

На правах рукописи

Ломакин Георгий Викторович

**СНИЖЕНИЕ ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
И ИЗНОСА НАПРАВЛЯЮЩЕГО ПРЕЦИЗИОННОГО СОПРЯЖЕНИЯ  
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИИ РАСПЫЛИТЕЛЯ  
ТОПЛИВНОЙ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ**

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск – 2011

Работа выполнена в национальном исследовательском университете ГОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет».

Научный руководитель – доктор технических наук, доцент  
**Лазарев Владислав Евгеньевич.**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
**Суркин Вячеслав Иванович,**

кандидат технических наук, доцент,  
**Марков Михаил Васильевич.**

Ведущая организация – **ООО «ГСКБ «Трансдизель».**

Защита состоится 28 сентября 2011 г., в 13 часов, на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп. E-mail: D212.298.09@mail.ru, тел/факс (351)267-91-23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

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

Автореферат разослан августа 2011 г.

Ученый секретарь диссертационного совета  
доктор технических наук, профессор

Лазарев Е.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность работы.** Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами с одновременным увеличением удельной мощности дизелей сопровождается повышением давления впрыскивания топлива и температуры распылителя топливной форсунки. В результате высоких гидродинамических и тепломеханических нагрузок снижается ресурс направляющего прецизионного сопряжения распылителя. При анализе состояния распылителей в процессе эксплуатации дизелей отмечается, что 75% вышедших из строя распылителей имеет потерю гидравлической плотности вследствие преждевременного достижения предельного износа направляющего прецизионного сопряжения. Повышение ресурса направляющего прецизионного сопряжения распылителей топливных форсунок является одним из условий высокого технического уровня дизелей.

Снижение нагруженности и износа направляющего прецизионного сопряжения совершенствованием конструкции распылителя для повышения ресурса при увеличении давления впрыскивания топлива является актуальной научной задачей. При решении задачи комплекс технических решений по совершенствованию конструкции распылителей проверялся оценкой тепломеханической нагруженности и износа направляющего прецизионного сопряжения.

**Цель работы.** Снижение нагруженности и износа направляющего прецизионного сопряжения совершенствованием конструкции распылителя топливной форсунки.

Для достижения цели предусматривается решение следующих задач:

1. Разработать комплекс технических решений по совершенствованию конструкции распылителя для снижения тепломеханической нагруженности направляющего прецизионного сопряжения.

2. Определить граничные условия теплообмена для моделирования и оценки тепловой нагруженности прецизионных сопряжений распылителя методом конечных элементов.

3. Оценить уровень теплового и механического нагружения прецизионных сопряжений распылителя при использовании новых технических решений.

4. Экспериментально определить влияние предложенных технических решений на износы направляющего прецизионного сопряжения распылителя и эффективные, экономические показатели в результате краткосрочных и длительных испытаний дизеля.

5. Разработать рекомендации по снижению износа и увеличению ресурса направляющего прецизионного сопряжения распылителей в дизелях.

### **Научная новизна**

1. Разработана математическая модель распылителя модифицированной конструкции, позволяющая выполнить анализ влияния уровня нагруженности прецизионных сопряжений на параметры изнашивания и ресурс распылителя.

2. Определены факторы, снижающие тепломеханическую нагруженность: в направляющем прецизионном сопряжении – конфигурация, масса, геометрические параметры иглы и гидравлического тракта в корпусе, в запирающем – интенсивность теплообмена топлива со стержнем иглы и рабочих газов с корпусом распылителя.

3. Установлено снижение тепломеханической нагруженности и скорости изнашивания элементов прецизионных сопряжений при уменьшении диаметра, длины направляющей части и хода иглы распылителя.

**Методы исследования.** Математическое моделирование процессов теплообмена и контактного взаимодействия элементов направляющего прецизионного сопряжения распылителя топливной форсунки в дизеле с использованием методов подобия и конечных элементов. Экспериментальные исследования распылителя в дизеле с использованием стандартных и оригинальных измерительной аппаратуры и методов испытаний.

**Объект и предмет исследования.** Процессы гидродинамического и тепломеханического нагружения и их влияние на износ направляющего прецизионного сопряжения распылителя топливной форсунки в дизеле.

**Практическая ценность.**

1. Разработан и защищен патентом РФ на изобретение распылитель оригинальной конструкции с уменьшенными ходом, диаметром и длиной направляющей части иглы, а также с усовершенствованной образующей поверхности полости охлаждения под дифференциальной площадкой иглы в корпусе для снижения тепломеханической нагруженности направляющего прецизионного сопряжения.

2. Предложена и апробирована методика определения граничных условий гидродинамического и тепломеханического нагружений для оценки температурного, напряженно-деформированного состояния и износа направляющих прецизионных сопряжений распылителей различных конструкций.

3. Разработан и обоснован комплекс мероприятий по совершенствованию конструкции распылителя, направленный на снижение уровня его тепломеханической нагруженности и повышение ресурса прецизионных сопряжений.

4. Экспериментально установлена необходимость увеличения усилия затяжки пружины форсунки для обеспечения герметичности запирающего прецизионного сопряжения при уменьшении диаметра, длины направляющей части и хода иглы распылителя.

**Реализация результатов.** Результаты работы использованы ООО «ГСКБ «Трансдизель» при совершенствовании конструкции прецизионного сопряжения, развитию охлаждающей полости под дифференциальной площадкой иглы и увеличению числа наклонных топливоподводящих каналов в корпусе распылителя тракторного дизеля 4ЧН15/20,5 (Д-180) и его модификаций. Методика определения граничных условий гидродинамического и тепломеханического нагружения направляющего прецизионного сопряжения распылителя используется в учебном процессе кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Методика экспериментальных исследований распылителей использована в НП «Сертификационный центр автотракторной техники» при оценке показателей транспортных дизелей.

**Апробация работы.** Основные результаты диссертационной работы обсуждены и одобрены на региональных, межрегиональных и международных научно-технических конференциях: Челябинск: ЮУрГУ, 2009–2011 гг.; Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2009 г.; Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010 г.; Челябинск: ЧГАА, 2009–2011 гг.

Диссертационная работа одобрена на научных семинарах кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета и кафедры «Тракторы и автомобили» Челябинской государственной агроинженерной академии.

**Публикации.** Основные научные и практические результаты диссертационной работы изложены в 15 работах, в том числе 5 – в изданиях, рекомендованных ВАК, 6 – в материалах международных, всероссийских и региональных конференций, 1 – в региональных изданиях, в 2 патентах РФ на полезную модель и 1<sup>ом</sup> положительном решении по заявке о выдаче патента РФ на изобретение.

**Личный вклад автора.** Основные научные результаты теоретических и экспериментальных исследований получены лично автором при выполнении научно-исследовательских работ:

– по гранту 2009–2011, П503 от 05.08.2009 «Теоретические основы методов разработки малотоксичного рабочего цикла и повышения ресурса основных трибосопряжений энергоэффективных двигателей внутреннего сгорания»,

– по гранту 2010–2012, № 16.740.11.0073 от 01.09.2010 «Совершенствование методов расчета сложнонагруженных и прецизионных трибосопряжений транспортных двигателей с учетом гидродинамического и граничного режимов трения, тепломассообмена и неньютоновских свойств смазочных материалов».

**Структура и объем диссертации.** Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, библиографического списка (68 источников) и приложения. Диссертация содержит 154 страниц, 12 таблиц, 60 иллюстраций.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** отмечается, что улучшение эксплуатационных свойств дизелей зависит от ресурса прецизионных сопряжений распылителей. Нагруженность прецизионных сопряжений распылителя растет с увеличением уровня форсирования дизеля. Совершенствование конструкции распылителя топливной форсунки с целью снижения нагруженности и износа прецизионных сопряжений является актуальным направлением повышения технического уровня дизелей.

**В первой главе** рассматриваются основные направления развития рабочего цикла дизелей, важнейшими из которых являются повышение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами. Качество процессов смесеобразования и сгорания в дизеле в значительной степени определяется параметрами и характеристиками процесса впрыскивания топлива.

Конструкция распылителя должна обеспечивать равномерное распределение по камере сгорания, тонкость и равномерность распыливания, своевременность и закономерность впрыскивания топлива, а также герметизацию магистрали высокого давления. Выполнение этих требований затруднено в распылителях типа DLA, износ прецизионных сопряжений которых еще достаточно высок.

Тепломеханическая нагруженность распылителей определяет работоспособность направляющего прецизионного сопряжения. В этих условиях способы обеспечения работоспособности изменением конструкции направляющего прецизионного сопряжения распылителей еще недостаточно изучены.

Потеря работоспособности распылителя оказывает влияние на параметры и характеристики процессов впрыскивания и сгорания топлива в рабочем цикле дизеля. Имеющиеся данные не дают полной информации о конструкции распылителя с минимальным износом направляющего прецизионного сопряжения. На основе обзора работ сформулированы цель и задачи исследования.

**Во второй главе** рассматриваются недостатки конструкций распылителей топливных форсунок дизелей и особенности разработанных автором опытных моделей. Отмечаются причины снижения ресурса: потеря гидравлической плотности, повышенный износ, снижение подвижности иглы, нарушение условий монтажа распылителя в форсунке и форсунки в головке цилиндров. Снижение радиальной силы в направляющем прецизионном сопряжении, локальное охлаждение иглы и корпуса, экранирование выступающей части корпуса положены в основу обоснования новой конструкции распылителя в соответствии с рис. 1.

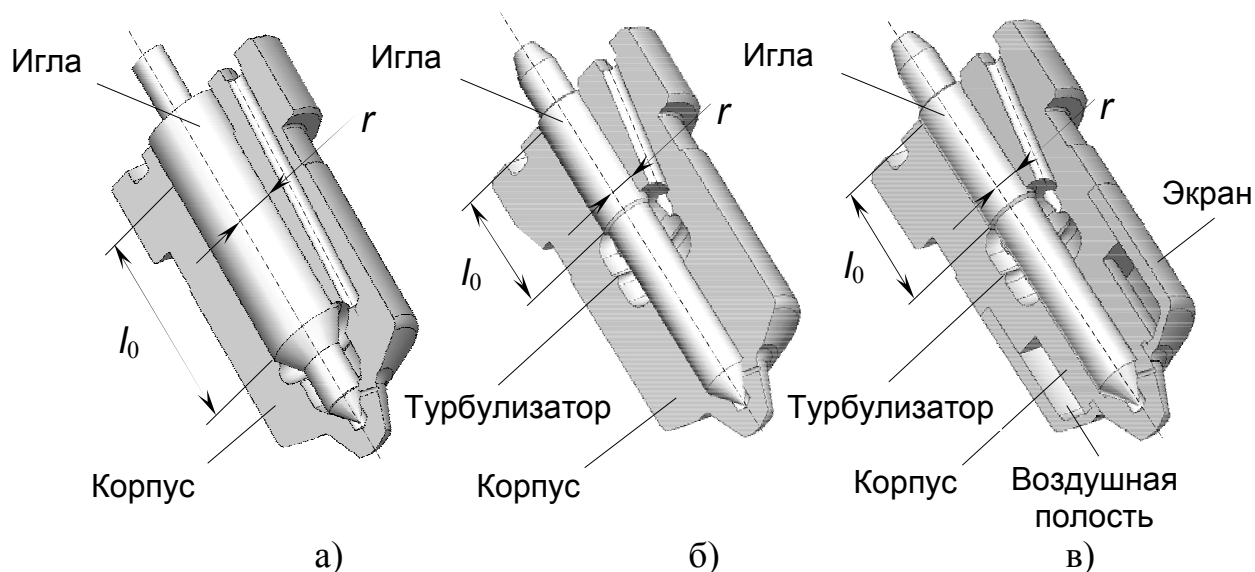


Рис. 1. Элементы направляющего прецизионного сопряжения распылителей: штатного (а), опытного (б), опытного с экраном (в)

Для конечно-элементного анализа температурного и напряженно-деформированного состояния направляющего прецизионного сопряжения разработана методика определения граничных условий, учитывающая гидродинамическое нагружение иглы давлением топлива, тепловое нагружение корпуса рабочими газами, механическое нагружение пружиной и монтажными усилиями.

Гидродинамическое нагружение иглы проявляется отклонением  $e_n$  ее оси от оси отверстия в корпусе из-за неравномерного распределения давления топлива и появлением неуравновешенной радиальной силы  $F_N$ . По данным В.И. Трусова она соизмерима с усилием затяжки пружины форсунки, зависит от перепада давления  $\Delta p$  топлива в зазоре  $S_H$ , конусности  $k$ , радиуса  $r$ , длины  $l_0$  элементов направляющего сопряжения и определяется по уравнению Т.М. Башты

$$F_N = \frac{\pi l_0 r k}{2e_n} \cdot \left[ 1 - \frac{2S_H + k}{((2S_H + k)^2 - 4e_n^2)^{0,5}} \right] \cdot \Delta p. \quad (1)$$

При определении радиальной силы учитывается изменение геометрических параметров элементов сопряжения вследствие теплового расширения, используя рекомендации В.Е. Лазарева. Износ сопряжения обусловлен контактом поверхности иглы с поверхностью отверстия в корпусе при работе распылителя.

Тепловое нагружение распылителя характеризуется теплоотдачей от газов к корпусу, от корпуса к топливу и теплопередачей при контакте с форсункой.

Теплообмен газов с корпусом распылителя характеризуется граничными условиями третьего рода. По текущим значениям коэффициента теплоотдачи  $\alpha$  и температуры  $T$  газов определяются эквивалентные значения  $\alpha_3$  и  $T_3$ . Определение  $T$  выполняется термодинамическим анализом индикаторной диаграммы давления  $P$ , для оценки  $\alpha$  используется известная зависимость Г. Вошни

$$\alpha = C_q \cdot P^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot D^{-0,2} \cdot W^{0,8} \quad (2)$$

Следуя рекомендациям А.К. Костина, Р.М. Петриченко и А.В. Николаенко учитываются распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности головки на диаметре  $D$  цилиндра и в зазоре между распылителем и отверстием в головке.

Свободно-конвективный теплообмен в закрытой воздушной полости под экраном выступающей части корпуса распылителя определяется с использованием уравнения М.А. Михеева, характеризуемого коэффициентом теплопроводности воздуха  $\lambda_B$ , критериями подобия  $Gr_B$ ,  $Pr_B$  и шириной воздушной полости под экраном  $\delta$ , модифицированного автором

$$\alpha = 0,36 (Gr_B \cdot Pr_B)^{0,25} \cdot \frac{\lambda_B}{\delta} \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи в полостях распылителя: кольцевой, дифференциальной площадки и колодце под иглой при вынужденно-конвективном теплообмене между корпусом и топливом, отсутствии впрыскивания и колебательных движениях топлива рассматривается с учетом рекомендаций М.А. Михеева

$$\alpha_1 = 1,4 \left( \frac{Re_1 d_3}{l} \right)^{0,4} \cdot Pr_T^{0,33} \cdot \left( \frac{Pr_T}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \cdot \frac{\lambda_T}{d_3} \quad (4)$$

Коэффициенты теплоотдачи в кольцевой полости и колодце под иглой при вынужденно-конвективном теплообмене между корпусом и топливом, впрыскивании топлива с высокой скоростью рассматривается М.А. Михеевым, а в полости дифференциальной площадки, с учетом рекомендаций В.Н. Долинина, определяются соответственно

$$\alpha_2^{1;3} = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_T^{0,43} \cdot \left( \frac{Pr_T}{Pr_{CT}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_i \cdot \frac{\lambda_T}{d_3}, \quad (5)$$

$$\alpha_2^2 = 0,023 \cdot Re^{0,69} \cdot Pr_T^{0,4} \cdot \frac{\lambda_T}{d_3} \quad (6)$$

Контактный теплообмен с форсункой характеризуется температурой  $T_k$  деталей в контакте и коэффициентом контактного теплообмена  $\alpha_k$ , который для горизонтальных поверхностей определяется по рекомендациям Г.Б. Розенблита

$$\alpha_k = \frac{2\lambda_c}{h_1 + h_2} + 2,1 \cdot \frac{P \cdot \lambda_m}{3\sigma_B} \cdot 10^4, \quad (7)$$

а для вертикальных – по закономерностям для условного зазора  $\alpha_k = \lambda_c / \delta_k$ . Термическое сопротивление контакта зависит от высоты микронеровностей  $h_1$  и  $h_2$ , контактного усилия  $P$ , величины зазора  $\delta_k$  и теплопроводности среды  $\lambda_c$  в зазоре.

**В третьей главе** выполнена расчетно-экспериментальная оценка тепловой нагруженности распылителей, отличающихся, в соответствии с рис. 1, диаметром, длиной направляющей части и массой иглы, числом топливных каналов и полостью охлаждения в корпусе и экраном на его выступающей части.

Для создания конечно-элементных аналогов при определении теплового состояния выполнено твердотельное моделирование исследуемых распылителей. В соответствии с рис. 2 на поверхности корпуса штатного распылителя выделяется протяженная зона с температурой в среднем  $220^\circ\text{C}$ . В направляющем прецизионном сопряжении максимальная температура составляет  $180^\circ\text{C}$ . Уменьшение диаметра до 4 мм и длины до 10 мм направляющей части иглы, развитие охлаждающей полости в корпусе, увеличение числа топливных каналов до 5 приводит к снижению температуры направляющего прецизионного сопряжения опытного распылителя в среднем на  $47^\circ\text{C}$ . Температура запирающего прецизионного сопряжения распылителя при этом изменяется несущественно, однако, в соответствии с рис. 2, б, постановка экрана на выступающей части корпуса снижает эту температуру на  $29^\circ\text{C}$ .

Параметры контактного взаимодействия оцениваются с учетом механического и теплового нагружения направляющего сопряжения, структуры микрорельефа и параметров шероховатости поверхностей контакта, теплофизических и механических свойств элементов и дизельного топлива, как смазочной среды. При этом учитываются вид контактного взаимодействия, соотношение между номинальной и фактической площадями контакта, номинальное  $P_a$ , контурное  $P_c$  и фактическое  $P_r$  давления контакта и коэффициент трения. Указанные параметры определены с учетом рекомендаций В.Е. Лазарева для прецизионных сопряжений распылителя топливной форсунки.

Связь радиальной силы в направляющем прецизионном сопряжении распылителя с номинальными, контурными и фактическими параметрами контактирования определится

$$N = P_a A_a = P_c A_c = P_r A_r, \quad (8)$$

где  $A_a$ ,  $A_c$  и  $A_r$  – номинальная, контурная и фактическая площади контакта,  $\text{м}^2$ .

При оценке плотности теплового потока  $q$  в контактирующие элементы сопряжения и дизельное топливо использовано основное уравнение тепловыделения при трении

$$q = r f P_a \frac{A_a}{A_r} V, \quad (9)$$

где  $f$ ,  $r$  – соответственно коэффициенты трения и распределения теплоты (определяется по рекомендации Ф. Шаррона);

$P_a$  – номинальное давление, Па;



$V$  – скорость скольжения, м/с.

Для оценки коэффициента теплоотдачи квази-конвективного теплообмена, выполнено совместное решение уравнений теплопроводности и конвекции.

Уравнение конвективного теплообмена

$$q = \alpha(T - T_0), \quad (10)$$

где  $T_0$ ,  $T$  – температура окружающей среды, контактная температура, К;  
 $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> К).

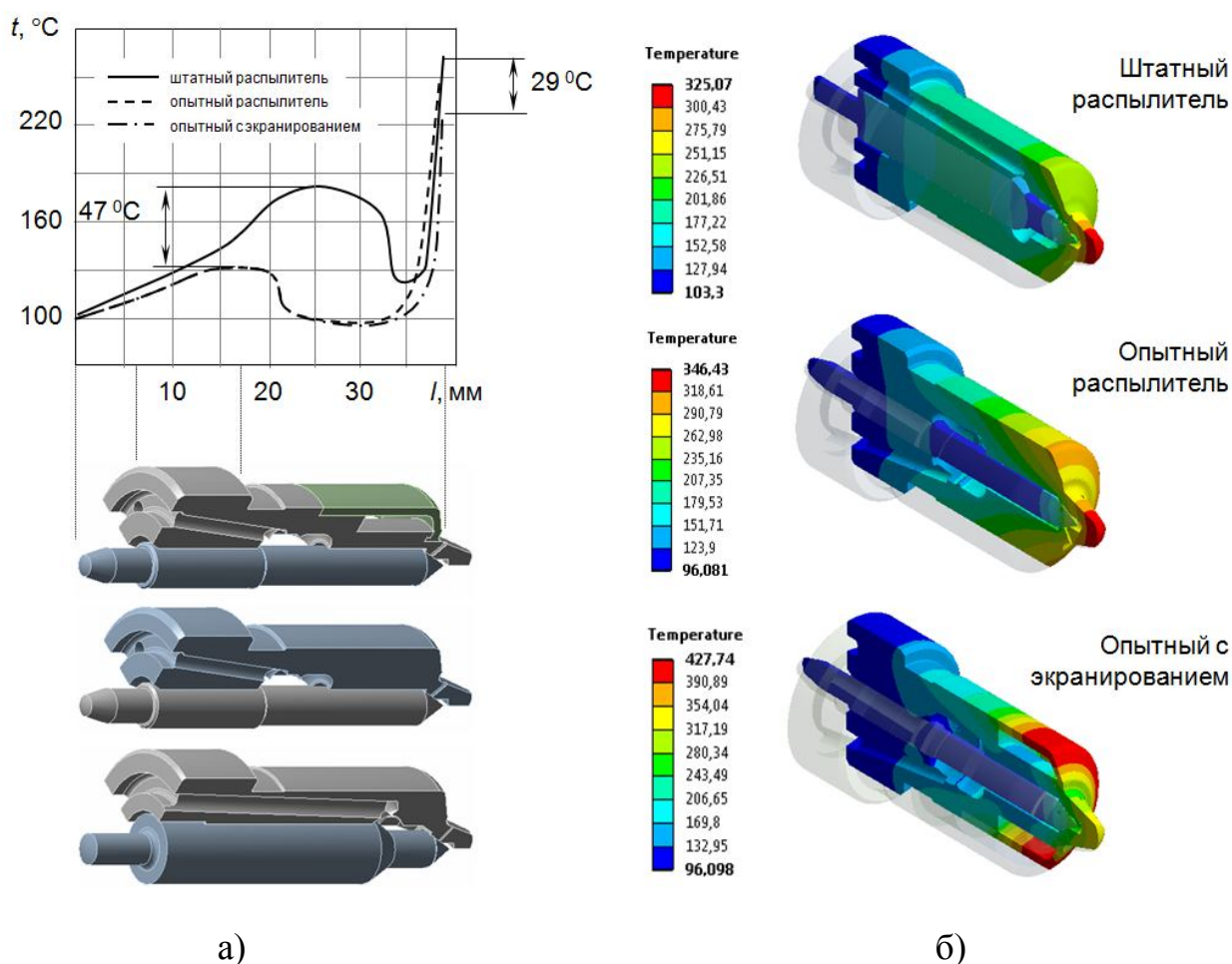


Рис. 2. Температура игл (а) и распределение температур в сечениях исследуемых распылителей (б) в дизеле при  $P_e = 0,80$  МПа,  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>

Уравнение теплопроводности

$$q = \frac{\lambda}{L}(T - T_R) = \alpha(T - T_R), \quad (11)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup> К), квази-конвективного теплообмена;

$T_R$  – результирующая температура, К;

$L$  – глубина реперной точки от контактной поверхности, м.

Распределение температур на поверхности и в объеме иглы распылителей представлено на рис. 3. Форма контактной поверхности и условия теплообмена определяют распределение температур в зоне контакта, например иглы. Распределение тепловых потоков – результат прогрева сопряжения распылителей от

рабочих газов в цилиндре с одновременной генерацией теплоты на поверхности контакта вследствие трения. Распределение температур многоочаговое и нерегулярное, что объясняется, в соответствии с рис. 3, особенностями шероховатой поверхности. Отмечается снижение температуры опытного распылителя.

Для оценки нормальных напряжений в контактном слое сопряжения микро-механическим статическим прочностным анализом использована, в соответствии с рис. 4, модель поверхностей с оригинальной шероховатостью иглы и корпуса распылителей размерами основания  $4 \times 4$  мкм и глубиной 1,5 мкм.

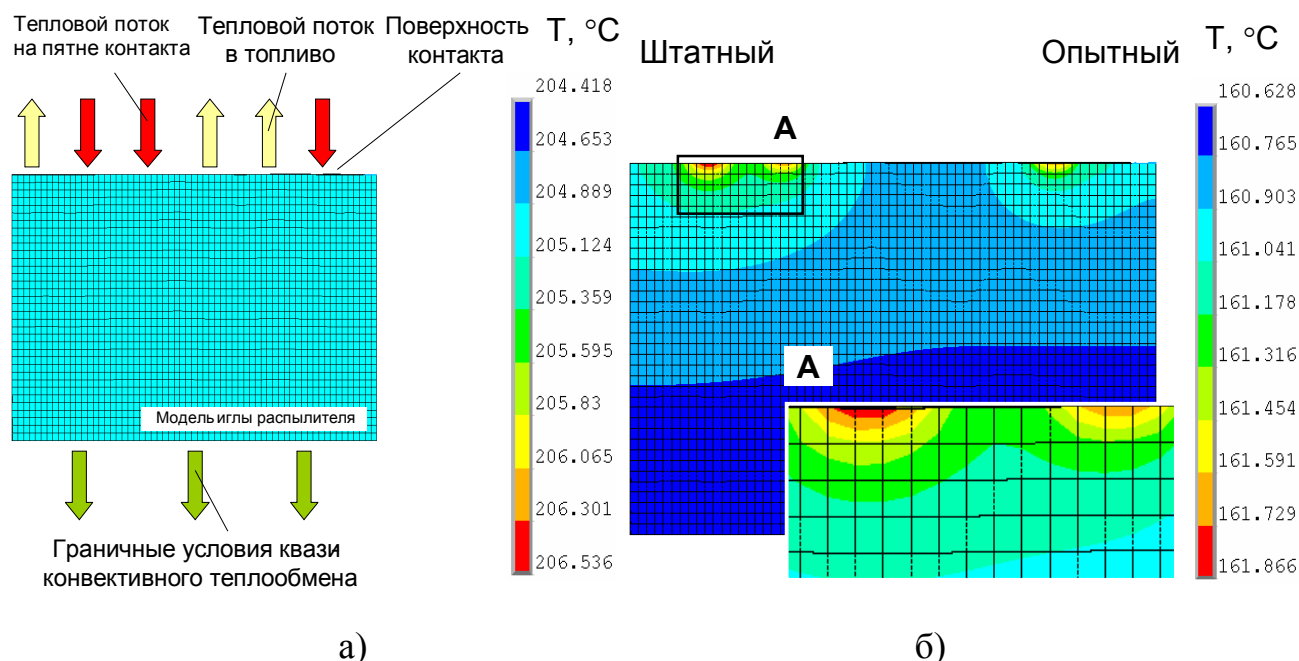


Рис. 3. Тепловая модель с граничными условиями (ГУ) контактного теплообмена (а) и распределение температур в игле распылителей (б) ( $P_e = 0,85$  МПа,  $n = 1250$  мин $^{-1}$ )

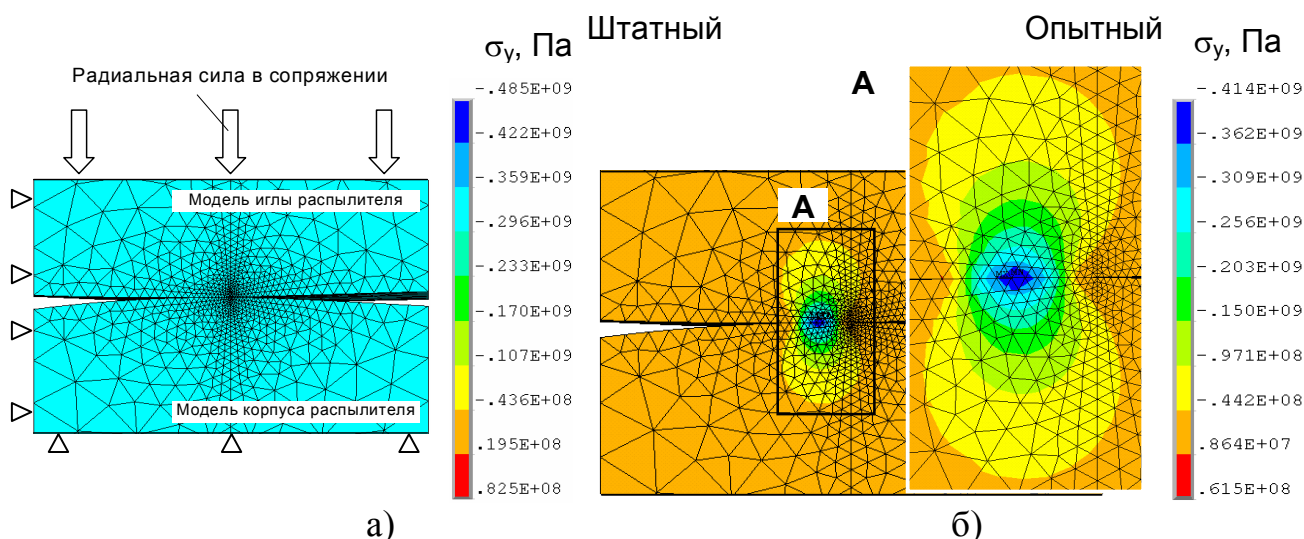


Рис. 4. Микро-механическая модель контактного направляющего сопряжения с ГУ механического взаимодействия (а) и распределение нормальных напряжений в сопряжениях (б) ( $P_e = 0,85$  МПа,  $n = 1250$  мин $^{-1}$ )

Максимальные фактические давления располагаются вблизи центра пятна контакта. Распределение нормальных напряжений  $\sigma_y$  в сопряжениях имеет «оча-

говый» характер с увеличением их в области контакта. Изолинии напряжений распределены «слоями» по поверхности и в объеме элементов сопряжения пропорционально площади фактического контакта. Формирование «сжатой» среды сферической формы происходит внутри областей напряжений растяжения. У опытного распылителя наблюдается меньший уровень напряжений.

**В четвертой главе** приведено описание конструкции новых распылителей (защищенных патентом РФ на изобретение), элементов направляющего прецизионного сопряжения, в соответствии с рис. 5.

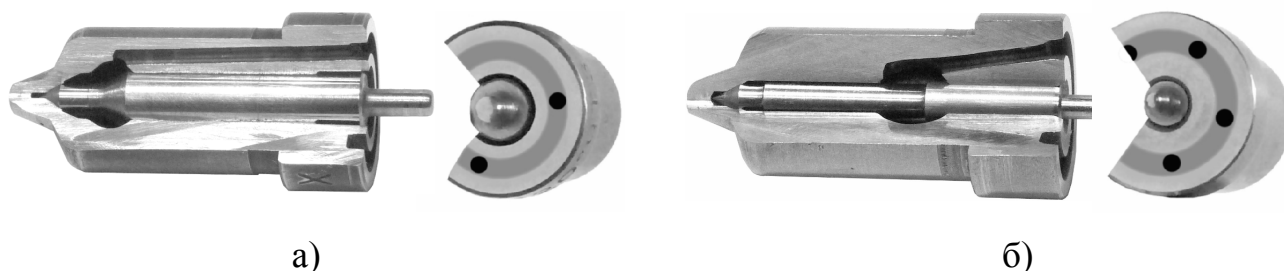


Рис. 5. Фотографии сечений внутренней конфигурации направляющего прецизионного сопряжения штатного (а) и опытного (б) распылителей

Разработана методика экспериментального исследования, предусматривающая решение следующих задач: измерение элементов направляющего прецизионного сопряжения распылителя; сравнительные испытания штатных и опытных распылителей топливных форсунок с определением регулировочной, скоростной и нагрузочных (на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента) характеристик дизеля; оценка износа и изменения гидравлической плотности направляющего прецизионного сопряжения штатных и опытных распылителей форсунок после длительных ресурсных (400 часовых) испытаний. Описана экспериментальная установка, измерительная и регистрирующая аппаратура с указанием погрешностей измерений.

**В пятой главе** рассмотрены экспериментально полученные результаты сравнительных технико-экономических показателей дизеля 4ЧН15/20,5 со штатными и опытными распылителями топливных форсунок. Регулировочные характеристики свидетельствуют, в соответствии с рис. 6, а, что на режимах номинальной мощности ( $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$ ) и максимального крутящего момента ( $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ) оптимальный (с позиции топливной экономичности) угол опережения подачи топлива находится в интервале 21...23 град ПКВ до ВМТ.

Результаты определения скоростных характеристик дизеля 4ЧН15/20,5 с углом опережения подачи топлива  $\theta_{впр} = 23$  град ПКВ до ВМТ при работе с топливными форсунками, укомплектованными штатными и опытными распылителями представлены на рис. 6, б.

При работе дизеля в комплектации с опытными форсунками наблюдается снижение температуры отработавших газов  $t_r$  на 20...40 °С в исследуемом диапазоне частот вращения коленчатого вала. Наибольшее снижение температуры отработавших газов наблюдается в области повышенных частот вращения коленчатого вала.

Снижение удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  наблюдалось в пределах 1,3...3,4 г/кВт·ч на режимах  $n = 900...1000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 1150...1250 \text{ мин}^{-1}$

соответственно. При этом увеличилась мощность  $N_e$  дизеля в диапазоне частот вращения коленчатого вала  $900 \dots 1050 \text{ мин}^{-1}$ . Увеличение мощности составило  $1,8 \dots 3,2 \text{ кВт}$ . Запас крутящего момента дизеля возрос с  $25,5$  до  $27,6\%$ . При частотах вращения коленчатого вала  $900 \dots 1250 \text{ мин}^{-1}$  наблюдается тенденция увеличения расхода  $G_B$  и коэффициента избытка  $\alpha$  воздуха.

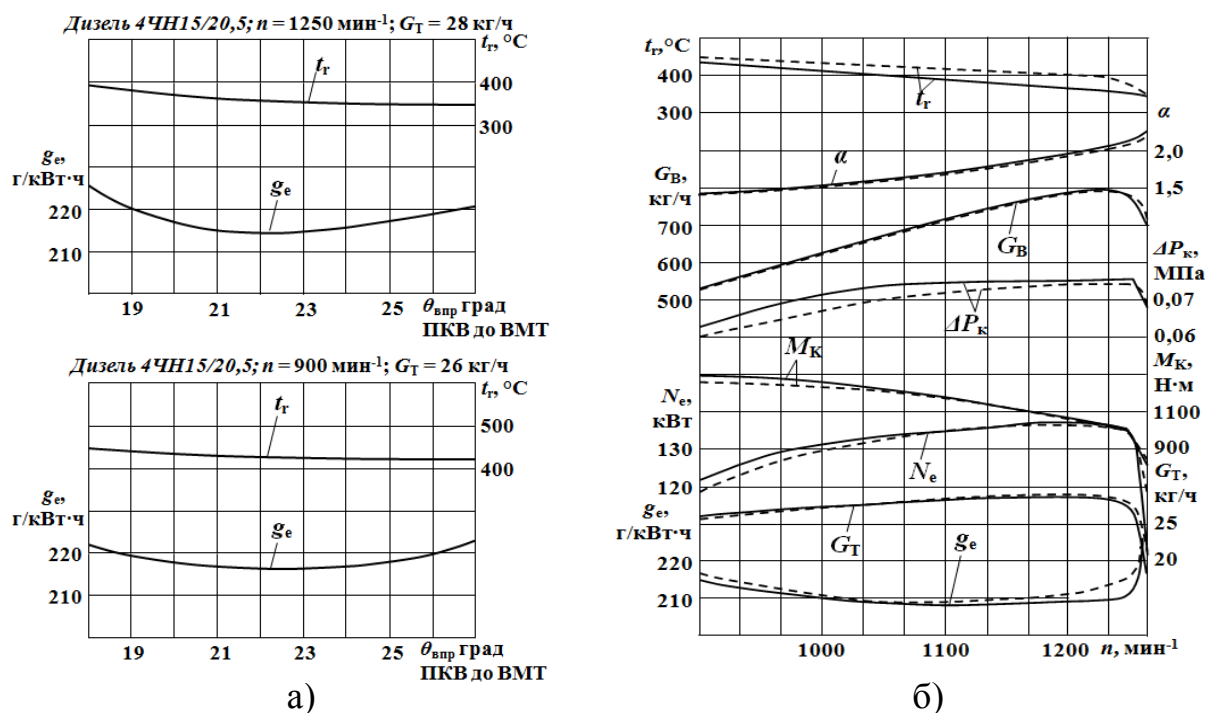


Рис. 6. Регулировочные (а) и скоростные (б) характеристики дизеля 4ЧН15/20,5 со штатными - - - и опытными ——— распылителями

Результаты определения нагрузочных характеристик дизеля 4ЧН15/20,5 при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$  с углом опережения подачи топлива  $\theta_{впр} = 23$  град ПКВ до ВМТ, представлены на рис. 7, а и 7, б. При работе дизеля в комплектации с опытными форсунками наблюдается снижение температуры отработавших газов на  $30 \dots 50 \text{ }^\circ\text{C}$  при частотах вращения  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$  и  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ . Удельный эффективный расход топлива по характеристике при  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$  снизился на  $1,3 \dots 4 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$  (в среднем на  $2,6 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ ). Удельный эффективный расход топлива по нагрузочной характеристике при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$  также снизился. Наибольшее снижение удельного расхода топлива наблюдалось при средних и малых значениях среднего эффективного давления  $P_e$ . В диапазоне изменения  $P_e$  от  $0,45$  до  $0,85 \text{ МПа}$  снижение удельного эффективного расхода топлива составило  $5,8 \dots 8,4 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ .

Для определения сравнительных износа и интенсивности изнашивания направляющих прецизионных сопряжений штатных и опытных распылителей с участием автора проведены длительные (400 часовые) испытания дизеля 4ЧН15/20,5.

Оценка диаметрального зазора в направляющем прецизионном сопряжении для штатных и опытных распылителей до и после испытаний, в соответствии с рис. 8, определялась путем измерения диаметров игл и отверстий в корпусах распылителей. Измерение диаметров выполнялось с использованием измерительного стенда ЦНИТА-8259, рычажного микрометра (МРИ 400-0,001

ГОСТ4381-87) и нутромера повышенной точности (нутромер 3-6 ГОСТ 9244-75) с ценой деления 0,001мм. Результаты измерений основных элементов направляющего прецизионного сопряжения использовались при определении расчетным путем изношенной массы иглы и корпуса.

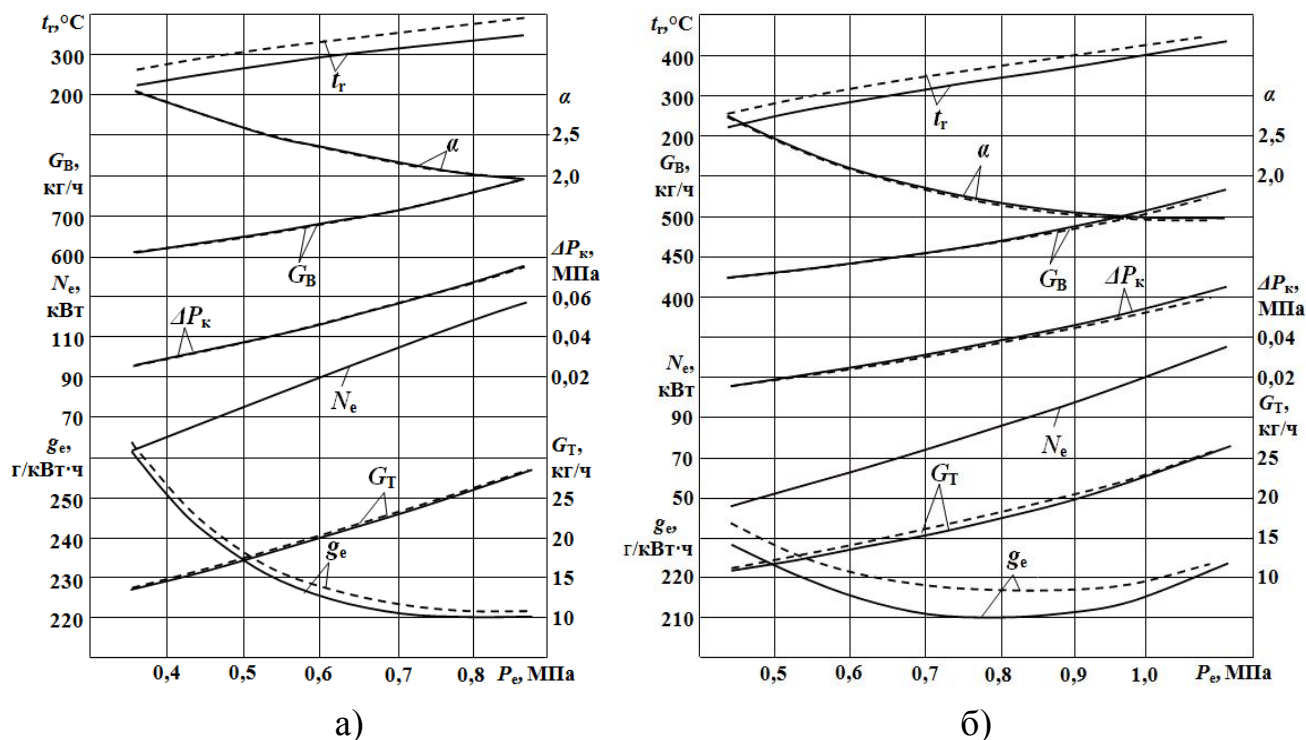


Рис. 7. Нагрузочные характеристики дизеля 4ЧН15/20,5 со штатными - - - и опытными ——— распылителями при  $n = 1250 \text{ мин}^{-1}$  (а) и  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$  (б)

После установления глубины  $h$  изношенного слоя и изношенной массы  $m$  определялись линейная  $v_l = \frac{h}{t}$  и массовая  $v_m = \frac{m}{t}$  скорости изнашивания иглы и корпуса исследуемых распылителей.

Затем определена линейная интегральная интенсивность изнашивания  $I_h$

$$I_h = \frac{h}{s} = \frac{h}{h_i \cdot z}, \quad (12)$$

где  $s$  – путь трения иглы распылителя, м;  $z$  – число циклов за время  $t$ ;  
 $t$  – продолжительность длительных испытаний, мч;  $h_i$  – ход иглы, м.

Полученные результаты приведены в табл. 1.

Анализ линейных и массовых скоростей изнашивания элементов сопряжений исследуемых распылителей свидетельствует, что совершенствование конструкции опытного распылителя позволяет снизить линейную скорость изнашивания иглы и корпуса в 1,2 раза, а массовую скорость изнашивания иглы и корпуса – в 3,2 раза. При этом линейная интегральная интенсивность изнашивания элементов направляющего прецизионного сопряжения штатного и опытного распылителей практически не изменилась.

При определении моторесурса прецизионных элементов распылителя следует использовать экспериментально установленную глубину  $h$  изношенного контактного слоя.

Для оценки ресурса направляющего прецизионного сопряжения распылителя в моточасах, можно использовать зависимость, предложенную В.Е. Лазаревым

$$t_m = \frac{h}{30 \cdot n \cdot l_h \cdot h_i}, \quad (13)$$

где  $h$  – глубина изношенного слоя иглы или корпуса распылителя, м;

$n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$l_h$  – линейная интегральная интенсивность изнашивания, м/м;

$h_i$  – ход иглы распылителя топливной форсунки.

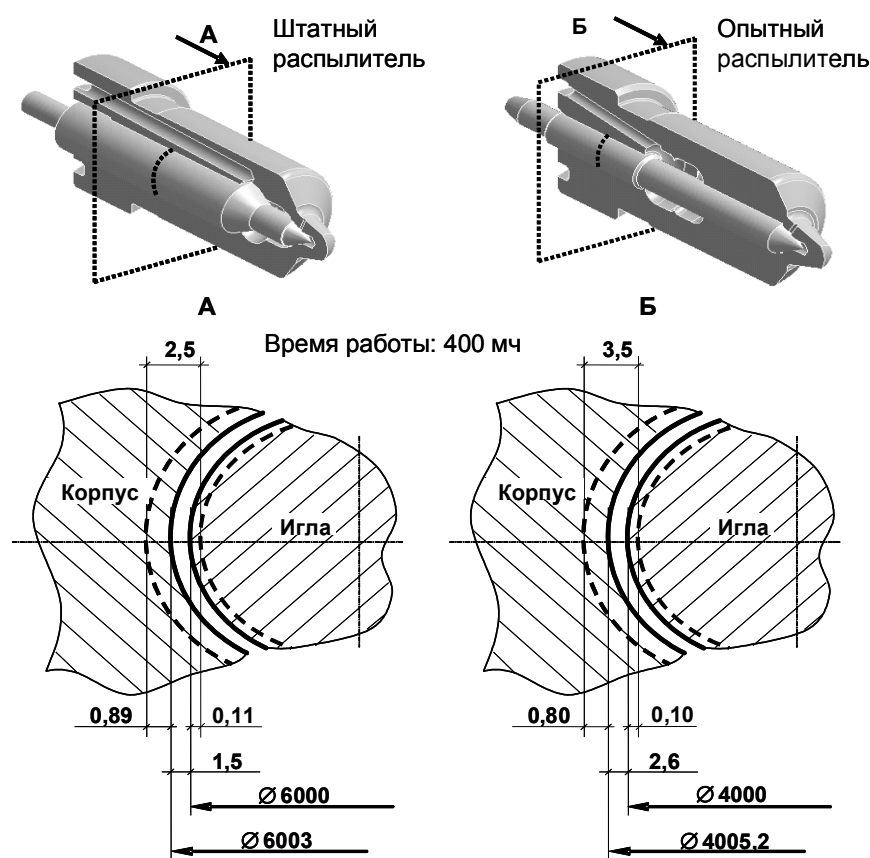


Рис. 8. Усредненная оценка радиального зазора в направляющем прецизионном сопряжении штатного (а) и опытного (б) распылителей

На рис. 9 представлены зависимости ресурса направляющего прецизионного сопряжения исследуемых распылителей от среднего эффективного давления дизеля 4ЧН15/20,5, определенные ранее.

При оценке средневзвешенного значения моторесурса направляющего прецизионного сопряжения распылителя учтено распределение времени эксплуатации дизеля по режимам его нагружения. Средневзвешенный моторесурс штатного распылителя составляет 1229,82 моточасов, а опытного распылителя – 2181,84 моточасов. Полученные результаты приведены в табл. 2.

Таблица 1

Сравнительная оценка износа направляющего прецизионного  
сопряжения исследуемых распылителей

Параметры	Обозначения	Единицы измерения	Штатный распылитель	Опытный распылитель
Исходный диаметральный зазор в сопряжении до испытаний	$\Delta$	м	$3 \cdot 10^{-6}$	$5,2 \cdot 10^{-6}$
Измеренный диаметральный зазор в сопряжении после испытаний	$H$	м	$5 \cdot 10^{-6}$	$7 \cdot 10^{-6}$
Радиальная глубина изношенного слоя иглы распылителя	$h_1$	м	$1,1 \cdot 10^{-7}$	$1,0 \cdot 10^{-7}$
Радиальная глубина изношенного слоя отверстия корпуса распылителя	$h_2$	м	$8,9 \cdot 10^{-7}$	$8,0 \cdot 10^{-7}$
Потеря массы иглы после 400 часов наработки	$\Delta m_1$	кг	$2,95 \cdot 10^{-7}$	$9,82 \cdot 10^{-8}$
Потеря массы корпуса после 400 часов наработки	$\Delta m_2$	кг	$2,39 \cdot 10^{-6}$	$7,96 \cdot 10^{-7}$
Частота вращения коленчатого вала дизеля	$n$	мин <sup>-1</sup>	1250	1250
Ход иглы распылителя форсунки	$h_i$	м	$4,5 \cdot 10^{-4}$	$3,5 \cdot 10^{-4}$
Суммарная наработка распылителей в процессе испытаний (в моточасах)	$t$	мч	410	437
Линейная скорость изнашивания иглы распылителя	$v_1$	м/ мч	$2,68 \cdot 10^{-10}$	$2,26 \cdot 10^{-10}$
Линейная скорость изнашивания корпуса распылителя	$v_2$	м/ мч	$2,17 \cdot 10^{-9}$	$1,83 \cdot 10^{-9}$
Массовая скорость изнашивания иглы распылителя	$v_{m1}$	кг/ мч	$7,19 \cdot 10^{-10}$	$2,25 \cdot 10^{-10}$
Массовая скорость изнашивания корпуса распылителя	$v_{m2}$	кг/ мч	$5,82 \cdot 10^{-9}$	$1,82 \cdot 10^{-9}$
Линейная интегральная интенсивность изнашивания иглы	$l_{h1}$	м/м	$1,59 \cdot 10^{-11}$	$1,73 \cdot 10^{-11}$
Линейная интегральная интенсивность изнашивания корпуса	$l_{h2}$	м/м	$1,29 \cdot 10^{-10}$	$1,39 \cdot 10^{-10}$

Для контроля состояния направляющего прецизионного сопряжения распылителя топливной форсунки дизеля 4ЧН15/20,5 до и после длительных 400 часовых испытаний выполнена оценка гидравлической плотности. Результаты оценки гидравлической плотности штатного и опытного распылителей до и после испытаний приведены в табл. 3. Гидравлическая плотность оценивалась временем  $t$  снижения давления топлива под иглой распылителя от 20 МПа до 10 МПа. После длительных испытаний наблюдается снижение гидравлической плотности направляющего прецизионного сопряжения штатного и опытного распылителей.

Однако изменение времени  $\Delta t$  снижения давления (до и после 400 часового периода длительных испытаний) у опытного распылителя в 2 раза меньше, чем у штатного распылителя. Это свидетельствует о меньшей степени снижения гидравлической плотности у опытного распылителя топливной форсунки, что кос-

венно подтверждает повышение ресурса направляющего прецизионного сопряжения.

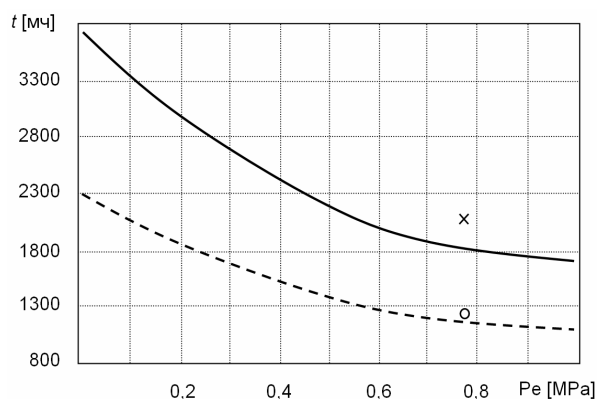


Рис. 9. Зависимость ресурса направляющего прецизионного сопряжения от среднего эффективного давления дизеля 4ЧН15/20,5 для распылителей: — опытнй, - - - штатный; (эксперимент: × – опытнй, ○ – штатный)

Таблица 2

Сравнительная оценка ресурса направляющего прецизионного сопряжения исследуемых распылителей

Параметры	Обозначение	Единицы измерения	Штатный распылитель	Опытный распылитель
Предельный износ иглы	$h_{lim1}$	м	$3,33 \cdot 10^{-7}$	$4,95 \cdot 10^{-7}$
Предельный износ корпуса	$h_{lim2}$	м	$2,67 \cdot 10^{-6}$	$4,00 \cdot 10^{-6}$
Суммарный предельный износ иглы и корпуса распылителя	$H_{lim}$	м	$3,00 \cdot 10^{-6}$	$4,50 \cdot 10^{-6}$
Ресурс направляющего сопряжения иглы распылителя	$t_{m1}$	мч	1241,20	2185,05
Ресурс направляющего сопряжения корпуса распылителя	$t_{m2}$	мч	1229,82	2181,84

Таблица 3

Сравнительная оценка гидравлической плотности направляющего прецизионного сопряжения исследуемых распылителей

Распылитель	Состояние распылителя	Исследуемый параметр, $\tau$	Единицы измерения	Величина	Изменение параметра, $\Delta\tau$
Штатный	До испытаний	Время снижения давления топлива	с	29	8
	После испытаний			21	
Опытный	До испытаний			32	4
	После испытаний			28	

**Основные результаты и выводы**

1. Снижение тепломеханической нагруженности прецизионных сопряжений целесообразно обеспечивать дифференцированным воздействием: в направляющем – на конфигурацию, массу, геометрические параметры иглы и гидравлического тракта в корпусе, а в запирающем – на интенсивность теплообмена впрыскиваемого топлива со стержнем иглы и рабочих газов с корпусом распылителя.



2. Уменьшение диаметра, длины направляющей части и хода иглы достигается на основе учета взаимосвязи процессов гидродинамического и тепломеханического нагружения с интенсивностью изнашивания элементов прецизионного сопряжения распылителя, т.к. повышение температуры элементов распылителя приводит к уменьшению зазора, увеличению давления впрыскивания топлива и геометрической площади его воздействия.

3. Для обеспечения герметичности запирающего прецизионного сопряжения при уменьшении диаметра, длины направляющей части и хода иглы необходимо увеличение усилия затяжки пружины форсунки.

4. Установлено, что уменьшение диаметра с 6 до 4 мм и длины с 18 до 10 мм направляющей части иглы и увеличение числа наклонных топливных каналов в корпусе с 3 до 5 позволяет на 25% снизить максимальную температуру направляющего прецизионного сопряжения. Для сохранения ресурса прецизионных сопряжений при форсировании дизеля целесообразны пропорциональное уменьшение хода иглы и экранирование выступающей части корпуса.

5. Использование распылителей опытной конструкции в дизеле 4ЧН15/20,5 позволяет уменьшить удельный эффективный расход топлива на 2...6 г/кВт·ч, температуру отработавших газов на 30...50 °С и повышение (до 2 %) коэффициента приспособляемости по крутящему моменту.

6. Изменение геометрических параметров элементов направляющего прецизионного сопряжения сопровождается снижением линейной (на 15,5%) и массовой (на 68,5%) скоростей изнашивания иглы и корпуса опытного распылителя по сравнению со штатным распылителем. Повышение ресурса элементов направляющего прецизионного сопряжения в опытном распылителе при работе дизеля составляет около 76,5% в сравнении со штатным распылителем.

7. Результаты длительных испытаний дизеля свидетельствуют об уменьшении в 2 раза интенсивности снижения гидравлической плотности направляющего прецизионного сопряжения опытного распылителя в сравнении со штатным.

### **Основные результаты опубликованы в следующих работах:**

#### ***Ведущие рецензируемые научные журналы и издания***

1. Лазарев, В.Е. Снижение тепловой и гидродинамической нагруженности направляющего сопряжения «игла – корпус» распылителя / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2009. – Вып.14. – № 33 (166). – С. 76 – 80.

2. Лазарев, В.Е. Напряженное состояние контактного слоя прецизионного сопряжения при тепловой защите распылителя форсунки в дизеле / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Вып.16. – № 29 (205). – С. 38 – 44.

3. Лазарев, В.Е. Параметры процесса сгорания топлива и показатели рабочего цикла дизеля при изменении давления начала впрыскивания топлива / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Вып.17. – № 11 (228). – С. 83 – 86.

4. Лазарев, В.Е. Влияние конструкции распылителя на технико-экономические показатели дизеля / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Вып.17. – № 11 (228). – С. 87 – 90.

5. Лазарев, В.Е. Снижение тепломеханической нагруженности прецизионных сопряжений распылителя / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин** // Вестник Академии военных наук.– 2011.– № 2 (35).– С. 219 – 221.

### ***Патенты***

6. Патент РФ на полезную модель RU № 86668 U1, МПК F02M 49/00. Распылитель форсунки / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев, // Открытия. Изобретения.– 2009.– Бюл. № 25.

7. Патент РФ на полезную модель RU № 98485 U1, МПК F02M 49/00. Распылитель форсунки / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, В.С. Мурзин, Е.И. Перцев, Е.А. Лазарев // Открытия. Изобретения.– 2010.– Бюл. № 29.

8. Положительное решение от 04.05.2011 о выдаче патента РФ на изобретение по заявке № 2010113188 с датой приоритета 07.04.2010. Распылитель форсунки / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев.

### ***Материалы международных, всероссийских и региональных конференций***

9. **Ломакин, Г.В.** Разработка распылителя форсунки для реализации повышенных давлений впрыскивания / Г.В. Ломакин // Материалы первой научно-технической конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009.– С. 26–29.

10. Лазарев, В.Е. Совершенствование конструкции распылителя форсунки тракторного дизеля / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем». Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009.– С. 112–115.

11. Лазарев, В.Е. Снижение тепловой нагруженности распылителя совершенствованием конструкции гидравлического тракта / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Материалы XIII Всероссийской конференции по проблемам науки и высшей школы. Санкт-Петербург: СПбГПУ, 2009.– С. 274.

12. **Ломакин, Г.В.** Изменение основных показателей дизеля при различных давлениях впрыска топлива / Г.В. Ломакин, В.Е. Лазарев // Материалы второй научно-технической конференции аспирантов и докторантов ЮУрГУ. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010.– С. 31–35.

13. Лазарев, В.Е. Распылитель с пониженной тепловой нагруженностью прецизионных сопряжений для форсунки дизеля / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин**, Е.А. Лазарев // Материалы международной научно-технической конференции «Двигатель-2010». М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.– С. 341–344.

14. Лазарев, В.Е. Влияние давления впрыскивания на смесеобразование и сгорание топлива в дизеле и работоспособность распылителя форсунки / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин** // Материалы международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития Евроазиатских транспортных систем».– Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010.– С. 149–153.

### ***Региональные издания***

15. Лазарев, В.Е. Интенсификация охлаждения корпуса распылителя в дизеле увеличением числа наклонных каналов / В.Е. Лазарев, **Г.В. Ломакин** // Автомобильная техника: науч. вестник Вып. 20. – Челябинск: Изд-во ЧВВАКИУ, 2009. – С. 60–62.