

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВА В УПЛОТНЯЮЩЕМ ПРЕЦИЗИОННОМ СОПРЯЖЕНИИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ С УЧЕТОМ ШЕРОХОВАТОСТИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ РАСПЫЛИТЕЛЯ

В.Е. Лазарев, А.Е. Попов, Г.В. Ломакин

*Гидродинамические параметры в коническом уплотняющем прецизионном сопряжении исследованы с учетом характеристик шероховатости элементов контактного сопряжения.*

*Моделирование гидродинамических процессов в топливных каналах распылителя выполнено с учетом специфических условий работы при высоких (до 300 МПа) давлениях впрыска топлива, которые являются характерными для распылителей форсунок.*

*Гидродинамические модели созданы базируясь на результатах анализа условий механического нагружения в области контакта уплотняющего прецизионного сопряжения. Основной особенностью гидродинамической модели является учет параметров шероховатости, которые получены моделированием поверхностной топографии иглы и корпуса. Для получения корректной гидродинамической модели толщина топливного слоя выбрана в соответствии с высотами микронеровностей исследуемых поверхностей.*

*Поточные CFD-модели представлены как элементарные микро-сегменты, которые сформированы поверхностями иглы и корпуса в начале процесса впрыска. Модели созданы с использованием соответствующего математического и инженерного программного обеспечения с пошаговым созданием твердотельных, сеточных и поточных моделей. При этом использованы свойства дизельного топлива, как базовые свойства рабочей жидкости. В ходе вычислений применено изменение толщины моделей для оценки влияния параметров шероховатости на распределение гидродинамических давлений и скоростей потока.*

*Ключевые слова: распылитель топливной форсунки дизеля, гидродинамические параметры потока топлива, давление впрыскивания топлива.*

### ВВЕДЕНИЕ

Одним из направлений развития современного двигателестроения является неуклонное повышение (до 240...250 МПа) давлений впрыскивания топлива дизельных систем топливных систем [1, 2, 4]. Увеличение давлений впрыскивания топлива позволяет повысить эффективность рабочего цикла при должной полноте и качестве сгорания топлива, что, в свою очередь, способствует повышению экономичности и снижению токсичности отработавших газов дизеля. Однако, данное обстоятельство приводит к увеличению нагруженности конического уплотняющего сопряжения и требует новых технических решений, направленных на обеспечение его надежной работы.

Целью данного исследования является оценка влияния параметров шероховатости в области конического уплотняющего прецизионного сопряжения на характеристики топливного потока в процессе впрыскивания распылителем топливной форсунки дизеля в условиях его работы при повышенных (до 300 МПа [3, 5, 6]) давлениях.

Коническое уплотняющее прецизионное сопряжение распылителя (рис. 1) характеризуется высоким уровнем тепловой и механической нагруженности, что формирует повышенные требования к технологии изготовления и особенностям эксплуатации распылителя. Кроме того, процессы, вызываемые течением топлива под высоким давлением в гидравлическом тракте распылителя, нередко приводят к возникновению эрозионных и кавитационных явлений. Указанные явления сопровождают процессы истечения топлива под высоким давлением в достаточно узких каналах и полостях и заслуживают отдельного исследования при подъеме иглы распылителя в начале процесса впрыскивания и посадке ее в седло при его завершении.

Особенностью используемой CFD-модели гидравлического тракта является учет параметров шероховатости поверхностей иглы и корпуса распылителя, таким образом, что боковые образующие поверхности топливного слоя форму, отвечают микрорельефу шероховатости элементов, формирующих топливный поток.

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВА В УПЛОТНЯЮЩЕМ ПРЕЦИЗИОННОМ СОПРЯЖЕНИИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ С УЧЕТОМ ШЕРОХОВАТОСТИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ РАСПЫЛИТЕЛЯ

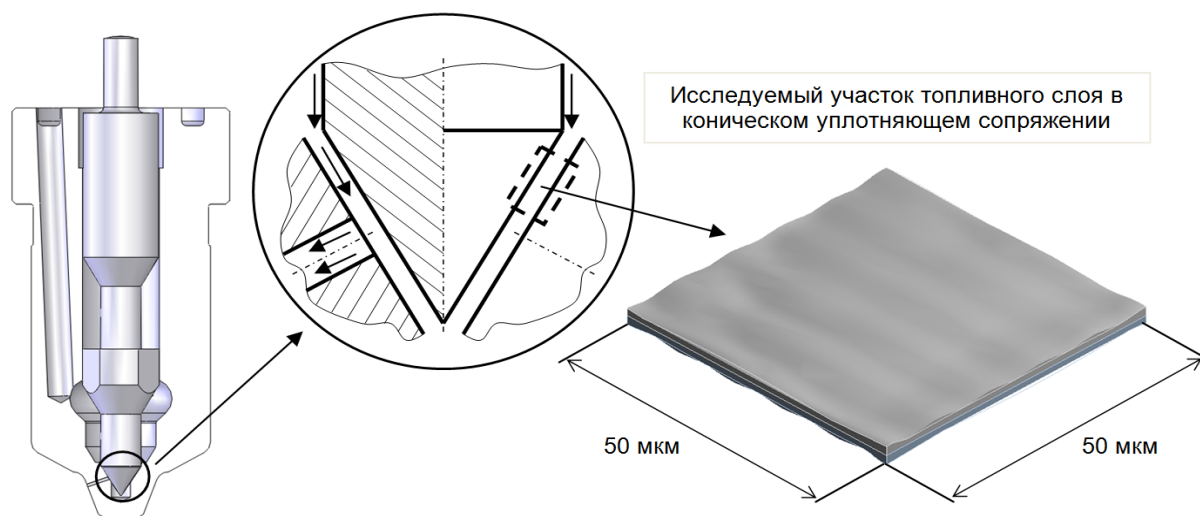


Рисунок 1 – Расположение и форма исследуемого участка топливного слоя в коническом уплотняющем прецизионном сопряжении

Рельеф шероховатой поверхности получен моделированием ее, как совокупности микронеровностей сферической формы. Особенности получения поверхностей с фактическим микрорельефом шероховатости детально рассмотрены в работе [7].

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ПОТОКА ТОПЛИВА В КОНИЧЕСКОМ УПЛОТНЯЮЩЕМ ПРЕЦИЗИОННОМ СОПРЯЖЕНИИ

Оценка гидродинамических параметров потока топлива в области конического уплотняющего цилиндрического сопряжения распылителя выполнена использованием математического моделирования фрагмента топливного тракта. При этом выполнена подготовка соответствующих моделей, проанализированы и приложены начальные и граничные условия, и решение задачи движения обеспечено относительно распределения гидродинамических давлений и скоростей в потоке топлива в области проходных сечений гидравлического тракта конического уплотняющего прецизионного сопряжения.

Контурные (геометрические) модели топливного тракта, конечно-элементные и расчетные модели сплошной топливной среды, вычисления с использованием численных методов и анализ полученных результатов в комплексе составили реализацию численного решения основных уравнений гидродинамики движения топливной среды в области исследуемого сопряжения.

Создание расчетных моделей, помимо указания начальных параметров в ячейках

расчетной области, предусматривало выбор решаемых уравнений. В данном случае, для получения распределения скорости и давления в исследуемых потоках, использованы уравнение неразрывности и уравнение моментов количества движения. Указанный подход характерен при решении задач гидродинамики, а расчетная модель предусматривает выбор исходных данных во входных и выходных сечениях исследуемого потока – граничных условий.

В соответствии с используемым алгоритмом, для получения корректных результатов расчета выполнен поиск «сходящихся» решений, как наборов параметров, при значениях которых выполняются, решаемые численно, выбранные уравнения движения в потоке жидкости. Проведение анализа осуществлено применительно к каждой расчетной ячейке, а полученные результаты распространены на всю расчетную область.

Полученные результаты представлены в виде полей распределения гидродинамических давлений и скоростей в топливном потоке в области конического уплотняющего прецизионного сопряжения в нижней части распылителя.

В соответствии с используемым подходом к анализу гидродинамических параметров топливного тракта в области исследуемого сопряжения созданы контурные, сеточные и расчетные модели, учитывающие осевое перемещение (подъем) иглы в начале процесса подачи топлива (рис. 2).

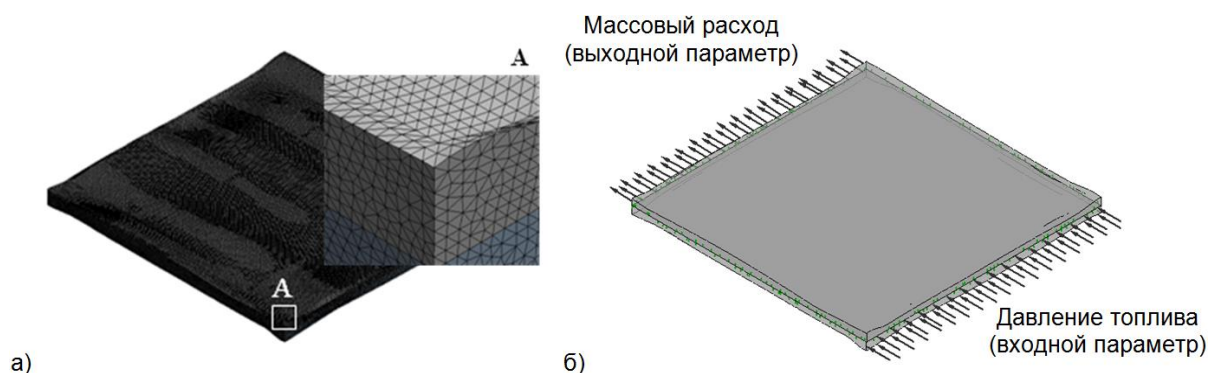


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель топливного слоя (а) и приложение граничных условий гидродинамического нагружения (б) модели конического уплотняющего прецизионного сопряжения распылителя

Величина подъема иглы при моделировании течения топлива выбиралась дискретно и учитывалась изменением толщины модели от 2 мкм до 28 мкм. Шаг дискретизации выбран равным 2 мкм до величины подъема иглы в 8 мкм, а на участке от 8 мкм до 28 мкм равнялся 4 мкм.

Указанный выбор шага дискретизации объясняется тем, что при малых значениях подъема иглы величина зазора между иглой и корпусом распылителя и, соответственно, толщина топливного слоя соизмерима с высотами микронеровностей шероховатости и их влияние на структуру потока относительно велико. Однако, по мере перемещения (подъема) иглы, совместно с увеличением толщины слоя топлива между иглой и корпусом, влияние параметров шероховатости должно снижаться и гидродинамические параметры потока топлива должны стабилизироваться.

Наиболее популярными и широко используемыми в инженерной среде являются программные пакеты, реализующие численное решение уравнений Навье-Стокса, которые положены в основу анализа всех гидродинамических процессов и, при имеющихся допущениях, имеют удовлетворительное согласование результатов с данными, полученными экспериментально.

Согласно данным, опубликованным в работе [8], в общем случае, для решения задач гидродинамики, требуется решить систему из следующих независимых уравнений:

Учитывая, что в коническом уплотняющем прецизионном сопряжении распылителя, течение жидкой среды в зазоре условно можно рассматривать, как прямолинейное, общая для всех разработанных типов сеточных гидродинамических моделей, математическая модель, представлена следующими уравне-

ниями (1) и (2). Изменение давления рассматривается только вдоль оси, совпадающей с направлением течения топлива

$$\frac{dp}{dx} = \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} \right), \quad (1)$$

где  $\frac{dp}{dx}$  – изменение давления по направлению течения топлива, Па/м;  
 $\mu$  – динамическая вязкость дизельного топлива, Па·с;  
 $u$  – осевая составляющая скорости движения жидкой среды, м/с;  
 $r$  – эквивалентный радиус канала сопряжения, м.

Для полного определения переменных величин уравнений Навье-Стокса обычно дополнительно используют уравнение неразрывности

$$\frac{dp}{dt} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0, \quad (2)$$

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

Перед проведением расчетных исследований применительно к исследуемым моделям выполнена оценка граничных условий гидродинамического нагружения.

В качестве граничных условий гидродинамического нагружения для моделей фрагмента конического уплотняющего сопряжения использованы значения давлений в полости под дифференциальной площадкой иглы распылителя («входное» сечение модели) и значения расходов при движении топлива в направлении распыливающих отверстий («выходное» сечение модели), обеспечивающих требуемое значение максимальных давлений впрыскивания. При проведении расчетных исследований в условиях варь-

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВА В УПЛОТНЯЮЩЕМ ПРЕЦИЗИОННОМ СОПРЯЖЕНИИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ С УЧЕТОМ ШЕРОХОВАТОСТИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ РАСПЫЛИТЕЛЯ

рования толщины топливного слоя от 2 мкм до 28 мкм, величины давления и расхода топлива поддерживались постоянными и составляли 300 МПа и  $5 \times 10^{-6}$  кг/с, соответственно.

Результаты проведенных расчетов представлены в виде распределения полей гидродинамических давлений и скоростей потока топлива в области фрагмента конического уплотняющего прецизионного сопряжения (рис. 3).

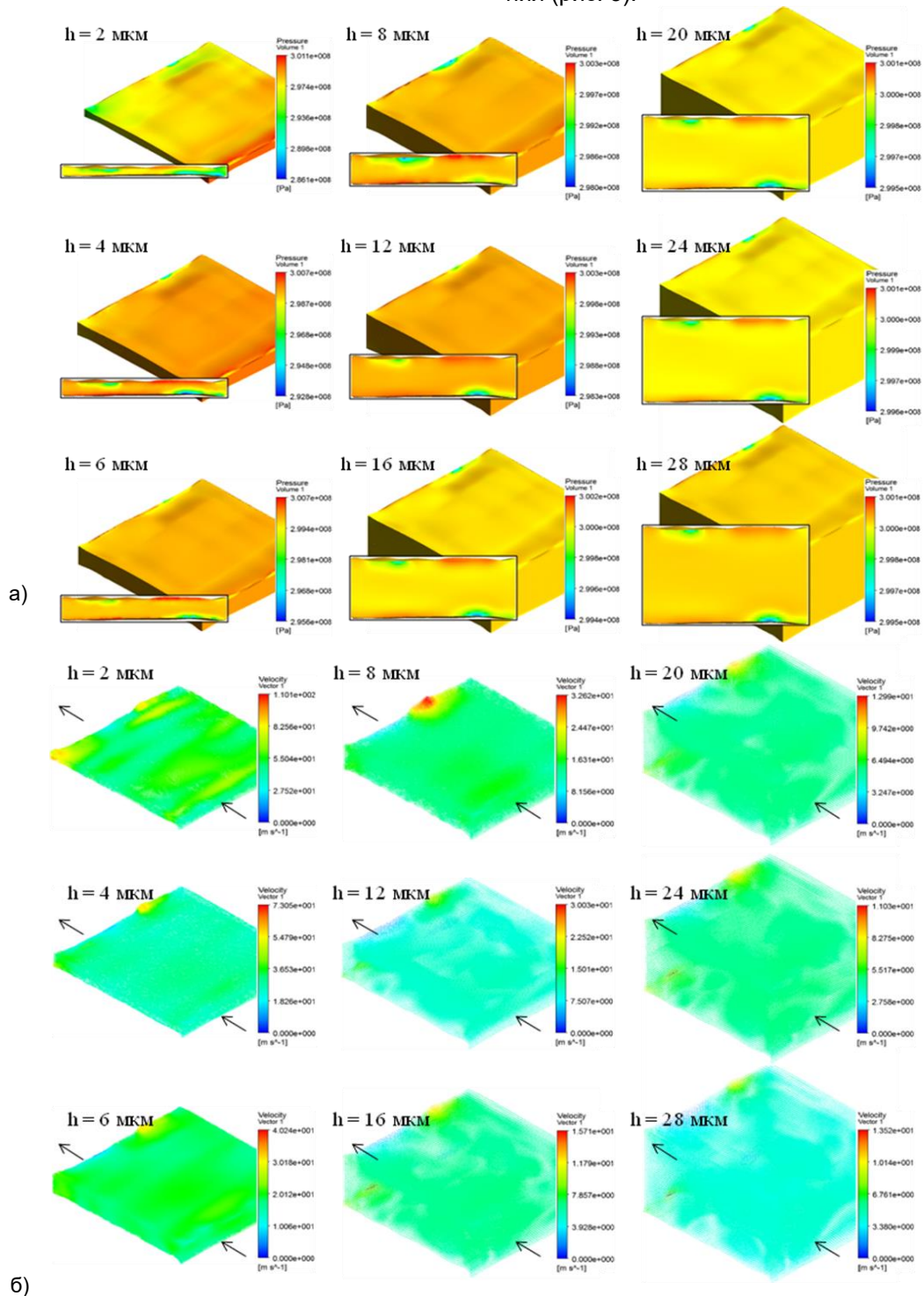


Рисунок 3 – Распределение полей гидродинамических давлений (а) и скоростей (б) потока топлива в области конического уплотняющего прецизионного сопряжения при различных значениях подъема иглы распылителя (давление топлива – 300 МПа, расход –  $5 \times 10^{-6}$  кг/с)

Особенностью используемой модели является учет и интеграция в топливный слой параметров шероховатости контактирующих элементов иглы и корпуса распылителя. Согласно статистическим данным [9, 10], в области уплотняющего пояска конического сопряжения, после процесса приработки, эквивалентная шероховатость соответствует значению  $R_z = 0,6$  мкм. Указанное значение учтено особенностями микрогеометрии боковых образующих поверхностей, имеющих линейные размеры  $50 \times 50$  мкм, и формирующих топливный канал переменной толщины.

В соответствии с полученными результатами, локальные увеличения скорости потока топлива наблюдаются применительно к моделям с минимальными значениями проходных сечений, т.е. соответствующим начальному периоду подачи топлива. Толщины топливных слоев для указанных моделей составляют от 2 мкм до 12 мкм. Одновременно с этим, для моделей, толщиной до 12 мкм (включительно) наблюдаются наивысшие значения перепадов давлений в топливной среде, приводящие к появлению участков выкрашивания и эрозионного изнашивания иглы и корпуса распылителя в данной области сопряжения.

Максимальные значения скорости и перепада давлений в потоке зафиксированы для модели толщиной 2 мкм (величина скорости потока составила 100...105 м/с, разность давлений примерно 14...15 МПа), а минимальные значения скорости и давления в потоке зафиксированы для модели толщиной 28 мкм (величина скорости потока составила 10...13 м/с, разность давлений примерно 1...2 МПа). Указанная разность давлений (до 15 МПа) в тонком кольцевом зазоре между иглой и корпусом распылителя приводит к появлению циклических усилий до 50 Н на каждый цикл нагружения, что в итоге сопровождается появлением кавитационных и эрозионных явлений. Указанные явления впоследствии находят свое отражение в виде микронеровностей, трещин, раковин выкрашивания и следов износа в области контактного пояска уплотняющего сопряжения. По мере подъема иглы, происходит стабилизация и снижение скорости топливного потока ввиду постепенного увеличения площади проходного сечения, сформированного поверхностями иглы и корпуса. К толщине топливного слоя примерно в 15 мкм разность давлений существенно снижается и не превышает 1...2 МПа, что, в свою очередь, уже не столь опасно с точки зрения возникновения явлений гидродинами-

ческого изнашивания контактных поверхностей.

В соответствии с гидродинамической теорией движения жидкостей в каналах и полостях, при увеличении толщины слоя топлива в кольцевом зазоре от 2 до 28 мкм, скорость истечения топлива постепенно снижается от 100...105 м/с (при толщине слоя в 2 мкм) до 10...13 м/с (при толщине слоя в 28 мкм).

Поскольку наиболее чувствительной к изменениям гидродинамических параметров топливной среды оказалась толщина топливного слоя 2 мкм, наибольший интерес представляют исследования влияния параметров шероховатости поверхностей иглы и корпуса распылителя при данной толщине.

Характер изменения распределения гидродинамических давлений и скоростей потока позволяет сделать вывод об условной их стабилизации в центральной части потока по мере перемещения (подъема) иглы распылителя в ходе процесса впрыскивания. Локальные участки неоднородности распределения скоростей и давлений в потоке продолжают существовать вблизи поверхностей иглы и корпуса распылителя, но центральная часть потока может считаться относительно равномерной с точки зрения распределения скоростей и давлений в потоке уже после прохождения иглой первых 12...15 мкм своего пути.

## ВЫВОДЫ

На основании результатов, полученных в ходе гидродинамического моделирования процессов, имеющих место в области конического уплотняющего прецизионного сопряжения распылителя можно сделать следующие выводы:

1. Наиболее опасным участком с точки зрения возникновения явлений кавитационного и эрозионного изнашивания является начальный участок подъема иглы распылителя, составляющий примерно 12...15 мкм и характеризующийся наивысшими значениями перепадов давлений и скоростей в потоке топлива.

2. Следствием локальных увеличений скоростей в потоке топливной среды является увеличение разности давлений. Данное явление имеет удовлетворительное согласование с основными положениями теории движения жидких сред в каналах и полостях. При увеличении скорости потока до 100...105 м/с (применительно к модели толщиной 2

## ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТОПЛИВА В УПЛОТНЯЮЩЕМ ПРЕЦИЗИОННОМ СОПРЯЖЕНИИ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИЯХ ВПРЫСКИВАНИЯ С УЧЕТОМ ШЕРОХОВАТОСТИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЭЛЕМЕНТОВ РАСПЫЛИТЕЛЯ

мкм) максимальное изменение давления в потоке топлива составило 14...15 МПа.

3. Уменьшение хода иглы распылителя, как самостоятельное мероприятие способствующее снижению изнашивания прецизионных сопряжений, целесообразно осуществлять совместно со снижением времени подъема иглы (особенно в начальной фазе подъема). Данное мероприятие способствует снижению опасности возникновения кавитационных и эрозионных процессов в тонком кольцевом слое топлива, сформированном поверхностями иглы и корпуса распылителя.

### НАУЧНАЯ ПОДДЕРЖКА

Работа выполнена при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках программы «Михаил Ломоносов» (номер для публикаций: 9.9996.2017/5.2), и Германской службы академических обменов DAAD (Linie B, 2017 (57320204), project 91580049) и выполнен совместно с институтом Двигателей внутреннего сгорания Мюнхенского технического университета (Мюнхен, Германия).

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Лазарев, В.Е. Метод оценки интенсивности изнашивания и ресурса прецизионного сопряжения распылителя топлива в дизеле / В.Е. Лазарев, А.А. Малоземов, В.Н. Бондарь // Двигательное строительство. – 2007. – № 3. – С. 26–29.

2 Трусов, В.И. Форсунки автотракторных дизелей / В.И. Трусов, В.П. Дмитренко, Г.Д. Масляный. – М.: Машиностроение, 1977. – 167 с.

3 Трусов, В.И. Повышение надежности форсунок автотракторных дизелей / В.И. Трусов, В.П. Дмитренко, Г.Д. Масляный. – М.: НИИАВТОПРОМ, 1968. – 45 с.

4 Robert Bosch GmbH Dieselmotor-Management, volume 3., – 2002. ISBN 3-528-13873-4.

5 Johann A. Wloka & Georg Wachtmeister Macroscopic and Microscopic Spray Pattern for High

Pressure Common – Rail Diesel Injection / Journal of Society of Automotive Engineering of Japan, 67(9), 2013.

6 Peters A.: Das Common Rail-Einspritzsystem – Ein Potenzial für den Direktenspritz-Dieselmotor, 3. Stuttgarter Motorensymposium, 23-25. Februar 1999.

7 Lazarev V.E. A Method for the Estimation of the Service Life of a Precision Guiding Interface “Needle – Nozzle Body” of a Common-Rail-Injector for High Rail Pressures / J. Wloka, G. Wachtmeister // JSAE/SAE International Conference – Powertrains, Fuels and Lubricants, 30 of Aug.-2 of Sept., 2011, Kyoto, Japan. Copyright © 2011 Society of Automotive Engineers of Japan, Inc.

8 Рысс, К.Н. Расчетное прогнозирование расходных характеристик распылителей дизельной топливной аппаратуры / К.Н. Рысс, А.А. Денисов, Л.В. Грехов, Ю.А. Гришин // Известия ВолгГТУ. – 2008. – № 3. – С. 57–60.

9 Польшер, Г. Основы трения и изнашивания. Пер. с нем. О.Н. Озерского, В.Н. Пальянова. / Г. Польшер, Ф. Майсснер. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.

10 Крагельский, И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1968. – 480 с.

**Лазарев Владислав Евгеньевич** – Доктор технических наук, заведующий кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [lazarevve@susu.ru](mailto:lazarevve@susu.ru), тел.: 8-351-902-49-77;

**Попов Александр Евгеньевич** – к.т.н., доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [popovae@susu.ru](mailto:popovae@susu.ru), тел.: 8-906-890-37-34;

**Ломакин Георгий Викторович** – к.т.н., доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей» Южно-Уральского государственного университета, e-mail: [lgeorge@yandex.ru](mailto:lgeorge@yandex.ru), тел.: 8(951) 47-75-120.