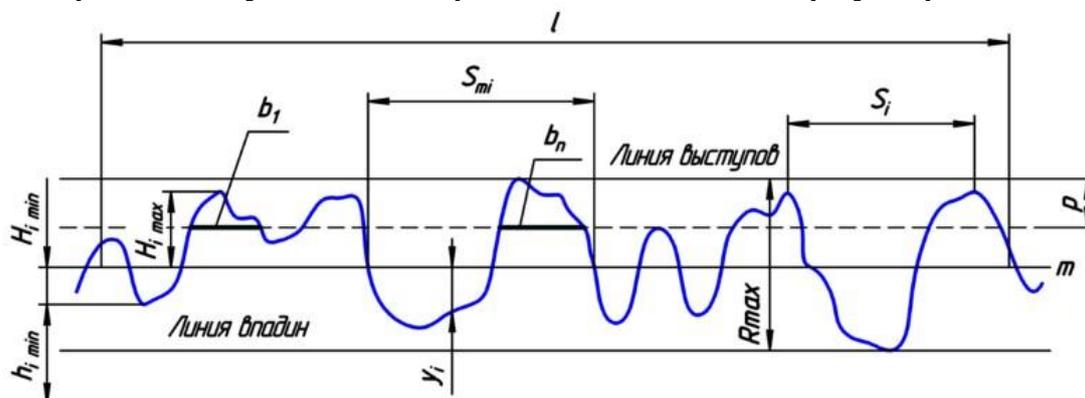


Рисунок 3.4 – Профилограмма конусных поверхностей иглы и корпуса распылителя.

На профилограмме можно выделить отдельные случайные выступы и впадины относительно средней линии m . В процессе эксплуатации форсунки конусные поверхности сопряжения «игла-корпус распылителя» подвергается многократной ударной нагрузке. В результате ударной нагрузки микрогеометрия конусных поверхностей непрерывно изменяется, что приводит к изменению величины проходного сечения и, как следствие, изменению гидравлической плотности распылителя форсунки и образованию к утечек топлива.

Изменение топографии структуры поверхностей сопрягаемых деталей распылителя форсунки можно выразить тремя этапами: приработка, нормальная эксплуатация и аварийный износ (старение).

При теоретическом исследовании износа запирающего пояса сопряжения выдвинуты предположения, позволяющие атрибутивно описать процесс изменения зазора в запорном пояске, потери гидравлической плотности распылителей на каждом из этапов и

определить предельную наработку запирающего сопряжения распылителя:

1. В процессе изготовления на конусных поверхностях «игла - седло корпуса» распылителя образуются микронеровности, которые случайным образом стыкуются между собой, образуя посадочный зазор. При посадке иглы на седло корпуса выступы и впадины микронеровностей конусных поверхностей при стыковке случайным образом (точки *A* и *B*), образуют зазор величиной от 2,0 до 4 мкм. Изменение зазора по линии контакта происходит случайным образом. Средняя величина зазора определяет гидравлическую плотность форсунки (Рисунок 3.5а).

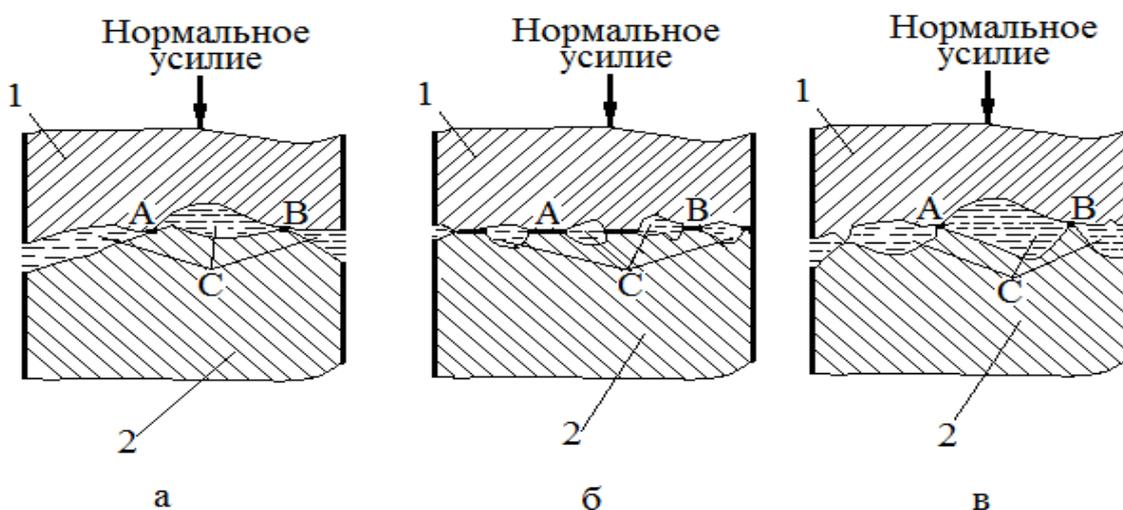


Рисунок 3.5 – Различное расположение впадин и выступов микронеровностей, образующих зазор между иглой 1 и седлом 2: А, В – точки контакта иглы и седла; С – слой топлива; а – начальный период эксплуатации сопряжения; б – период нормальной эксплуатации сопряжения; в – период повышенного износа сопряжения

Интенсивность износа определяется числом дискретных, случайно расположенных площадок по линии фактического контакта и зависит от приложенной нагрузки.

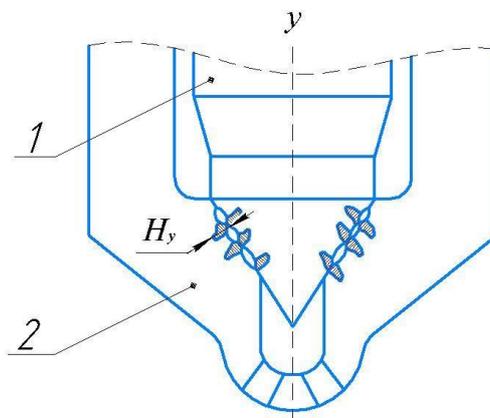
Фактическая поверхность контакта деталей новых распылителей составляет сотые доли от геометрической поверхности контакта запорного пояска, и зависит от вида механической обработки деталей.

1. На этапе приработки сопряжений, в момент удара иглы о корпус распылителя в местах контакта микронеровностей возникают напряжения, превышающие предел пластичности материала вследствие малой поверхности контакта запирающего пояска соударяющихся деталей и постоянства усилия пружины. В точках контакта происходит пластическое деформирование микронеровностей. При этом основная часть энергии удара расходуется на

пластическую деформацию, находящихся в контакте микро-неровностей и часть энергии расходуется на вытеснение из зазора топлива и на преодоление сил упругости поверхностных защитных слоёв топлива. Оставшаяся часть энергии иглы накапливается в поверхностном слое микронеровностях, способствуя образованию и развитию дефектов кристаллической решётки. Интенсивный износ в процессе приработки микронеровностей запирающего пояска иглы и посадочного места корпуса распылителя приводит к уменьшению зазора в сопряжении, увеличению фактической поверхности контакта и повышению гидравлической плотности уплотняющего сопряжения распылителя.

2. На приработанной сопряжении (Рисунок 3.5.б) проходное сечение между уплотнительным пояском запирающего клапана иглы и седла корпуса распылителя минимально, а фактическая поверхность контакта и гидравлическая плотность форсунки максимальна. При увеличении контактируемой поверхности в механические напряжения точках контакта уменьшаются, и при ударном воздействии иглы помимо пластической деформации возникают упругие с накоплением энергии в поверхностных слоях деталей распылителя. Величина упругих напряжений превышает величину пластической деформации и, таким образом, большая часть энергии удара расходуется на развитие дефектов кристаллической решетки и образование микротрещин. Зазор в сопряжении и фактическая поверхность контакта практически не изменяются.

В точках контакта поверхностного слоя детали распылителя толщиной $H_y = 20...60$ мкм возникают напряжения растяжения и сжатия, эпюра которых представлена на рисунке 3.6.

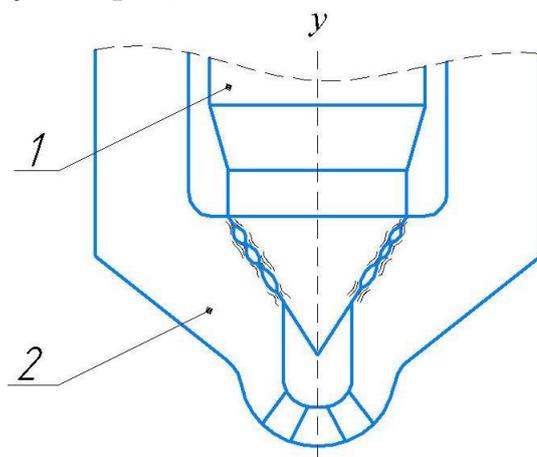


1 – игла; 2 – седло корпуса распылителя; H_y – толщина поверхностного слоя, накапливающего напряжения удара.

Рисунок 3.6 – Эпюра контактных напряжений конусной поверхности сопряжения «игла – корпус распылителя форсунки»

Таким образом в поверхностном слое деталей распылителя преобладают усталостные напряжения. При многократном ударном воздействии запирающего клапана (иглы) о корпус распылителя форсунки в местах контакта образуются напряжения растяжения и сжатия с образованием микротрещин, не выходящие на поверхность деталей (Рисунок 3.7).

3. Эксплуатация сопряжения на этапе аварийного изнашивания характеризуется тем, что накопленная в поверхностном слое энергия достигает своего критического значения - энергии активации разрушения. В этих условиях энергия удара иглы способствует накоплению напряжений растяжения и сжатия с увеличением размеров микротрещин и выходом их на поверхность. Происходит отслоение и выкрашивание металла на поверхностном слое детали с образованием в углублений (местных износов). Изменяется микрогеометрия поверхности детали, увеличивается проходное сечение сопряжения и снижается гидравлическая плотность распылителей форсунок [85].



1 – игла; 2 – седло корпуса распылителя форсунки.

Рисунок 3.7 – Схема процесса формирования микротрещин в поверхностном слое сопряжения «игла-корпус распылителя форсунки»

Изменение микрогеометрии поверхности деталей распылителя на третьем этапе эксплуатации (Рисунок 3.5) представлен на физической модели ударного износа (Рисунок 3.7).

При рассмотрении этапов изнашивания сопряжений распылителя установлено, что износ и изменение проходного сечения на каждом из этапов зависит от микрогеометрии поверхностного слоя детали, материала детали и действующих напряжений. Каждый из этапов изнашивания имеет различный характер, и влияет на изменение проходного сечения распылителя.

3.2. Математическая модель изменения гидравлической плотности распылителя в процессе эксплуатации

На основании анализа физической модели изнашивания при ударном воздействии иглы, изменении проходного сечения уплотняющего пояска сопряжения, работ, посвящённых изменению гидравлической плотности распылителей форсунок, установлено, что износ и гидравлическая плотность распылителей зависят от следующих факторов:

- кинетическая энергии иглы в момент запираания клапана;
- накопление напряжений в поверхностном слое деталей сопряжения;
- микрогеометрия контактируемой поверхности деталей распылителя.

Кинетическая энергия запирающего устройства (иглы) в свою очередь является функцией:

- силы затяжки пружины;
- массы иглы;
- высоты подъёма иглы;
- количества циклов нагружения контактируемой поверхности;

Кроме того на износ и изменение проходного сечения зазора сопряжения влияют:

- эксплуатационные свойства топлива;
- частота ударов иглы о поверхность седла;
- материал деталей распылителя;
- исходная микро шероховатость поверхностей иглы и седла;
- наличие дефектов в поверхностных слоях деталей распылителя.

Такие виды неблагоприятного воздействия, как атмосферная коррозия, не являются основными, и не оказывают существенного влияния на износ и наработку прецизионных сопряжений распылителя форсунки, а всего лишь дополняют усталостный износ и действуют совместно с ним.

При разработке математической модели, позволяющей качественно оценить изнашивание и ресурс распылителя форсунки необходимо использовать факторы с наиболее существенным влиянием на изменение микрошероховатости конусной поверхности иглы и корпуса распылителя и, как следствие, проходного сечения распылителя. Предположения, установленные при описании трёх этапах эксплуатации распылителя и приведенная физическая модель

распылителя форсунки (Рисунок 3.2) позволили разработки математической модель изменения зазора в уплотняющем прецизионном сопряжении.

При подаче топлива в цилиндр двигателя под действием силы давления топлива P в полости A запирающее устройство (игла) поднимается на высоту z_0 . При этом деформация пружины также составит величину z_0 . После отсечения топлива игла распылителя форсунки перемещается, и под действием силы пружины $F_{пр}$ и силы собственного веса иглы G ударяется в седло 2 корпуса распылителя, перекрывая подачу топлива в камеру сгорания. Контактные конусные поверхности занимают некоторый участок, (уплотняющий пояс).

Анализ условий изнашивания прецизионных сопряжений на трёх этапах эксплуатации распылителя позволяет определить энергию удара E_y , возникающую в процессе удара иглы о седло корпуса, следующей зависимостью:

$$E_y = E_{II}^Y + E_{УП}^Y + E_T^Y + E_H^Y \quad (3.1)$$

где E_{II}^Y - часть энергии иглы, расходуемой на пластическую деформацию поверхности;

$E_{УП}^Y$ - часть энергии иглы, расходуемой на упругую деформацию микронеровностей;

E_T^Y - часть энергии иглы, расходуемой на преодоление силы сопротивления топлива;

E_H^Y - часть энергии иглы, накапливаемой в поверхностных слоях соударяющихся деталей.

Энергию удара иглы можно представить в виде суммы потенциальной и кинетической составляющих, формула:

$$E_y = \left(cz_0^2 + \frac{m_{и} w^2}{2} \right) \quad (3.2)$$

где cz_0^2 - потенциальная составляющая энергии удара иглы;

$\frac{m_{и} w^2}{2}$ - кинетическая составляющая энергии удара;

$m_{и}$ - масса иглы, кг.

В момент удара скорость иглы равна 0, для упрощения уравнения определения энергии удара имеет вид:

$$E_y = cz_0^2 \quad (3.3)$$

где cz_0^2 - потенциальная составляющая энергии удара иглы;

Энергия, расходуемая на преодоление сопротивления топлива включает две составляющие: определение энергии для вытеснения объёма топлива иглой распылителя, определение энергии на сжатие демпферной пленки – слоя топлива на поверхности микронеровностей деталей. Таким образом, представленная энергия может быть в следующем виде:

$$E_T^y = \theta \left[(p_1 \mathcal{V}_1 - p_2 \mathcal{V}_2) + \mathcal{V} \frac{\Delta \sigma^2}{2E} \right] \quad (3.4)$$

где θ - коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости топлива на энергию сопротивления защитного слоя;

z_0 - высота подъема иглы форсунки, м;

E – модуль упругости топлива;

\mathcal{V} - объём вытесненного топлива в процессе запираания форсунки, м³;

p_1, p_2 - абсолютное давление в начале и конце движения иглы во время запираания форсунки, Па;

Энергию удара, расходуемую на деформацию поверхностных слоёв деталей определяется как разность энергии удара и энергии сопротивления топлива, по уравнению:

$$E_y - E_m^y = \frac{m_n w^2}{2} - \theta \left[(p_1 \mathcal{V}_1 - p_2 \mathcal{V}_2) + \mathcal{V} \frac{\Delta \sigma^2}{2E} \right] \quad (3.5)$$

где c – жесткость пружины, Н/м;

z_0 – высота подъема иглы форсунки, м;

w – скорость иглы в момент удара, м/с;

p_1, p_2 – абсолютное давление в начале и конце движения иглы во время запираания форсунки, Па;

$\mathcal{V}_1, \mathcal{V}_2$ – объём топлива в зазоре в начале цикла и при запираании распылителя соответственно, м³;

\mathcal{V} – объём вытесненного топлива в процессе запираания форсунки, м³;

$\Delta \sigma$ – изменение эквивалентного напряжения, Па;

θ – коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости топлива на энергию сопротивления защитного слоя;

E – модуль упругости топлива, Па.

После подстановки уравнения (3.2) в уравнение (3.1), получим:

$$\frac{m_n w^2}{2} - \theta \left[(p_1 \mathcal{V}_1 - p_2 \mathcal{V}_2) + \mathcal{V} \frac{\Delta \sigma^2}{2E} \right] = E_n^y + E_{yn}^y + E_n^y \quad (3.6)$$

где c – жесткость пружины, Н/м;

z_0 – высота подъема иглы форсунки, м;

w – скорость иглы в момент удара, м/с;

p_1, p_2 – абсолютное давление в начале и конце движения иглы во время запираания форсунки, Па;

ϑ_1, ϑ_2 – объём топлива в зазоре в начале цикла и при запираании распылителя соответственно, м³;

ϑ – объём вытесненного топлива в процессе запираания форсунки, м³;

$\Delta\sigma$ – изменение эквивалентного напряжения, Па;

Θ – коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости топлива на энергию сопротивления защитного слоя;

E – модуль упругости топлива, Па;

где E_n^y – часть энергии иглы, расходуемой на пластическую деформацию поверхности;

E_{yn}^y – энергия иглы, расходуемой на упругую деформацию микронеровностей;

E_n^y – энергия иглы, накапливаемая в поверхностных слоях соударяющихся деталей.

В процессе единичного удара запирающего конуса иглы и седла происходит деформация микронеровностей поверхностного слоя менее твёрдой детали на некоторую величину λ . При этом максимальное значение $\lambda = \lambda_{ст}$, при котором достигается максимальная пластическая деформация микронеровностей. Для инженерных расчётов с большой точностью следует принимать $\lambda_{ст} = 1,2E - 6$, м. Две первые составляющие в правой части уравнения (2.6) равны работе, затрачиваемой на изменение микро и макроструктуры соударяющихся деталей и изменение проходного сечения в результате пластической и упругой деформаций. Таким образом, можно записать:

$$L_0^y = E_n^y + E_{yn}^y \quad (3.7)$$

При определении параметров, входящих в уравнение (3.3) можно исходить из следующего: входящая в уравнение (3.2) скорость иглы в момент удара, определяется интегрированием дифференциального уравнения:

$$\frac{d^2z}{dt^2} = \frac{cz_0}{m_n} + g + f \quad (3.8)$$

с учетом начальных условий: при $t = 0$, $dz/dt = w = 0$, $z = z_0$.

где $cz_0/m_{\text{и}}$ - ускорение иглы, создаваемое пружиной, м/с^2 ;
 g – ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с^2 ;
 f – ускорение, создаваемое в результате действия на иглу поверхностного слоя топлива (величина f отрицательна, т.к. замедляет движение иглы).

В результате интегрирования и простейших преобразований было получено выражение для скорости изнашивания:

$$\frac{dz}{dt} = w = \left(\frac{cz_0}{m_{\text{и}}} + g + f \right) t \quad (3.9)$$

После интегрирования (2.9), получено:

$$z \Big|_0^{z_0} = z_0 = \frac{1}{2} \left(\frac{cz_0}{m_{\text{и}}} + g + f \right) t^2 \quad (3.10)$$

где c - жесткость пружины, Н/м ;
 z_0 - высота подъема иглы форсунки, м ;
 $m_{\text{и}}$ - масса иглы, кг ;
 g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с^2 ;
 f - ускорение, создаваемое в результате действия на иглу поверхностного слоя топлива (величина f отрицательна, т.к. замедляет движение иглы).

Из выражения (2.10) создаваемое ускорение f при взаимодействии иглы с поверхностным слоем топлива определяется:

$$f = cz_0 + g - \frac{2z_0}{t^2} \quad (3.11)$$

где c - жесткость пружины, Н/м ;
 z_0 - высота подъема иглы форсунки, м ;
 g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с^2 ;
 z_0 - высота подъема иглы форсунки, м ;
 t - время работы распылителя, час.

Из уравнения (2.10) можно определить время, в течение которого игла проходит расстояние z_0 :

$$t_y = \sqrt{\frac{2z_0}{\frac{cz_0}{m_{\text{и}}} + g + f}} \quad (3.12)$$

где z_0 - высота подъема иглы форсунки, м ;
 c - жесткость пружины, Н/м ;
 $m_{\text{и}}$ - масса иглы, кг ;
 g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с^2 ;

f - ускорение, создаваемое в результате действия на иглу поверхностного слоя топлива (величина f отрицательна, т.к. замедляет движение иглы).

Изменение площади проходного сечения между иглой и седлом корпуса распылителя на участке приработки, представлена в виде:

$$S^1 = l_k(h_0 - \lambda), \quad (3.13)$$

где h_0 - зазор в сопряжении «игла – корпус распылителя», м;

l_k - длина линии контакта сопряжения «игла – корпус распылителя», м;

$\lambda(t)$ – величина пластической деформации, мкм².

Опорная поверхность на участке приработки изменяется от нуля (напряжения равны бесконечности) до величины оптимальной поверхности, при которой напряжения деформации равны напряжениям упругой деформации, поэтому величина $\lambda(t)$ определяется величиной пластической деформации.

Скорость изменения числа ударов в течение часа определяется, как:

$$\frac{dz}{dt} = \frac{120n}{\tau} \quad (3.14)$$

где n - частота вращения распределительного вала ТНВД, мин⁻¹;

τ - тактность ТНВД.

За время t число ударов иглы по корпусу распылителя составит:

$$z = \int_0^t \frac{dz}{dt} dt = \frac{120nt}{\tau}, \quad (3.15)$$

где t - время работы распылителя, час;

n - частота вращения распределительного вала ТНВД, мин⁻¹;

τ - тактность ТНВД.

Износ поверхностного слоя деталей распылителя на третьем этапе эксплуатации обусловлен усталостью материала. Снижение усталостной прочности материала поверхности обусловлено накоплением энергии в поверхностном слое. При накоплении энергии в поверхностном слое выше критического значения E_0 - энергии активации разрушения, происходит интенсивное разрушение поверхностного слоя и резкое увеличение проходного сечения сопряжения «игла - корпус распылителя». Обозначим долю энергии, расходуемой на работу износа через β , тогда, доля энергии, накапливаемая в поверхностном слое материала будет равна $1 - \beta$.

Таким образом:

$$L_o^y = E_n^y + E_{yn}^y = \beta \cdot (E_y + E_m^y) \quad (3.16)$$

Выражение для энергии, накопленной в пограничном слое, примет вид:

$$E_n^y = (1 - \beta)(E_y - E_m^y). \quad (3.17)$$

где E_n^y - часть энергии иглы, расходуемой на пластическую деформацию поверхности;

E_{yn}^y - часть энергии иглы, расходуемой на упругую деформацию микронеровностей;

E_r^y - часть энергии иглы, расходуемой на преодоление силы сопротивления топлива;

β - доля энергии, расходуемая на работу износа;

Уравнение (3.17), с учётом уравнений (3.3) и (3.16), позволяет получить уравнение, определяющее величину, накопленной энергии в поверхностном слое за время одного удара:

$$E_n^y = (1 - \beta) \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - \vartheta_c \frac{\Delta \sigma^2}{2E_c} - \theta \left[(p_1 \vartheta_1 - p_2 \vartheta_2) + \vartheta_m \frac{\Delta \sigma_m^2}{2E_m} \right] \right\} \quad (3.18)$$

За наработку t распылителя форсунки при количестве впрысков z , определяемом по формуле (2.11), изменение накопленной энергии составит:

$$E_n^y = \frac{120n(1 - \beta)}{\tau} \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - \vartheta_m \frac{\Delta \sigma^2}{2E_c} - \theta \left[(p_1 \vartheta_1 - p_2 \vartheta_2) + \vartheta_m \frac{\Delta \sigma_m^2}{2E_m} \right] \right\} t \quad (3.19)$$

при $E_n^y \geq E_0$ или

$$\frac{120n(1 - \beta)}{\tau} \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - \vartheta_m \frac{\Delta \sigma^2}{2E_c} - \theta \left[(p_1 \vartheta_1 - p_2 \vartheta_2) + \vartheta_m \frac{\Delta \sigma_m^2}{2E_m} \right] \right\} t \geq E_0 \quad (3.20)$$

где n - частота вращения распределительного вала ТНВД, мин-1;

$1 - \beta$ - энергия, накапливаемая в поверхностном слое материала;

τ - тактность ТНВД;

$\frac{m_n w^2}{2}$ - кинетическая составляющая энергии удара;

ϑ - объём вытесненного топлива в процессе запираания форсунки, м³;

$\Delta \sigma$ - изменение эквивалентного напряжения, Па;

E - модуль упругости топлива, Па;

θ - коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости топлива на энергию сопротивления защитного слоя;

p_1, p_2 - абсолютное давление в начале и конце движения иглы во время запираания форсунки, Па;

ϑ_1, ϑ_2 - объём топлива в зазоре в начале цикла и при запирании распылителя соответственно, м³.

Далее начинается третий этап изнашивания распылителя форсунки, характеризующийся повышенным износом и снижением гидравлической плотности распылителя.

3.3. Определение параметров, входящих в зависимость (3.20)

Изменение эквивалентного напряжения $\Delta\sigma$ принимается равным среднему нормальному напряжению удара при эксплуатации распылителя после приработки, на этапе нормальной эксплуатации, т.е.:

$$\sigma = \frac{P_n^y}{S_n} \quad (3.21)$$

где P_n^y - нормальная сила удара, Н;

\bar{S}_n - номинальное значение поверхности контакта при работе на приработанном сопряжении, м².

Номинальное значение поверхности контакта определяем по формуле:

$$\bar{S}_n = 2\pi \left(h_{yn} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) b \quad (3.22)$$

где h_{yn} - расстояние от вершины конуса иглы до уплотняющего пояска, м;

b - ширина уплотняющего пояска, м;

α - угол запирающего конуса иглы распылителя, м.

Объём металла, подвергающийся пластической деформации:

$$v_c = 2\pi \left(h_{yn} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) b \cdot h_c, \quad (3.23)$$

где h_c - глубина деформируемого слоя, м.

Сила P_n^y определяется по формуле (Рисунок 3.8):

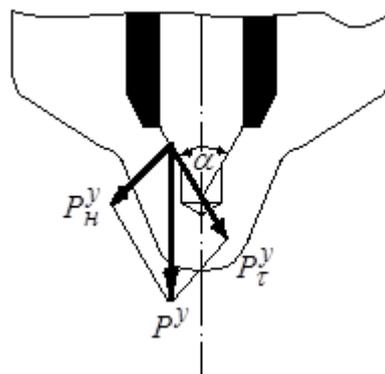


Рисунок 3.8 – Распределение сил в запирающем коническом сопряжении распылителя: P_n^y – сила удара иглы, P_n^y, P_τ^y – нормальная и тангенциальная составляющие силы удара соответственно

Из геометрических соотношений (Рисунок 3.6) нормальная составляющая сила удара определяется уравнением:

$$P_n^y = P^y \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = (cz_0 + m_{и}g) \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (3.24)$$

После подстановки формул (3.22) и (3.21) в формулу (3.20), получим:

$$\sigma = \frac{(cz_0 + m_{и}g) \sin(\alpha/2)}{\bar{S}_\phi = 2\pi \left(h_{уп} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) b \cdot \eta}. \quad (3.25)$$

где σ - эквивалентное напряжение;

η - коэффициент, учитывающий отличие фактической поверхности контакта, от номинальной, т.е. $\eta = \bar{S}_\phi / \bar{S}_н$;

z_0 - высота подъема иглы форсунки, м;

c - жесткость пружины, Н/м;

$m_{и}$ - масса иглы, кг;

g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с²;

α - угол запирающего конуса иглы распылителя, м;

$h_{уп}$ - расстояние от вершины конуса иглы до уплотняющего пояса, м.

Одним из способов оценки коэффициента η является статистический, который позволяет определить параметры микрошероховатости поверхности. С учётом известных параметров микрошероховатости поверхности используя нормальный закон распределения высоты микронеровностей оценивается фактическая поверхность контакта \bar{S}_ϕ .

3.4. Определение параметров, характеризующих работу вытеснения топлива при запираии распылителя форсунки

Давление начала запираия определяем из баланса сил, действующих на дифференциальную площадку иглы:

$$p_1 \frac{\pi}{4} (D_d^2 - d_d^2) = cz_0 + m_{и}g. \quad (3.26)$$

где p_1 - абсолютное давление в начале движения иглы во время запираия форсунки, Па;

D_d^2 , d_d^2 - наружный и внутренний диаметры дифференциальной площадки соответственно, м;

c - жесткость пружины, Н/м;

z_0 - высота подъема иглы форсунки, м;

$m_{и}$ - масса иглы, кг;

g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с².

Следовательно, из уравнения (3.26), получим:

$$p_1 = \frac{4(cz_0 + m_{и}g)}{\pi(D_{д}^2 - d_{д}^2)} \quad (3.27)$$

Объём v_1 определяется по формуле:

$$v_1 = \pi(D_{д}^2 - d_{д}^2)h_0. \quad (3.28)$$

где p_1 - абсолютное давление в начале движения иглы во время запираания форсунки, Па;

$D_{д}^2$, $d_{д}^2$ - наружный и внутренний диаметры дифференциальной

площадки соответственно, м;

c - жесткость пружины, Н/м;

z_0 - высота подъема иглы форсунки, м;

$m_{и}$ - масса иглы, кг;

g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с²;

h_0 - исходный зазор в сопряжении, м.

Таким образом, произведение p_1v_1 , входящее в зависимость (3.20) с учётом формул (3.26) и (3.27) преобразуется к следующему виду:

$$p_1v_1 = 4h_0(cz_0 + m_{и}g). \quad (3.29)$$

где p_1v_1 - объём топлива в закрытом положении иглы;

c - жесткость пружины, Н/м;

z_0 - высота подъема иглы форсунки, м;

$m_{и}$ - масса иглы, кг.

g - ускорение иглы под действием силы тяготения, м/с²;

Давление между впрысками p_2 на порядок ниже давления впрыска p_1 , так, если давление впрыска (p_1) находится в пределах 55...65 МПа, то в период между впрысками давление составляет от 2 до 4 МПа [123,151].

Учитывая, что и объём топлива в закрытом положении иглы в несколько раз меньше, чем при открытом положении иглы, то при инженерных расчётах произведением p_2v_2 по сравнению с произведением p_1v_1 можно пренебречь. При этом ошибка в вычислении, затраченной на вытеснение дизельного топлива не превышает 5%.

В начале эксплуатации, т.е. в момент времени $t = 0$ исходный размер имеет величину h_0 и в течение определенного времени t , в

результате пластической деформации изменяется на величину $\lambda(t)$, то величина зазора станет равной:

$$h(t) = h_0 - \lambda(t) \quad (3.30)$$

В этом случае уравнение, описывающее процесс изменения зазора в запорном сопряжении, принимает вид:

$$\frac{dh(t)}{dt} = h' \quad (3.31)$$

где h' - скорость изменения зазора сопряжения, м/с;

$h(t)$ - зазор в запорном сопряжении распылителя в момент времени t , м;

t - время работы сопряжения, ч.

Скорость изменения зазора зависит от скорости механического износа в результате пластической деформации на поверхности деталей сопряжения, а также от усталостного разрушения, образующегося в результате накопления внутренней энергии u_H в поверхностном слое, т.е.:

$$h' = h'_1(t) + h'(u_H) \quad (3.32)$$

где $h'_1(t)$ - скорость изменения зазора в сопряжении в процессе пластической деформации микронеровностей на первом и втором этапах, м/с;

$h'(u_H)$ - скорость изменения зазора в результате усталостного разрушения, м/с.

Скорость изменения зазора в результате пластической деформации микронеровностей на поверхности сопряжения, представим в виде:

$$h'_1(t) = h'_0 + \lambda'(t) \quad (3.33)$$

$$\lambda'(t) = -k\lambda(t) \quad (3.34)$$

где k – константа скорости износа, c^{-1} .

Уравнение (3.34) можно представить в виде:

$$\frac{d\lambda(t)}{dt} + k\lambda(t) = 0 \quad (3.35)$$

В результате интегрирования уравнения (3.35), при $t=0$ $h_1=h_0$, получено:

$$-kt = \ln \lambda(t) + C \quad (3.36)$$

Из начальных условий:

$$\ln \lambda(t) = -\ln \lambda_{ст} \quad (3.37)$$

Следовательно, окончательно имеем уравнение:

$$\ln \frac{\lambda(t)}{\lambda_{ст}} = -kt + C, \text{ или } C = \lambda_{ст}, \quad (3.38; 3.39)$$

Пластическая деформация в сопряжении, исходя из уравнений 3.30 – 3.39 составит величину:

$$\lambda(t) = \lambda_{ст} - \lambda_{ст} e^{-kt}, \quad (3.40)$$

где $\lambda(t)$ – величина пластической деформации, мкм²;

k - коэффициент, определяемый экспериментальным путём;

t - наработка, ч;

$\lambda_{ст}$ - пластическая деформация микронеровностей конусной поверхности сопряжения.

Наилучшие значения показателя коэффициента k :

$k = 1$ - при эксплуатации на товарном дизельном топливе (без присадки);

$k = 0,9$ - при эксплуатации на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ (на основе растительных масел).

На рисунке 3.9 показаны графики зависимости $\lambda(t)$ и $h(t)$, рассчитанные по формуле (3.40).

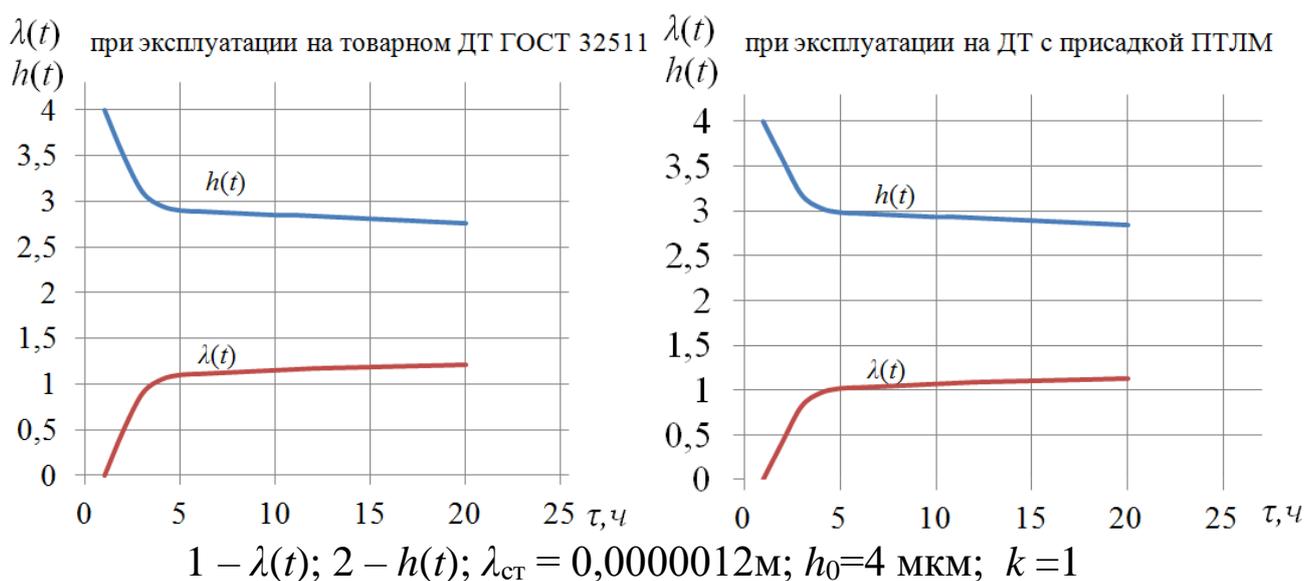


Рисунок 3.9 – Изменение зазора $h(t)$ и пластической деформации $\lambda(t)$ от наработки τ сопряжения

При эксплуатации распылителей, значение пластической деформации микронеровностей конусной поверхности сопряжения «игла-корпус распылителя» составит:

(а): $\lambda_{ст} = 1,2$, коэффициент $k = 1$ на товарном дизельном топливе;

(б): $\lambda_{ст} = 1,2$, коэффициент $k = 0,9$ на топливе с присадкой на основе растительных масел.

Выбор $\lambda_{ст}$ обосновывается максимальной высотой микронеровностей, деформируемых в условиях пластической деформации. Максимальная величина микронеровностей зависит от вида окончательной механической обработки материала деталей распылителя.

Согласно кривым (Рисунок 3.9), при работе распылителей на товарном топливе, приработка конусных поверхностей сопряжений проходит в течение 5 – 6 мото-часов. При этом происходит резкое уменьшение зазора в сопряжении.

На этапе нормальной эксплуатации пластическая деформация микронеровностей и изменение зазора происходит менее интенсивно. Уменьшение зазора в процессе деформации можно объяснить тем, что пластически деформированные выступающие микронеровности заполняют пространство между микронеровностями.

Как показано на графике (Рисунок 3.9б), интенсивность приработки сопряжения на топливе с присадкой ПТЛМ сравнительно ниже, и составляет 6 – 7 мото-часов. Пластическая деформация микронеровностей на этапе нормальной эксплуатации минимальна.

Изменение зазора на этом этапе эксплуатации деформации практически не изменяется.

Скорость изменения зазора в результате накопления энергии в поверхностном слое детали представлена в виде зависимости:

$$h'(t)_2 = \frac{dh}{du_n} \frac{du_n}{dt}, \quad (3.41)$$

где dh/du_n - зависимость скорости изменения зазора от накопленной энергии в поверхностном слое;

du_n/dt - скорость накопления внутренней энергии.

При пластической деформации микронеровностей на поверхности деталей (кривая 2, Рисунок 3.9) увеличивается с увеличением наработки, сопровождается уменьшением зазора в сопряжении и увеличением гидравлической плотности.

Проведенный анализ физики процесса изнашивания и ранее проведенных исследований процесса накопления энергии показал, что изменение зазора в сопряжении, в первом приближении, происходит по линейному закону, т.е. $h = \gamma u_n$.

В этом случае:

$$\frac{dh}{du_n} = \gamma. \quad (3.42)$$

где γ - коэффициент пропорциональности, определяющий

изменение зазора на единицу прироста внутренней энергии, (ммоль)/кДж;

h - изменение зазора сопряжения, м/с;

u_n - усталостное разрушение материала, м/с.

С учётом (2.41) и (2.34) уравнение (2.20) принимает вид:

$$\frac{dh(t)_2}{dt} = \frac{dW_n}{dt} = \frac{120n(1-\beta)\gamma}{\tau} \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E} - \theta \left[(p_1 g_1 - p_2 g_2) + g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E_m} \right] \right\} t \quad (3.43)$$

Интегрируя уравнение (2.43) от 0 до t , получим:

$$W_n = \frac{60n(1-\beta)\gamma}{\tau} \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E} - \theta \left[(p_1 g_1 - p_2 g_2) + g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E_m} \right] \right\} t^2 \quad (3.44)$$

Таким образом, зазор в сопряжении будет равен:

$$h(t) = h_0 - \lambda_{cm}(t) + \frac{60n(1-\beta)\gamma}{\tau} \left\{ \frac{m_n w^2}{2} - g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E} - \theta \left[(p_1 g_1 - p_2 g_2) + g_m \frac{\Delta\sigma^2}{2E_m} \right] \right\} t^2 \quad (3.45)$$

где n - частота вращения распределительного вала ТНВД, мин-1;

τ - тактность ТНВД;

$\frac{m_n w^2}{2}$ - кинетическая составляющая энергии удара;

m_n - масса иглы, кг;

w - скорость иглы в момент удара, м/с;

θ - коэффициент, учитывающий влияние сжимаемости топлива на энергию сопротивления защитного слоя;

p_1, p_2 - абсолютное давление в начале и конце движения иглы во время запираания форсунки, Па;

g - объём вытесненного топлива в процессе запираания форсунки, м³;

g_1, g_2 - объём топлива в зазоре в начале цикла и при запираании распылителя соответственно, м³;

σ - эквивалентное напряжение;

E - модуль упругости топлива, Па;

$1 - \beta$ - энергия, накапливаемая в поверхностном слое материала;

λ_{ct} - пластическая деформация микронеровностей конусной поверхности сопряжения;

При определении напряжений $\sigma = F_{уд}/S_{ф}$, возникающих в поверхностном слое металла используют фактическую поверхность контакта. Для расчёта параметров защитного слоя присадки растительного масла используется номинальная площадь поверхности.

Согласно источникам [91,120], определение фактической площади контакта микронеровностей при ударном воздействии является сложнейшей задачей вследствие случайного характера расположения микронеровностей и впадин по высоте и в пространстве.

Согласно исследованиям [120] по мере износа фактическая площадь контакта в зависимости от износа $\lambda(t)$ изменяется по нормальному закону (Рисунок 3.10). В этом случае площадь фактического контакта определяется как среднее значение площади на приработанном участке.



Рисунок 3.10 – Распределение фактической площади контакта в зависимости от $\lambda(t)$: а – случайный профиль поверхности; б – дифференциальное распределение фактической поверхности контакта; в – интегральное распределение поверхности контакта; \bar{S}_ϕ / \bar{S}_H – отношение фактической поверхности контакта к номинальной

Зависимость (3.25) представляет собой номинальную площадь контакта и не позволяет оценить величину $\Delta\sigma$, так как не учитывает изменение фактической поверхности контакта в результате пластической деформации микронеровностей. Величина номинальной площади не позволяет определить величину, представляющую собой износ в момент времени t .

Уравнение, определяющее площадь износа уплотнительного пояса представлено виде [120]:

$$\bar{S}_\phi = \left[0,5 - \Phi_0\left(\frac{u}{\sigma}\right) \right] \bar{S}_H \quad (3.46)$$

где $\Phi_0(\lambda(t)/\sigma)$ - значение функции в интеграле Лапласа;

\bar{S}_H - номинальная площадь контакта, м²;

σ - среднеквадратичное отклонение высоты микронеровностей, м.

Если выразить величину u через $\lambda(t)$, используя схему, представленную на рисунке 2.10:

$$u = H_{\max} - \lambda(t) \quad (3.47)$$

В этом случае формула (3.46) с учётом (3.47) примет вид:

$$\bar{S}_{\phi} = \left[0,5 - \Phi_0 \left(\frac{H_{\max} - \lambda(t)}{\sigma} \right) \right] \bar{S}_H \quad (3.48)$$

Величина микронеровностей конусных поверхностях на изготовленных деталях иглы и корпуса распылителя после механической обработки не превышает 3 мкм, т.е. $H_{\max}=3$ мкм [24,27]. Среднеквадратичное отклонение профиля микронеровностей составляет величину $\sigma=1,2$ мкм.

$$\bar{S}_H = 2\pi \left(h_{\text{уп}} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) b \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (3.49)$$

где $h_{\text{уп}}$ - расстояние от вершины конуса до уплотняющего пояска, м;

α - угол при вершине конуса, град.;

b - ширина уплотняющего пояска, м.

Пример определения коэффициента η и определения фактической поверхности контакта S_{ϕ} в зависимости от $\lambda(t)$ приведен в таблице 3.1.:

Таблица 3.1. – Результаты расчёта вероятности значения

	H_{\max} , МКМ	$\lambda(t)$, МКМ	σ , МКМ	$(H_{\max}-\lambda(t))/\sigma$	$\Phi_0(H_{\max} - \lambda(t))/\sigma$	η
0,5	3	1,5		1,25	0,3944	0,1056
		1,8		1	0,3413	0,1587

Определение энергии пластической деформации связано с вычислением фактической поверхности контакта. Вычисление по предложенному методу определения сложно и трудоёмко, так как необходимо использовать таблицу 3.1 для определения вероятностей. Для инженерных расчётов определения отношения поверхности контакта запирающего пояска фактической к номинальной, можно воспользоваться эмпирической зависимостью вида:

$$\eta = 0,13775 \cdot t + 0,09545 \quad (3.50)$$

Данная зависимость получена для распылителя форсунки типа ФД-22. Для других типов распылителей также можно получить экспериментальные зависимости аналогичного вида, но с другими коэффициентами.

$$\bar{S}_{\phi} = 2\pi \cdot \left(h_{\text{уп}} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) \cdot b \cdot (0,13775t + 0,09545) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (3.51)$$

где $h_{\text{уп}}$ - расстояние от вершины конуса до упорного пояска, м;
 b - ширина упорного пояска, м.

На рисунке 3.11 приведена кривая, рассчитанная по формуле (3.21) с учётом формулы (3.51), которая представляет характер изменения зависимости $\Delta\sigma$ от наработки сопряжения t .

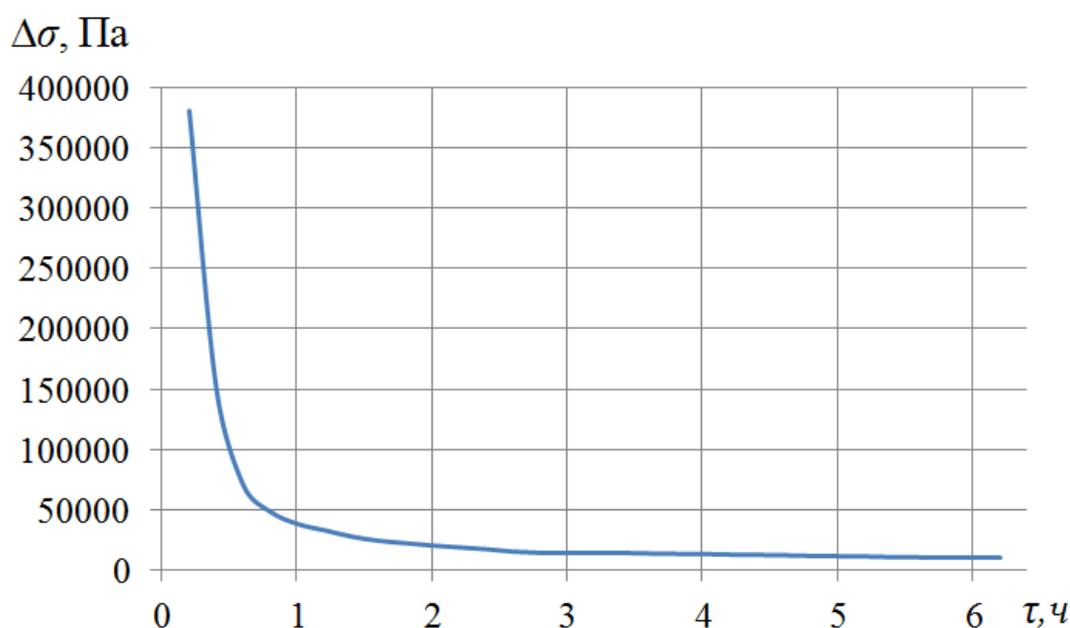


Рисунок 3.11 – Зависимость изменения напряжения в зоне уплотняющего пояска сопряжения «игла – корпус распылителя» форсунки

Кривая на графике (Рисунок 3.11) показывает характер изменения механических напряжений в поверхностном слое уплотняющего пояска запирающего сопряжения распылителя. Анализ кривой показывает, что наибольшие значения напряжения и их изменение приходятся на начальный период эксплуатации (1 - 2 мото-часа), что связано с малой величиной фактической поверхности контакта, так как фактическая поверхность контакта в этот период составляет незначительную долю от номинальной поверхности. Этот период работы сопряжения относится к приработке. При дальнейшей работе сопряжения значение фактической поверхности контакта приближается к номинальной и, по мере накопления внутренней энергии существенно возрастает.

Расчёты по формуле (3.37) позволили получить зависимости накопления энергии в поверхностном слое детали в зависимости от наработки. Аппроксимация данных позволила выразить данные графическим способом (Рисунок 3.12).

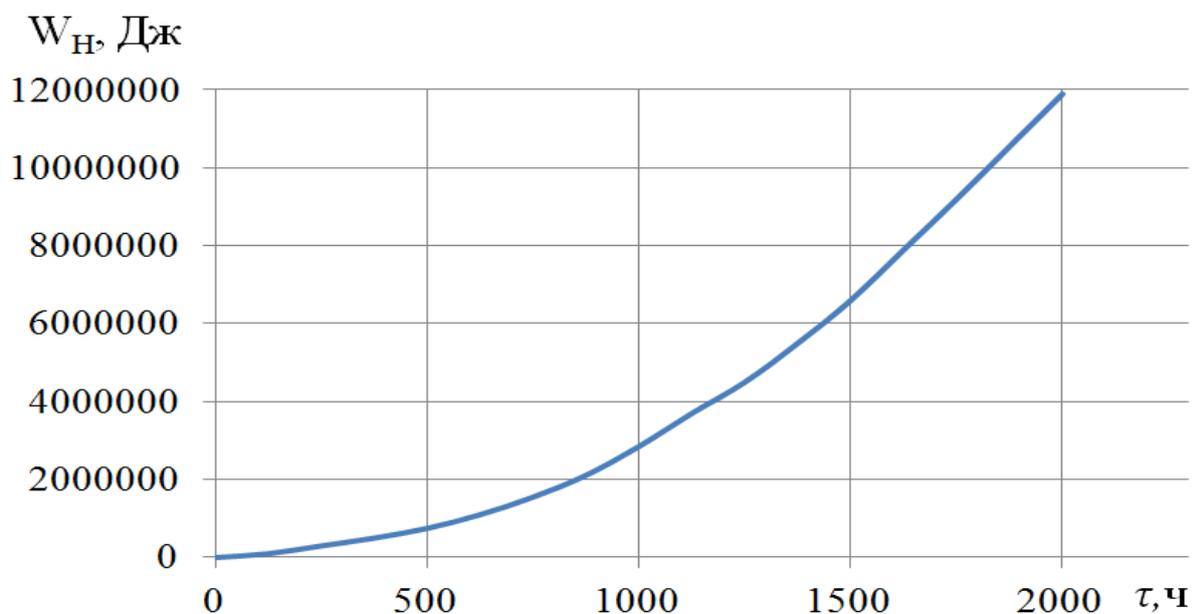


Рисунок 3.12 – Зависимость накопления энергии в поверхностном слое прецизионного сопряжения W_n от наработки сопряжения τ .

Характер процесса накопления в поверхностных слоях внутренней энергии показывает, что его протекание качественно подтверждает выдвинутые ранее (раздел 3.1) предположения относительно протекающих процессов износа уплотняющего пояса запирающего конуса при ударном воздействии иглы о корпус распылителя.

Начальный период эксплуатации сопряжения (300 ...350 мото-часов) характеризуется незначительным накоплением энергии в поверхностных слоях (40...60 мкм) деталей внутренней энергии. На этом этапе энергию удара можно разложить на 2 составляющие: первая составляющая энергия пластической деформации микронеровностей на поверхности детали и вторая составляющая - это потери энергии, вызванные невозвратимой потерей частью энергии при контакте. Потери части энергии вызваны тем, что в процессе удара детали нагреваются и охлаждаются. При охлаждении детали энергия рассеивается в окружающую среду.

При продолжении эксплуатации форсунки свыше 300 ...350 мото-часов происходит резкое увеличение накопления энергии. Это объясняется тем, что в данном периоде эксплуатации распылителя фактическая поверхность контакта в уплотнительном пояске достигает оптимального значения. Энергии пластической и упругой деформации уменьшаются до минимума. Основная энергия удара идёт на накопление в поверхностных слоях и частично теряется, расходуя на нагрев и последующее охлаждение деталей сопряжения.

Изменение зазора в запирающем пояске в результате накопления энергии в процессе эксплуатации двигателя можно определить по формуле:

$$h_{уст} = k_{уст} \cdot W_{н}. \quad (3.52)$$

На рисунке 3.13 приведен график зависимости изменения зазора в сопряжении от наработки распылителя. Установлено, что при наработке до 300...350 мото-часов изменение зазора в результате накопления в поверхностном слое детали незначительно и находится в пределах 0,0147м. На этом этапе изменение зазора происходит в результате пластической деформации. При этом зазор несколько уменьшается, так как в процессе пластической деформации происходит заполнение пространства между микронеровностями пластифицированным металлом.

При увеличении наработки происходит резкое увеличение зазора. Этот зазор можно назвать условным, так как микротрещины и образование сколов металла по поверхности образуются случайным образом. Вследствие чего появляются зазоры, через которые просачивается топливо. Так как увеличение зазора не носит общепринятый последовательный характер, его можно назвать условным.

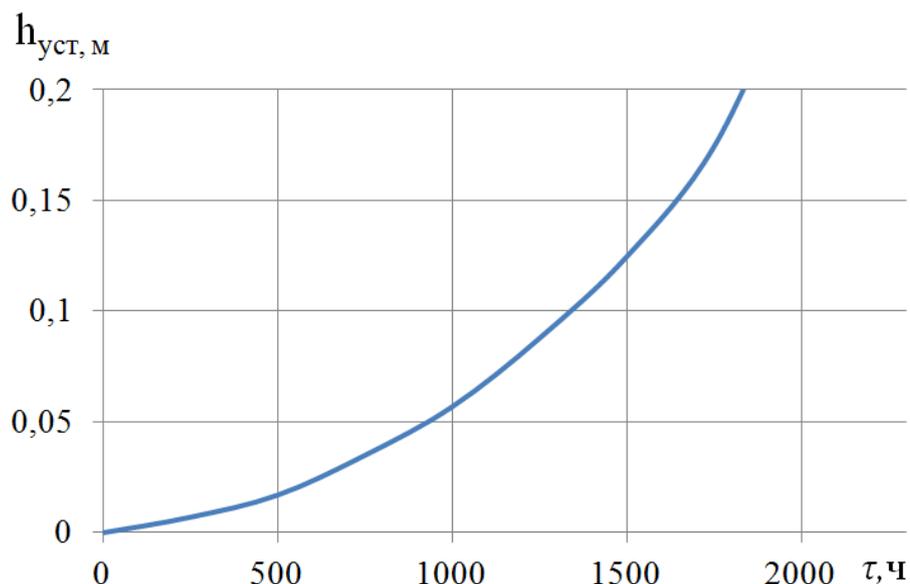


Рисунок 3.13 – Зависимость изменения зазора в уплотняющем сопряжении распылителя форсунки от наработки в процессе накопления внутренней энергии

Суммарное увеличение зазора в результате пластической, упругой деформаций и накопления внутренней энергии характеризуют кривые, приведенные на графике (Рисунок 3.14).

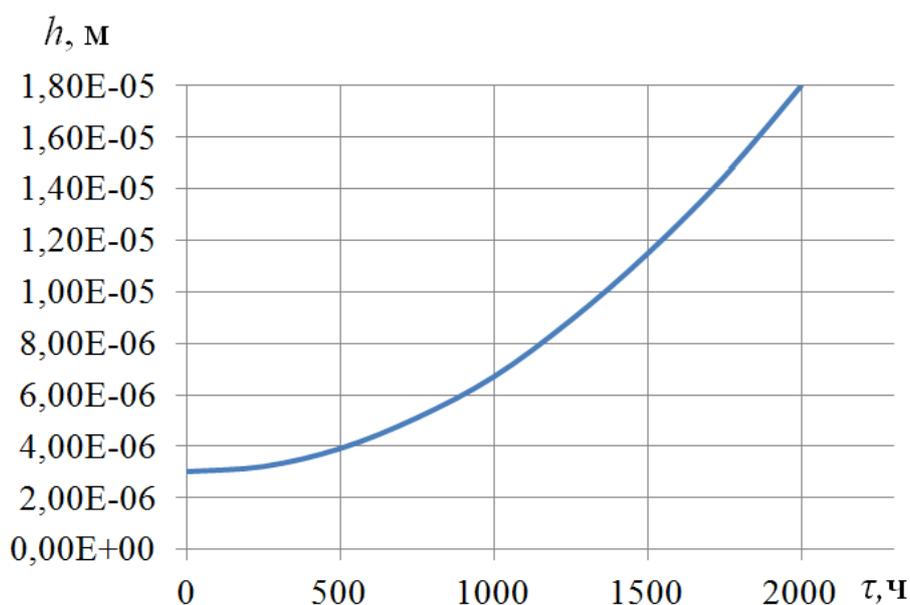


Рисунок 3.14 – Изменение зазора в уплотняющем пояске запирающего конуса иглы и корпуса распылителя от наработки

В процессе первых часов наработки (6...7 мото-часов) происходит уменьшение величины зазора в сопряжении посредством пластической деформацией микронеровностей. В этот период накопленная энергия в сопряжении практически отсутствует и изменение зазора обусловлено пластической деформацией микронеровностей. С увеличением наработки сопряжения энергия, затрачиваемая на пластическую деформацию стабилизируется. Потери энергии практически постоянны и увеличение зазора связано с увеличением внутренней энергии, накопленной в поверхностных слоях уплотняющего пояски распылителя.

3.5. Гидравлическая плотность распылителей форсунок

Главным критерием работоспособного состояния распылителя форсунки является гидравлическая плотность, которая определяется экспериментально согласно методике ГОСТ 10579-88 [47]. В указанном стандарте гидравлическая плотность определяется временем падения давления в системе при опрессовывании распылителя от заданного давления P_1 до конечного давления P_2 , которое должно соответствовать нормативу каждого типа распылителя. Для форсунок типа ФД-22 автотракторных дизельных ДВС согласно ГОСТ время падения давления должно не менее 5-7 с.

Как указывалось выше, гидравлическая плотность распылителя зависит от величины зазора уплотняющей части, таким образом для оценки работоспособности распылителя аналитическим путём

необходимо установить зависимость гидравлической плотности распылителя от величины зазора в уплотнительном пояске запирающего сопряжения распылителя. Для решения этой задачи предлагается использование известной формулы Пуазейля, которая имеет следующий вид [6]:

$$T_c = \frac{12 \cdot \gamma \cdot \alpha \cdot v_{cp} \cdot L \cdot V_{\text{экв}}}{\pi D g h(t)^3} \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (3.53)$$

где D - номинальный диаметр иглы, м;

γ - удельный вес испытываемого топлива, Н/м³;

α - коэффициент сжимаемости испытываемого топлива, м²/Н;

$$v_{cp} = \frac{v_{p1} + v_{p2}}{2}$$

- среднее значение кинематической вязкости топлива для диапазона давлений p_1 и p_2 , м²/с ;

L - длина уплотняющей части иглы, м;

$V_{\text{экв}}$ - условный объём вытекающего из прибора топлива, м³;

$h(t)$ - значение радиального зазора в уплотняющем сопряжении в момент времени t , м.

При определении истинного значения коэффициента сжимаемости топлива в зависимости от давления были использованы экспериментальные данные, представленные в работе [51] в виде графика, приведенного на рисунке 3.15.

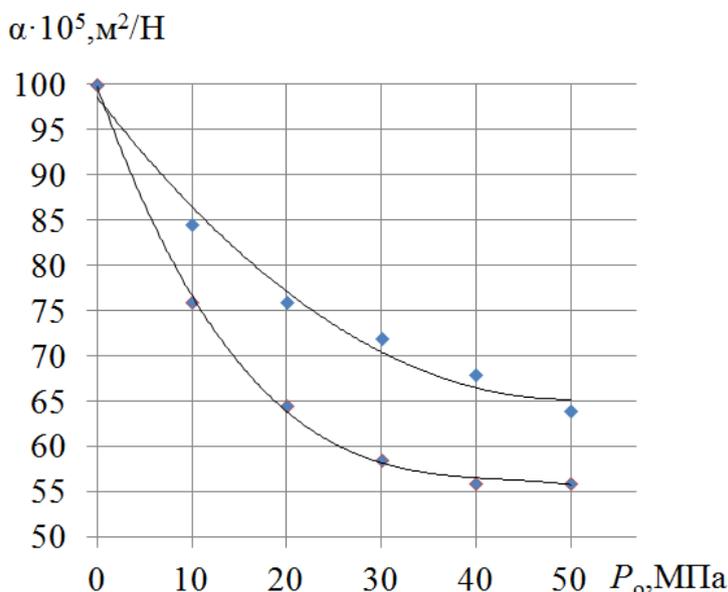


Рисунок 3.15 – Экспериментальная зависимость сжимаемости топлива от давления P_0

При расчётах на ЭВМ использовать графические значения коэффициентов сжимаемости топлива не совсем удобно и не отличается высокой точностью из-за субъективных особенностей

исследователя. Для удобства экспериментальные данные можно использовать для определения регрессионной зависимости α от P_0 . При расчёте гидравлической плотности распылителя использована зависимость, полученная в процессе экспериментальных данных [50]:

$$\alpha = \frac{1}{0,000105P_0 + 0,010087} \quad (3.54)$$

где ρ_0 - плотность топлива при 20°C, г/см³.

Коэффициент детерминации формулы составляет $R^2 \approx 0,91$.

Результаты расчётов по зависимости (3.54) отражают результаты экспериментальных исследований с недостаточной точностью. Для уточнения данной зависимости использованы экспериментальные данные, представленные в работе [135], а также была проведена серия экспериментов для сопоставления результатов экспериментов с результатами расчётов. В результате зависимость была уточнена и представлена в виде:

$$T_c = \frac{A \cdot \alpha}{h(t)^{5,78h(t)^{0,0441}}} \quad (3.55)$$

где A – расчётный коэффициент, определяемый по формуле:

$$A = \frac{12 \cdot \gamma \cdot \nu_{\text{ср}} \cdot L \cdot V_{\text{эКВ}} \ln \frac{P_1}{P_2}}{\pi D g} \quad (3.56)$$

где α - коэффициент сжимаемости испытываемого топлива, м²/Н;

$h(t)$ - значение радиального зазора в уплотняющем сопряжении в момент времени t , м.

γ - удельный вес испытываемого топлива, Н/м³;

$\nu_{\text{ср}}$ - среднее значение кинематической вязкости топлива для диапазона давлений p_1 и p_2 , м²/с;

L - длина уплотняющей части иглы, м;

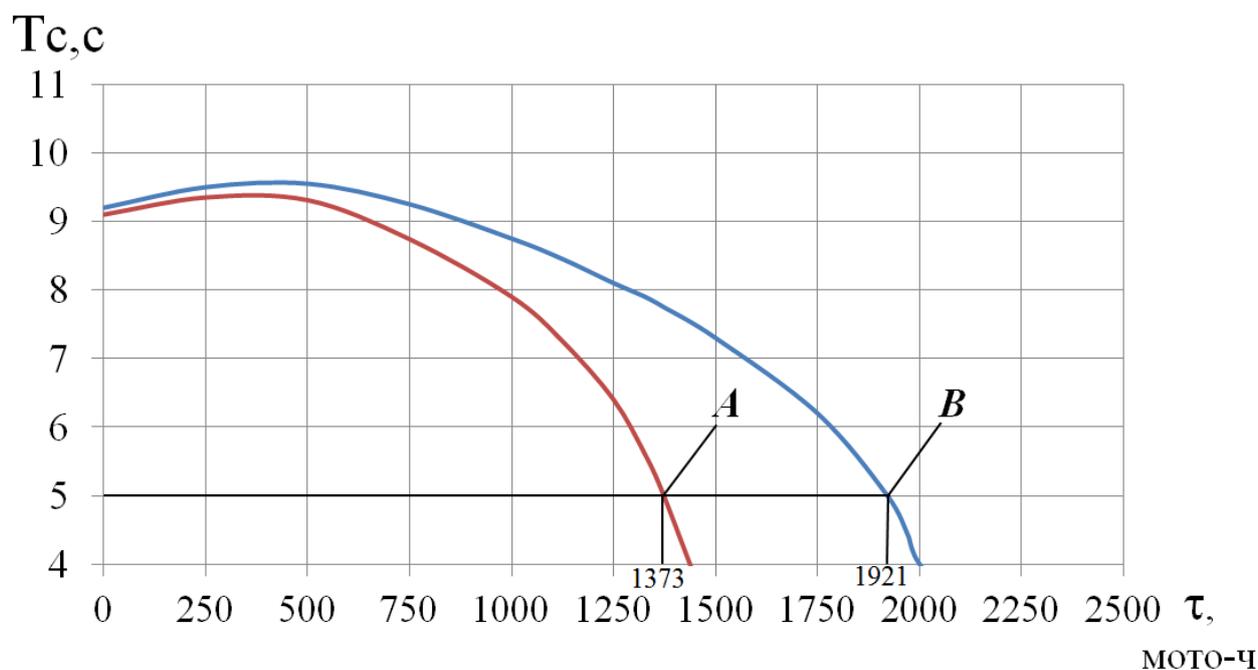
$V_{\text{эКВ}}$ - условный объём вытекающего из прибора топлива, м³;

D - номинальный диаметр иглы, м;

p_1 и p_2 – давление в начале и в конце впрыска топлива, м²/с;

Формула (3.55) позволяет определить гидравлическую плотность распылителя в зависимости от износа и наработки форсунки. Предельным значением износа при определении ресурса сопряжения является значение $h(t)$, при котором гидравлическая плотность распылителя достигает нижнего предела.

Результаты расчётов гидравлической плотности по формуле (3.55) представлены на графике (Рисунок 3.16)



А – наработка распылителей на товарном дизельном топливе ГОСТ 32511-2013;

В – наработка распылителей на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

Рисунок 3.16 – Зависимость гидравлической плотности распылителей форсунок от наработки распылителей

Согласно кривой (Рисунок 3.16) следует увеличение гидравлической плотности в период приработки уплотняющего пояса. В первые 250-300 мото-ч гидравлическая плотность повышается от 9 с до 9,6 с. Это является следствием пластической деформации микронеровностей. При этом влияние накопленной энергии на изнашивание незначительно.

Далее, в диапазоне наработки сопряжения 300 - 1250 мото-часов снижение гидравлической плотности происходит постепенно, обусловленное изнашиванием сопряжения вследствие пластической деформации и накоплением энергии в поверхностных слоях материала прецизионных пар.

И при наработке свыше 1250 мото-часов происходит резкое снижение гидравлической плотности сопряжения в результате аварийного износа деталей прецизионных пар.

Для оценки ресурса сопряжения проводят параллельно оси абсцисс линию, соответствующую минимальной гидроплотности сопряжения, по техническим условиям, до пересечения с кривой гидроплотности. Опустив из точки пересечения перпендикуляр на ось абсцисс, определяют ресурс работы распылителя форсунки.

По результатам расчётов максимальная наработка распылителей форсунок составляет 2000 мото-часов.

Анализ расчётных кривых, построенных по формуле (3.55) и сравнение с имеющимися экспериментальными данными позволили установить, что данная зависимость свидетельствует об высокой степени связи между гидравлической плотностью прецизионных пар T_c и наработкой распылителя t (коэффициент корреляции составил $R^2=0,865$). Зависимость (3.55) может быть использована для прогнозирования ресурса распылителей форсунок.

3.6 Выводы по главе 3

1. На основе анализа литературных источников, обоснована и разработана физическая модель изнашивания уплотняющего пояска запирающего конуса распылителя. Физическая модель включает 3 этапа процесса изнашивания, в зависимости от действующих сил и преобладающих напряжений в уплотнительном пояске запирающего конуса распылителя форсунки.

2. Получены формулы, отражающие изменение проходного сечения уплотняющего пояска от наработки распылителя, на всех этапах процесса износа. Формулы позволяют рассчитать износ сопряжения не только при эксплуатации на товарном дизельном топливе, но и на топливе с присадкой на основе растительных масел.

3. Получена математическая зависимость накопления внутренней энергии, позволяющая учитывать режим эксплуатации двигателя, энергию удара иглы, эксплуатационные свойства топлива.

4. На основе экспериментальных исследований получена регрессионная математическая зависимость изменения гидравлической плотности форсунки (формула 3.55), которая может быть использована для прогнозирования ресурса сопряжения.

ГЛАВА 4. ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования процесса изнашивания уплотняющего пояска конусной поверхности сопряжения распылителя форсунки проведены с целью подтверждения результатов теоретических исследований, изложенных в разделе второй главы. Исходя из результатов теоретических исследований, программа экспериментальных исследований изнашивания уплотняющего пояска конусной поверхности запирающего сопряжения в зависимости от свойств дизельных топлив с присадкой на основе растительных масел, включала следующие этапы:

- сравнительные исследования физико-химических и эксплуатационных показателей товарного дизельного топлива и дизельного топлива с присадкой ПТЛМ;

- сравнительные исследования противоизносных свойств товарного дизельного топлива и дизельного топлива с присадкой ПТЛМ;

- ускоренные сравнительные испытания форсунок ФД-22 на товарном топливе и топливе с присадкой ПТЛМ с целью определения изменения гидравлической плотности;

- исследование параметров износа и закоксовывания распылителей форсунок;

- производственные испытания топлива с рекомендованной в результате исследований присадкой.

Лабораторные исследования проводились в лаборатории топлив и масел кафедры «Агроинженерия» ФГБОУ ВО Омский ГАУ им. П.А. Столыпина, и в лаборатории топлив и масел ОМУП «Омскпассажиртранс» по соответствующим методикам, рекомендованным в стандартах и специально разработанным частным методикам по отдельным видам испытаний.

Производственные испытания изнашивания распылителей форсунок при работе на топливе с присадкой проводились на предприятиях АПК Омской области.

4.1. Обоснование выбора марки топлива для проведения лабораторных испытаний

При выборе дизельного топлива для экспериментальных исследований принимали во внимание современные требования по

содержанию серы и сернистых соединений. В исследованиях использовали дизельное летнее топливо ДТ-Л-40-К2 с температурой вспышки 40 °С, экологического класса К2 по ГОСТ 32511 – 2013 [35], широко используемое на предприятиях Омской области. Согласно источникам [35,53,58,77] 90% этого топлива используется непосредственно в Омской области, топливо содержит низкое содержание серы и удовлетворяет требованиям стандарта ЕВРО.

Основные показатели топлива, определяющие, противоизносные свойства (таблица 4.1):

Таблица 4.1 – Противоизносные свойства товарного топлива

Показатель	Значение
Цетановое число	52
Плотность при 15 ⁰ С, кг/м ³	856
Содержание серы, мг/кг:	401
Температура вспышки в открытом тигле, ⁰ С	38
Коксуемость 10%-ного остатка разгонки, % по массе	0,2
Зольность, % по массе	0,01
Содержание воды, мг/кг	186
Общее загрязнение, мг/кг	20
Коррозия медной пластинки (3ч при 50 ⁰ С), ед. по шкале	Класс 1
Окислительная стабильность: общее количество осадка, г/м ³	25
Смазывающая способность: скорректированный диаметр пятна износа при 60 ⁰ С, мкм	460
Кинематическая вязкость при 40 ⁰ С, мм ² /с	4,1
Фракционный состав:	
При температуре 250 ⁰ С, % по объёму	60
При температуре 350 ⁰ С, % по объёму	85
95% (по объёму) перегоняется при температуре, ⁰ С	360

4.2 Методика определения физико-химических и эксплуатационных показателей дизельного топлива

Физико-химический анализ проводили для определения показателей топлива, оказывающих наибольшее влияние на эксплуатационные свойства, по стандартным методикам. В экспериментах использовали оборудование рекомендуемое соответствующими ГОСТ. В процессе экспериментальных

исследований проводили оценку изменения следующих показателей товарного дизельного топлива и дизельного топлива с присадкой на основе льняного масла:

- кинематическая вязкость при 20 °С;
- температура вспышки в закрытом тигле;
- содержание воды;
- плотность топлива при 15 °С;
- коксуемость;
- коррозия медной пластинки.

Определение кинематической вязкости проводили при 100 °С и 50 °С по методике согласно ГОСТ 33-2016 «Нефтепродукты» «Определение кинематической вязкости и расчет динамической вязкости» [34]. А также на автоматическом лабораторном аппарате марки D15KP LAUDA по стандартной методике ASTM D 2602. (Рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Автоматический лабораторный аппарат для определения вязкости топлива

Для определения вязкости использовали вискозиметры типа ВПЖ-2, ГОСТ 10028 для определения кинематической вязкости от 0,6 до 3000 сСт ($\text{мм}^2/\text{с}$), Вискозиметр подобран так, чтобы время движения жидкости при проведении опыта было в пределах 200 – 600 с. Постоянная температура вискозиметра с точностью до 0,01°С поддерживали при помощи термостата ТЖ-ТС-01НМ.

Температура вспышки - температура, при которой нагреваемый в стандартных условиях нефтепродукт выделяет такое количество паров, которое образует с окружающим воздухом горючую смесь, вспыхивающую при поднесении к ней пламени.

Температура вспышки и воспламенения в открытом тигле определяли по ГОСТ 4333-87 на автоматическом лабораторном аппарате модели CF P92 по методу ASTM D 92 (Рисунок 4.2). [38].



Рисунок 4.2 – Автоматический лабораторный аппарат модели CF P92 для определения температуры вспышки в открытом тигле

Перед проведением анализа тигель охлаждают до 15-25⁰С. Образцы топлива помещают во внутренний тигель до уровня, отмеченного риской. Если уровень топлива превышает заданный, его излишки удаляются при помощи пипетки.

В начальный момент определения тигель, до температуры 120 ... 130 ⁰С) прогревают со скоростью 14 град/мин. Затем скорость нагрева ограничивают до 40⁰С/мин. За 28⁰С до ожидаемой температуры вспышки (170⁰С) над поверхностью тигля медленно проводится фитиль. Фитиль воспламеняется, длина пламени должна быть 3 - 4 мм. Время продвижения пламени от одной стороны тигля к другой 2 - 3 с. Определение повторяется через 2⁰С подъема температуры. За температуру вспышки принимается температура, которую показывает термометр при появлении первого синего пламени над частью или над всей поверхностью анализируемого нефтепродукта. Экспериментальные данные приведены в таблице 4.1.

Содержание в анализируемом в топливе водорастворимых кислот и щелочей определялись по ГОСТ 6307-75 (Рисунок 4.3) [37].

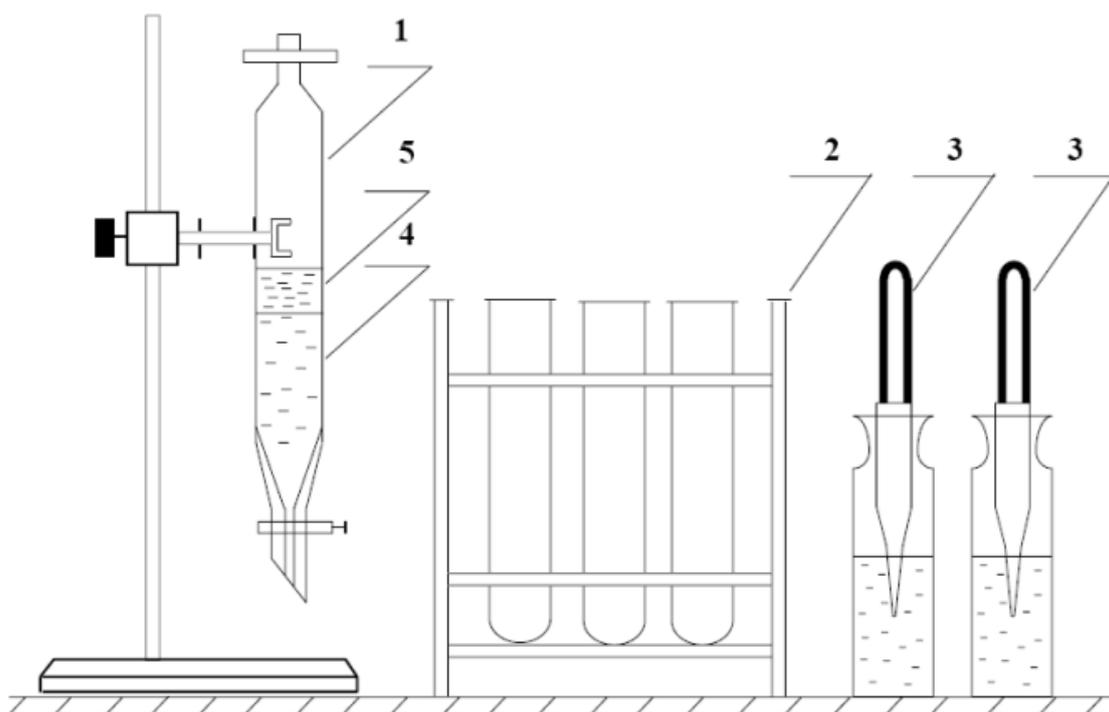


Рисунок 4.3 – Определение в топливе водорастворимых кислот и щелочей:
1 – делительная воронка; 2 – штатив с пробирками;
3 – индикаторы; 4 – вода; 5 – топливо

Порядок выполнения работы:

1. Пробу топлива, подготовленную для испытания, хорошо перемешать трехминутным встряхиванием в склянке.
2. Из перемешанной пробы отмерить мерным цилиндром 10 мл топлива и слить в делительную воронку.
3. Отмерить 10 мл дистиллированной воды и также слить в воронку.
4. Воронку делительную закрыть пробкой, снять со штатива и содержимое перемешать взбалтыванием (но не слишком энергично) в течение 30—40 с.
5. После взбалтывания воронку опять укрепить на штативе.
6. После отстаивания водную вытяжку слить в стакан.
7. Водную вытяжку из стакана налить в две пробирки.
8. В одну из пробирок с водной вытяжкой испытуемого топлива прибавить две капли раствора метилоранжа, а в другую — три капли спиртового раствора фенолфталеина и содержимое в обеих пробирках хорошо взболтать. Сопоставляя получившиеся цвета индикаторов с данными в таблице, сделать заключение о наличии или отсутствии в испытуемом образце водорастворимых кислот или щелочей.

Плотность топлива определяли по ГОСТ Р 51069-97 [47]. Для определения использовали ареометр марки АНТ -2 ГОСТ 481 – 81. Диапазон измерения плотности 670 ... 1070 кг/м³, термометр ТЛ-3 3А 2 1-8 ГОСТ 215-73 диапазон измерения от 0 до плюс 55 °С, цена деления шкалы 0,5°С: цена деления шкалы ареометра 1кг/м³, термометра 1 °С, погрешность шкалы ареометра ± 1 кг/м³, предельный размер погрешности шкалы термометра 1 °С и мерный цилиндр (Рисунок 4.4).

При проведении исследования пробу топлива нагревали до температуры 20°С и переносили в мерный цилиндр 1. В пробу топлива помещали стеклянный ареометр 2 и термометр 3. После выравнивания температуры отмечали показания температуры и ареометра.

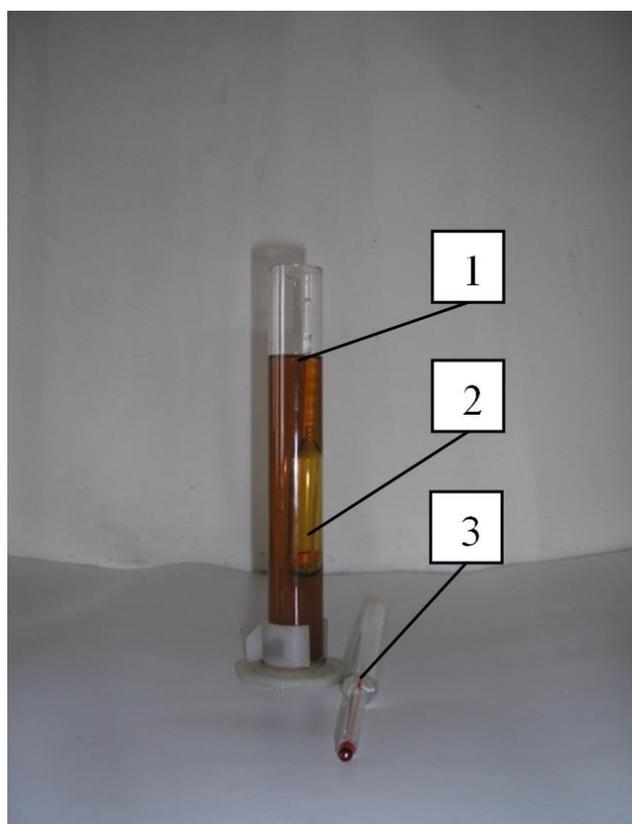


Рисунок 4.4 – Цилиндр с ареометром для определения плотности анализируемых топлив: 1 – цилиндр с анализируемым топливом; 2 – ареометр марки АНТ -2; 3 – термометр

Коксуемость дизельного топлива определяли по ГОСТ 19932-99 [46]. Согласно методики ГОСТ определение коксуемости проводится методом Конрадсона. На рисунке 4.5 приведена схема установки для определения коксуемости дизельного топлива методом Конрадсона.

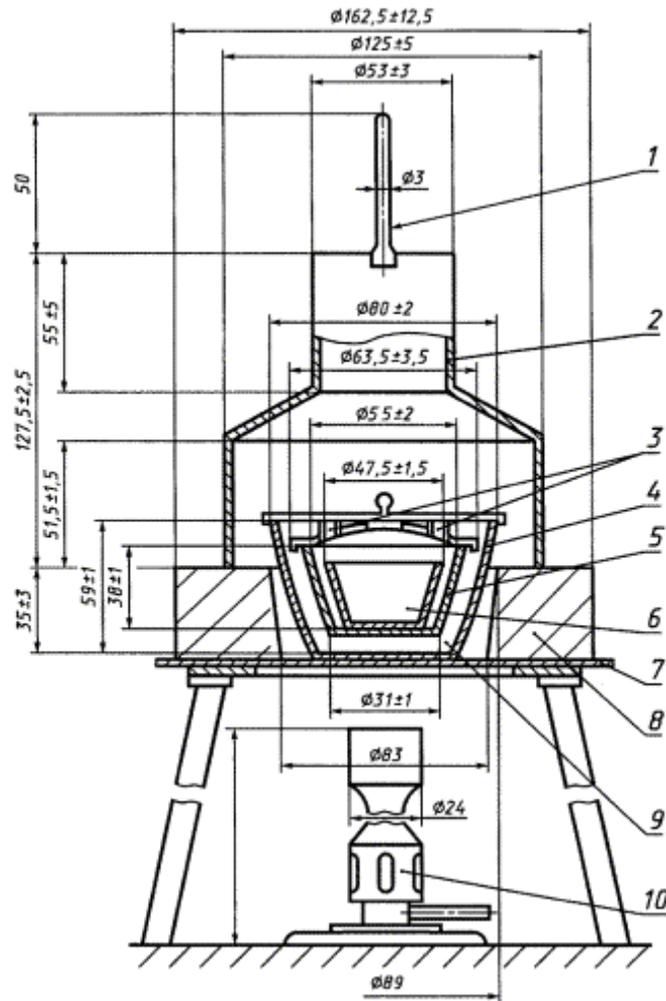


Рисунок 4.5 – Аппарат для определения коксуемости топлива методом Конрадсона: 1 – мостик; 2- кожух; 3 – горизонтальные отверстия; 4 – наружный стальной тигель; 5 – внутренний стальной тигель Скидмора; 6 – фарфоровый тигель; 7 – треугольник (подставка); 8 – подставка (изолятор); 9 – сухой песок 25 см³; 10 – горелка Меккера или любая другая газовая горелка

Идея метода заключается в определении относительного изменения разности масс тигля с двумя шариками и массы пустого тигля и разности масс тигля с образцом и массы пустого тигля. В связи с влиянием находящейся в топливе воды на процесс коксуемости, её содержание в пробе ограничивают 0,5%. Если содержание воды в пробе топлива превышает 0,5%, пробу обезвоживают, пропуская через фильтр прокаленной поваренной соли. Обезвоженную пробу тщательно перемешивают в течение 5 мин встряхиванием в колбе, заполненной не более 3/4 объема.

Важнейшим вопросом в исследовании является определение массы чистого тигля. Для определения массы тигля использовали чистый фарфоровый тигель, который доводили до постоянной массы

путём прокалывания в течение 2 ч при (800 ± 50) °С в муфельной печи, затем охлаждали 1-2 мин на воздухе и 1 ч в эксикаторе и взвешивали на аналитических весах Ньютон ЛС (ГЛС) (Рисунок 4.6) с погрешностью не более 0,0002 г. Измерение массы тигля проводили в трёхкратной повторности. Не допускали расхождения между измерениями более 0,0005г.



**Рисунок 4.6 – Аналитические весы Ньютон ЛС (ГЛС):
вес образцов не более 200г, точность 0,0001 г.**

В тигель помещали два стеклянных шарика. Тигель с шариками доводили до постоянной массы путём нагрева до температуры выше 110 °С, затем охлаждали и взвешивали с точностью 0,0001 г. до тех пор, пока расхождение между последовательными взвешиваниями не будет превышать 0,0005 г. Массу тигля для испытания взвешивали с точностью 0,0005 г. После определения массы тигель с пробой помещали в тигель Скидмора 5, который в свою очередь помещали в центр большого наружного стального тигля 4, заполненного песком. Тигель Скидмора 5 и наружный стальной тигель 4 закрывали крышками, при этом контролировали, чтобы крышка наружного стального тигля обеспечивала выход паров, образующихся при нагревании дизельного топлива.

Так как наличие воды в топливе приводит к вспениванию пробы тигель с пробой нагревали горелкой с сильным, высоким, некопящим пламенем, чтобы период от начала нагревания до начала воспламенения паров продолжался $(10\pm 1,5)$ мин (более быстрая перегонка вызывает вспенивание или слишком высокое пламя). После появления над вытяжной трубой дыма горелку передвигали и наклоняли, чтобы сосредоточить пламя на одной стороне тигля и

вызвать воспламенение паров. После возгорания паров топлива, нагревание временно прекращали, горелку удаляли. В дальнейшем скорость нагрева регулировали путём восстановления горелки таким образом, чтобы пары равномерно горели над вытяжной трубой, но не выше проволочного мостика (50 мм). Если пламя не поднималось выше трубы, нагревание пробы увеличивали. Для нефтепродуктов с коксуемостью до 1% период горения должен продолжаться (13±1) мин, при коксуемости выше 1% - (17±4) мин.

Коксуемость нефтепродукта или 10%-ного остатка при разгонке, %, вычисляют по формуле:

$$\text{Коксуемость} = \frac{m_3 - m_1}{m_2 - m_1} \cdot 100, \% \quad (4.1)$$

где m_1 - масса пустого тигля с двумя стеклянными шариками, г;

m_2 - масса тигля с образцом, г;

m_3 - масса тигля с двумя стеклянными шариками и остатком, г.

Коррозионную агрессивность определяли по ГОСТ 6321- 92 [39]

Коррозионная агрессивность оценивает склонность дизельного топлива к отложениям на отшлифованные пластинки из электролитической меди марки М0к или М1к ГОСТ859 – 2014 размером 40x10x2 мм. Для очистки от загрязнений, пластинки предварительно промывали техническим этиловым спиртом (ГОСТ 17299 - 78) и высушивали на фильтровальной бумаге марки Ф ГОСТ 12026- 76 средней фильтрации. Подготовленные медные пластинки помещали в образцы топлив, которые предварительно заполняли в пробирки высотой 150 мм и диаметром 20 мм на уровень 75 мм. После помещения медных пластинок в пробирки с топливом, пробирки закрывали корковой пробкой и помещали в водяную баню, нагретую до 50°С. Уровень воды в водяной бане поддерживали на уровне топлива в пробирках. Через 3 часа пластинки вынимали и промывали подогретым ацетоном.

Критерием коррозионной агрессивности дизельного топлива является покрытие медной пластинки хотя бы одной из двух проб чёрным, тёмно-коричневым или серо-стальным налётом или пятнами. В этом случае топливо считали не выдержавшим испытание.

4.3 Лабораторные исследования противоизносных свойств топлив

Лабораторные исследования противоизносных свойств дизельных топлив включали:

- исследование на 4-х шариковой машине трения по ГОСТ 9490-75 [42];

- исследование на машине трения смазочных свойств топлив по методу HFRR, который является европейским методом определения противоизносных свойств дизельных топлив;

- ускоренные испытания для определения наработки распылителей при работе на топливе с присадкой ПТЛМ

Программа испытаний на четырёхшариковой машине трения.

Четырёхшариковая машина трения, предназначена для определения основных трибологических характеристик смазочных материалов, предложена в 1933 году Берлаге. Независимо от конструктивного исполнения, содержит основной узел, состоящий из трёх неподвижных, закрепленных в чашке машины шаров и одного верхнего подвижного шара, закреплённого в патроне. При испытании на машине трения МАСТ-1 определяли пятно износа сравнительным способом при испытании образцов с товарном дизельном топливе и дизельном топливе с присадкой ПТЛМ. Испытания проводили при температуре дизельного топлива $40 \pm 0,5$ °С и заданной нагрузке в Ньютонах. Температуру измеряли с помощью лабораторного термометра ТЛ -3 ЗА 2 1-8 ГОСТ 215-73 с диапазоном измерения от 0 до 55 °С и ценой деления 0,5 °С. При испытании использовали шарики диаметром 12,7 мм по ГОСТ 3722 из стали ШХ-15 (подшипник качения).

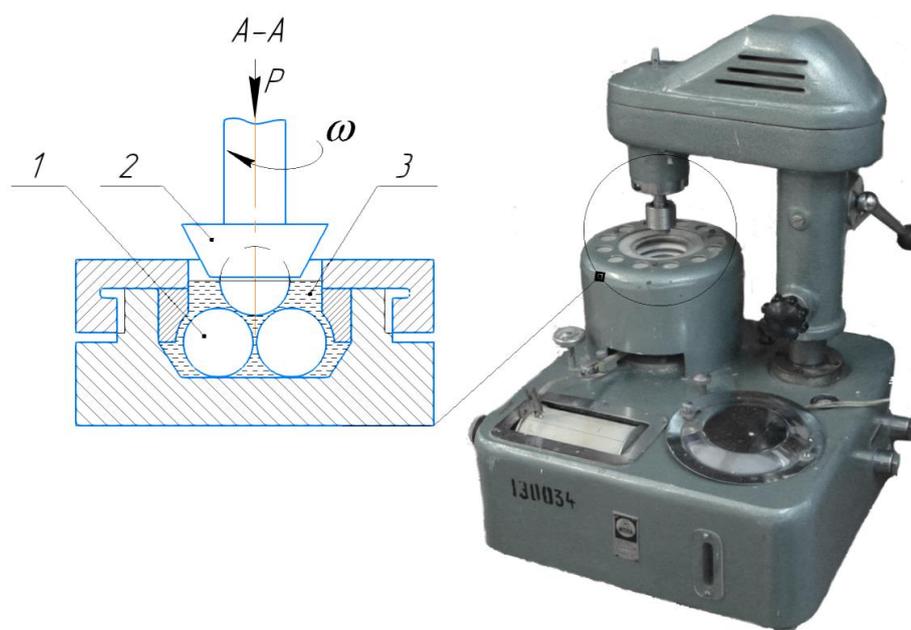


Рисунок 4.7 –Четырёх шариковая машина трения:

1 - чашка с нижними испытательными образцами; 2 – шпиндель с испытательным образцом; 3 – исследуемый смазочный материал

Верхний шарик вращается относительно трёх неподвижных шаров с частотой $1460 \pm 70 \text{ мин}^{-1}$. В процессе исследования шарики находятся в испытуемом материале.

Диаметр пятна износа измеряли цифровым микроскопом Celestron 40-600 (Рисунок 4.8) с увеличением 40-2000х, снабжённый шкалой с ценой деления 0,01мм.



Рисунок 4.8 – Цифровой микроскоп Celestron 40-600

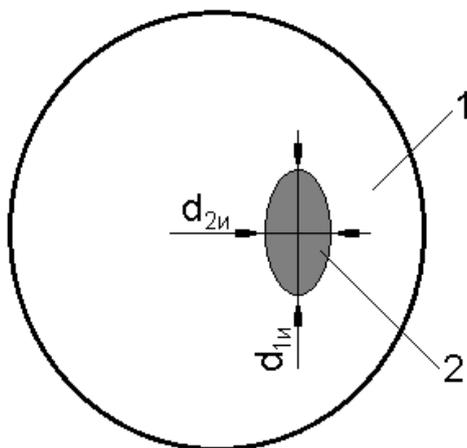


Рисунок 4.9 – Схема измерения скорректированного диаметра пятна износа испытательного металлического шарика

Диаметр пятна износа определяли, с точностью 5 мкм, путём измерения диаметров пятен износа нижних шариков во взаимно перпендикулярных направлениях. Диаметр износа пятна определяли как среднее арифметическое из двух измеренных диаметров (Рисунок 4.9).

Следовательно, диаметр пятна износа на одном шарике, равен:

$$d_{\text{иш}}^1 = \frac{d_{1\text{ш}} + d_{2\text{ш}}}{2} \quad (4.2)$$

После определения диаметра износа трёх шариков одного из последовательных определений диаметра пятна износа, определяем средний диаметр пятна износа трёх шариков первого из трёх повторностей:

$$d_{\text{иш}}^{1с} = \frac{d_{\text{иш}}^1 + d_{\text{иш}}^2 + d_{\text{иш}}^3}{3}. \quad (4.3)$$

Общий диаметр износа определяли как среднее арифметическое результатов трёх последовательных определений пятен износа.

$$D_{\text{иш}} = \frac{d_{\text{иш}}^{1с} + d_{\text{иш}}^{2с} + d_{\text{иш}}^{3с}}{3}. \quad (4.4)$$

На машине трения аналогичной МИ-1М (Рисунок 4.10) определяли изнашивание при трении материалов в среде испытываемых образцов топлив с присадкой. Оценку изнашивания выполняли по следующим параметрам:

- износ материала деталей;
- коэффициент трения.

Машина трения состоит из установки, на которой установлен электродвигатель 4, приводящий во вращение ролик 3, жёстко закреплённый на валу электродвигателя. Контртело 2 расположено в ванне 1 и имеет возможность перемещаться по направлению к вращающемуся ролику 3 под действием, приложенной со стороны нагрузочного устройства, силы P . Образец с топливом перед испытанием заливают в ванну 1. Для поддержания температуры образца топлива в ванной установлен теплонагревающий элемент 5. Для контроля температуры ванна оборудована термометром 6 марки ТИН 12. Диапазон измерения температуры от 34 до 42 °С, предельное значение погрешности измерения $\pm 0,2$ °С [36]. Ролик 3 неподвижно закреплён на валу электродвигателя 4.

Ролик и контртело изготавливали из стали ШХ-15. Температуру образца топлива при проведении опыта поддерживали на уровне $40 \pm 0,2$ °С с помощью терморегулятора ТЗК - ЗУ.20.60.201 ГОСТ 9871-75. На рисунке 4.11 приведена фрикционная система машины трения.

Определение противоизносных свойств проводили измерением потери веса контртела 2.

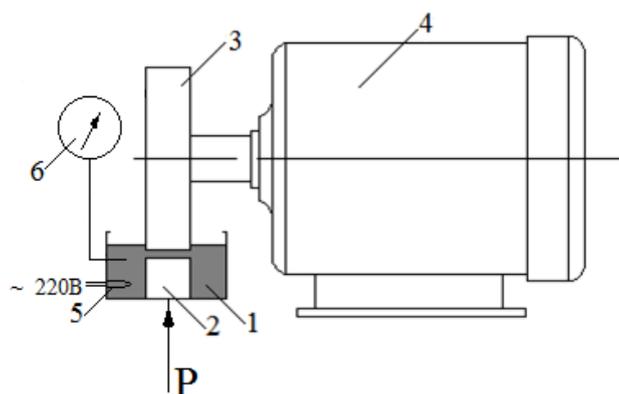


Рисунок 4.10 – Принципиальная схема установки для определения несущей способности топлива: 1 - ванна с испытуемым топливом; 2 - контртело; 3 - ролик; 4 - электродвигатель; 5 - ТЭН; 6 - термометр

Перед проведением опыта ролик и контртело очищали от загрязнений техническим этиловым спиртом (ГОСТ 17299 - 78) и высушивали на фильтровальной бумаге марки Ф средней фильтрации ГОСТ 12026- 76.

После очистки ролик и контртело доводили до постоянной массы путём повторяющихся операций нагрева до температуры $120 \pm 1^\circ\text{C}$ в муфельной печи. Затем охлаждали 1-2 мин на воздухе и 2 ч в эксикаторе, после чего взвешивали на аналитических весах Ньютон ЛС (ГЛС) (Рисунок 4.6) с погрешностью не более 0,0001 г. Для более точного определения веса, процессы нагрева, охлаждения и взвешивания повторяли, пока расхождения между последовательными измерениями веса не превышало 0,0001г. Подготовленные ролик и контртело закрепляли на соответствующих местах и заливали образец топлива, подогретый до температуры испытания 40°C . Данную операцию повторяли до расхождения повторных испытаний массы с погрешностью не более 0,0002 г. Измерение массы проводили в трёхкратной повторности. Расхождение между измерениями не превышало 0,0005г.

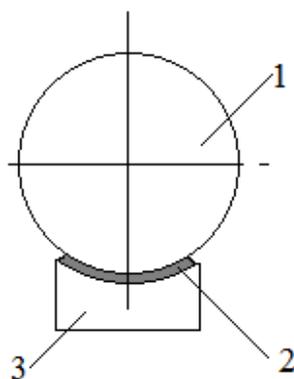


Рисунок 4.11 – Фрикционная система: 1 – вращающийся ролик; 2 – масляный слой; 3 – контртело.

Нагрузку P поддерживали постоянной (196Н). Частота вращения ролика 60 мин^{-1} . Время испытания составляло 100 ч.

Исследование влияния содержания присадки ПТЛМ в топливе на коэффициент трения проводили последующей методике:

Определение силы трения:

$$F_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}}}{R_{\text{тр}}} = f \cdot P \quad (4.5)$$

где $M_{\text{тр}}=9550(N_{\text{тр}}/n)$ - момент трения, Нм;

$N_{\text{тр}}$ - мощность, затрачиваемая на трение, кВт;

$R_{\text{тр}}$ - радиус ролика, м.

Мощность, затрачиваемую на трения определяли по формуле:

$$N_{\text{тр}} = \eta U \cdot I \quad (4.6)$$

где U - напряжение, подводимое к электродвигателю, В;

I - величина силы тока, потребляемая электродвигателем, А;

η - КПД электродвигателя.

Формулы (4.2) и (4.3) после преобразований позволяют получить формулу коэффициента трения в сопряжении:

$$f_{\text{тр}} = \frac{9550 \cdot I \cdot U}{R_p \cdot P \cdot n} \quad (4.7)$$

Таким образом, при определении коэффициента трения измеряли величину тока I , напряжение U , радиус ролика R_p , нагрузку P и частоту вращения ролика n .

4.4. Стендовые испытания изнашивания распылителей форсунок

В качестве объекта исследования был выбран насос УТН - 5 двигателя Д-240 производства Минского моторного завода.

Исследования проводили в два этапа. На первом этапе определение соответствия топливного насоса высокого давления и форсунок техническим требованиям. Оценку работоспособности форсунок проводили на приборе КИ-3333 (Рисунок 4.12) путём определения давление начала впрыска топлива, качество распыла топлива и герметичность запирающего конуса.

Для определения соответствия топливного насоса техническим требованиям и оценки цикловой подачи в зависимости от частоты вращения и положения рейки топливного насоса, перед началом испытаний топливной аппаратуры снимали скоростную характеристику ТНВД. Снятие скоростной характеристики проводили на стенде КИ-921М (Рисунок 4.13). Стенд был оборудован

штатным оборудованием. Оборудование и приборы стенда соответствовали требованиям ГОСТ 10578 – 1986 [43]. Использовали дизельное топливо марки Л-55 ГОСТ 32511 - 2013 [35]. Плотность топлива 856 кг/м³; кинематическая вязкость 4,1 мм²/с при температуре 20°C. Температура топлива на впуске в топливный насос составляла 20 ± 1 °С.

Точность измерений определяется средствами и условиями их применения [25]. В нашем случае точность измерений была принята, согласно паспортным данным оборудования и приборов стенда.



**Рисунок 4.12 – Стенд для испытания и регулировки форсунок
КИ – 3333**

Обоснованное назначение методов измерений параметров распылителя форсунки позволило оценить показатели с заданной достоверностью. Для получения достоверных данных о техническом состоянии распылителей форсунок бывших в эксплуатации, определяли минимально необходимое количество распылителей одного наименования, по формуле [120]:

$$n = \frac{t_{\beta}^2 \sigma^2}{\varepsilon^2} \quad (4.8)$$

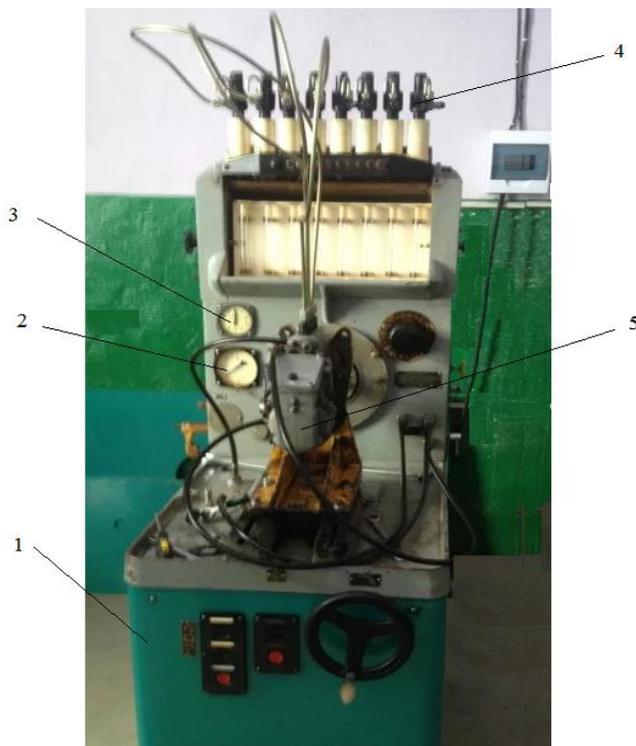
где t_{β} - нормированное отклонение равное 1,96, при доверительной вероятности 95%;

σ - среднеквадратичное отклонение;

ε - погрешность опыта.

При принятых в расчетах в соответствии с рекомендациями [50,61] значениях доверительной вероятности $q = 0,95$, относительной

ошибки $\varepsilon = 0,10$ и коэффициента вариации $\vartheta = 0,15$ минимально необходимое количество деталей N должно быть не менее 8.



1 – корпус стенда; 2 – манометр; 3 – тахометр; 4 – форсунки;
5 – топливный насос высокого давления

Рисунок 4.13 – Стенд КИ - 921М

Определение цикловой подачи топлива и максимального развиваемого давления насоса УТН - 5 осуществлялось не менее, чем в трехкратной повторности, обеспечивающей доверительную вероятность $q=0,95$ при относительной ошибке $\varepsilon=0,03$ [10,83].

Исследование параметров износа уплотняющего пояска запорного конуса иглы распылителя форсунки ФД-22

На втором этапе проводили исследование параметров износа уплотняющего пояска запорного конуса иглы распылителя на стенде КИ-921М (Рисунок 4.13). Испытания и обработку результатов проводили с использованием ортогонального центрального композиционного плана (ОЦКП). При экспериментальных исследованиях, в качестве отклика (ГОСТ 24026-80), выбирали параметры износа уплотняющего пояска, весовой износ иглы и корпуса распылителя. Эти параметры удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к отклику. После выбора отклика, исходя из анализа литературных данных и результатов предварительных опытов выбирали факторы, в наибольшей степени,

влияющие на изменение отклика. В качестве таких факторов использовали наработку распылителя форсунки (работающих на стенде или при эксплуатации) и объёмное процентное содержание присадки ПТЛМ в дизельном топливе.

На основании предварительных экспериментов для описания влияния факторов на отклик была принята математическая модель следующего вида:

$$y = b_0 + b_1 t + b_2 \alpha + b_{12} t \cdot \alpha + b_{11} t^2 + b_{22} \alpha^2 \quad (4.9)$$

где $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ - коэффициенты полинома, подлежащие определению по результатам эксперимента;

t - наработка распылителей;

α - концентрация присадки ПТЛМ в топливе.

Интервал варьирования факторов выбирали на основе анализа литературных источников и анализа предварительных экспериментов. Уровни варьируемых факторов приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 - Уровни варьирования факторов

Уровень варьирования факторов	Кодовое обозначение факторов	τ , ч	α , %
		X_1	X_2
Основной уровень	0	500	1
Интервал варьирования	Δx_i	1000	1
Верхний уровень	+1	2500	2
Нижний уровень	-1	500	0

Нарработка и концентрация присадки в топливе имеют разные размерности. Для приведения их к одной размерности (безразмерному виду) и упрощения расчётов факторы кодировали по формуле:

$$X_i = \frac{x_i - x_{i0}}{\Delta x_i} \quad (4.10)$$

где X_i - кодированное значение фактора (t или α);

x_i - максимальное или минимальное значение натурального фактора;

x_{i0} - среднее значение натурального фактора;

Δx_i - полуразность максимального и минимального значений (интервал варьирования) натурального фактора.

Каждый опыт проводили в трёхкратной повторности. Таким образом всего было проведено 27 опытов. Порядок проведения опытов, для исключения систематической ошибки, рандомизировали

с помощью таблицы случайных чисел. План двухфакторного ОЦКП приведен в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – План двухфакторного ОЦКП

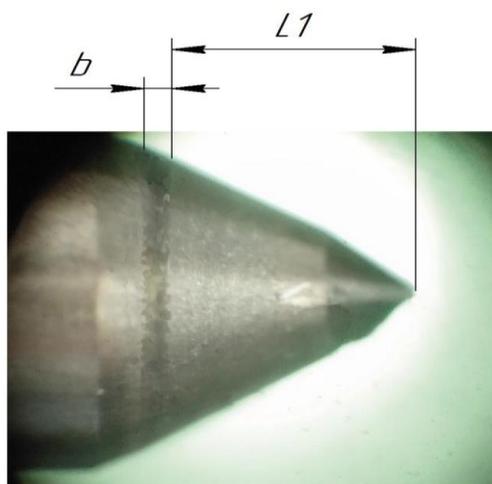
U	X ₀	X ₁	X ₂	X ₁ X ₂	X' ₃ = X ₁ ² - a	X' ₄ = X ₂ ² - a	y ₁	y ₂	y ₃	У _{ср}
1	+	-	-	+	1/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
2	+	+	-	-	1/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
3	+	-	+	-	1/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
4	+	+	+	+	1/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
5	+	-	-	0	1/3	-2/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
6	+	+	-	0	1/3	-2/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
7	+	-	+	0	-2/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
8	+	+	+	0	-2/3	1/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
9	+	0	0	0	-2/3	-2/3	y ₁	y ₂	y ₃	У _{1ср}
$\sum_{u=1}^N x_{ju}^2$	9	6	6	4	2	2				

Перед испытаниями проводили взвешивание новых распылителей, используемых в опытах, определяли параметры уплотняющего пояска иглы распылителя, значения которых фиксировали в журнале испытаний.

После проведения каждого опыта проводили оценку износа параметров уплотняющего пояска иглы распылителя. Для исключения погрешностей измерения геометрических параметров уплотняющего пояска и оценки весового износа иглы и корпуса распылителя перед проведением измерений их очищали от кокса и примесей техническим этиловым спиртом (ГОСТ 17299 - 78) с последующей просушкой в сушильном шкафу при температуре 80 ±2°С в течение 1 часа. Методика оценки включала определение изменений зазора, ширины уплотняющего пояска *b*, изменение положения пояска в процессе эксплуатации *L*₁ относительно конечной точки запорного конуса иглы (Рисунок 4.14).

Оценку весового износа иглы и корпуса распылителя форсунки определяли величиной уменьшения веса соответствующих деталей после проведения очередного опыта.

Измерение параметров уплотняющей кромки проводили на микроскопе БМИ-3 (Рисунок 4.15). Микроскоп обеспечивает точность измерения ± 3 мкм. Среднее квадратичное отклонение показаний микроскопа не более 1,5 мкм.



**Рисунок 4.14 – Схема измерения параметров уплотняющего пояска:
 L_1 – расстояние от конечной точки иглы до уплотняющей кромки, мм;
 b – ширина уплотняющей кромки**

Численные значения коэффициентов получали по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{0u} \cdot Y_u}{9} \quad (3.11)$$

$$b_1 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{1u} \cdot Y_u}{6} \quad (3.12)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{2u} \cdot Y_u}{6} \quad (3.13)$$

$$b_{12} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{12u} \cdot Y_u}{4} \quad (3.14)$$

$$b_{11} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_3'^2 \cdot Y_u}{2} \quad (3.15)$$

$$b_{22} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_4'^2 \cdot Y_u}{2} \quad (3.16)$$

Проверку значимости коэффициентов проводи ли по критерию Стьюдента.



Рисунок 4.15 –Микроскоп БМИ-3 для исследования весового износа иглы и корпуса распылителя

Высушенные детали распылителя взвешивали на аналитических весах Ньютон ЛС (ГЛС) (Рисунок 4.6) с точностью 0,0001г. Для исключения влияния конденсирующейся из воздуха влаги проводили несколько взвешиваний и просушек, чтобы погрешность в последних двух взвешиваниях не превышала 0,0002г. Необходимый объём выборки определяли по формуле (3.10). При этом для установления зависимости износа от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе по 8 форсунок проходили испытания с образцами топлива в концентрации присадки ПТЛМ % 0; 1% и 2%.

В каждой группе определяли среднее значение величины износа для соответствующего времени испытания. Математическую модель износа иглы и корпуса устанавливали при помощи метода планирования эксперимента. Использовали ОЦКП второго порядка с двумя факторами. План предусматривает проведение 9 опытов. Этот план включает 4 точки полного факторного эксперимента, 4 звёздные точки и одну центральную точку. Величина звёздного плеча $\alpha = 1$, коэффициент $a = 0,667$.

Зависимость износа от концентрации присадки в топливе α и наработке на стенде искали в виде полинома второго порядка:

$$I = b_0 + b_1 t + b_2 \alpha + b_{12} t \cdot \alpha + b_{11} t^2 + b_{22} \alpha^2 \quad (4.17)$$

где $b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}$ - коэффициенты полинома, подлежащие определению по результатам эксперимента;

t - наработка распылителей при испытаниях;

α - концентрация присадки ПТЛМ в топливе.

В плане значения факторов варьируются на двух уровнях максимальном \max и минимальном \min . Уровни варьирования факторов определяли исходя из предварительно проведенных экспериментов, обозначивших область допустимых значений α относительно минимального износа. А время испытаний исходя из максимально возможной эксплуатации распылителя форсунки. Как указывалось ранее, максимальная работоспособность распылителя форсунки находится в пределах 2500 мото-часов. Поэтому минимальное значение t в экспериментах принимали 0 ч, а максимальное 2500 ч. Среднее значение $t = 1250$ ч, интервал варьирования $\Delta t = 1000$ ч. Максимальное содержание присадки ПТЛМ принимали равным 2%, минимальное - 0%, среднее значение - 1%, интервал варьирования - 1%. После подстановки в формулу (4.11) значений, входящих в неё величин, были получены значения кодированных факторов на нижнем уровне - 1 и на верхнем уровне

+1. Опыты проводили в трёхкратной последовательности (всего 27 опытов). Для исключения систематической ошибки опыты рандомизировали, т.е. проводили случайным образом.

4.5. Методика испытания закоксовывания распылителей форсунки

В процессе работы распылитель форсунки с одной стороны подвергается износу в результате эрозии и кавитации частиц загрязнений о поверхность отверстий, с другой стороны - закоксовыванию распыливающих отверстий. При изнашивании эффективное проходное сечение отверстий увеличивается. При закоксовывании происходит уменьшение распыливающих отверстий. В результате происходит изменение геометрии проходного сечения, формы отверстий и, как следствие, цикловой подачи топлива и других связанных параметров, характеризующих процесс сгорания дизельного топлива в цилиндре. В связи с этим возникает необходимость оценки влияния в топливе присадки на основе растительных масел на процесс закоксовывания отверстий распылителя форсунки.

Математическую модель износа иглы и корпуса устанавливали посредством метода планирования эксперимента. Предварительно методом ранжирования факторов определены наиболее значимые факторы, влияющие на процесс закоксовывания распыливающих отверстий распылителей форсунки: концентрация присадки в топливе α , наработка распылителей τ , температура окружающей среды t и уровни их варьирования на двух уровнях. Численные значения уровней варьирования факторов определяли исходя из имеющихся экспериментальных данных по условиям работы распылителей (таблица 4.4)

Таблица 4.4 – Уровни варьирования факторов

Уровни факторов	Обозначения	Факторы		
		x_1	x_2	x_3
		α	$\tau, \text{ч}$	$t, \text{°C}$
Основной	0	0,03	1500	100
Интервал варьирования	Δx_i	0,02	1000	50
Верхний	+1	0,05	2500	150
Нижний	-1	0,01	500	50

Для кодирования факторов использовали формулу (4.10).

В качестве предполагаемой модели была принята нелинейная модель следующего вида:

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i,u=1}^n b_{iu} x_i x_u + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2 \quad (4.18)$$

В этом уравнении \hat{y} означает модельное, рассчитываемое по уравнению модели, значение функции отклика. Коэффициенты регрессии определяли экспериментально для статистической оценки теоретических коэффициентов. В математической модели члены второй степени $x_i x_u$, x_i^2 , характеризуют кривизну поверхности отклика. Для оценки коэффициентов модели был выбран ортогональный центральный композиционный план с тремя факторами: $\mu F = f(\alpha, \tau, t)$. Матрица плана представлена в таблице 3.4. Ортогональность плана позволяет оценивать коэффициенты математической модели (4.12) независимо друг от друга, а кроме того он позволяет оценить коэффициенты с высокой точностью.

План предусматривает проведение 15 опытов. Он включает 8 точек полного факторного эксперимента, 6 звёздных точек и одну центральную точку. Величину звёздного плеча определяли по формуле:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{N \cdot N_0} - N_0} \quad (4.19)$$

где N - общее число опытов;

N_0 - число точек полного факторного эксперимента.

После подстановки численных значений, входящих в формулу (3.16) величин, получим:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{15 \cdot 8} - 8} = 1,215 \quad (4.20)$$

Величину коэффициента a определяли по формуле:

$$a = \sqrt{\frac{N_0}{N}} \quad (4.21)$$

После подстановки численных значений величин в формулу (4.20), получим: $a = 0,667$, $\alpha = 1$, коэффициент $a = 0,73$.

Следовательно, $1 - a = 1 - 0,73 = 0,27$; $\alpha^2 - a = 1,2152 - 0,73 = 0,75$.

С учётом полученных данных план принимает вид:

Таблица 4.5 – Ортогональный центрально-композиционный план по определению закоксовывания распылительных отверстий форсунки

U	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₁ X ₂	X ₁ X ₃	X ₂ X ₃	$\frac{X_1 X_2}{X_3}$	X' ₄	X' ₅	X' ₆	Ŷ
1	+	-	-	-	+	+	+	-	0,27	0,27	0,27	Y ₁
2	+	+	-	-	-	-	+	+	0,27	0,27	0,27	Y ₂
3	+	-	+	-	-	+	-	+	0,27	0,27	0,27	Y ₃
4	+	+	+	-	+	-	-	-	0,27	0,27	0,27	Y ₄
5	+	-	-	+	+	-	-	-	0,27	0,27	0,27	Y ₅
6	+	+	-	+	-	+	-	+	0,27	0,27	0,27	Y ₆
7	+	-	+	+	-	-	+	-	0,27	0,27	0,27	Y ₇
8	+	+	+	+	+	+	+	+	0,27	0,27	0,27	Y ₈
9	+	-1,215	0	0	0	0	0	0	-	-	-	Y ₉
10	+	+1,215	0	0	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₀
11	+	0	-1,215	0	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₁
12	+	0	+1,215	0	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₂
13	+	0	0	-1,215	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₃
14	+	0	0	+1,215	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₄
15	+	0	0	0	0	0	0	0	-	-	-	Y ₁₅
15		10,952			8				4,3727			

Каждый опыт проводили в трёхкратной повторности. Для исключения систематической ошибки последовательность проведения опытов рандомизировали. Таким образом всего было проведено 45 опытов.

Испытания проводили следующим образом. Прежде всего определяли плотность топлива по методике [47]. Топливо из ёмкости 1 при открытом вентиле 2, через фильтр поступало в насос 4 из которого нагнеталось в ёмкость 5. В ёмкости 5, с помощью перепускного клапана 6, устанавливали постоянное давление, равное 0,6 МПа, контролируемое манометром 7. Из ёмкости 7 топливо поступало на форсунку 9. Истекающее из форсунки 9 топливо собирали в мерную 11 ёмкость, используя распределитель впрыскиваемого топлива.

Испытания закоксовывания проводили на установке, принципиальная схема которой показана на рисунке 4.16.

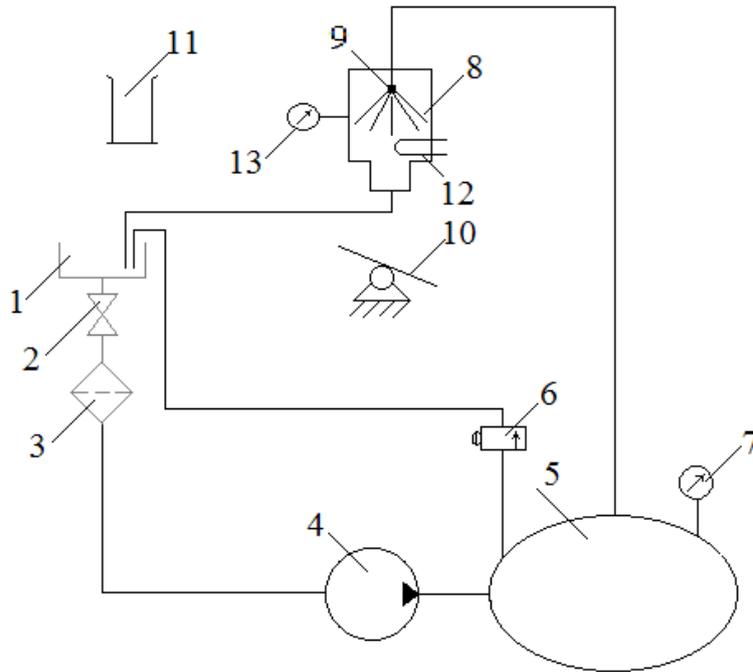


Рисунок 4.16 – Схема установки для определения проходного сечения распылителя: 1 – бак с топливом; 2 – кран; 3 – фильтр; 4 – насос; 5 – ёмкость; 6 – клапан перепускной; 7 – манометр; 8 – гаситель пены; 9 – форсунка с распылителем; 10 – распределитель впрыскиваемого топлива; 11 – мерная емкость; 12 – ТЭН; 13 – термометр

Закоксовывание распылительных отверстий распылителя форсунки определяли по уменьшению эффективного проходного сечения μF .

Известно [5,12], что объемный расход топлива Q из распылителя ($\text{м}^3/\text{с}$), определяют по формуле:

$$Q = \mu F \cdot u = \mu F \sqrt{2\Delta P / \rho} \quad (4.22)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя, м^2 ;

u - скорость истечения топлива $\text{м}/\text{с}$;

ΔP – давление топлива перед сопловыми отверстиями, $\text{Н}/\text{м}^2$.

За промежуток времени t объём истекающего топлива (м^3), равен:

$$V = Q \cdot t \quad (4.23)$$

После подстановки (4.15) в (4.17) и выражая μF , получим формулу для определения эффективного сечения отверстия распылителя:

$$\mu F = \frac{V}{t \cdot \sqrt{2\Delta P / \rho}} \quad (4.24)$$

Время истечения t принимали равным 100 с.

4.6. Моторные испытания топливной системы двигателя Д-240 при работе на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ

Целью стендовых моторных испытания является подтверждения работоспособности распылителей форсунок и исследования рабочего процесса двигателя при эксплуатации на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ. Испытания проводились в ФГУ «Сибирская государственная зональная машиноиспытательная станция» Таврического района Омской области на германском электротормозном стенде RAPIDO (Рисунок 4.17). Стенд предназначен для испытания и обкатки двигателей внутреннего сгорания. Стенд оборудован необходимыми измерительными приборами, устройствами и пультом управления. Целью испытания являлось снятие внешних регуляторных характеристик согласно ГОСТ 18509-88, сравнение их с паспортными, и с характеристикой, снятой при эксплуатации на товарном дизельном топливе.

Объектом испытания являлся двигатель Д-240 трактора МТЗ-82.

На рисунке 4.17а показан общий вид электротормозного стенда RAPIDO.

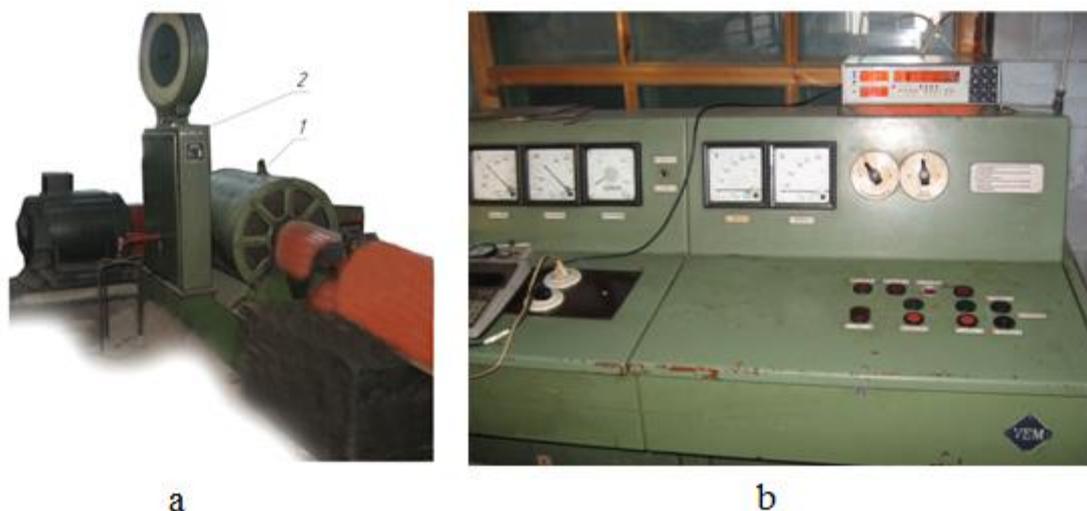


Рисунок 4.17 – Электротормозной стенд RAPIDO:

а – Общий вид электротормозного стенда:

1 – электротормоз; 2 – динамометрический механизм электротормоза;

б – Пульт управления электротормозным стендом

Расход топлива через форсунки при работе двигателя определяли с помощью датчика ГСП БА – 1005 с электроавтоматическим отсчетом. Общий вид датчика представлен на рисунке 4.18.



Рисунок 4.18 – Датчика ГСП БА – 1005 для определения расхода дизельного топлива

Частота вращения коленчатого вала дизеля измеряется дистанционным электротактомером с погрешностью ± 5 мин⁻¹ электротормозного стенда. Контроль температуры и давление окружающей среды осуществляли ртутным термометром с ценой деления 0,5°С и барометром МД-49-А с паспортной погрешностью измерения давлений не более 1 мм.рт.ст.

Моторные испытания проводились по методике определенной ГОСТ 18509-88. Были сняты мощностные и экономические показатели дизеля Д-240 по внешней регуляторной характеристике с форсунками типа ФД-22, эксплуатируемых на товарном дизельном топливе и на топливе с присадкой ПТЛМ. Результаты сравнительных испытаний дизеля Д-240 с штатными форсунками фиксировали в протоколы испытаний. По полученным результатам построены внешние регуляторные характеристики в зависимости от мощности.

4.7. Методика обработки экспериментальных данных

Достоверность экспериментальных исследований в значительной степени зависит от точности и надежности полученных результатов. Наличие случайных ошибок измерений делает необходимым проводить опыты с несколькими повторностями. Для определения количества повторностей опытов предварительно принимали величину относительной ошибки измерений, взятую в долях среднего квадратического отклонения ($\Delta=3$) и задавали надежностью полученного результата равной 0,95. По относительной ошибке измерений и принятой надежности определяли количество повторностей измерений ($n=3$) [25].

Перед определением среднего значения результирующего фактора в параллельных опытах проводили оценку значимости резко выделяющихся значений с целью отбраковки сомнительных результатов. Для этой цели использовали специальные статистические критерии, в частности, критерий U по ГОСТ 11.002-73. Согласно данному способу оценивали принадлежность резко выделяющихся Y_{\max} и Y_{\min} в параллельных опытах к нормальной совокупности, и принимали решение - оставлять или исключить данное значение при определении среднего значения отклика в параллельных опытах. Для проверки использовали следующие соотношения:

$$U_{\max} = \frac{Y_{j\max} - \bar{Y}_j}{S_j} \quad , \quad (4.25) \quad \text{или} \quad U_{\min} = \frac{Y_{j\min} - \bar{Y}_j}{S_j} \quad , \quad (4.26)$$

где $Y_{j\max}$ - наибольшее значение функции отклика среди его значений, полученных в параллельных опытах j -й строки плана эксперимента;

$Y_{j\min}$ - наименьшее значение функции отклика среди его значений, полученных в параллельных опытах j -й строки плана эксперимента;

S - среднее квадратическое отклонение, подсчитанное без учета сомнительного числа.

Полученные значения $Y_{j\max}$ и $Y_{j\min}$ сравнивали с величиной β , согласно ГОСТ 11.002-73 для числа n параллельных экспериментов и принятого уровня значимости α .

Если $U_{j\max} \geq \beta$, то сомнительный результат может быть исключён.

Аналогично проводится проверка $U_{j\min}$. При $U_{j\min} < \beta$, минимальное значение функции отклика в опыте считается нормальным.

Кроме функции U выбраковку отклоняющихся значений в параллельных опытах можно проводить вычислением доверительного интервала для всей совокупности и определением вероятности нахождения сомнительного значения y в пределах $\bar{y} \pm 2S$ (вероятность 95%), Если \bar{y} выходит за пределы $\bar{y} \pm 2S$, то нулевая гипотеза о принадлежности проверяемого значения \bar{y} отвергается на 5% уровне [54].

При обработке опытных данных определяли следующие показатели:

Среднее арифметическое значение параметра в параллельных опытах:

$$\bar{y}_i = \frac{1}{r} \sum_{u=1}^r y_{iu}, \quad (4.27)$$

где y_{iu} - значение функции отклика;

i - номер опыта;

u - повторность опыта.

Дисперсию параллельных опытов определяли по известной формуле:

$$S_i^2 = \frac{1}{r-1} \sum_{u=1}^r (y_{iu} - \bar{y}_i)^2, \quad (4.28)$$

где r - количество повторностей;

y_{iu} - значение функции отклика;

i - номер опыта;

u - повторность опыта.

Оценку однородности дисперсий параллельных опытов проводили с использованием критерий Кохрена, расчётное значение которого определяли по формуле:

$$G_p = \frac{S_{i\max}^2}{\sum_{i=1}^N S_i^2}, \quad (4.29)$$

где $S_{i\max}^2$ - максимальное значение дисперсии в опыте

i - номер опыта;

Полученное расчётное значение критерия Кохрена сравнивали с табличным для степеней свободы: числителя $f_1=r-1$, знаменателя $f_2=N$ при выбранном уровне значимости $\alpha=0,05$ [96].

В случае, если расчётное значение критерия Кохрена G_p не превосходит табличного значения G_T , гипотеза об однородности параллельных опытов принимается.

После проверки однородности параллельных опытов определяли дисперсию воспроизводимости по формуле:

$$S^2_{(y)} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_i^2, \quad (4.30)$$

Среднеквадратичная ошибка эксперимента:

$$S(y) = +\sqrt{S^2_{(y)}}, \quad (4.31)$$

Численные значения коэффициентов для двухфакторного ОЦКП определяли по формулам (3.8-3.13):

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{0u} \cdot Y_u}{9}, \quad (4.32) \quad b_1 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{1u} \cdot Y_u}{6}, \quad (4.33)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{2u} \cdot Y_u}{6}, \quad (4.34)$$

$$b_{12} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{12u} \cdot Y_u}{4}, \quad (4.35)$$

$$b_{22} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{2u}^2 \cdot Y_u}{2}, \quad (4.36)$$

$$b_{11} = \frac{\sum_{u=1}^9 X_{12u}^2 \cdot Y_u}{2}, \quad (4.37)$$

Численные значения коэффициентов уравнения регрессии для трёхфакторного ортогонального центрально-композиционного плана рассчитывали по формулам:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{0u} \cdot Y_u}{15}, \quad (4.38) \quad b_1 = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{1u} \cdot Y_u}{10,952}, \quad (4.39)$$

$$b_3 = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{3u} \cdot Y_u}{10,952}, \quad (4.40) \quad b_{12} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{12u} \cdot Y_u}{8}, \quad (4.41)$$

$$b_{23} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{5u} \cdot Y_u}{4,3727}, \quad (4.42) \quad b_{123} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{123u} \cdot Y_u}{8}, \quad (4.43)$$

$$b_{22} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{5u}^2 \cdot Y_u}{4,3727}, \quad (4.44) \quad b_{33} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{6u}^2 \cdot Y_u}{4,3727}, \quad (4.45)$$

$$b_2 = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{2u} \cdot Y_u}{10,952}, \quad (4.46) \quad b_{13} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{13} \cdot Y_u}{8}, \quad (4.47)$$

$$b_{11} = \frac{\sum_{u=1}^{15} X_{4u}^2 \cdot Y_u}{4,3727}, \quad (4.48)$$

Проверку статистической значимости коэффициентов проводили с помощью t – критерий Стьюдента:

$$t_0 = \frac{|b_0|}{S(b_0)}, \quad (4.49)$$

$$t_i = \frac{|b_i|}{S(b_i)}, \quad (4.50)$$

$$t_{ij} = \frac{|b_{ij}|}{S(b_{ij})}, \quad (4.51)$$

$$t_{ijk} = \frac{|b_{ijk}|}{S(b_{ijk})}, \quad (4.52)$$

$$t_{ii} = \frac{|b_{ii}|}{S(b_{ii})}, \quad (4.53)$$

где $S(b)$ - среднеквадратическое отклонение соответствующего коэффициента, которое определяли по формуле:

$$S(b) = \sqrt{S(b)^2}, \quad (4.54)$$

В формуле (3.49-3.53) $S(b)^2$ - дисперсия коэффициента, определяемая для трёхфакторного эксперимента по формуле:

$$S_{b0}^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2}{15}, \quad (4.55) \quad S_{bi}^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2}{10,952}, \quad (4.56)$$

$$S_{bij}^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2}{8}, \quad (4.57) \quad S_{bii}^2 = \frac{S_{\text{воспр}}^2}{4,3727}, \quad (4.58)$$

Коэффициент уравнения регрессии считали статистически значимым при $t_p > t_{\text{табл}}$ для числа степеней свободы $N(r-1)$ и уровня значимости $\alpha = 0,05$.

После исключения статистически незначимых коэффициентов записывали полученное уравнение математической модели. По полученной математической модели вычисляли значения функции отклика. Полученные расчётные значения проверяли на адекватность по критерию Фишера:

$$F = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S^2(y)}, \quad (4.59)$$

где $S_{\text{ад}}^2$ - дисперсия адекватности;

$S^2(y)$ - дисперсия воспроизводимости.

Дисперсию адекватности вычисляли по формуле:

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{r}{N - \lambda} \sum_{u=1}^N (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2, \quad (4.60)$$

где λ - число значимых коэффициентов модели;

r - число параллельных опытов;

N - число независимых опытов.

Если $F_T > F_p$, то гипотезу об адекватности модели принимали для степеней свободы числителя $f_{\text{ад}} = N - \lambda$, $f_E = N(r-1)$ и принятого уровня значимости $\alpha = 0,05$.

Уравнение приводили к натуральным значениям факторов.

С этой целью при помощи формулы кодирования (4.11) определяли коэффициенты модели в натуральных значениях факторов:

$$X_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\Delta x}, \quad (4.61)$$

где X_i - кодированное значение i -го фактора;

x_i - натуральное значение i -го фактора;

\bar{x} - нулевое значение фактора;

$\Delta x = (x_{i \max} - x_{i \min})/2$ - полуразность максимального и минимального значений фактора.

Полученную математическую модель использовали для анализа влияния факторов на функцию отклика (результатирующий фактор).

Производственные исследования изнашивания распылителей форсунок ФД–22 проводили в условиях эксплуатации тракторов на товарном дизельном топливе и на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% на предприятиях АПК в ООО «ПОЛТАВА». Испытания проводили на трех тракторах марки МТЗ-80/82, оснащенных ДВС Д-240, эксплуатируемых на топливе с присадкой и на 3 тракторах этой же марки эксплуатируемых на товарном дизельном топливе, соответствующем ГОСТ 32511-2013. Тракторы эксплуатировались в период с мая по октябрь 2018 г, и в период с апреля по сентябрь 2019 г. на соответствующих их тяговому классу работах. Выработка каждого трактора за период эксплуатации в пределах 2000 мото-часов.

Перед испытаниями двигатели, топливные насосы и новые форсунки были исследованы на соответствие техническим данным по соответствующим стандартам.

Оценку работоспособности форсунок проводили на приборе КИ-3333 (Рисунок 4.13). Определяли давление начала впрыска топлива, качество распыла топлива и герметичность запирающего конуса.

При определении соответствия ТНВД техническим требованиям, и оценки цикловой подачи в зависимости от частоты вращения и положения рейки топливного насоса, снимали скоростную характеристику топливного насоса.

Снятие скоростной характеристики проводили на стенде КИ-921М (Рисунок 4.14). Оборудование и приборы стенда удовлетворяли требованиям ГОСТ 10578 – 1986 [43]. Использовали дизельное топливо марки Л-55 ГОСТ 32511 - 2013 [35], с плотностью 861 кг/м^3 и кинематической вязкостью $4,21 \text{ мм}^2/\text{с}$ при температуре 20°C . Температура топлива на впуске в топливный насос составляла $20 \pm 1 \text{ C}$.

С интервалом 250 мото-ч наработки трактора, проводили оценку распылители форсунок на стенде по следующим показателям: подвижность иглы; угол распыла топлива; пропускная способность распылителя; дальнобойность струи.

При проведении испытаний производили измерения следующих параметров: расход топлива G_T , эффективное проходное сечение

μF распылителя, гидравлическую плотность T_c , геометрические параметры уплотняющего пояска L_1 и b , весовой износ иглы $m_{и}$ и корпуса $m_{к}$ распылителя.

Расход топлива измеряли прибором «Расходомер DFM 100B», через и каждые 250 мото-часов работы трактора.

Пропускную способность распылителей (μF) проводили на стенде КИ - 921М с использованием эталонного ТНВД. Каждую форсунку испытывали на одной и той же секции насоса.

Определение гидравлической плотности форсунки проводили на стенде КИ 3333 (Рисунок 4.12) путём измерения времени падения давления от 19 до 17 МПа.

Перед проведением измерений геометрических параметров уплотняющего пояска запорного конуса и весового износа, детали распылителя очищали от грязи, смол, кокса и примесей техническим этиловым спиртом (ГОСТ 17299 - 78) с последующей просушкой в сушильном шкафу при температуре $80 \pm 2^\circ\text{C}$ в течение 1 часа.

При определении износа геометрических параметров уплотняющего пояска запорного конуса распылителя использовали микроскоп БМИ-3 (Рисунок 4.15)

Плотность закрытия иглы распылителя проверяли при давлении 19,6 МПа и поддерживали его медленными качками насоса стенда в течение 20с.

4.8. Выводы по 4 главе

1. При проведении исследований физико - химических свойств дизельных топлив использованы стандартные методики исследований по соответствующим ГОСТ.

2. Разработаны частные методики по определению противоизносных свойств дизельных топлив и дизельных топлив с присадкой ПТЛМ методом скорректированного пятна износа.

3. Разработаны частные методики по исследованию износа уплотняющего пояска запирающего сопряжения распылителя форсунки с указанием необходимого оборудования и его точности.

4. Разработаны методы обработки экспериментальных данных путём планирования эксперимента.

ГЛАВА 5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1. Результаты исследования физико-химических свойств топлив

Согласно методике экспериментальных исследований были проведены сравнительные исследования физико-химических свойств товарного дизельного топлива и дизельного топлива с присадкой ПТМЛ в концентрации в то 1%, 2%, 3%, 4% и 5% в топливе. При выборе концентрации присадки, проведен анализ имеющихся исследований, который показал, что в чистом виде растительное масло в ДТ не должно превышать 5%. Полученные в результате исследований показатели физико-химических свойств, представленных в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Свойства композиции дизельного топлива и присадки ПТМЛ

Свойства	ДТ	Концентрация ПТМЛ, % *				
		1	2	3	4	5
Плотность при 20°C, кг/м ³	826	826	827	827	828	828
Вязкость кинематическая, мм ² /с при 40°C	4,10	4,30	4,56	4,70	5,0	5,2
Температура вспышки в закрытом тигле, °С	58	58	58	58	58	58
Коксуемость 10%-ного остатка разгонки, % по массе	0,25	0,25	0,26	0,27	0,28	0,30
Температура самовоспламенения, °С	250	250	250	250	250	250
Температура помутнения, °С	-25	-25	-24	-24	-22	-21
Температура застывания, °С						
Зольность, % по массе	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Содержание воды, мг/кг	186	187	188	189	190	191
Общее загрязнение, мг/кг	24	24	24	24	24	24
Коррозия медной пластинки (3 ч при 50 °С), ед. по шкале	Клас с 1	Клас с 1	Клас с 1	Клас с 1	Клас с 1	Клас с 1
Окислительная стабильность: общее количество осадка, г/м ³	25	27	29	29	30	30
Смазывающая способность: скорректированный диаметр пятна износа при 60 °С, мкм	460	428	411	397	382	366

Номер образца топлива совпадает с концентрацией присадки в топливе. Плотность ρ топлива оказывает непосредственное влияние на величину цикловой подачи, процесс образования факела, воспламенения, сгорания топлива и, как следствие, величину, получаемой энергии в процессе сгорания.

Работа дизельного двигателя на топливе меньшей плотности отражается на наполнении цилиндра топливом, так как уменьшается масса топлива, поступающая в цилиндр. Работа на топливе повышенной плотности приводит к снижению экономичности работы двигателя и увеличению дымности отработавших газов. Показатель плотности нормируется не только в стандартах Российской Федерации (ГОСТ 325-82, ГОСТ Р 52368-2005), но и в стандартах многих зарубежных стран - ON C1191 (Австрия), DIN E 51606 (Германия), UNI 10635 (Италия), SS15 54 36 (Швеция) и др.

Предлагаемая присадка содержит талловое и льняное масла и полиалкилбензол. Распылитель форсунки работает в условиях высоких температур. Важно установить влияние, содержащихся в присадке льняного и таллового масел на плотность ДТ с присадкой ПТЛМ и изменение плотности топлива от температуры.

Исследование плотности дизельного топлива с присадкой ПТЛМ согласно методики исследования проведено при соотношении топлива и присадки в соотношениях: 99:1, 98:2, 97:3; 96:4; 95:5. Исходное талловое масло при температуре $t = 20$ °С имело плотность $\rho_{\text{мт}} = 956$ кг/м³, льняное $\rho_{\text{мл}} = 949$ кг/м³. Исследование влияния температуры на изменение плотности льняного и таллового масел показало, что с повышением температуры значение плотности масел уменьшается. Установлена закономерность изменения плотности при повышении температуры масла в виде:

$$\rho_{\text{тм}} = \rho_{\text{м}} - k_{\text{рм}} \Delta t, \quad (5.1)$$

где $\rho_{\text{мт}}$ - плотность таллового масла при температуре t °С, кг/м³;

$\rho_{\text{мл}}$ - плотность льняного масла при температуре 20 °С, кг/м³;

$k_{\text{рм}}$ - температурный коэффициент изменения плотности, для таллового масла $k_{\text{рт}} = 0,531, 1/^\circ\text{C}$; льняного $k_{\text{рл}} = 0,527, 1/^\circ\text{C}$.

$\Delta t = t - 20$ - перепад температур, °С.

Результаты расчёта плотности льняного и таллового масел по формуле (4.1) приведены на рисунке 5.1.

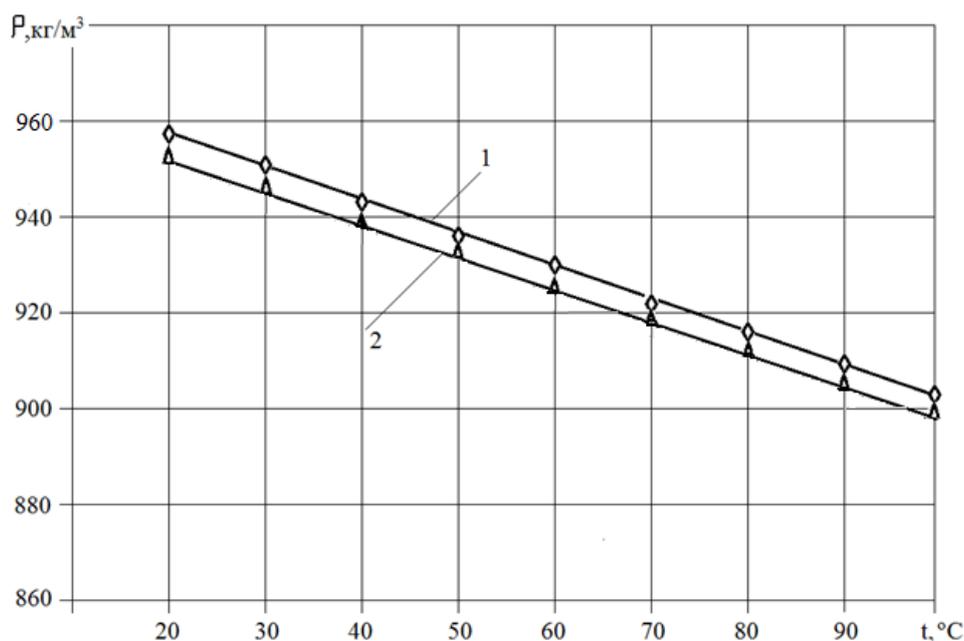


Рисунок 5.1 – Зависимость плотности растительных масел от температуры:

**1 - талловое масло; 2 - льняное масло; экспериментальные точки:
 ◊ – ◊ – ◊ - талловое масло; ▲ – ▲ – ▲ - льняное масло**

Кривые, приведенные на рисунке 5.1, показывают, что льняное масло имеет более близкие значения плотности к дизельному топливу. Следовательно, наличие в присадке льняного масла способствует приближению плотности дизельного топлива с присадкой ПТЛМ к плотности товарного дизельного топлива.

Обработка данных таблицы 5.1 по изменению плотности композиционного топлива при концентрации присадки ПТЛМ в пределах от 1 до 5% также описывается уравнением регрессии:

$$\rho_{\text{ТК}} = \rho_{\text{Т}} + k_{\alpha} \cdot \alpha, \quad (5.2)$$

где $\rho_{\text{Т}}$ - плотность дизельного топлива, кг/м³;

k_{α} - коэффициент изменения плотности топлива от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе, $k_{\alpha} = 0,1931/1\%$;

$\rho_{\text{ТК}}$ - плотность композиционного топлива, кг/м³;

Из таблицы 5.1 следует, что плотность ДТ с 1% присадки ПТЛМ равна плотности товарного ДТ. При дальнейшем повышении концентрации присадки в ДТ плотность незначительно повышается.

Вязкость масла ν и сжимаемость топлива изменяют объемную цикловую подачу. Вязкость топлива определяет внутреннее трение топливного потока, влияет на цикловую подачу топлива, работоспособность узлов топливоподающей аппаратуры и влияет на гидравлические потери энергии в топливной системе. От

кинематической вязкости ν зависит гидравлическая плотность распылителя, степень дросселирования топлива в наполнительных и отсечных окнах втулки плунжера при их открытии и закрытии плунжером.

Основным фактором влияния ν на цикловую подачу является утечка топлива через зазоры прецизионных деталей топливоподающей аппаратуры, которые при номинальном режиме работы дизеля составляют 0,3-0,5% от цикловой подачи при работе на товарном дизельном топливе. Значения кинематической вязкости исследуемых топлив приведены в таблицы 5.1. Анализ данных таблицы 5.1, показывает, с увеличением концентрации присадки ПТЛМ в товарное дизельное топливо кинематическая вязкость дизельного топлива, в пределах от 1 до 5% ПТЛМ, увеличивается практически по линейному закону, который можно описать регрессионным уравнением:

$$\nu_{\text{TK}} = \nu_{\text{T}} + K_{\nu} \cdot \alpha, \quad (5.3)$$

где ν_{TK} - кинематическая вязкость композиционного топлива, $\text{мм}^2/\text{с}$;

K_{ν} - коэффициент изменения вязкости композиционного топлива в зависимости от концентрации присадки в дизельном топливе, $K_{\nu}=0,209$;

α - концентрация присадки в дизельном топливе, %.

Точность регрессионного уравнения не превышает 5%.

Результаты сопоставления кинематической вязкости ДТ с различным содержанием присадки, полученной в ходе экспериментальных исследований и кинематической рассчитанной по формуле (5.3) приведены на рисунке 5.2.

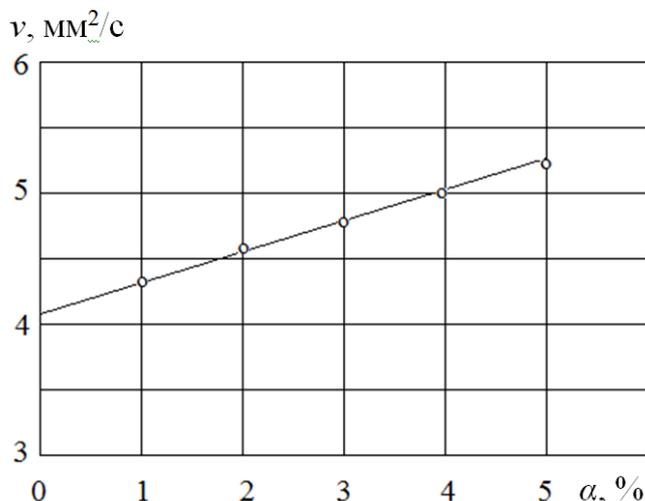


Рисунок 5.2 – Зависимость вязкости ДТ от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе:

○ - ○ - ○ - экспериментальные точки, температура измерения 40°C

Температура вспышки с добавлением присадки ПТЛМ в ДТ практически не изменяется независимо от её концентрации присадки. Экспериментальные исследования показали, что температура вспышки при всех исследованных значениях концентрации присадки находилась на уровне 58°C.

Коксование топлива является важнейшим параметром, характеризующим пригодность топлива к использованию в дизельном двигателе. Нормативными документами установлено, что коксуемость 10%-ного остатка разгонки, по массе не должна превышать 0,3%. Представленные в таблице 4.1 данные показывают, что коксуемость топлива с присадкой зависит от исходной коксуемости ДТ и компонентов присадки ПТЛМ. При концентрации присадки ПТЛМ в ДТ 1% значение коксуемости не превышает допустимого значения. При повышении концентрации присадки, коксуемость топлива увеличивается: при концентрации 5 % коксуемость увеличивается на 20% по сравнению с товарным ДТ.

Результаты экспериментальных исследований коксуемости распылителей, эксплуатируемых на ДТ с присадкой ПТЛМ можно описать уравнением регрессии следующего вида:

$$K_{\text{кт}} = 0,0016 \alpha^2 + 0,0021 \alpha + 0,25, \quad (5.4)$$

где $K_{\text{кт}}$ - коксуемость дизельного топлива с присадкой ПТЛМ, %;
 α - концентрация присадки ПТЛМ в топливе.

В формуле (5.4) постоянный коэффициент равен коэффициенту коксуемости дизельного топлива. Результаты расчёта по формуле (5.4) коксуемости композиционного топлива приведены на рисунке 5.3.

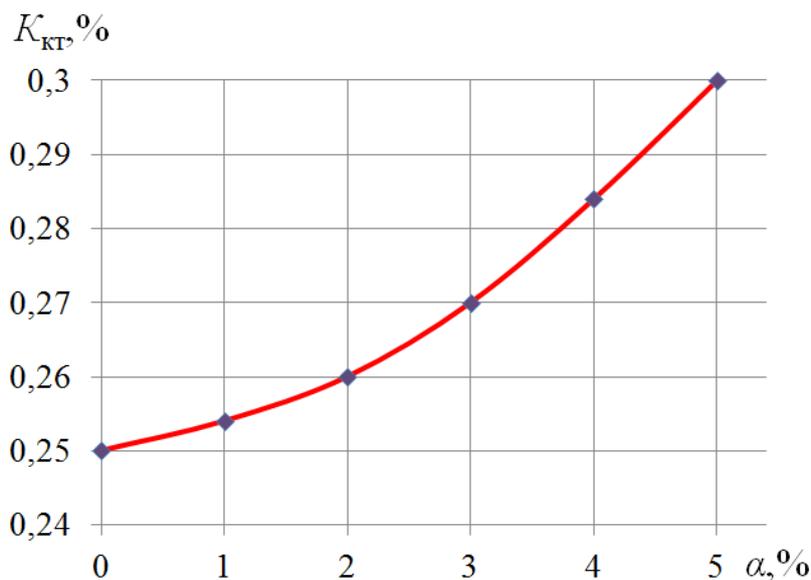


Рисунок 5.3 – Зависимость коксуемости композиционного топлива от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе

Анализ приведенных кривых показывает, что коэффициент коксуемости товарного дизельного топлива составляет 0,25. С увеличением содержания растительного масла, коксуемость топлива с присадкой ПТЛМ возрастает по нелинейному закону. Неправильный подбор концентрации присадки может привести к интенсивному закоксуыванию распыливающих отверстий форсунки.

Следует обратить внимание на изменение коксуемости дизельного топлива при концентрации присадки ПТЛМ до 2%. В этом диапазоне коэффициент коксуемости изменяется практически по линейному закону, и его прирост составляет 0,01. В диапазоне от 2 до 5% происходит резкий рост коэффициента коксуемости. При концентрации присадки ПТЛМ 2% коэффициент коксуемости равен 0,26. При концентрации присадки ПТЛМ 5% коэффициент возрастает до 0,3.

Учитывая увеличение коэффициента коксуемости ДТ при концентрации присадки более 2%, следует, что концентрация присадки в ДТ не должна превышать 2%.

Оценка низкотемпературных свойств дизельного топлива с присадкой ПТЛМ. Низкотемпературные свойства являются важным эксплуатационным параметром дизельного топлива, определяющим его пусковые качества. В состав ДТ входят высокомолекулярные н-алканы, имеющие высокие температуры плавления. При понижении температуры эти углеводороды выпадают из топлива в виде кристаллов. Происходит помутнение топлива. При этом возникает опасность забивки топливных фильтров. При дальнейшем снижении температуры, топливо, вследствие сращивания кристаллов между собой, теряет текучесть.

Экспериментальные исследования низкотемпературных свойств композиционного топлива показывают, что температура помутнения дизельного топлива, легированного присадкой, практически не изменяется, и находится на уровне погрешности опыта. Таким образом, наличие в ДТ присадки ПТЛМ в концентрации не более 5% не снижает низкотемпературные свойства ДТ.

Коррозионные свойства топлива при добавке в дизельное топливо льняного масла соответствуют 1 классу. Концентрация присадки ПТЛМ в ДТ не лимитируется в пределах содержания до 5%.

5.2. Результаты исследования противоизносных свойств топлив

Методика исследования противоизносных свойств изложена в главе 4.

Исследование противоизносных свойств топлив выполняли на четырёхшариковой машине трения МАСТ - 1 и машине трения, аналогичной МИ-1М. Оценку противоизносных свойств проводили по скорректированному диаметру пятна износа трёх шариков при условиях, изложенных в главе 4.

В таблице 5.2 представлены результаты исследования противоизносных свойств топлив на машине трения МАСТ -1. Данные таблицы 5.2 показывают, что с увеличением содержания присадки в дизельном топливе противоизносные свойства топлива улучшаются. Так, если у дизельного топлива диаметр пятна износа составляет 508 мкм, то при концентрации в топливе присадки ПТЛМ в количестве 1 объёмного процента, диаметр пятна износа уменьшается до величины 423 мкм. При концентрации 5% - величина диаметра уменьшается до 307 мкм. Однако интенсивность повышения противоизносных свойств неодинакова во всём диапазоне исследуемых концентраций присадки ПТЛМ. Наибольшее изменение диаметра износа наблюдается при концентрации присадки в дизельном топливе 1% на - 85мкм. При концентрации 5%, по сравнению с концентрацией 4% присадки, диаметр пятна износа уменьшился на 12 мкм. Изменение пятна износа в диапазоне от 3 до 5% составило всего 24 мкм.

Таблица 5.2 – Результаты определения пятна износа на машине МАСТ - 1

Образец	D _{из} , мкм			D _{ср} , мкм	S, мкм
	1	2	3		
ДТ	501	509	512	508	10,5
1	413	444	412	423	0,5
2	348	351	357	352	21
3	329	333	331	331	4
4	319	316	322	319	9
5	305	309	307	307	4
Сумма					52

Снижение эффективности действия присадки при её концентрации в топливе свыше 2% объясняется неустойчивостью поверхностного слоя на поверхности микронеровностей, следствием чего являются местные нарушения слоя.

Полученные данные дают основание полагать, что для снижения изнашивания распылителя и обеспечения работоспособности эксплуатационных параметров работы двигателя рациональной концентрацией присадки ПТЛМ считается 1 – 2 %.

Для получения математической модели, отражающей зависимость диаметра износа шариков от концентрации присадки ПТЛМ в топливе, проверяли однородность параллельных опытов (таблица 5.2) по критерию Кохрена. Вычисленный по формуле критерий (4.5) равен 0,4667. Табличное значение при $\alpha=0,05$, $f_1=2$ и $f_2=6$, составляет 0,7808. Так как рассчитанное значение критерий Кохрена не превосходит табличного, гипотеза об однородности опытов принимается.

Результаты экспериментальных исследований изменения диаметра пятна износа от концентрации ПТЛМ, описываются математической моделью следующего вида:

$$D_{\text{изн}} = \frac{1}{0,000348 \alpha + 0,001972}, \quad (5.5)$$

где α - концентрация присадки ПТЛМ в дизельном топливе.

Погрешность модели проверяли по критерию Стьюдента. Максимальная погрешность составляет 6,33%.

Противоизносные свойства топлива оценивались также по величине диаметра пятна износа на машине трения, аналогичной HFRR.

На рисунке 5.4 представлены кривые, характеризующие диаметр пятна износа, в зависимости от концентрации ПТЛМ в дизельном топливе.

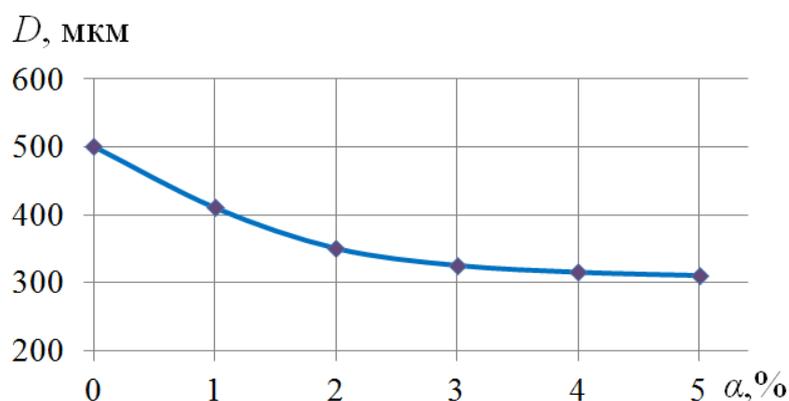


Рисунок 5.4 – Зависимость скорректированного диаметра пятна износа от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе

Анализ кривой (Рисунок 5.4) показал, что диаметр пятна износа на поверхности пластины с увеличением концентрации ПТЛМ в дизельном топливе уменьшается при любой нагрузке. При увеличении нагрузки, диаметр пятна износа увеличивается. Кривые показывают, что при нагрузке $P=196\text{Н}$ диаметр пятна износа не превышает 460 мкм при концентрации присадки в топливе 0,5 и более %. Наиболее эффективна противоизносная присадка ПТЛМ действует в диапазоне изменения концентрации от 2 до 3 %. При увеличении концентрации присадки от 3 до 5% диаметр пятна износа уменьшается незначительно. Таким образом, рациональная концентрация присадки ПТЛМ в топливе для улучшения противоизносных свойств дизельных топлив должна составлять не более 3%.

Для утверждения о том, что при легировании дизельного топлива присадкой на основе растительных масел на поверхностях деталей образуется защитный слой, который снижает износ и повышает долговечность плунжерных пар и прецизионных сопряжений, проведены измерения коэффициента трения. Измерение коэффициента трения от концентрации присадки ПТЛМ в ДТ проводились согласно методике, изложенной в главе 4.

В таблице 5.3 приведены результаты экспериментального определения коэффициента трения.

Таблица 5.3 – Результаты экспериментального определения коэффициента трения

$\alpha, \%$	0	1	2	3	4	5
$f_{\text{тр}}$	0,168	0,162	0,157	0,151	0,146	0,141

Математическая обработка результатов таблицы 4.3 позволила получить зависимость изменения коэффициента трения уравнением кривой гиперболического типа:

$$f_{\text{тр}} = \frac{1}{0,1887\alpha + 6,173} \quad (5.6)$$

где $f_{\text{тр}}$ - коэффициент трения;

α - концентрация присадки ПТЛМ в топливе, %.

Погрешность аппроксимации кривых экспериментальных данных не превышает 5%. Результаты определения коэффициента трения и регрессионная кривая представлены на рисунке 5.5.

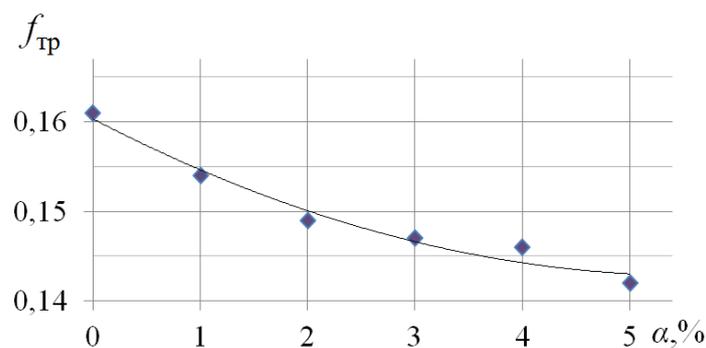


Рисунок 5.5 – Зависимость коэффициента трения ДТ от концентрации присадки ПТЛМ

С увеличением концентрации присадки в ДТ происходит снижение коэффициента трения (Рисунок 5.5) и, как следствие, улучшение смазывающей способности топлива. При концентрации присадки ПТЛМ 5% в топливе, коэффициент трения уменьшается на 11% по сравнению с образцами товарного дизельного топлива.

Также установлено, что интенсивность снижения коэффициента трения происходит в диапазоне концентрации присадки ПТЛМ до 2%. При концентрации присадки в топливе 1% коэффициент трения снизился с 0,162 до 0,154. При концентрации присадки 2% снижение коэффициента трения наблюдается с 0,162 до 0,149. Менее интенсивное снижение коэффициента трения в диапазоне от 2 до 5%. Величина снижения в этом случае составила 0,05 (от 0,149 до 0,144).

Исходя из влияния концентрации присадки в топливе на коэффициент трения, в поверхностном слое деталей можно ограничить концентрацию присадки ПТЛМ в ДТ до 2%.

Результаты исследования показали, что молекулы адсорбируются на поверхностях трущихся деталей, образуя при этом пограничный слой, снижающий коэффициент трения и препятствующий повышенному износу в результате трения. Все это положительно сказывается на процессе трения, происходящем в сопряжении «игла – корпус распылителя».

5.3. Результаты стендовых испытаний изнашивания деталей распылителей форсунок

5.3.1. Результаты исследования топливной аппаратуры на соответствие техническим требованиям

В результате проведенных стендовых испытаний ТНВД и распылителей форсунок двигателя Д-240 выявлено, что регуляторная характеристика топливного насоса и параметры, характеризующие работоспособность форсунки, отвечают техническим требованиям

для данного двигателя. На рисунке 4.6 приведены данные по снятой скоростной характеристике топливного насоса УТН - 5.

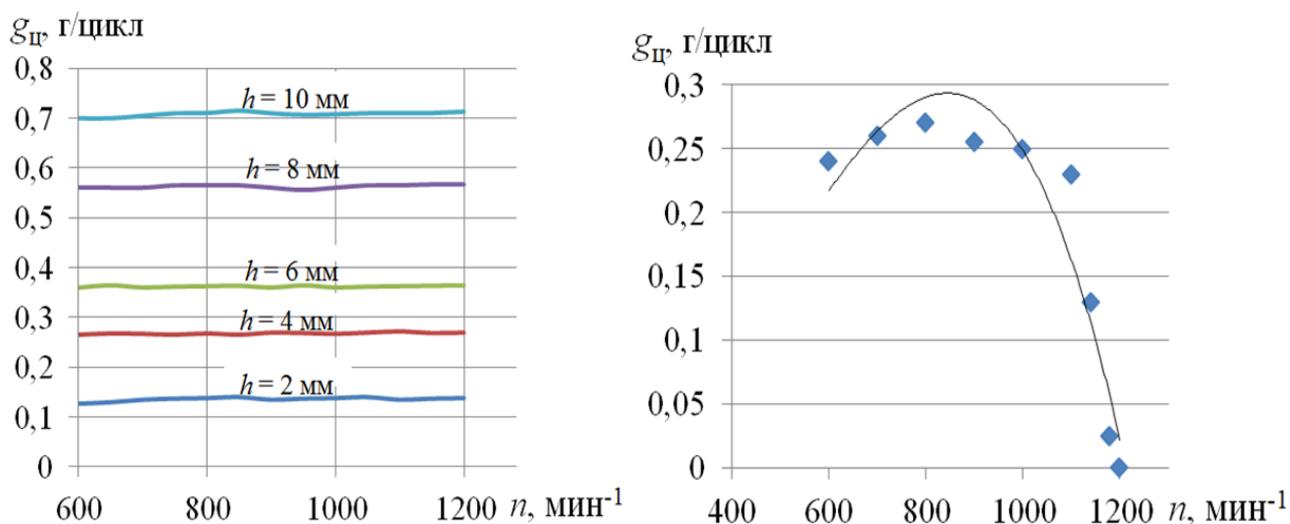


Рисунок 5.6 – Скоростная характеристика топливного насоса УТН - 5

Представленная характеристика позволила определить цикловую подачу топлива (приложение 1) от положения дозатора, и частоты вращения топливного насоса, которые используются при дальнейших испытаниях.

5.3.2. Результаты экспериментального определения изнашивания деталей распылителя форсунки ФД - 22

Результаты экспериментального определения изнашивания иглы форсунки ФД- 22 приведены согласно методике экспериментальных исследований определения изменения геометрических параметров уплотняющего пояса запирающего конического сопряжения и изменение веса иглы и веса корпуса распылителя в при эксплуатации.

Результаты исследования износа иглы приведены в приложении 2. Для получения математической модели изменения весового изнашивания иглы согласно методике экспериментального исследования был использован ортогональный центральный композиционный план. Откликом математической модели является изменение веса иглы $m_{и}$. В качестве факторов, влияющих на износ, приняты наработка t распылителя форсунки и концентрация α присадки ПТЛМ в дизельном топливе. В таблице 5.4 приведены результаты экспериментального определения весового износа иглы форсунки ФД - 22, проведенного по методике, изложенной в главе 4.

Таблица 5.4 – План эксперимента в кодированных значениях факторов и результаты опытов

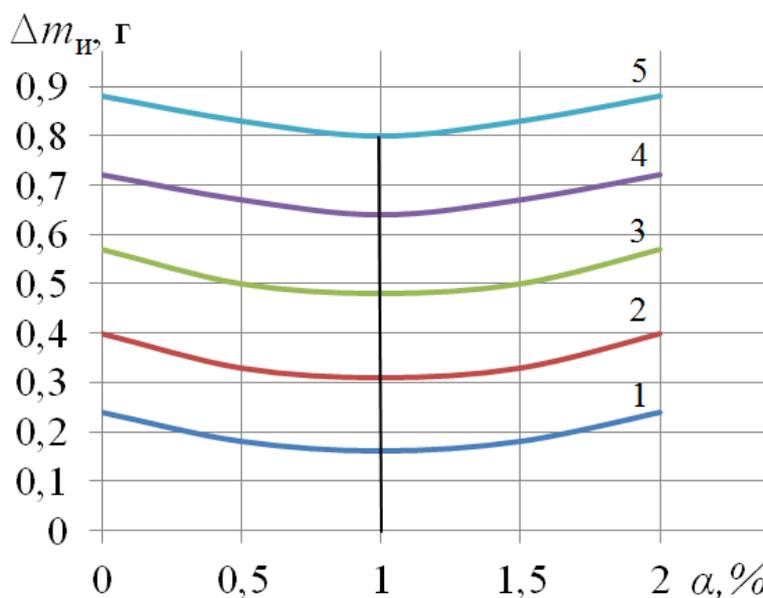
U	X ₀	X ₁	X ₂	X ₁ X ₂	X' ₃ =X ₁ ² - a	X' ₄ =X ₂ ² - a	y ₁	y ₂	y ₃	y _{ср}
1	+	-	-	+	1/3	1/3	0,228	0,240	0,240	0,236
2	+	+	-	-	1/3	1/3	0,887	0,876	0,883	0,881
3	+	-	+	-	1/3	1/3	0,232	0,242	0,234	0,236
4	+	+	+	+	1/3	1/3	0,873	0,889	0,884	0,881
5	+	-	-	0	1/3	-2/3	0,158	0,152	0,161	0,156
6	+	+	-	0	1/3	-2/3	0,793	0,844	0,799	0,801
7	+	-	+	0	-2/3	1/3	0,560	0,590	0,530	0,560
8	+	+	+	0	-2/3	1/3	0,526	0,528	0,626	0,56
9	+	0	0	0	-2/3	-2/3	0,477	0,482	0,481	0,48
$\sum_{u=1}^N X_{ju}^2$	9	6	6	4	2	2				

Обработка результатов опытов позволила получить регрессионное уравнение зависимости изменения веса иглы от концентрации присадки ПТЛМ и наработки форсунки в следующем виде:

$$\Delta m_{и} = -9,721 \cdot 10^{-10} \cdot t^2 + 3,26 \cdot 10^{-4} t + 0,082 \alpha^2 - 0,161 \alpha + 0,074 \quad (5.7)$$

Уравнение (5.7) позволило рассчитать износ иглы от концентрации присадки в ДТ, и провести анализ влияния ряда факторов. На графике (Рисунок 5.7) построены кривые, позволяющие наглядно представить характер влияния наработки и концентрации присадки в ДТ. Анализ кривых показывает, что в зависимости от наработки распылителя, потери веса иглы увеличиваются практически по линейному закону (расстояния между кривыми практически одинаково).

Зависимость весового износа иглы от концентрации присадки в ДТ носит более сложный характер и представляет собой кривую второго порядка (парабола). Все кривые имеют минимальное значение потери веса при концентрации присадки в ДТ 1%. Данные по весовому износу иглы показывают, что оптимальная концентрация присадки ПТЛМ в ДТ равна 1%.



Наработка: 1 – 500 мото-ч; 2 - 1000 мото-ч; 3 - 1500 мото-ч;
4 - 2000 мото-ч; 5 - 2500 мото-ч

Рисунок 5.7 – Расчётные кривые зависимости весового износа иглы от концентрации присадки ПТЛМ в ДТ и наработки распылителя

Результаты экспериментального определения весового износа корпуса распылителя форсунки ФД- 22 приведены в таблице 5.5

Таблица 5.5 – Результаты экспериментальных исследований весового износа корпуса распылителя

U	Результаты опытов Δm_k , г			
	y_1	y_2	y_3	$y_{ср}$
1	0,0865	0,086	0,087	0,086
2	0,2145	0,211	0,219	0,213
3	0,0843	0,079	0,091	0,083
4	0,2035	0,198	0,211	0,201
5	0,0724	0,076	0,069	0,072
6	0,196	0,191	0,203	0,194
7	0,1285	0,122	0,138	0,125
8	0,1219	0,126	0,127	0,113
9	0,1285	0,121	0,132	0,132

Проверка однородности параллельных опытов показала, что критерий Кохрена расчётный равен 0,280888. Табличное значение критерия равно 0,3346 при доверительной вероятности 0,95 и степенях свободы $f_1 = 9$ $f_2 = 2$.

В результате обработки материалов было получено регрессионное уравнение:

$$\Delta m_k = 2,2 \cdot 10^{-8} t^2 + 0,013 \alpha^2 - 2 \cdot 10^{-6} t - 0,026 \alpha - 2,2 \cdot 10^{-6} t \alpha + 0,082. \quad (5.8)$$

Адекватность модели подтверждали критерием Фишера: расчётное значение равно 1,8064, табличное 2,06 при доверительной вероятности равной 0,95 и степени свободы $f_1 = 30$ и $f_2 = 2$.

На рисунке 5.8. приведены рассчитанные по формуле (5.8) кривые, показывающие характер влияния наработки распылителя и концентрации присадки.

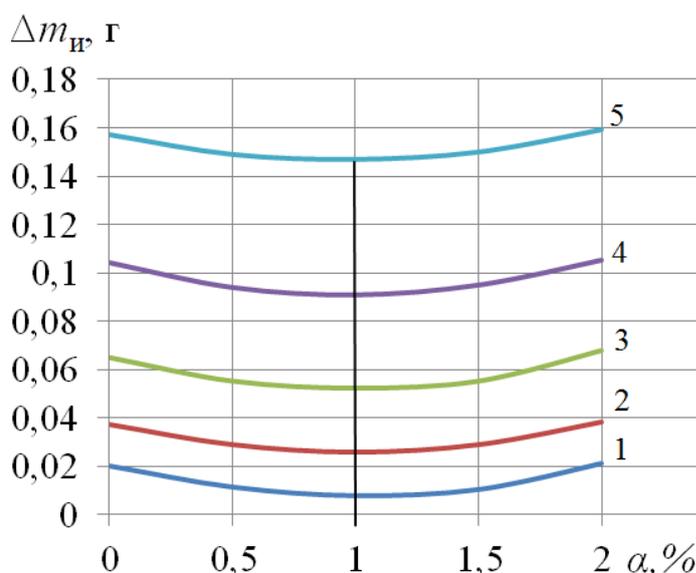


Рисунок 5.8 – Зависимость весового износа корпуса распылителя от концентрации присадки в топливе и наработки τ : 1 – 500 мото-ч; 2 - 1000 мото-ч; 3 - 1500 мото-ч; 4 - 2000 мото-ч; 5 - 2500 мото-ч.

Анализ приведенных на рисунке 4.8 кривых показал, что концентрация в топливе влияет на весовой износ корпуса аналогично влиянию на весовой износ иглы (по параболическому закону). Минимальное значение потери веса приходится на концентрацию присадки 1%. Увеличение весового износа корпуса распылителя наблюдается при концентрации присадки ПТЛМ более или менее 1%.

Зависимость весового износа корпуса распылителя от наработки имеет также нелинейный характер. С увеличением наработки весовой износ увеличивается. При концентрации присадки ПТЛМ 1% в ДТ весовой износ корпуса распылителя составляет при следующих наработках:

- при 500 мото-ч - 0,009 г;
- при 1500 мото-ч - 0,053г;
- при 2500 мото-ч - 0,144г.

Результаты эксперимента показывают, что рациональная концентрация присадки ПТЛМ в ДТ составляет 1%.

5.3.3. Результаты исследования изменения геометрических параметров уплотняющей кромки сопряжения «игла - корпус распылителя» форсунок

Согласно методике исследования геометрических параметров в сопряжении «игла - корпус распылителя» форсунок, изложенной в главе 4, проведены исследования изменения длины образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющей кромки, и изменение ширины уплотняющей кромки Δb , мм.

В таблице 5.6 приведены результаты измерения длины образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющей кромки.

Таблица 5.6 – Результаты измерения длины образующей L_1 запирающего конуса, мм

№опыта	y_1	y_2	y_3	U_{cp}
1	2,34	2,21	2,26	2,27
2	5,248	5,266	5,26	5,258
3	0,826	0,826	0,815	0,822
4	3,364	3,526	3,537	3,476
5	1,643	1,524	1,566	1,578
6	4,243	4,468	4,443	4,385
7	3,396	3,301	3,362	3,353
8	1,645	1,887	1,731	1,754
9	2,421	2,643	2,548	2,537

Однородность параллельных опытов подтверждается критерием Кохрена: расчётное значение $G_p = 0,244$, табличное значение $G_T = 0,334$ при $\alpha=0,05$, $f_1 = 2$, $f_2 = 15$.

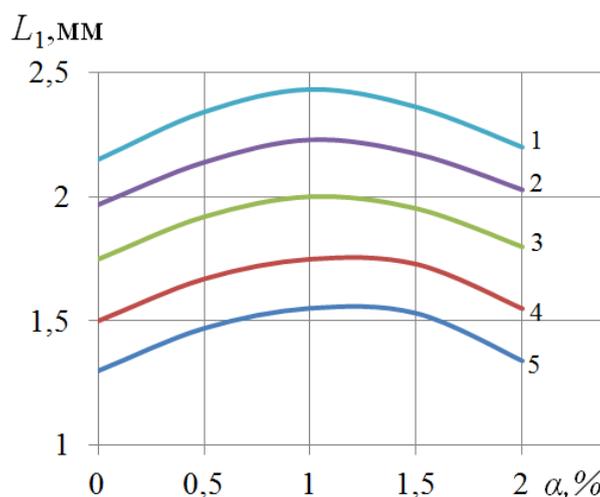
На основании результатов в таблице 5.6, получена регрессионная зависимость изменения длины образующей L_1 от наработки сопряжения t и концентрации присадки ПТЛМ в топливе:

$$L_1 = 5,028 - 3,07 \cdot 10^{-4} t - 0,07108 \alpha - 8,7 \cdot 10^{-5} t \cdot \alpha + 3,94 \cdot 10^{-7} t^2 + 0,021508 \alpha^2 \quad (5.9)$$

$$R^2 = 0,8673.$$

Адекватность модели проверяли по критерию Фишера: расчётное значение равно 2,05, табличное значение 2,13 при $\alpha = 0,05$, $f_1=14$ и f_2 восп. = 30. Табличное значение критерия Фишера больше расчётного, гипотеза об адекватности принимается.

Расчитанные по формуле (5.9) кривые изменения расстояния L_1 , от концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе α и наработки сопряжения t представлены на графике (Рисунок 5.9).



Наработка сопряжения τ , (мото-ч):
 1 – 500; 2 – 1000; 3 – 1500; 4 – 2000; 5 – 2500.

Рисунок 5.9 – Зависимость уменьшения длины образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющей кромки, от концентрации α присадки ПТЛМ и наработки сопряжения t

Из приведенных на рисунке 5.9 графиков установлено, что с увеличением наработки длина образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющей кромки уменьшается. Это связано с деформацией уплотняющей кромки при ударном воздействии иглы о корпус распылителя. При этом ширина уплотняющей кромки увеличивается.

На рисунке 5.10 приведены данные по величине уменьшения L_1 в зависимости от наработки распылителя и концентрации присадки в ДТ.

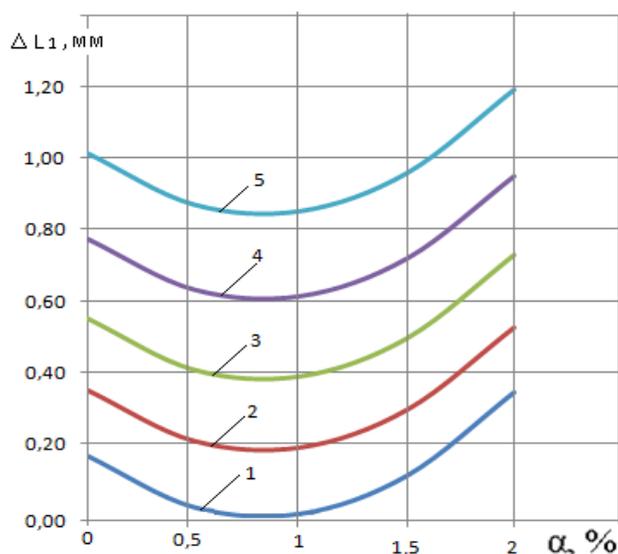


Рисунок 5.10 – Изменение длины образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющего пояса в зависимости от концентрации присадки в ДТ и наработки распылителя: 1 – 500 мото-ч; 2 – 1000 мото-ч; 3 – 1500 мото-ч; 4 – 2000 мото-ч; 5 – 2500 мото-ч

Таким образом, уменьшение длины образующей L_1 от вершины конуса до уплотняющей кромки составило (таблица 5.7):

Таблица 5.7 – Рассчитанные значения изменения образующей L_1 от наработки и содержания присадки в ДТ

τ , ч	Содержание присадки ПТЛМ в ДТ, %				
	0	0,5	1	1,5	2
500	0,163	0,0204	0,00235	0,109	0,341
1000	3,460	0,2030	0,1850	0,292	0,524
1500	0,549	0,4061	0,3882	0,495	0,727
2000	0,772	0,6290	0,6112	0,718	0,950
2500	1,01	0,871	0,853	0,960	1,190

На каждом интервале наработки наименьшее уменьшение L_1 происходит при работе на дизельном топливе с концентрацией присадки ПТЛМ в диапазоне от 0,95 до 1%. При наработке на товарном ДТ изменение L_1 больше чем на ДТ +1% присадки ПТЛМ. При наработке 500 мото-ч уменьшение длины образующей L_1 составило:

- на товарном ДТ - 0,163 мм;
- на топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% - 0,00235мм. При дальнейшем увеличении концентрации присадки L_1 уменьшается на 0,341 мм.

Измерения длины образующей от вершины конуса до уплотняющей кромки показали, что при наработке распылителей на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 0,95- 1,05%, смещение уплотнительного пояса от исходного положения меньше на порядок, чем при наработке на дизельном топливе ГОСТ 325.

При обработке результатов изменения ширины уплотняющей кромки в зависимости от наработки t и концентрации присадки ПТЛМ α получена зависимость:

$$\Delta b = 0,00327\alpha^2 - 0,00603 \cdot \alpha - 6,8 \cdot 10^{-3} + 2,01 \cdot 10^{-4}t - 4,6 \cdot 10^{-8}t^2 \dots \quad (5.10)$$

$$R^2 = 0,9419.$$

Расчёты изменения ширины уплотняющего пояса запирающего конуса распылителя форсунки по формуле (5.10) приведены в виде кривых на графике (Рисунок 5.11). Характер представленных кривых показывает зависимость ширины уплотняющей кромки от наработки и содержания присадки ПТЛМ в дизельном топливе.

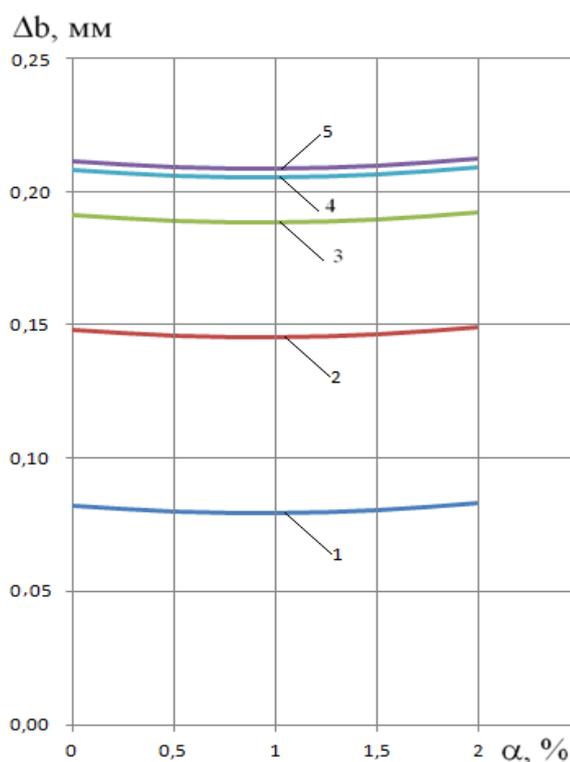


Рисунок 5.11 – Зависимость изменения ширины уплотняющей кромки от концентрации присадки ПТЛМ в ДТ при наработке:

**1 - 500 мото-ч; 2 - 1000 мото-ч; 3 - 1500 мото-ч; 4 - 2000 мото-ч;
5 - 2500 мото-ч**

Кривые изменения ширины уплотняющей кромки от концентрации присадки при постоянной наработке представляют собой кривые параболического вида. Минимальное изменение ширины уплотняющей кромки соответствует концентрации присадки 1% в ДТ.

При эксплуатации на товарном ДТ и при наработке 500 мото-ч, ширина кромки увеличилась на 0,0822 мм, что составляет 22%. При эксплуатации на дизельном топливе с 0,5% присадки ширина кромки увеличилась на 0,08мм, и составляет 21,4%. При концентрации присадки в ДТ 1%, ширина кромки увеличилась на 0,0794 мм, и составляет 21,25%. При дальнейшем повышении концентрации присадки в ДТ, ширина кромки увеличивается вследствие образования неустойчивого защитного слоя на контактирующей поверхности микронеровностей детали.

По результатам проведенных исследований установлено, что наименьшее изменение ширины уплотняющей кромки происходит при эксплуатации на дизельном топливе с 1% присадки ПТЛМ. Результаты исследований подтвердили предположение об

образовании на поверхностях деталей рыхлого, неустойчивого поверхностного слоя, разрушающегося в процессе работы распылителя форсунки, при концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе 2% и более.

5.4. Результаты экспериментального исследования закоксовывания распылительных отверстий форсунки

Экспериментальные исследования проведенные на установке (Рисунок 4.11) по методике, изложенной в 4 главе, позволили получить кодированную зависимость $\mu F - f(\alpha, \tau, t)$ в следующем виде:

$$\mu F = 0,235 - 0,011X_1 - 0,021X_2 - 0,023X_3 + 0,007X_1X_2 + 0,004X_1X_3 - 0,011X_2X_3 - 0,006X_{11}^2 - 0,009X_{33}^2 \quad (5.11)$$

После декодирования регрессионная зависимость в натуральных значениях параметров имеет вид:

$$\mu \hat{F} = 0,268 - 7,3 \cdot 10^{-9} \cdot \tau^2 - 3,63 \cdot 10^{-6} \tau - 0,00167 \alpha^2 + 0,0592 \alpha - 2,892 \cdot 10^{-6} t^2 + 2,097 \cdot 10^{-5} t \quad (5.12)$$

Однородность дисперсий параллельных опытов подтверждена критерием Кохрена. Расчётное значение критерия Кохрена - 0,2809. Табличное значения критерия Кохрена определяли при степенях свободы $f_1=N=15$, $F_2 = r-1 = 3-1 = 2$ и вероятностью 0,95, и составило 0,3346. Расчётное значение критерия Кохрена меньше табличного значения, гипотеза об однородности параллельных опытов принимается.

Значимость коэффициентов определяли по критерию Стьюдента.

Проверка значимости коэффициентов по показала, что коэффициенты, уравнения в кодированных значениях, обозначающие совместное влияние факторов оказались незначимыми на уровне значимости $\alpha=0,05$ и степени свободы 45.

Адекватность математической модели проверяли по критерию Фишера. Расчётное значение критерия Фишера, равно 1,8064, табличное значение при числе степеней свободы дисперсии адекватности $f_{ад} = N-\lambda=13$, дисперсии воспроизводимости $fE = N(r-1) = 30$, вероятности 0,95, равно 2,06. Расчётное значение критерия Фишера не превышает табличного значения, гипотеза об адекватности математической модели экспериментальным данным принимается.

На рисунке 5.12 представлена зависимость μF от концентрации присадки α и наработки τ .

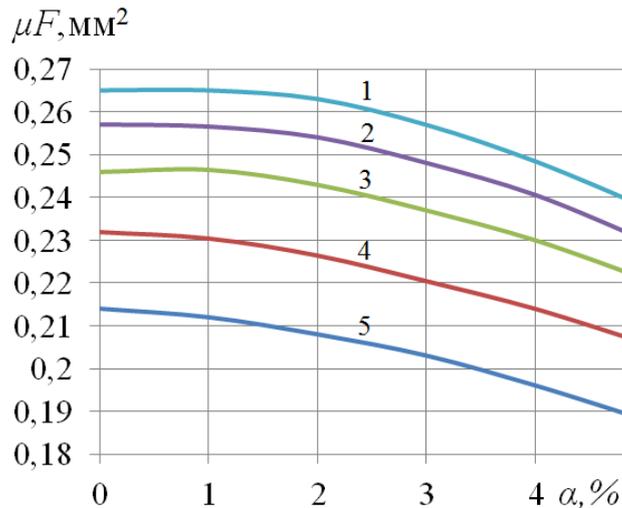


Рисунок 5.12 – Зависимость изменения эффективного сечения μF от концентрации присадки в топливе α и наработки распылителя форсунки τ : 1 - 500 мото-ч; 2 - 1000 мото-ч; 3 - 1500 мото-ч; 4 - 2000 мото-ч; 5 - 2500 мото-ч.

Результаты расчётов закоксовывания распылителей форсунок по формуле (5.12) позволили определить влияние, исследуемых факторов на изменение эффективного сечения распылителя форсунки μF (при уменьшении μF происходит закоксовывание форсунки).

График, приведенный на рисунке 5.12 показывает, что с увеличением концентрации присадки ПТЛМ и времени эксплуатации распылителя эффективное сечение распылителей μF уменьшается. Это свидетельствует о монотонном закоксовывании отверстий распылителя форсунки. Интенсивность закоксовывания зависит как от концентрации присадки ПТЛМ, так и наработки распылителя. В начале исследований эффективное проходное сечение μF составило 0,268 мм². Наименьшая закоксованность отверстий наблюдается при концентрации присадки в ДТ 1% и наработке 500 мото-часов. В начале испытаний $\mu F=0,244$ мм². При наработке распылителя 500 мото-ч уменьшение μF составило 0,024 мм² с увеличением концентрации ПТЛМ от 1 до 5%. После испытаний в течение 2500 мото-ч эффективное проходное:

- при эксплуатации на ДТ с 1% присадки ПТЛМ, μF уменьшилось с 0,268 до 0,213 мм²;
- при эксплуатации на ДТ с 5% присадки ПТЛМ μF уменьшилось до 0,19 мм².

Интенсивность закоксовывания отверстий распылителя между интервалами наработки увеличивается, что говорит увеличение расстояния между кривыми (Рисунок 5.12).

Для оценки износа распыливающих отверстий распылителя, после очистки их от кокса, проведено определение эффективного сечения распылителя после наработки 2500 часов. Увеличение μF при 5% содержании ПТЛМ, с оставило 0,063мм².

На рисунке 5.13 представлена зависимость изменения μF от концентрации присадки α и температуры воздуха t °С, обтекающей распылитель при постоянной наработке.

Испытания проводили при температурах воздуха, окружающей форсунку среды при температурах от 50°С до 150 °С с интервалом 25 С.

Расчёты по зависимости (5.13) позволили построить графики зависимости изменения эффективного сечения распылителя в зависимости от влияния температуры окружающего воздуха и концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе (Рисунок 5.13). Построенные кривые (Рисунок 5.13) позволили выявить влияние факторов на закоксовывание распыливающих отверстий распылителя.

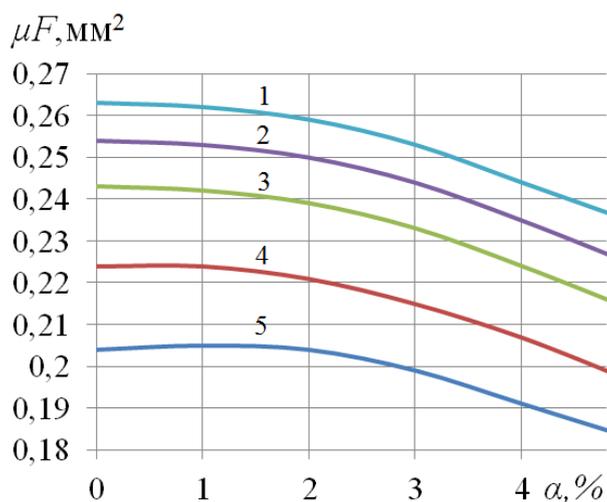


Рисунок 5.13 – Изменение эффективного сечения распылителя μF от концентрации ПТЛМ α и температуры воздуха t °С:

1 - исходное эффективное сечение распылителя;

2 - эффективное сечение распылителя при испытании на закоксовывание при 50°С; 3 - 75 °С; 4 - 100 °С; 5 - 125 °С; 6 - 150 °С

Анализ, представленных графиков (Рисунок 5.13) показал, что с увеличением температуры воздуха при постоянной концентрации ПТЛМ в топливе μF уменьшается, что свидетельствует о влиянии как концентрации присадки ПТЛМ в ДТ на закоксовывание распыливающих отверстий, так и температуры рабочей среды. Интенсивность закоксовывания зависит как от процентного содержания ПТЛМ, так и от температуры воздуха (газов) в камере

сгорания, однако интенсивность закоксовывания отверстий различна (таблица 5.8).

Таблица 5.8 – Влияние температуры рабочей среды и концентрации присадки в ДТ на изменение эффективного сечения распылителя, мм²

Температура рабочей среды, °С	Концентрация присадки α , %					
	0	1	2	3	4	5
50	0,262	0,262	0,259	0,255	0,248	0,238
75	0,253	0,253	0,251	0,246	0,239	0,230
100	0,241	0,241	0,239	0,234	0,227	0,218
125	0,225	0,225	0,223	0,218	0,211	0,202
150	0,206	0,206	0,204	0,199	0,192	0,183

Анализ данных таблицы 5.8 и анализ кривых (Рисунок 5.12) показал, что наименьшая интенсивность закоксовывания наблюдается при концентрации присадки ПТЛМ в ДТ не превышающей 2% и температуре воздуха 50 °С. В этих условиях эффективное сечение распылителя изменяется незначительно, с 0,262мм² до 0,259мм². Изменение сечения составило в среднем всего 0,003 мм², что свидетельствует об малой интенсивности закоксовывания распылительных отверстий. При эксплуатации распылителя в рабочей среде с температурой 50 °С и концентрацией присадки более 2%, интенсивность уменьшения μF увеличивается. При концентрации присадки 5% в ДТ μF достигает величины 0,238, т.е. уменьшение μF составило 0,030 мм². Наиболее интенсивно накопление кокса, в отверстиях распылителей происходит при концентрации ПТЛМ в топливе 5% и температуре воздуха 150°С. В этом диапазоне изменения факторов эффективное проходное сечение распылителей уменьшилось на 0,085мм², с 0,268 мм² до 0,183 мм². В этом случае уменьшение эффективного сечения распыливающего отверстия свидетельствует о высоком закоксовывании отверстий распылителя.

Полученные результаты исследований закоксовывания отверстий распылителя при эксплуатации на товарном топливе и топливе с присадкой позволили установить рациональную концентрацию присадки ПТЛМ в ДТ не более 2%.

На графике (Рисунок 5.14) построены кривые, характеризующие совместное влияние температуры рабочей среды (воздуха) t и наработки форсунки τ на изменение эффективного проходного сечения μF распылителей форсунки.

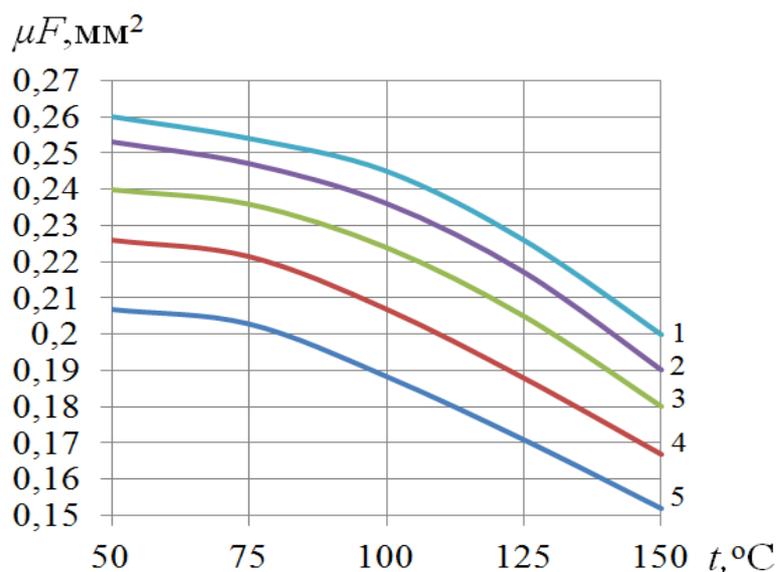


Рисунок 5.14 – Изменение эффективного проходного сечения распылителей μF от температуры окружающей среды t , в которой работает распылитель и наработки τ : 1 - 500 мото-ч; 2 - 1000 мото-ч; 3 - 1500 мото-ч; 4 - 2000 мото-ч; 5 - 2500 мото-ч.

При анализе совместного влияния наработки распылителя и температуры окружающей среды t на изменение эффективного сечения μF распылителя форсунки, следует отметить, что при одной и той же наработке распылителя форсунки при изменении температуры воздуха рабочей среды происходит интенсивное уменьшение эффективного сечения распыливающих отверстий распылителя. Вместе с тем интенсивность изменения эффективного сечения распыливающих отверстий в диапазоне работы распылителя от $50\text{ }^\circ\text{C}$ до $100\text{ }^\circ\text{C}$ меньше, чем в диапазоне от $100\text{ }^\circ\text{C}$ до $150\text{ }^\circ\text{C}$. Например, при постоянной наработке 500 мото-часов в диапазоне температур от $50\text{ }^\circ\text{C}$ до $100\text{ }^\circ\text{C}$ μF уменьшился с $0,262\text{ мм}^2$ до $0,241\text{ мм}^2$ и составило $0,021\text{ мм}^2$. При работе в диапазоне от $100\text{ }^\circ\text{C}$ до $150\text{ }^\circ\text{C}$ уменьшение μF произошло с $0,262\text{ мм}^2$ до $0,206\text{ мм}^2$, и составило $0,056\text{ мм}^2$. При эксплуатации распылителя в течение 2500 мото-часов при температуре воздуха рабочей среды $100\text{ }^\circ\text{C}$, уменьшение зазора составило на $0,076\text{ мм}^2$. При эксплуатации с температурой окружающего воздуха $150\text{ }^\circ\text{C}$, уменьшение зазора составило на $0,111\text{ мм}^2$.

5.5. Оценка гидравлической плотности распылителей форсунок

При проведении сравнительных испытаний распылителей форсунок эксплуатируемых на товарном дизельном топливе и на топливе с присадкой ПТМЛ проведена оценка ресурса распылителей

форсунок. Износ распылителей определяли по снижению гидравлической плотности. Решение об окончании износных испытаний принимали в связи с выходом гидравлической плотности за пределы допустимых величин согласно ГОСТ 10579-2017 (5-7) [44]. Методика испытаний на гидравлическую плотность изложена в главе 3.

Испытания разделены на этапы, продолжительностью 500 мото-часов. По истечении очередного этапа с установленных форсунок снимали показания, по которым косвенно, без разборки и замеров деталей, можно судить о величине износа распылителя. К таким показателям относится гидравлическая плотность распылителей форсунок.

Гидравлическую плотность определяли по времени падения давления от 23 МПа до 21 МПа. На рисунке 5.15 приведен график зависимости гидравлической плотности форсунок от наработки.

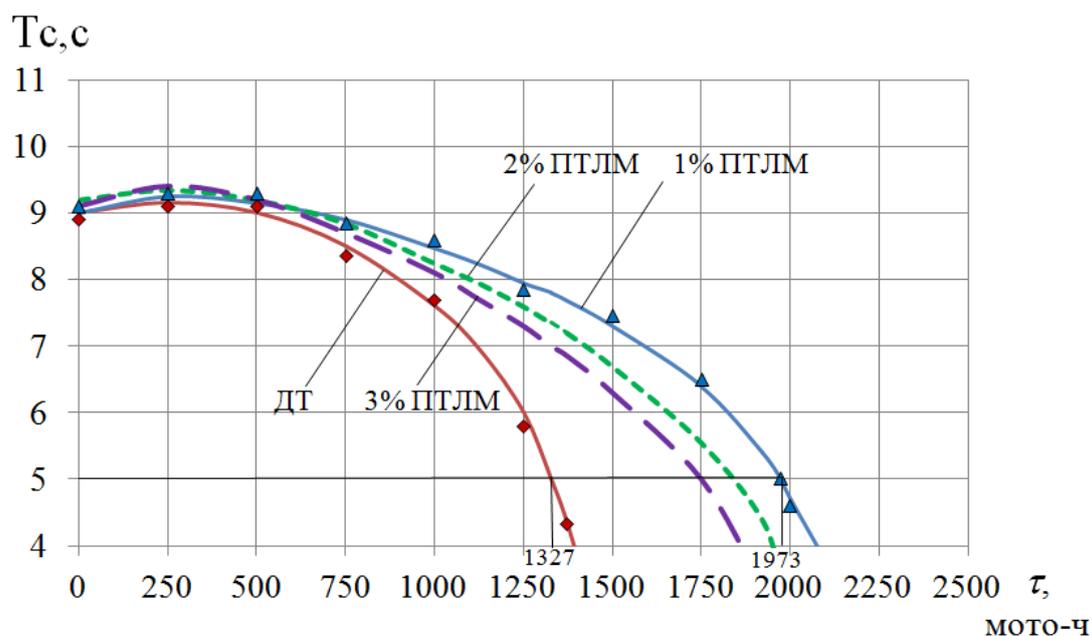


Рисунок 5.15 – Результаты измерений гидравлической плотности форсунок в зависимости от наработки и концентрации ПТЛМ при стендовых сравнительных износных испытаниях: 1 –дизельное топливо ГОСТ 32511; 2 - ДТ+3% ПТЛМ; 3 - ДТ+2% ПТЛМ; 4 - ДТ+1% ПТЛМ

В начальный период испытаний гидроплотность распылителей форсунок возрастала с 8,9 с до 9,4 с (Рисунок 5.8). В этот период происходило уменьшение зазора в уплотняющем сопряжении в результате пластической деформации микронеровностей на поверхности деталей. При дальнейшей работе гидроплотность снижалась монотонно, что является результатом износа прецизион-

ных сопряжений приработанных деталей. При этом, уменьшение гидроплотности распылителей на товарном дизельном топливе происходит более интенсивно, чем на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ.

При наработке форсунки на дизельном топливе 750 мото-ч, гидроплотность составила 8,4 с. При наработке форсунки на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, гидроплотность составила 8,9 с.

Увеличение гидроплотности при работе форсунок на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ объясняется как снижением изнашивания прецизионных сопряжений распылителя форсунки, так и увеличением вязкости топлива при добавлении присадки ПТЛМ.

В качестве предельного ресурса взята выборка распылителя форсунки, при которой гидроплотность (снижение давления от 19,6 до 17,6 МПа менее 5 с). Таким образом, из анализа графиков (Рисунок 4.8) установлено, что, при использовании дизельного топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% зафиксировано увеличение наработки распылителей:

- при работе на дизельном топливе, наработка распылителя форсунки составила 1327 мото-ч;

- при работе распылителей на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, наработка распылителей составила 1973 мото-ч.

Наработка распылителей, работающих на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, превысила 646 мото-часов работы распылителей на дизельном топливе ГОСТ 32511.

Таким образом, при учёте влияния концентрации присадки ПТЛМ в дизельном топливе на изнашивание прецизионных сопряжений «игла-корпус распылителя» форсунок, следует вывод:

- рациональная концентрация присадки ПТЛМ в дизельном топливе составляет 1%.

5.6. Результаты стендовых моторных испытаний распылителей при эксплуатации на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ

Помимо улучшения противоизносных свойств дизельного топлива, эффективность присадки должна быть с экономической и экологической целесообразностью, обладать набором определенных

свойств с возможностью применения в технике без переоборудования систем и агрегатов ДВС.

С целью определения возможности эксплуатации техники на ДТ с присадкой ПТЛМ, были сняты внешние регуляторные характеристики дизельного двигателя Д-240, при эксплуатации на товарном топливе и топливе с присадкой ПТЛМ1%. Результаты испытаний представлены на рисунке 4.15. Протокол испытаний вынесен в приложение 3. Полученные результаты показывают, что при эксплуатации на топливе с присадкой ПТЛМ 1% происходит снижение эффективной мощности двигателя на 1,3% и увеличение удельного эффективного расхода топлива на 2,6%. Отклонение эксплуатационных параметров находится в пределах погрешности опыта.

При снижении концентрации присадки в топливе до 1% отличие этих параметров отсутствует, т.е. параметры равны тем, что развивает двигатель при работе на товарном ДТ. При переводе дизельного двигателя Д-240 на эксплуатацию с присадкой ПТЛМ, никакие регулировочные работы не требуются. Следует вывод о возможности эксплуатации техники на топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны рекомендации при работе сельскохозяйственной техники на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ 1% (приложение 4).

5.7. Результаты эксплуатационных испытаний распылителей в производственных условиях АПК

Дизельное топливо с присадкой должно удовлетворять эксплуатационным требованиям, при использовании его без доработки системы топливоподачи, при этом ДВС должен иметь эксплуатационные характеристики не ниже паспортных. Эксплуатационные исследования при работе на дизельном топливе ГОСТ 32511 и дизельном топливе с присадкой в концентрации 1% и 3% проводились с целью определения возможности эксплуатации техники на дизельном топливе с присадкой, и оценки мощностных показателей ДВС. По результатам испытаний снята внешняя регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-240 (Рисунок 5.16). Методика проведения испытаний изложена в главе 3.

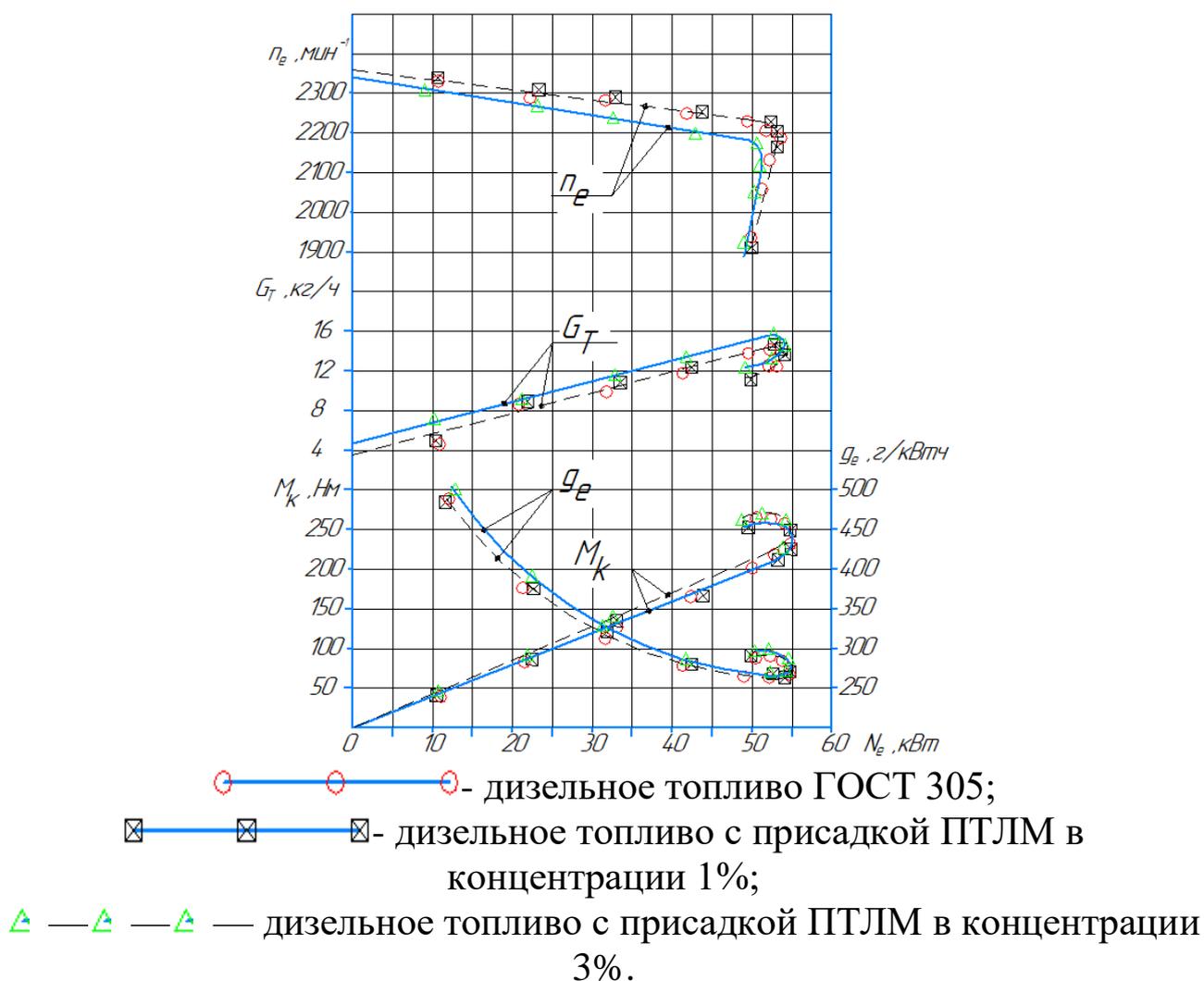


Рисунок 5.16 – Внешняя регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-240

Полученные результаты показали, что при работе на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 3% происходит снижение эффективной мощности двигателя на 1,3% и увеличение удельного эффективного расхода топлива на 3,6%.

При снижении концентрации присадки ПТЛМ в топливе до 1%, параметры работы ДВС равны тем, что развивает двигатель при работе на товарном дизельном топливе ГОСТ 32511. При переводе дизельного двигателя Д-240 на работу с дизельным топливом с присадкой ПТЛМ никакие регулировки не требуются. Из этого следует вывод о возможности эксплуатации техники на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ, в состав которого входят талловое и льняное масла и полиалкилбензол.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований разработаны рекомендации при работе дизельных ДВС на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

При производственных испытаниях эксплуатации распылителей форсунок на топливе с присадкой ПТЛМ были определены следующие параметры двигателя Д - 240 и распылителя форсунки ФД-22:

- расход дизельного топлива G_T ;
- гидравлическая плотность распылителя форсунки T_c ;
- расстояние от вершины конуса до нижней кромки уплотняющего пояса L_1 ;
- весовой износ иглы $m_{и}$;
- весовой износ корпуса распылителя $m_{к}$;
- ширина уплотняющего пояса Δb ;
- эффективное проходное сечение распылителей μF .

Результаты экспериментальных исследований приведены в таблице 5.9.

Таблица 5.9 – Результаты производственных испытаний распылителей

Исследуемый параметр	Товарное дизельное топливо			дизельное топливо с 1% присадки ПТЛМ		
	№ трактора МТЗ			№ трактора МТЗ		
	1	2	3	4	5	6
G_T кг/год	13694	13679	13688	13578	13594	13583
T_c , с	3,2	3,5	3,1	4	4,1	3,9
$\Delta \mu F$, мм	0,011	0,013	0,013	0,03	0,08	0,04
Δb , мм	0,14	0,098	0,012	0,065	0,082	0,09
$\Delta m_{и}$, Г	0,39	0,35	0,40	0,32	0,28	0,36
$\Delta m_{к}$, Г	0,29	0,31	0,34	0,23	0,21	0,27

На рисунке 5.16 приведены данные по измерению расхода топлива в процессе эксплуатации тракторов:

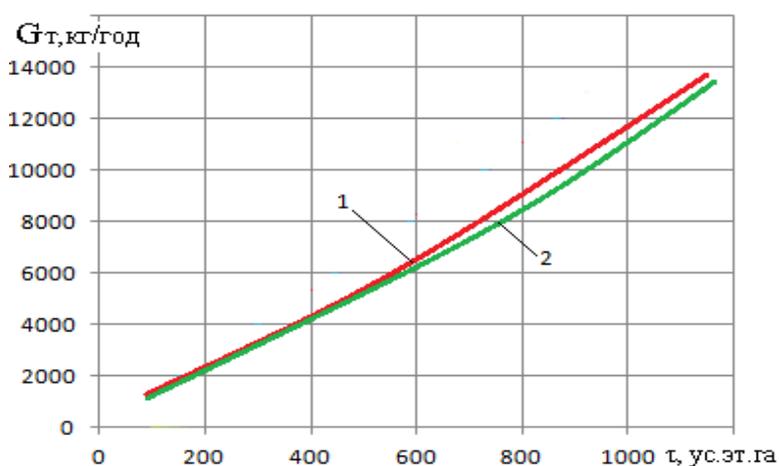


Рисунок 5.17 – Расход топлива при эксплуатации распылителей в условиях АПК:

- 1 - эксплуатация распылителей на товарном топливе;
- 2 - эксплуатация распылителей на топливе с 1% присадки ПТЛМ.

Анализ приведенных в таблице 5.9 данных показывает, что параметры, характеризующие работу двигателя Д-240 и показатели износа распылителей форсунок при работе на товарном дизельном топливе ниже, чем параметры при эксплуатации дизеля на топливе с 1% присадки ПТЛМ.

Средняя величина расхода топлива G_T , кг/год при эксплуатации тракторов на предприятии АПК составила:

- на товарном дизельном топливе 13 687 кг/год;
- на топливе 1% присадки ПТЛМ 13 585 кг/год.

При оценке гидравлической плотности T_c распылителей при эксплуатации тракторов, средняя величина составила:

- на товарном дизельном топливе 4,267 с;
- на топливе 1% присадки ПТЛМ 6,3 с.

Средняя потеря веса иглы при эксплуатации трактора составила:

- на товарном дизельном топливе 0,38 г;
- на топливе 1% присадки ПТЛМ 0,19 г.

При эксплуатации трактора на дизельном топливе с 1% присадки ПТЛМ наблюдали снижение износа деталей распылителя форсунки, и повышение экономических показателей ДВС.

5.8. Выводы по 5 главе

1. Результаты экспериментальных исследований показали, что введение в дизельное топливо присадки на основе льняного и таоллового масел в концентрации 0,95 - 1,05 объёмных процента позволило повысить эксплуатационные свойства топлива. Применение присадки обеспечило граничный режим трения прецизионных пар распылителей форсунок, что способствовало увеличению площади фактического контакта конусной поверхности сопряжения «игла-корпус распылителя», и, как следствие, снижение контактных напряжений. В результате производственных испытаний было установлено увеличение наработки распылителей форсунок ФД-22.

2. Проведен сравнительный физико-химический анализ товарного дизельного топлива и топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, 2%, 3%, 4% и 5%, в ходе которого установлено, что эксплуатационные показатели ДТ, отвечающие за процессы смесеобразования и сгорания, соответствуют требованиям ГОСТ 32511-2013 – «Топливо дизельное» [35]. Химическая структура этих топлив способна обеспечить защитный слой на поверхности

микронеровностей деталей и снизить их износ в процессе эксплуатации.

3. Эксплуатационные показатели дизельного топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации, не превышающей 2 объёмных процента, позволяют использовать смесевое топливо без конструктивных изменений топливной системы дизельных ДВС.

4. Результаты экспериментальных исследований на четырёхшариковой машине трения и на машине аналогичной МИ-1М показали существенное снижение диаметра пятна износа от концентрации присадки ПТЛМ в топливе. Обработка экспериментов, полученных на четырёхшариковой машине трения, позволила получить математическую регрессионную зависимость (5.5), позволяющую установить влияние концентрации присадки в топливе на смазывающую способность топлива, которую оценивали скорректированным диаметром пятна износа.

5. При испытании образцов в среде товарного дизельного топлива и топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% коэффициент трения $f_{тр}$ уменьшился с 0,163 до 0,153, что на 6,2% меньше по сравнению с коэффициентом трения при испытании в среде товарного дизельного топлива. Отсюда следует, топливо легированное присадкой ПТЛМ снижает процесс трения в сопряжении «плунжер-втулка» ТНВД и в сопряжении «игла – корпус распылителя» форсунки.

6. Методом планирования ортогонального центрального композиционного плана получена регрессионная модель закоксовывания распыливающих отверстий в зависимости от наработки, температуры рабочей среды (воздуха) распылителя, распыливаемого топлива с присадкой ПТЛМ. Рациональная концентрация присадки для предупреждения коксования распылительных отверстий составила 0,95 - 1,05%.

5. Результаты определения утечек в прецизионных сопряжениях распылителя форсунки показывают, что с повышением концентрации присадки происходит снижение величины утечек. При наработке форсунки 750 мото-ч, падение давления с 23 до 21 МПа согласно ГОСТ 10579-88, составило:

- при эксплуатации на товарном топливе ГОСТ 32511 4,1 с;
- при эксплуатации на топливе с присадкой ПТЛМ 2% 6,7 с;
- при эксплуатации на топливе с присадкой ПТЛМ 1% 5,2 с.

Отсюда следует, рациональная концентрация присадки в дизельном топливе составляет 1 %.

6. Полученные экспериментальные данные ресурса деталей распылителей свидетельствуют об увеличении наработки распылителей форсунок на 820 мото-часов при эксплуатации на топливе с присадкой ПТЛА в концентрации 1%.

7. При эксплуатации тракторов на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% ПТЛМ, происходит незначительное снижение эффективной мощности ДВС - 1,1%, увеличение удельного эффективного расхода топлива - на 1,9% и уменьшение расхода топлива от 0,75% до 1%. При использовании топлива с концентрацией присадки менее 1%, эффективная мощность и удельный эффективный расход топлива не отличаются от значений, полученных при эксплуатации ДВС на товарном ДТ.

ГЛАВА 6. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРИСАДКИ ПТЛМ

6.1 Расчет экономической эффективности применения присадки ПТЛМ

Расчёт экономической эффективности применения ПТЛМ проводили по результатам эксплуатации тракторов в производственных условиях в ООО «ПОЛТАВА» на трёх тракторах марки МТЗ-80/82, эксплуатируемых на товарном дизельном топливе, и трёх тракторах этой же марки, эксплуатируемых на топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%. Эксплуатация тракторов выполнялась в соответствующих их тяговому классу.

Применение присадки ПТЛМ позволило снизить износ прецизионных сопряжений распылителя, и как следствие, увеличивать ресурс распылителей форсунок. Экономическую эффективность применения присадки ПТЛМ рассчитывали путём сравнения прямых эксплуатационных затрат Z_1 при эксплуатации трактора на товарном дизельном топливе и затрат Z_2 при эксплуатации трактора на топливе с присадкой ПТЛМ. Затраты, связанные с использованием трактора рассчитаны как сумма затрат на ремонт топливной аппаратуры (приобретение распылителей форсунок) и затрат на топливо, которое израсходовал трактор за время, равное ресурсу распылителей. Расчёты для тракторов марки МТЗ-80/82 выполнены по следующей формуле [101,102]:

$$\mathcal{E}_r = \left(\frac{Z_1}{P_1} - \frac{Z_2}{P_2} \right) \cdot H^r, \quad (6.1)$$

где Z_1, Z_2 – затраты на эксплуатацию трактора, руб.;

P_1, P_2 – ресурс распылителя форсунки, у.эт.га;

H^r – среднегодовая наработка, у.эт.га.

Годовые затраты на эксплуатацию трактора складывались из следующих составляющих:

$$Z_1 = Z_T + Z_{\text{тор}} + Z_{\text{зп}} + Z_{\text{др}} + Z_a, \quad (6.2)$$

где Z_T – затраты на топливо, руб.;

$Z_{\text{тор}}$ – затраты на техническое обслуживание и ремонт трактора, руб.;

$Z_{\text{зп}}$ – затраты на заработную плату с отчислениями, руб.;

$Z_{\text{др}}$ – затраты на запчасти для распылителя, руб.;

Z_A – затраты на амортизационные отчисления, руб.;

Затраты на топливо состоят из затрат на приобретение товарного дизельного топлива и затрат на компоненты и изготовление присадки ПТЛМ.

Затраты на товарное дизельное топливо равны произведению израсходованного (кг) ДТ на его оптовую цену. Оптовая цена ДТ в Омской области равна 58,55 руб./л.

По результатам производственных испытаний среднегодовая наработка тракторов МТЗ-80/82 составила 1902 мото-часов. Измеренная величина расхода топлива приведена в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Расход топлива G_T , кг/ч в процессе эксплуатационных испытаний тракторов

	Наработка распылителей τ , мото-часы									
	№ трактора	250	500	750	1000	1250	1421	1500	1750	1902
Товарное ДТ	1	13,8	14,26	14,6	14,72	15,66	16,11	-	-	-
	2	14,4	14,1	14,3	15,04	15,47	16,38	-	-	-
	3	14,1	14,24	14,6	14,94	15,37	16,11	-	-	-
	G_{cp}	14,1	14,2	14,5	14,9	15,5	16,2	-	-	-
ДТ+1% ПТЛМ	4	14,08	13,93	14,21	14,22	14,39	14,83	15,3	15,1	16,8
	5	13,87	14,04	13,98	14,37	14,56	14,86	14,9	16,2	16,7
	6	14,05	14,03	14,11	14,31	14,55	14,71	15,4	16,4	16
	G_{cp}	14	14	14,1	14,3	14,5	14,8	15,2	15,9	16,5

Расчёт затрат на товарное дизельное топливо приведен в таблице 6.1

По результатам расчётов расхода топлива в процессе эксплуатационных испытаний тракторов (Таблица 6.1) построен график среднего расхода топлива при эксплуатационных испытаниях форсунок ФД–22 на дизельном топливе ГОСТ 32511-2013 и на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, (Рисунок 6.1):

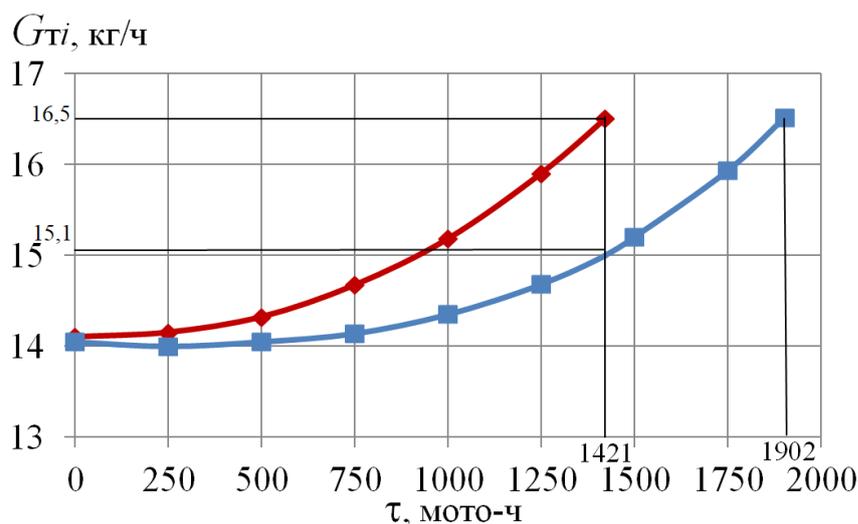


Рисунок 6.1 – Средний расход топлива тракторов при эксплуатационных испытаниях форсунок ФД-22

— дизельное топливо ГОСТ 32511-2013;

— дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

Анализ графика показал превышение среднего расхода товарного дизельного топлива относительно среднего расхода топлива с присадкой ПТЛМ следующие значения в %:

- не более 1,5% при наработке до 100 мото-часов;
- 0,36% при наработке 100 мото-часов;
- 2% при наработке 500 мото-часов;
- 5,5% при наработке 1000 мото-часов;
- более 10% при наработке 1421 мото-час.

Таким образом, в ходе эксплуатационных испытаний распылителей форсунок ФД-22 при работе на дизельном топливе и на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1% установлено:

- средняя наработка распылителей, эксплуатируемых на дизельном топливе ГОСТ 32511-2013, составила 1421 мото-час;
- средняя наработка распылителей, эксплуатируемых на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, составила 1902 мото-часа;

По результатам оценки среднего расхода топлива и гидроплотности получен вывод о снижении величины утечек топлива через прецизионные пары распылителей в результате повышения вязкости и плотности топлива и образования защитной демпферной пленки в сопряжении «игла - корпус распылителя» форсунки применением в дизельном топливе присадки ПТЛМ в концентрации 1%.

Таблица 6.2 – Затраты на товарное дизельное топливо

Вид затрат	Параметры
Годовая наработка трактора, ч	1421
Расход топлива на мото-час, л/ч	14,9
Расход топлива за время эксплуатации, кг	22350
Стоимость топлива, руб./л	46,00
Затраты на топливо с учётом ресурса, руб. / год	1028100

Затраты на дизельное топливо с присадкой ПТЛМ рассчитаны по следующей формуле:

$$Z_{\text{общ}} = Z_{\text{дт}} + Z_{\text{кп}}, \quad (6.3)$$

где $Z_{\text{дт}}$ – затраты на дизельное топливо, руб./мото-час;

$Z_{\text{кп}}$ – затраты на компоненты присадки, руб./ мото-час.

Расчёт затрат на компоненты присадки приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Определение стоимости присадки ПТЛМ

Компоненты присадки	%	Содержание компонента в присадке	С, руб./л	С _к , руб./л
Стоимость таллового масла	55	0,55	170	93,5
Стоимость льняного масла	51	0,51	130	66,3
Полиалкилбензол	4	0,04	90	3,6
Стоимость присадки, руб./л				163,4

Затраты на товарное ДТ : 75257 Ц_т = 1 028 100 руб.;

Затраты на ДТ + 1% ПТЛМ Ц_{т+птлм} = 1 010 702,95руб.

Экономия на топливе ΔЦ = 1 028 100 - 1 010 702,95 = 17 397,05руб.

Таким образом годовой экономический эффект от применения в топливе 1% присадки ПТЛМ, составляет:

$$\mathcal{E}_r = 1\,028\,100 - 1\,010\,702,95 = 17\,397,05 \text{руб /трактор МТЗ-80/82.}$$

Экономическая эффективность получена за счет снижения утечек через сопряжение «игла – корпус распылителя» форсунки применением дизельного топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, что обеспечило работоспособные состояния прецизионных пар деталей распылителей форсунок при наработке 1902 мото-часов. При этом, с учётом снижения расхода топлива, экономический эффект составил: 17 235 руб.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эксплуатация МТП в условиях АПК (повышенная запыленность и длительные нагрузки) создает критические условия эксплуатации деталей топливной системы, что сокращает наработку дизельных ДВС.

На примере двигателя Д-240 в условиях рядовой эксплуатации на товарном дизельном топливе, ресурс распылителей форсунок составил не более 1600 мото-часов, что не соответствует показателям ресурса, приведённым заводом-изготовителем, и требует выработку мер по обеспечению работоспособности прецизионных пар распылителей. Отказы распылителей форсунок возникали вследствие износа сопряжения «игла-корпус распылителя» по причине отсутствия в товарном дизельном топливе противоизносной присадки.

Для обеспечения работоспособности прецизионных пар распылителей форсунок дизельных двигателей разработан компонентный состав присадки и определена концентрация её в дизельном топливе. Выбор компонентов присадки основан на проведенном анализе научных работ в области изнашивания деталей топливной системы дизельных ДВС. В качестве компонентов предлагаемой противоизносной присадки предложены таловое и льняное масла. Соотношение компонентов в предлагаемой присадке ПТЛМ таловое масло 55% : льняное масло 41% : полиалкилбензол 4%.

Исходя из эксплуатационных свойств дизельного топлива ГОСТ 325, необходимая концентрация присадки в дизельном топливе должна составлять 1% в зависимости от режима эксплуатации распылителей форсунок дизельных двигателей. Компонентный состав и концентрация присадки ПТЛМ в топливе обусловлены исходя из эксплуатационных свойств дизельного топлива (Приложение 5).

Разработанная математической модель позволила обосновать влияние эксплуатационных свойств дизельного топлива с присадкой ПТЛМ изнашивание сопряжения «игла-корпус распылителя» форсунки по основному показателю работоспособности прецизионных пар – гидравлической плотности.

На основании разработанной математической модели определено, что гидроплотность распылителя при работе на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ, увеличилась с 5 до 8 с

(Рисунок 4.15), что способствовало улучшению условий контакта деталей сопряжения «игла-корпус распылителя» форсунки, и, как следствие, обеспечило работоспособность прецизионных пар распылителей форсунок дизельных ДВС при большей наработке (не менее 1900 мото-ч) при использовании присадки ПТЛМ к дизельному топливу.

Для оценки износостойкости деталей распылителей форсунок дизельных ДВС разработан способ и устройство (Приложение б), позволяющее определить гидравлическую плотность прецизионных пар и количество распыленного топлива распылителем за установленное время на стенде КИ-921М в соответствии с ГОСТ 14846. Способ и устройство к нему позволяет сравнить фактический расход топлива с номинальным, и сделать заключение о работоспособности распылителя, его дальнейшей эксплуатации или замены.

В ходе проведения экспериментальных исследований изнашивания деталей распылителей было установлено, что гидроплотность распылителей согласно нормативно-технической документации форсунок ФД-22 (не менее 5 секунд) составляет:

- при средней наработке распылителей 1327 мото-часов, работающих на дизельном топливе согласно ГОСТ 32511;
- при средней наработке распылителей 1973 мото-часов, работающих на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ, что на 646 мото-часов больше, чем на товарном дизельном топливе ГОСТ-32511.

Проведенные эксплуатационные испытания в условиях АПК на предприятиях Омской области в ООО «ПОЛТАВА» и КФХ «Бабенко Лариса Фёдоровна» позволили установить, что работоспособность распылителей форсунок (гидроплотность не менее 5 секунд) составила:

- при средней наработке распылителей 1421 мото-часов, работающих на дизельном топливе согласно ГОСТ 32511;
- при средней наработке распылителей 1902 мото-часов, работающих на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ, что на 481 мото-часов больше, чем на товарном дизельном топливе ГОСТ-32511.

Экономическую эффективность применения дизельного топлива с присадкой ПТЛМ (в концентрации 1%) рассчитывали по результатам эксплуатационных испытаний на предприятиях АПК в ООО «ПОЛТАВА» и в КФХ «Бабенко Лариса Фёдоровна» Таврического района Омской области, на тракторах марки МТЗ-80/82. Эксплуатация тракторов проходила на дизельном топливе ГОСТ 325 и на дизельном топливе с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

Испытания проводили до предельной наработки распылителей форсунок. Для проведения испытаний топливная система тракторов была оснащена новыми форсунками ФД-22. Плунжерные пары ТНВД заменены на новые. В ходе проведения испытаний контролировали расход топлива каждого трактора посредством датчиков расхода дизельного топлива «Расходомер DFM 100В», и гидравлическую плотность распылителей форсунок на приборе для контрольных испытаний и регулировок форсунок КИ – 3333 согласно ГОСТ 10579.

Экономический эффект $\mathcal{E}_Г$ (руб.) от применения присадки ПТЛМ в концентрации 1% определен путём сравнения прямых затрат на топливо G , кг/ч при эксплуатации тракторов на дизельном топливе и дизельном топливе с присадкой ПТЛМ 1%, по следующей формуле:

$$\mathcal{E}_Г = \sum_{i=1}^n \bar{G}_{рДТ} C_{ДТ} - \sum_{i=1}^n \bar{G}_{рДТ+ПТЛМ} C_{ДТ+ПТЛМ}$$

где $\bar{G}_{рДТ}$ – средний расход дизельного топлива, кг/ч;

$\bar{G}_{рДТ+ПТЛМ}$ – средний расход дизельного топлива с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, кг/ч;

$C_{ДТ}$ – цена на товарное дизельное топливо, руб.;

$C_{ДТ+ПТЛМ}$ – цена на дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%, руб.

Проведенные расчёты позволили установить годовой экономический эффект на один трактор, который составил 17235 рублей за счет обеспечения работоспособности прецизионных пар распылителей форсунок и увеличения их наработки с 1421 до 1902 мото-часов.

Дальнейшие исследования могут быть, главным образом, направлены на снижение погрешности оценки результатов разработанных методик исследования. Разработанная методика анализа влияния факторов (эксплуатационных свойств дизельного топлива) на изнашивание прецизионных пар распылителя даёт основу для последующего расширения доступной информации об их применимости для выявления причин тех или иных неисправностей.

Технология приготовления присадки ПТЛМ к малосернистому дизельному топливу проста и не требует больших дополнительных затрат.

Талловое, льняное масла и полиалкилбензол полностью растворяются в дизельном топливе при простом механическом смешивании компонентов.

Присадку к дизельному топливу готовят следующим способом: в чистый бак с герметичной крышкой помещают компоненты

присадки (дистиллированное талловое масло ГОСТ 14845 – 55%, дистиллированное льняное масло ГОСТ 5791– 41%, полиалкилбензол ТУ 2414-025-05766480-2006 – 4%). Устанавливают перемешивающий насос и закрывают крышкой для предотвращения процесса окисления компонентов присадки. Подогревают смесь компонентов до температуры 55–60°C и перемешивают в течении 15 минут. Затем смешивают дизельное топливо с полученной присадкой в соотношении 99:1 % и перемешивают в течении 30 минут с последующим охлаждением до комнатной температуры. Полученное топливо отправляют на хранение при температуре от –5 до +20 °С. Допускается прямое смешивание без применения дополнительного оборудования прямо в баке трактора, предотвратив попадание пыли и грязи в топливный бак. Талловое масло, льняное масло и полиалкилбензол, залитые в емкость с дизельным топливом, растворяются в последнем через 1,5...2 минуты без перемешивания. Перемешивание компонентов затруднено при низких температурах окружающей среды, что обуславливается увеличением вязкости дизельного топлива и растительных масел. Исходя из этого, рекомендуется приготавливать присадку в отапливаемом помещении. Дизельное топливо легированное присадкой можно использовать для питания ДВС тракторов, комбайнов и другой мобильной и стационарной техники без изменения системы питания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов, С.В. Обеспечение работоспособности топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей путем улучшения очистки топлива: специальность 05. 20. 03: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук / Абрамов С.В. – Саратов, 2006. – 124 с.- Текст: непосредственный.
2. Алексеев, В.Н. Топлива и смазочные материалы для автомобилей: в помощь строителям БАМ / В.Н. Алексеев, И.Ф. Кувайцев. – М.: Транспорт, 1976. – 95 с.- Текст: непосредственный.
3. Алушкин, Т.Е. Повышение эксплуатационных показателей тракторов с малым остаточным ресурсом в напряженные периоды сельскохозяйственных работ : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Алушкин Тимофей Евгеньевич. – Томск, 2016. – 22 с.- Текст: непосредственный.
4. Алушкин, Т.Е. Техническое обслуживание топливной аппаратуры дизеля при работе на модифицированном топливе : специальность 05.20.03 "Технологии и средства технического обслуживания в сельском хозяйстве" : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Алушкин Тимофей Евгеньевич. – Новосибирск, 2014. – 19 с.- Текст: непосредственный.
5. Альтшуль, А.Д. Гидравлика и аэродинамика/ А.Д. Альтшуль, П.Г. Киселёв. - М.: Стройиздат, 1965. - с. - Текст: непосредственный.
6. Антипов, В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В.В. Антипов. - 2-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 177 с.
7. Антипов, В.В. Ремонт и регулирование топливной аппаратуры двигателей тракторов и комбайнов / В.В. Антипов, Б.А. Гоголев, Б.П. Загородских. - М.: Россельхозиздат, 1978. - 126 с.- Текст: непосредственный.
8. Антипов, И.А. Улучшение экологических и эксплуатационных свойств автомобильных бензинов / И.А. Антипов, В.Е. Емельянов. - Текст: непосредственный. // Мир нефтепродуктов - 2005 - №5 - С. 37- 40.
9. Анцупов, А.В. Оценка и повышение износостойкости поверхностей трения фрикционных сопряжений / А.В. Анцупов,

В.П. Анцупов, А.В. Анцупов [и др.]. – Текст: непосредственный// Сборник трудов МНТК «Актуальные проблемы трибологии». – М.: Машиностроение, 2007. – Т. 2. - С. 20- 28.

10. Артемьев, Ю.Н. Основы надёжности сельскохозяйственной техники/ Ю.Н. Артемьев. - М.: МИИСП, 1973. – 163 с.- Текст: непосредственный.

11. Астахов, И.В. Подача и распыливание топлива в дизелях / И.В. Астахов, В.И. Трусов, А.С. Хачиян. - М.: Машиностроение, 1971.-359 с.- Текст: непосредственный.

12. Астахов, И. В. Физические основы процесса впрыска топлива в дизелях / И. В. Астахов. -Текст: непосредственный // Труды / Моск. автодорож. ин-т. – М., 1979. – Т. 3. - С. 37-52.

13. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения /А.С. Ахматов. – М. : Физматгиз, 1963. – 472 с.- Текст: непосредственный.

14. Ачкасов, К.А. Справочник начинающего слесаря : ремонт и регулирование приборов системы питания и гидросистемы тракторов, автомобилей, комбайнов / К.А. Ачкасов, В.П. Вегера. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Агропромиздат, 1987. – 356.- Текст: непосредственный.

15. Бахтиаров, Н.И. Повышение надёжности работы прецизионных пар топливной аппаратуры дизелей/ Н.И. Бахтиаров, В.Е. Логинов, И.И. Лихачев. – М. : Машиностроение, 1972. – 286 с.- Текст: непосредственный.

16. Баширов, Р.М. Исследование неравномерности подачи топлива / Р.М. Баширов, И.И. Габитов. - Текст: непосредственный // Тракторы и сельхозмашины. – 1992. – № 3. – С. 15-17.

17. Баширов Р.М. Надёжность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р.М. Баширов, В.Г. Кислов, В.А. Павлов. – М. : Машиностроение, 1978. – 184 с.- Текст: непосредственный

18. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика/ Т.М. Башта. - М.: Машиностроение, 1971- 672 с.- Текст: непосредственный.

19. Белявцев, А.В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / А.В. Белявцев, А.С. Процеров. – М. : Росагропромиздат, 1988. – 223 с.- Текст: непосредственный.

20. Березников, А.И. О корреляции между интенсивностью изнашивания и силой трения/ А. И. Березников. - Текст: непосредственный //Трение и износ - 2001 - №6, т. 22 - С. 619-624.

21. Борзенков, В.А. Нефтепродукты для сельскохозяйственной техники : справочник / В. А. Борзенков [и др.]. – М. : Химия, 1988. – 288 с.- Текст: непосредственный.
22. Боуден, Ф.П. Трение и смазка твёрдых тел/ Ф.П. Боуден, Д. Тейбор. - М.: Машиностроение, 1968. – 544 с.- Текст: непосредственный
23. Буяновский, И.А. Граничная смазка: этапы развития трибологии: монография/ И.А.Буяновский, И.Г.Фукс, Т.Н. Шабалина. - М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002.- 230 с. :ил.- Текст: непосредственный.
24. Быченин, А.П. Повышение ресурса плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизелей применением смесового минерально-растительного топлива: специальность 05.20.03: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук / Быченин Александр Павлович. - Пенза, 2007. - 172.- Текст: непосредственный
25. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментальных исследований и обработки опытных данных/ Г.В. Веденяпин. - М.: Колос, 1973. – 199 с.- Текст: непосредственный
26. Ветошкин, Е.Э. Влияние давления впрыскивания топлива на показатели работы дизеля при использовании топлив растительного происхождения/ Е.Э. Ветошкин, С.П. Кулманакоев. - Текст: непосредственный // Ползуновский альманах. – 2017. – Т.1, №3. - С.61-64.
27. Вихерт, М. М. Топливная аппаратура автомобильных дизелей : конструкция и параметры / М. М. Вихерт, М. В. Мазинг. – М. : Машиностроение, 1978. – 176 с., ил.- Текст: непосредственный
28. Власов, П.А. Загрязненное топливо – причина износа / П.А. Власов, А.А. Новичков. - Текст: непосредственный // Сельский механизатор. – 2007. – № 5. – С. 40.
29. Власов, П.А. Особенности эксплуатации дизельной топливной аппаратуры / П.А. Власов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 127 с.- Текст: непосредственный
30. Габитов, И.И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / И. И. Габитов, А. В. Неговора. – Уфа : БГАУ, 2004. – 216 с.- Текст: непосредственный
31. Гаврилов, Б.Г. Химизм предпламенных процессов в двигателях /Б.Г. Гаврилов. - Л.: Изд - во ЛГУ, 1970. – 182 с.- Текст: непосредственный.

32. Горбаневский, В.Е. К вопросу определения удельных контактных давлений между клапаном и седлом форсунки дизеля / В.Е. Горбаневский, Л.Е. Федоров. - Текст: непосредственный // Тракторы и сельхозмашины. – 1979. – № 5. – С. 8-9.

33. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Реферат и аннотация. - Взамен ГОСТ 18508-80 ГОСТ 18509-80 ГОСТ 25033-81; введ. 1990-01-01. - М. : ИПК Изд-во стандартов, 1990. - 77 с.

34. ГОСТ 33 - 2017. Нефть и нефтепродукты. Прозрачные и непрозрачные жидкости. Определение кинематической и динамической вязкости/ Введен 01.07.2018. - М.: Изд-во Стандартинформ , 2017. - 39с.

35. ГОСТ 32511-2013. Топливо дизельное. Технические условия / Введен 01.01.2015. - М.: Изд-во Стандартинформ , 2017. - 15с.

36. ГОСТ 400- 1980. Термометры стеклянные для испытаний нефтепродуктов. Технические условия/ Введен 01.01.1981. - М.: Изд-во Стандартов , 1980. - 19с.

37. ГОСТ 2477 -2014. Нефть и нефтепродукты Метод определения содержания воды/ Введен 01.07.2016. - М.: Изд-во Стандартинформ , 2018. - 12с.

38. ГОСТ 4333-87. Нефтепродукты. Методы определения температур вспышки и воспламенения в открытом тигле/ Введен 01.01.1981. - М.: Изд-во Стандартов , 1980. - 19с.

39. ГОСТ 6321- 92. Топливо для двигателей. Метод испытания на медной пластинке / Введен 01.01.1993. - М.: Изд-во Стандартов, 2004. - 11с.

40. ГОСТ 5791-81. Масло льняное техническое. Технические условия. – Взамен ГОСТ 5791-66; введ. 1982-07-01. - М. : ИПК Изд-во Стандартинформ, 2011. – 9 с.

41. ГОСТ 8670-82 Насосы топливные высокого давления автотракторных дизелей. Правила приемки и методы испытаний.

42. ГОСТ 9490 - 1976. Материалы смазочные жидкие и пластичные. Метод определения трибологических характеристик на четырёхшариковой машине трения/ Введен 01.01.1978. - М.: Изд-во Стандартинформ , 1977. - 8с.

43. ГОСТ 10578 - 86. Насосы топливные дизелей. Общие технические условия/ Введен 01.01.1988. - М.: Изд-во Стандартов , 1986. - 23с.

44. ГОСТ 10579-88. Форсунки дизелей. Общие технические условия [Текст] /. – М. : Изд-во стандартов, 1988. – 23 с.

45. ГОСТ Р ИСО 12156-1-2006 Топливо дизельное. Определение смазывающей способности на аппарате HFRR / Введен 28.09.2006. - М.: Изд-во Стандартиформ, 2006. – 17 с.
46. ГОСТ 19932 - 99. Нефтепродукты. Определение коксуемости методом Конрадсона/ Введен 01.01.2001. - М.: Изд-во Стандартов, 1999. - 7с.
47. ГОСТ Р 51069-97. Нефть и нефтепродукты. Метод определения плотности, относительной плотности и плотности в градусах API ареометром/ Введен 07.01.1998. - М.: Изд-во Стандартов, 2008. – 7 с.
48. ГОСТ Р52368-2005. Топливо дизельное. Евро. Технические условия / Введен 30.09.2005. - М.: Изд-во Стандартиформ, 2005. – 42 с.
49. ГОСТ 27.502 - 1984. Надёжность в технике. Система сбора и обработки информации. Планирование наблюдений/ Введен 01.01.1993. - М.: Изд-во Стандартов, 2004. – 23 с.
50. Грехов, Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей : учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – 2-е изд. – М. : Легион-Автодата, 2005. – 344 с. : ил.-Текст: непосредственный
51. Григорьев, М.А. Обеспечение надежности двигателей / М.А. Григорьев, В. А. Долецкий. – М.: Стандарты, 78. – 324 с.- Текст: непосредственный.
52. Громаковский, Д.Г. Концептуальный подход в задачах обеспечения высокой износостойкости поверхностей узлов трения / Д.Г. Громаковский. – Текст: непосредственный// Сборник трудов МНТК «Актуальные проблемы трибологии». - М.: Машиностроение, 2007. - Том 1. - С. 155 - 167.
53. Гурин, Т.Ю. Повышение долговечности распылителей форсунок закрытого типа: спец. 05.20.03: дис. На соиск. ученой степ. канд. техн. наук / Гурин Тимофей Юрьевич. - Омск, 2006. - 141.- Текст: непосредственный.
54. Гурман, В.Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике / В.Е. Гурман. - 6-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 2002. – 405 с.- Текст: непосредственный
55. Даманский, Р.В. Влияние добавки растительных масел в дизельное топливо на закоксуемость распылителей форсунок / Р.В. Даманский, Л.С. Керученко. - Текст: непосредственный // Состояние и инновации технического сервиса машин и оборудования: сборник материалов X региональной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых

ученых, посвященной памяти доцента М.А. Анфиногенова. – Новосибирск, 2018. - С. 80-85.

56. Даманский, Р.В. Исследование параметров износа уплотняющего пояса запорного конуса иглы распылителя форсунки фд-22 при работе на дизельном топливе с добавкой/ Р.В. Даманский, Л.С. Керученко, А.Е. Немцев.- Текст: непосредственный// Вестник Омского государственного аграрного университета. - 2020.- № 4 (40).- С. 118-124.

57. Даманский, Р.В. К вопросу о повышении долговечности распылителей форсунок / Р.В. Даманский, Л.С. Керученко. - Текст: непосредственный // Перспективные технологии в аграрном производстве: человек, "цифра", окружающая среда (AgroProd 2021) : материалы международной научно-практической конференции, Омск, 28 июля 2021 года. – Омск: Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, 2021. – С. 304-310. – EDN MLLAXT.

58. Даманский, Р.В. Оценка эффективности использования дизельного топлива с присадкой ПТЛМ на примере работы прецизионных сопряжений распылителей форсунок / Р.В. Даманский. - Текст: непосредственный // Вестник Омского ГАУ. - №2 (38). - С. 152-158.

59. Даманский, Р.В. Производство биодизельного топлива / Р.В. Даманский, Л.С. Керученко. – Текст: электронный// Инновационные пути развития животноводства XXI века: материалы научно-практической (заочной) конференции с международным участием. – Омск, 2015. – Омск : Изд-во ФГБНУ «Сибирский научно-исследовательский институт птицеводства», 2015. – 252 с.

60. Данилов, А.М. Применение присадок в топливах для автомобилей: справ. изд. / А.М. Данилов. — М.: Химия, 2000.-232 с.- Текст: непосредственный.

61. Дрюпин, П.В. Повышение долговечности плунжерных пар топливного насоса высокого давления тракторных дизельных двигателей: спец. 05.20.03: автореф. дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Дрюпин П.В. - Улан - Уде, 2012. - 19с.- Текст: непосредственный.

62. Дьяченко, П. Е. Площадь фактического контакта сопряженных поверхностей/ П.Е. Дьяченко, Н.Н. Толкачёва, Г.А. Андреев, Т.М. Карпова. - М.: Изд-во АН СССР, 1963. - 96 с.- Текст: непосредственный.

63. Загородских, Б.П. Ремонт и регулирование топливной аппаратуры автотракторных и комбайновых дизелей / Б.П. Загородских, В.П. Лялякин, П.А. Плотников. – М. : ФГНУ «Росин-формагротех, 2006. – 212 с.- Текст: непосредственный.

64. Зеленихин, А.И. Исследование процесса коксования сопловых отверстий распылителей при работе дизеля на бензодизельной смеси/ А.И. Зеленихин. - Текст: непосредственный// Сб. науч. тр. – Л.: ОНТИ ЦНИТА, 1966. – Вып. 29. – С.6-12.

65. Ибатуллин, И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоёв /И.Д. Ибатуллин.- Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008.-387 с.- Текст: непосредственный.

66. Исследование возможности получения повышенных давлений впрыскивания топлива - подающей аппаратурой разделённого типа в автотракторных дизелях / Л.В. Грехов, В.А. Марков, В.А. Павлов и др.- Текст: непосредственный // Вестник МГТУ. Серия "Машиностроение". - 1997. - №1. - С.92-103.

67. Итинская, Н.И. Справочник по топливу, маслам и техническим жидкостям / Н.И. Итинская, Н.А. Кузнецов. - М.: Колос, 1982. - 208 с.- Текст: непосредственный.

68. Ишутко, А.С. Противоизносные присадки к дизельным топливам/ А.С. Ишутко, Д.Е. Кузьмин, Р.В. Даманский, Л.С. Керученко. – Текст: непосредственный// Проблемы и перспективы разработки инновационных технологий: сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции. -2018. - С.19-22.

69. Карташевич, В.К. Классификация и основные направления развития систем автоматической защиты топливной аппаратуры дизелей от воды] / А.Н. Карташевич, В.К. Кожушко, Л.И. Крепс. – Текст: непосредственный // Двигателестроение. – 1989. – № 7. – С. 38-41.

70. Керученко, Л.С. Влияние неисправностей распылителей дизельных форсунок на процесс впрыска топлива / Л.С. Керученко, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Международный научно-исследовательский журнал. – Екатеринбург, 2017. - № 1(55), ч. 4. - С.78-81.

71. Керученко, Л.С. Влияние добавок рапсового масла на противоизносные свойства дизельного топлива / Л.С. Керученко, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Инновационные технологии в АПК, как фактор развития науки в современных условиях : сборник всероссийской (национальной) научно-

практической конференции, Омск, 29 ноября 2019 года. – Омск: Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, 2019. – С. 145-149. – EDN KHRFTM.

72. Керученко, Л.С. Изменение зазора в запорном сопряжении распылителя форсунки двигателя / Л. С. Керученко, Т.Ю. Гурин, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Сельский механизатор. – 2017. – № 11. – С. 36-37. – EDN ZXMEGT.

73. Керученко, Л. С. Исследование массового износа деталей распылителя форсунки ФД-22 при работе на дизельном топливе с добавкой, состоящей из таллового и льняного масел / Л.С. Керученко, Р.В. Даманский, А.Е. Немцев // Состояние и инновации технического сервиса машин и оборудования : материалы XII региональной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти доцента М.А. Анфиногенова, Новосибирск, 11 ноября 2020 года. – Новосибирск: Новосибирский государственный аграрный университет, 2020. – С. 75-78. – EDN DDCHMK.

74. Керученко, Л.С. Математическая модель изменения гидравлической плотности распылителей форсунок автотракторных дизелей с запорным сферическим клапаном/ Л.С. Керученко, Т.Ю. Гурин, А.Н. Ерошенко. – Текст: непосредственный // Перспективы технического сервиса для предприятий АПК: материалы региональной научно-практической конференции, посвященной 95-летию ФГБОУ ВПО ОмГАУ имени П.А.Столыпина. - Омск, 2013.- С. 31-36.

75. Керученко, Л.С. О распределении капель при эмульгировании жидкостей механическим давлением / Л.С. Керученко. – Текст непосредственный// Совершенствование технологических процессов рабочих органов машин и оборудования в сельском хозяйстве Сибири. - Омск, 1980. - С.41 – 45.

76. Керученко, Л.С. Присадка к малосернистому дизельному топливу. Л.С. Керученко, Р.В. Даманский. Патент на изобретение 2725134 С1, 30.06.2020. Заявка № 2019122951 от 16.07.2019.

77. Керученко, Л.С. Присадка к малосернистому дизельному топливу / Л.С. Керученко, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Каталог научных и инновационных разработок ФГБОУ ВО Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина : сборник материалов по итогам научно-исследовательской деятельности. – Омск : Омский государственный аграр-

ный университет имени П.А. Столыпина, 2021. – С. 60-63. – EDN MOEEUX.

78. Керученко, Л.С. Стенд для испытания и регулировки форсунок. Л.С. Керученко, Р.В. Даманский. Патент на полезную модель RU 185642 U1, 13.12.2018. Заявка № 2018119852 от 29.05.2018.

79. Керученко, Л.С. Теоретическое исследование износа запорного сопряжения распылителя форсунки/ Л.С. Керученко, Р.В, Даманский.- Текст: непосредственный// Стратегия устойчивого развития регионов России: сборник материалов XXXVI всероссийской научно – практической конференции/ под общ. ред. С.С. Чернова.- Новосибирск: Изд-во ЦРНС, 2016.- С.144-148.

80. Керученко, Л.С. Факторы, определяющие износ запорного сопряжения распылителя форсунки дизельного двигателя / Л.С. Керученко, И.В. Веретено, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Вестник Омского ГАУ. –2016.- № 2 (22). - С. 222-227.

81. Кислик, В.А. Повышение срока службы деталей топливной аппаратуры тепловозных дизелей / В.А. Кислик, С.М. Гутель. – Текст : непосредственный // Износ деталей тепловозных двигателей : сб. ст. / ред. В.А. Кислик ; РИИЖТ. – Ростов н/Д, 1961. – Вып. 31. – С. 28-214.

82. Ковалев, Л.Г. Перспективы применения клапанно-сопловых форсунок в автотракторных дизелях / Л.Г. Ковалев, Т.Ю. Гурин. – Текст: непосредственный // Совершенствование технологий, машин и оборудования в АПК : сб. науч. тр. – Омск : Изд-во ФГОУ ВПО ОмГАУ, 2006. – 324 с. : ил.

83. Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. - М.: Машиностроение, 1968. - 480 с. – Текст: непосредственный.

84. Крагельский, И.В. Усталостный механизм и краткая методика аналитической оценки величины износа поверхностей трения при скольжении (исходя из свойств материалов и условий работы) / И.В. Крагельский, Е.Ф. Непомнящий, Г.М. Харач - М.: АН СССР, 1967. -18 с.- Текст: непосредственный.

85. Кривенко, П.М. Ремонт дизелей сельскохозяйственного назначения / П.М. Кривенко, И.М. Федосов. – М. : Агропромиздат, 1990. – 269 с.- Текст: непосредственный

86. Крутов, В.И. Топливная аппаратура автотракторных двигателей : учеб. Пособие / В.И. Крутов, В.Е. Горбаневский, В.Г. Кислов; под общ. ред. В.И. Крутова. – М. : Машиностроение, 1985. – 208 с.- Текст: непосредственный

87. Кузнецов, А.В. Топливо и смазочные материалы / А.В. Кузнецов. – М : КолосС, 2004. - 199 с. - Текст: непосредственный
88. Курчаткин, В.В. Надежность и ремонт машин/ В.В. Курчаткин [и др.]. - М. : Колос, 2000. - 776 с.- Текст: непосредственный.
89. Кутовой, В.И. Распыливание топлива дизельными форсунками: тр. № 8 / В.И. Кутовой. - М.: НИИ, 1959. - 123 с.- Текст: непосредственный
90. Кухаренок, Г.М. Рабочий процесс высокооборотных дизелей. Методы и средства совершенствования / Г.М. Кухаренок. - Минск: БГПА, 1999.-180 с.- Текст: непосредственный
91. Лазарев, В.Е. Математическая модель шероховатой поверхности контактного трибосопряжения/ В.Е. Лазарев, М.И. Грамм, Е.А. Лазарев и др.- Текст: непосредственный // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. - Челябинск, 2006. - Вып.8. - № 11 (66). - С . 54-59.
92. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: учебное пособие / Е.А. Лазарев. - Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1995. – 360 с.- Текст: непосредственный.
93. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: учеб. пособие / Е.А. Лазарев. - Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1995.-360 с.- Текст: непосредственный.
94. Лазарев, В.Е. Повышение ресурса распылителей топлива в дизелях снижением нагруженности прецизионных сопряжения: спец. 05.04.02: дис. на соиск. ученой степ. д-ра техн. наук/ Лазарев В.Е. – Челябинск, 2008. – 406 с.- Текст: непосредственный.
95. Ломаева, С.Ф. Механизмы формирования структуры, фазового состава и свойств наносистем на основе железа при механоактивации в органических средах: дис. на соиск. ученой степ. д-ра физ.-мат. наук / Ломаева С.Ф. - Ижевск, 2007. – 334 с.- Текст непосредственный.
96. Ломоносов, Д.А. Повышение долговечности плунжерных пар дизельной топливной аппаратуры за счет контроля влагосодержания в топливной системе: спец. 05.20.03: автореф. дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Ломоносов Д.А. – М., 2007. – 18 с.- Текст непосредственный.

97. Лышевский, А.С. Питание дизелей/ А.С. Лышевский. - Новочеркасск, 1974. – 468 с.- Текст непосредственный.

98. Лышевский, А.С. Системы питания дизелей/ А.С. Лышевский. - М.: Машиностроение, 1981. - 216 с.- Текст: непосредственный.

99. Лышко, Г.П. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости / Г.П. Лышко. – М.: Колос, 1979. – 256 с.- Текст: непосредственный.

100. Мельников, А.Н. Метод диагностирования топливных форсунок аккумуляторных систем питания дизелей / А. Н. Мельников, А.А. Гончаров, А.М. Федотов. – Текст: непосредственный // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 3. – С. 34-36.

101. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских, работ новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: Колос, 1980. – 111 с.- Текст: непосредственный

102. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1998. – Ч. 2. – 252 с.- Текст: непосредственный

103. Мисько, Ю.В. Результаты испытаний тракторно-транспортного агрегата, работающего на модифицированном топливе / Ю.В. Мисько, Т.Е. Алушкин. – Текст: непосредственный // Научные основы развития АПК : сборник научных трудов по материалам XIX Всероссийской научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, Томск, 16 мая 2017 года. – Томск: ИЦ Золотой колос, 2017. – С. 272-274.

104. Митусова Т.Н., Логинов С.А., Полина Е.В., Рудяк К.Б., Капустин В.М. Луговской А.И., Выжгородский Б.Н.Современные дизельные топлива и присадки к ним // Нефтепереработка и нефтехимия. — №1. -2002.- С. 28-31.

105. Митусова Т.Н. Современные дизельные топлива и присадки к ним/ Т.Н. Митусова, Е.В. Полина, М.В. Калинина - М.: Изд-во Техника, 2002. - 64 с.- Текст: непосредственный.

106. Михальцов, Е.М. О повышении эффективности эксплуатации тракторов в сельском хозяйстве / Е.М. Михальцов, Р.В. Даманский. – Текст: непосредственный // Перспективные технологии в аграрном производстве: человек, "цифра", окружающая среда (AgroProd 2021): материалы международной научно-практической конференции, Омск, 28 июля 2021 года. – Омск:

Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина, 2021. – С. 317-321. – EDN GBYUVV.

107. Мичкин, И.А. Классификация форсунок и распылителей / И.А. Мичкин, О.М. Малашкин. – Текст: непосредственный // Тракторы и с.-х. машины. – 1974. – №8. – С. 5-6.

108. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р.М. Баширов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1978. – 184 с.- Текст: непосредственный.

109. Нагорнов, С.А. Восстановление качества некондиционных нефтепродуктов [Текст] / С.А. Нагорнов. – Текст: непосредственный // Техника и оборудование для села. – 2006. - № 8. – С. 37-38.

110. Нагорнов, С.А. Повышение качества хранения светлых нефтепродуктов / С.А. Нагорнов, С.В. Романцова, А.П. Зазуля, И.Г. Голубев. - М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2005. - 256 с.- Текст: непосредственный.

111. Остриков, В.В. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости: учебное пособие / В.В. Остриков, С.А. Нагорнов, О.А. Клейменов [и др.]. - Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 304 с.- Текст: непосредственный.

112. Перекрестов, А.П. К вопросу аналитического определения интенсивности изнашивания пары игла-седло форсунки при использовании малосернистых топлив/ А.П. Перекрестов, М.А. Саидов. – Текст: непосредственный // Материалы конференции XXV Российской школы по проблемам науки и технологий, посвященной 60-летию Победы, г. Миасс, 21-23 июня 2005. – Миасс, 2005. - С. 162 - 164.

113. Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания / Р.М.Петриченко. -Л.: Изд - во ЛГУ, 1983. – 244 с.- Текст: непосредственный.

114. Русинов, Р. В. Конструкция и расчет дизельной топливной аппаратуры / Р.В. Русинов. – М. : Машиностроение, 1965. – 148 с.- Текст: непосредственный

115. Рыбаков, К.В. Влияние степени загрязнения топлива на работоспособность плунжерных пар / К.В. Рыбаков, Э.И. Удлер, М.Е. Кузнецов. - Текст: непосредственный // Техника в сельском хозяйстве. – 1983. – № 10. – С. 46-47.

116. Рыбаков, К.В. Повышение чистоты нефтепродуктов [Текст] / К.В. Рыбаков, Т.П. Карпекина. – М. : Агропромиздат, 1986. – 110 с.- Текст: непосредственный

117. Саидов, М.А. Исследование влияния изнашивания конусного уплотнения распылителя форсунки судового дизеля на работоспособность топливной аппаратуры: спец. 05.08.05: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук / Саидов М.А. - Астрахань, 2009. – 145 с.- Текст: непосредственный.
118. Свиридов, Ю.Б. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей / Ю.Б. Свиридов, Л.В. Малявинский, М.М. Випперт. - Л.: Машиностроение, 1979. – 248 с.-.
119. Селиванов, А. И. Дизельная топливная аппаратура/ А.И. Селиванов. – М.: Сельхозгиз, 1954. – 47с.- Текст: непосредственный
120. Смирнов, Н.В. Краткий курс математической статистики для технических приложений/ Н.В. Смирнов, И.В. Дунин–Барковский. - М.: Физматгиз, 1959. – 436 с.- Текст: непосредственный
121. Сорокин, Г.М. Виды износа при ударном контактировании поверхностей/ Г.М. Сорокин. –Текст: непосредственный. – Машиноведение. – 1974. - №3. - С. 111-115.
122. Тарасик, В.П. Математическое моделирование технических систем/ В.П. Тарасик - М.: Изд-во ИНФРА-М, 2013. - 584 с.- Текст: непосредственный
123. Ташпулатов М. М. Обеспечение работоспособности топливоподающей аппаратуры дизелей / М. М. Ташпулатов. – Ташкент : Фан, 1990. - 128 с.- Текст: непосредственный
124. Теория статистики /под ред. проф. Г.Л. Громько. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА - М, 2009. – 476 с.- Текст: непосредственный
125. Теремов, А.С. Влияние закоксовывания сопловых отверстий распылителей топливоподающих форсунок на рабочий цикл дизеля/ А.С. Теремов, А.Н. Лаврик, Е.А. Лазарев. – Текст: непосредственный // Научный вестник. - 2001. - Вып. 12. - С.37-41.
126. Теремов, А.С. Восстановление показателей рабочего цикла дизелей безразборным удалением нагаро-смолистых отложений из топливных форсунок: спец. 05.04.02: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Теремов А.С. - Челябинск, 2003. - 191 с.- Текст: непосредственный.
127. Толмачев, А.В. Повышение ресурса распылителей форсунок судовых дизелей: специальность 05.08.05 "Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)" : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Толмачев Александр Викторович. – Калининград, 2000. – 142 с.- Текст: непосредственный

128. Топливная аппаратура тракторных и комбайновых двигателей: справочник / Н.И. Бахтиаров [и др.]. – М. : Колос, 1981. – 208 с. - Текст: непосредственный

129. Толмачёв, А.В. Повышение ресурса распылителей форсунок судовых дизелей: спец. 05.08.05: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Толмачёв А.В. – Калининград, 2000. - Текст: непосредственный

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

131. Трелин, А.А. Основные показатели технического состояния форсунок - давление начала впрыска, качество распыливания топлива, герметичность и пропускная способность/ А.А. Трелин, К.В. Трелина. - Текст: непосредственный // Труды /ГОСНИТИ.- 2007. - Т. 99. – С. 61-63.

132. ТУ 2414-025-05766480-2006. Полиалкилбензол. Технические условия. Введ. 13.04.2007. - М. : Изд-во ФГУП НИИ «Синтез», 2007. – 6 с.

133. ТУ 13-00281074-26-95 Масло талловое дистиллированное первого и второго сорта. Технические условия. ТУ от 01 июля 1995 года №13-00281074-26-95 – М. : Изд-во Стандартиформ 2004. –3 с.

134. Уханов, А.П. Улучшение эксплуатационных показателей автотракторных двигателей оптимизацией параметров технического состояния и температурного режима топливной и смазочной систем : спец. 05.20.03, 05.04.02: автореф. дис. на соиск. ученой степ. д-ра техн. наук/Уханов А.П.- СПб. гос. аграр. ун-т. – СПб., 1997. - 37 с.- Текст: непосредственный.

135. Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: справочник/ Б.Н. Файнлейб. – 2-е изд.- Л.: Машиностроение, 1990. - 362 с.

136. Федотов, Г.Б. Улучшение работы топливной аппаратуры тепловозных дизелей типа Д100 на режимах холостого хода / Г.Б. Федотов, Ф.Г. Гринсберг, В.П. Шевлягин, В.Н. Зайончковский. – Текст: непосредственный // Вестник /ВНИИЖТ. - 1994. -№8, - С. 26-30.

137. Фукс, Г.И. О влиянии органических кислот на граничное трение и слипание твердых тел в углеводородных жидкостях / Г.И.Фукс.- Текст: непосредственный// Доклады АН СССР. – 1969. – Т. 551, №5. – 1125 с.

138. Фукс, Г.И. Вязкость и пластичность нефтепродуктов / Г.И. Фукс. – Текст: непосредственный// Современные нефтегазовые

технологии. –М.-Ижевск: Изд-во Ин-т компьютерных исследований, 2003.

139. Хачиян, А.С. Доводка рабочего процесса автомобильных дизелей/ А.С. Хачиян, В.Р. Гальговский, С.Н. Никитин. - М.: Машиностроение, 1976. – 104 с.- Текст: непосредственный.

140. Хохлов, А.А. Обеспечение работоспособности топливной системы тракторных дизелей при использовании рыжико-минерального топлива: спец. 05.20.03: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Хохлов А.А. - Пенза, 2018. – 198 с.- Текст: непосредственный.

141. Чекусов, М.С. Тракторы и комбайны в сельском хозяйстве Омской области / М.С. Чекусов, Е.М. Михальцов, А.А. Кем [и др.]. – Текст: непосредственный// Вестник Омского государственного аграрного университета. – 2021. – № 4(44). – С. 251-260. – DOI 10.48136/2222-0364_2021_4_251. – EDN XJRPJQ.

142. Чичинадзе, А.В. Основы трибологии : учебник для ВУЗов / А.В. Чичинадзе. - М.: Наука и техника, 1995. - 778 с.- Текст: непосредственный.

143. Чичинадзе, А.В. Трение, износ и смазка : трибология и триботехника / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.- Текст: непосредственный.

144. Шумовский, В.А. Улучшение показателей транспортного дизеля совершенствованием процессов распыливания топлива и смесеобразования: спец. 05.20.03: дис. на соиск. ученой степ. канд. техн. наук/ Шумовский А.В. - М., 2016. – 168 с.- Текст: непосредственный.

145. Barris, M.A. Total Filtration: The Influence of on Engine Selection Wear, Emissions and Performance / M.A. Barris. – SAE Fuels and Lubricants. – 1995. – Paper 952557.

146. Beerbower, A. Lubrication in extreme environments / A. Beerbower, J.K. Appeldorn // Seventh world petroleum congress. Proceeding, Elsevier Publishing Co. – 1967. – Vol. 4. – Pp. 345 – 358.

147. Bhushan, B. Principles and applications of tribology / B. Bhushan. - A Wiley-Interscience Publication, 1999. - 1020 p.

148. Dimitroff, E. Low temperature engine studge: What? Where? How? / E. Dimitroff, R. D. Quillian. – SAE Paper 650225.

149. Grigg, C. Reformulated diesel fuels and fuel injection equipment / C. Grigg // New fuels and vehicles for cleaner air conference.– 1994. - № 6. – P.11-12.

150. *Keruchenko, L.S.* Improvement of antiwear properties of diesel fuels by compounding with additive based on tall and linseed oil / *L.S. Keruchenko, R.V. Damanskiy* // *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. – 2019. Т. 8. № 5. С. 2174-2177.

151. Knothe G. Biodiesel derived from a model oil enriched in palmitoleic acid, macadamia nut oil G. Knothe *energy and fuels*. 2010. т. 24. № 3. с. 2098-2103.

152. Knothe, G. Lubricity of components of biodiesel and petrodiesel : The origin of biodiesel lubricity / G. Knothe, K. Steidley // *Energy & Fuels*. – 2005. - № 19. P. 1192-1200.

153. Lacey, P. Fuel lubricity reviewed / P. Lacey // *Fall fuels and lubricants meeting and exposition*. – 1998. - № 982567. – P. 19-22.

154. Murayama, T. Low Carbon Flower Buildup, Low Smoke, and Efficient Diesel Operation with Vegetable Oils by Conversion to Mono-Esters and Blending with Diesel Oil or Alcohols / T. Murayama, Y. Oh, N. Miyamoto, T. Chikahisa, N.

155. URL: <https://www.astm.org/Standards/D6079-RUS.htm> ASTM D6079 – 18. Стандартный метод оценки смазывающей способности дизельных топлив на установке с высокочастотным возвратно-поступательным движением. (дата обращения: 07.11.2017).

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Результаты определения цикловой и объемной подачи форсунками при частоте n вращения вала насоса УТН-5 с использованием дизельного топлива ГОСТ 32511-2013 и топлива с добавлением 1% присадки ПТЛМ.

Таблица 1 - Изменение цикловой подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $q_{ц} \cdot 10^{-9}$ м³/цикл (при $n=500$ мин⁻¹)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	144	164	152	138	166	151	162	178
10	136	153	147	127	152	145	156	167
20	128	149	131	121	146	134	147	152
30	120	136	122	114	135	125	137	145
40	114	128	114	107	123	122	128	139
50	109	119	108	102	116	119	117	126
60	101	107	93	96	110	109	108	114

Таблица 2 - Изменение объемной подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $V \cdot 10^{-6}$ м³, (при $n=500$ об/мин)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	23,8	24,2	25,7	24,6	24,6	23,9	23,6	24,1
10	22,6	23,4	23,2	23,7	23,8	22,1	22,3	22,9
20	20,8	22,5	22,3	22,4	22,2	21,2	21,1	21,1
30	18,4	20,9	20,1	20,8	19,3	19,6	19,5	18,8
40	17,2	19,7	18,7	18,4	17,6	17,2	17,9	16,5
50	15,1	17,4	16,5	16,1	15,7	14,9	15,1	15,1
60	13,9	15,1	15,6	14,2	13,2	13,4	14,5	13,5

Таблица 3 - Изменение цикловой подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $q_{ц} \cdot 10^{-9}$ м³/цикл (при n=850 об/мин⁻¹)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	103	97	116	108	102	93	110	102
10	94	94	111	97	99	90	101	96
20	89	87	98	91	96	89	97	91
30	81	82	92	84	80	85	87	88
40	79	75	84	79	74	76	81	81
50	74	69	79	73	68	64	76	78
60	68	62	71	68	61	62	64	70

Таблица 4 – Изменение объемной подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $V \cdot 10^{-6}$ м³, (при n=850 об/мин)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	29,4	28,7	28,1,	28,7	30,1	29,2	29,8,	28,4
10	28,4	27,2	26,4	27,2	29,2	28,5	27,8	27,7
20	27,5	26,5	24,3	26,3	27,6	27,4	25,4	26,4
30	25,6	24,8	22,6	24,8	25,4	26,1	23,9	24,5
40	23,1	22,6	21,5	22,4	23,7	24,7	22,7	23,4
50	21,2	21,1	20,6	21,6	21,3	22,6	21,1	21,9
60	19,6	20,3	19,8	20,1	19,4	20,4	20,3	20,8

Таблица 5 - Изменение цикловой подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $q_{ц} \cdot 10^{-9}$ м³/цикл (при n=1100 об/мин)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	63,2	66,7	67,4	63,6	65,9	64,7	65,1	65,5
10	62,3	65,4	66,3	62,7	64,6	63,6	64,0	64,7
20	62,1	64,2	65,4	61,6	63,7	62,5	63,3	63,6
30	61,4	63,6	64,6	60,9	62,5	61,5	62,2	62,7
40	60,3	62,2	62,2	57,8	61,9	60,0	61,1	61,3
50	59,8	61,5	58,7	55,6	60,1	58,5	59,6	59,6
60	56,4	57,2	56,4	52,3	58,4	56,4	58,2	57,5

Таблица 6 - Изменение объемной подачи топлива (по секциям) во время эксперимента, $V \cdot 10^{-6}$ м³, (при n=1100 об/мин)

Время, ч	ДТ (топливо дизельное летнее)				ДТ + 1% присадки			
	1	2	3	4	1	2	3	4
0	36,7	37,4	35,9	36,2	36,9	36,8	35,3	36,7
10	36,1	36,8	35,1	35,7	36,2	36,3	34,9	36,2
20	35,6	36,1	34,7	35,1	35,7	35,4	34,6	35,8
30	34,9	35,6	34,3	34,8	35,3	35,1	33,8	35,1
40	34,3	35,2	32,2	33,3	34,1	34,3	32,4	34,2
50	32,2	34,4	31,3	32,7	32,6	33,4	31,2	32,6
60	30,2	32,4	30,8	30,1	30,8	32,6	30,6	30,4

Результаты определения весового износа деталей распылителей.

Однородность параллельных опытов подтверждена критерием Кохрена. $G_{расч} = 0,2141 < G_{табл.} = 0,2758$ при числе степеней свободы $f_1=2$ и $f_2 = 9$.

Регрессионные зависимости интенсивности изнашивания деталей распылителя от концентрации присадки ПТЛМ в топливе:

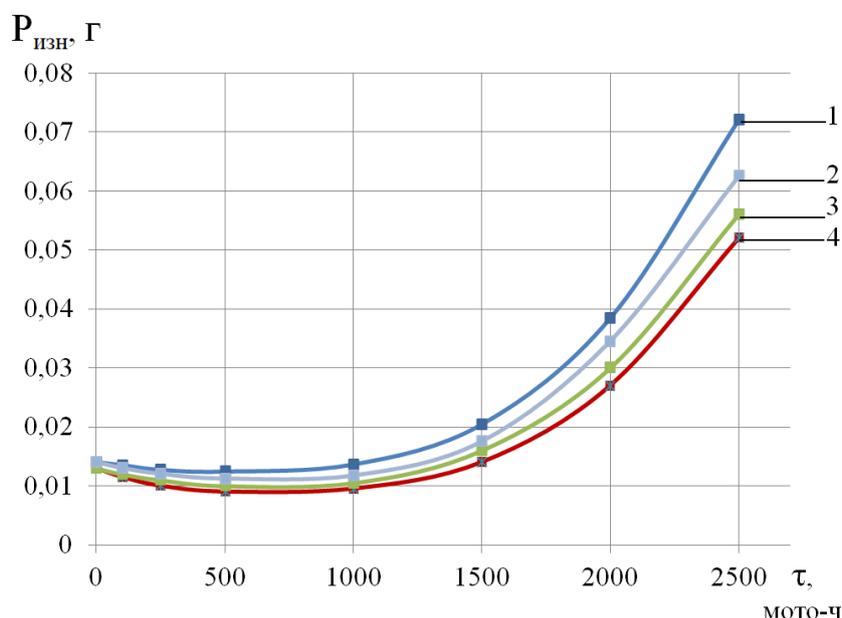
для износа иглы:

$$I_u = 2,66 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 5,22 \cdot 10^{-5} \alpha + 1,14 \cdot 10^{-4}. \quad R^2 = 0,914$$

для износа корпуса:

$$I_k = 2,495 \cdot 10^{-5} \alpha^2 - 7,971 \cdot 10^{-5} \alpha + 2,93 \cdot 10^{-4}. \quad R^2 = 0,9794$$

Результаты исследования весового износа иглы распылителей форсунок ФД-22:



1 – дизельное топливо ГОСТ 32511-2013;

2 – дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 3%;

3 – дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 2%;

4 – дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

Рисунок 1 – Средний весовой износ иглы распылителей форсунок ФД-22

При наработке форсунки 1500 мото-часов снижение веса иглы распылителя составляет:

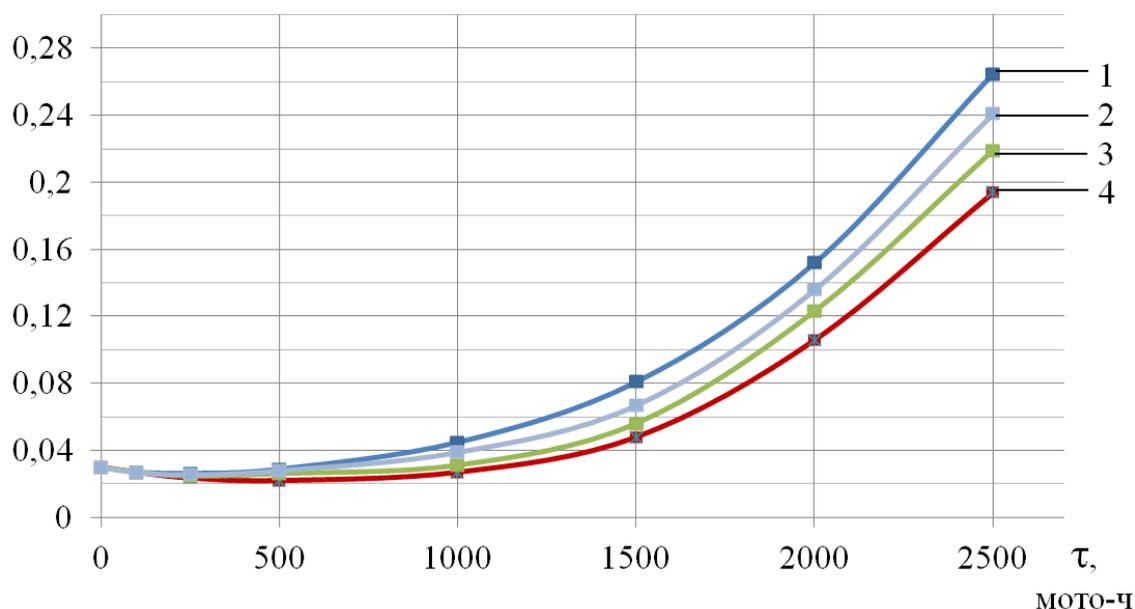
- при работе на товарном дизельном топливе - 0,021 г;
- при работе на дизельном топливе + 1% ПТЛМ - 0,014 г;
- при работе на дизельном топливе +2% ПТЛМ - 0,016 г;
- при работе на дизельном топливе +3% ПТЛМ - 0,018 г.

При наработке 2500 мото-часов, снижение веса иглы распылителя:

- при работе на товарном дизельном топливе - 0,072 г;
- при работе на дизельном топливе + 1% ПТЛМ - 0,052 г;
- при работе на дизельном топливе +2% ПТЛМ - 0,056 г;
- при работе на дизельном топливе +3% ПТЛМ - 0,063 г.

Результаты определения среднего весового износа корпуса распылителей форсунок ФД-22:

$R_{\text{изн}}, \text{ г}$



- 1 – дизельное топливо ГОСТ 32511-2013;
- 2 - дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 3%;
- 3 - дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 2%;
- 4 - дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%.

Рисунок 2 – Средний весовой износ корпуса распылителей форсунок ФД-22

При наработке форсунки 1500 мото-часов, снижение веса корпуса составляет:

- при работе на товарном дизельном топливе - 0,081 г;
- при работе на дизельном топливе + 1% ПТЛМ - 0,048 г;
- при работе на дизельном топливе +2% ПТЛМ - 0,056 г;
- при работе на дизельном топливе +3% ПТЛМ - 0,067 г.

При наработке 2500 мото-часов, снижение веса корпуса составляет:

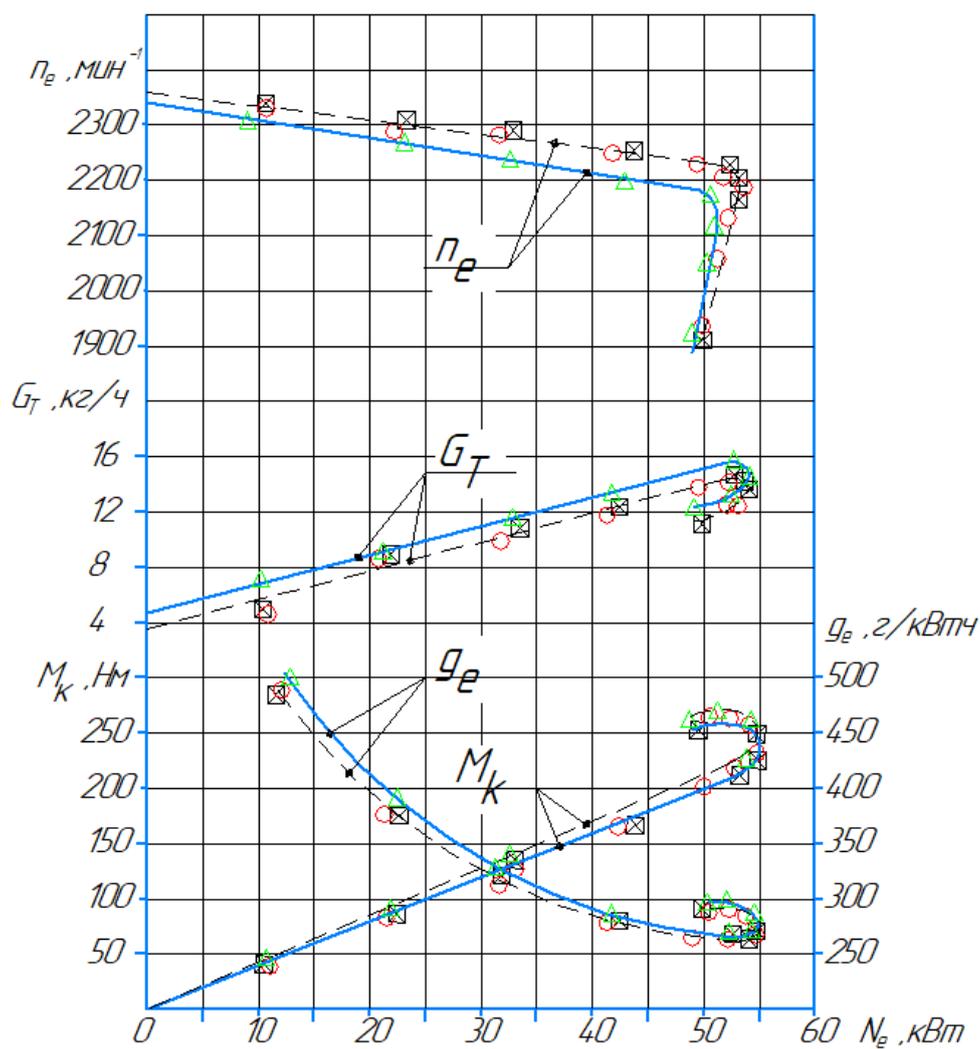
- при работе на товарном дизельном топливе - 0,265 г;
- при работе на дизельном топливе + 1% ПТЛМ - 0,194 г;
- при работе на дизельном топливе +2% ПТЛМ- 0,219 г;
- при работе на дизельном топливе +3% ПТЛМ - 0,241 г.

Таким образом, при работе форсунок ФД-22 на дизельном топливе ГОСТ 325, средний весовой износ составляет:

- для иглы - 0,063 г;
- для корпуса - 0,265 г.

При концентрации в дизельном топливе присадки ПТЛМ 1%, средний весовой износ деталей распылителя минимален, и составляет:

- для иглы – 0,052 г;
- для корпуса - 0,194 г.



- — ○ — ○ - дизельное топливо ГОСТ 32511-2013;
- ⊠ — ⊠ — ⊠ - дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 1%;
- △ — △ — △ — дизельное топливо с присадкой ПТЛМ в концентрации 3%.

Рисунок 3 – Внешняя регуляторная характеристика дизельного двигателя Д-240.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ ПРИСАДКИ ПТЛМ К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Талловое, льняное масла и полиалкилбензол полностью растворяются в дизельном топливе при простом механическом смешивании компонентов. Технология приготовления присадки к малосернистому дизельному топливу проста и не требует больших дополнительных затрат.

Присадку к дизельному топливу готовят следующим способом. В чистый бак с герметичной крышкой помещают компоненты присадки: дистиллированное талловое масло ГОСТ 14845 – 55%, дистиллированное льняное масло ГОСТ 5791 – 41%, полиалкилбензол ТУ 2414-025-05766480-2006 – 4%. Устанавливают перемешивающий насос и закрывают крышкой для предотвращения процесса окисления компонентов присадки. Подогревают смесь компонентов до температуры 55–60°C и перемешивают в течении 15 минут. Затем смешивают дизельное топливо с полученной присадкой в соотношении 99:1 % и перемешивают в течении 30 минут с последующим охлаждением до комнатной температуры. Полученное топливо отправляют на хранение при температуре от –5 до +20 °С. Допускается прямое смешивание без применения дополнительного оборудования прямо в баке трактора, предотвратив попадание пыли и грязи в топливный бак. Талловое масло, льняное масло и полиалкилбензол, залитые в емкость с дизельным топливом, растворяются в последнем через 1,5...2 минуты без перемешивания. Перемешивание компонентов затруднено при низких температурах окружающей среды, что обуславливается увеличением вязкости дизельного топлива и растительных масел. Исходя из этого, рекомендуется приготавливать присадку в отапливаемом помещении. Дизельное топливо легированное присадкой можно использовать для питания ДВС тракторов, комбайнов и другой мобильной и стационарной техники без изменения системы питания.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2725134

**ПРИСАДКА К МАЛОСЕРНИСТОМУ ДИЗЕЛЬНОМУ
ТОПЛИВУ**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина" (ФГБОУ ВО Омский ГАУ) (RU)*

Авторы: *Керученко Леонид Степанович (RU),
Даманский Роман Викторович (RU)*

Заявка № 2019122951

Приоритет изобретения **16 июля 2019 г.**

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **30 июня 2020 г.**

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает **16 июля 2039 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 185642

**СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ И РЕГУЛИРОВКИ
ФОРСУНОК**

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Омский государственный аграрный университет имени П.А. Столыпина" (ФГБОУ ВО Омский ГАУ) (RU)*

Авторы: *Керученко Леонид Степанович (RU),
Даманский Роман Викторович (RU)*

Заявка № 2018119852

Приоритет полезной модели 29 мая 2018 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 13 декабря 2018 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 29 мая 2028 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

Научное издание

**Р.В. ДАМАНСКИЙ, М.С. ЧЕКУСОВ,
Л.С. КЕРУЧЕНКО, А.А. КЕМ**

**ВЛИЯНИЕ ПРИСАДОК К ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ
НА ИЗНОС ДЕТАЛЕЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ**

МОНОГРАФИЯ

Подписано к печати 01.06. 2023 г. Формат бумаги 61 x 84 1/16. Печать
оперативная. Гарнитура «Times New Roman».

Усл. печ. л. 11,63. Тираж 500 экз.

Отпечатано в типографии ИП Макшеевой Е.А.
Омск, ул. Долгирева, 126. Тел. 89083194462