



УДК 629.424.1:621.436

© М. В. Яранцев, А. Ю. Коньков, В. А. Лашко, В. Г. Кочерга, 2013

## ОЦЕНИВАНИЕ ИЗНОСА ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР БЕЗ РАЗБОРКИ ТОПЛИВНОГО НАСОСА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ДИЗЕЛЯ<sup>1</sup>

*Яранцев М. В.* – преподаватель кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел.: (4212) 40-62-01, e-mail: yarantsevmaxim@gmail.com; *Коньков А. Ю.* – д-р техн. наук, профессор кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел.: (4212) 40-62-01, e-mail: tdlab@yandex.ru (ДВГУПС); *Лашко В. А.* – д-р техн. наук, зав. кафедрой «Двигатели внутреннего сгорания», тел.: (4212) 37-52-17, e-mail: kafdvs@rambler.ru (ТОГУ); *Кочерга В. Г.* – канд. техн. наук, доцент кафедры «Тепловозы и тепловые двигатели», тел.: (4212) 40-62-01, e-mail: vkocherga@inbox.ru (ДВГУПС)

Предложен новый метод диагностики плунжерных пар непосредственно на двигателе. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований подтверждающие возможность диагностики плунжерных пар на ранних стадиях износа.

The authors propose a new method of diagnosing plunger pairs directly on the engine. The paper presents results of theoretical and experimental studies which support the feasibility of plunger diagnostics at the early stages of wear.

*Ключевые слова:* топливная аппаратура, топливный насос высокого давления, плунжерная пара, диагностика, гидравлическая плотность, износ.

### Постановка задачи

Основным узлом топливной системы дизеля является топливный насос высокого давления (ТНВД). Работу по дозированию количества впрыскиваемого топлива в ТНВД выполняет плунжерная пара (ПП). При производстве ПП соблюдается строгая геометрия прецизионных поверхностей плунжеров и втулок. Величина зазора в сопряжении обеспечивается парным шлифованием. В процессе технической эксплуатации основным узлом, определяющим уровень функциональной надежности ТНВД, является ПП. В среднем около 80% от общего числа неисправных ПП бракуется по причине износа прецизионных поверхностей. Основная причина износа – абразивные частицы, которые попадают в надплунжерное пространство и в зазор между плунжером и

<sup>1</sup> Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14. В37.21.0140



втулкой во время разборки сборки ТНВД. Износ приводит к потере гидравлической плотности и как следствие, к таким проблемам как затруднение пуска дизеля, ухудшение рабочего процесса в цилиндре, разжижение масла топливом.

Многочисленными исследованиями показано, что влияние износа ПП на утечки топлива между ее прецизионными поверхностями имеет резко нелинейный характер. Значительная часть жизненного цикла ПП сопровождается незначительным износом, который практически никак не сказывается на характере впрыскивания топлива и рабочего процесса дизеля в целом. При достижении некоторого критического значения происходят принципиальные изменения качественного характера.

Таким образом, своевременное определение уровня изношенности прецизионных поверхностей является актуальной задачей.

### **Существующие способы определения износов плунжерных пар**

На сегодняшний день существующие методы диагностики износов ПП можно разделить на две группы. К первой группе относятся стендовые испытания. В локомотивных депо применяют стенды типа А53. Плотность ПП определяется временем перетекания топлива из объема надплунжерного пространства через зазоры между прецизионными поверхностями при движении плунжера вверх под действием осевого усилия. Для опрессовки используется технологическая жидкость (смесь дизельного топлива с маслом). В отсутствии данной жидкости применяет дизельное топливо. В таком случае сравнивается время перетекания топлива из объема надплунжерного пространства эталонной и проверяемой ПП.

В разное время, разные организации разрабатывали и предлагали различное оборудование для определения плотности ПП, например – приборы КП-3369 и КП-1640А, дизельный анализатор К-290, мотор-тестер Элкон-МД-300 и др. Диагностика ПП на данных установках возможна лишь в стационарных условиях (цех, мастерские). Зачастую регламентные работы по проверке состояния ПП оказываются причиной их более интенсивного износа впоследствии из-за повышенной вероятности загрязнения прецизионных элементов при переборке ТНВД.

Ко второй группе следует отнести методы диагностики ПП непосредственно на дизеле без разборки или с частичной разборкой ТНВД. Существует несколько методов диагностики топливной аппаратуры без разборки. К наиболее распространенным, относятся – диагностика по сигналу давления в трубке высокого давления (ТВД), по сигналу вибрации ТВД у форсунки. Более информативным считается диагностика по сигналу давления. Однако на практике оказывается, что эти методы работоспособны только при износах выше критических, когда давление в полости насоса не достигает значений начала впрыскивания. В области допустимых значений износа изменений в характеристиках впрыскивания практически нет. В литературе, можно найти метод оценки гидравлической плотности ПП по отношению максимального



значения часового расхода топлива к часовому расходу в диапазоне пусковых оборотов. При этом не понятно, как наряду с износом ПП можно учитывать влияние следующих факторов на пусковой режим двигателя – состояние стартерных батарей, переменную вязкость топлива, температуру двигателя и окружающей среды, механические сопротивления в двигателе и т.п.

Самым распространенным методом, предполагающим частичную разборку ТНВД, является использование максиметра. Но максимальное давление не может однозначно указывать на износ ПП, поскольку сильно зависит от скорости плунжера, вязкости топлива, состояния форсунки и т.д.

Известно так же решение, предполагающее опрессовку от автономной гидростанции ПП на дизеле, при предварительно снятом нагнетательном клапане. На наш взгляд это сопряжено с еще большей вероятностью попадания загрязнений к прецизионным элементам, т.к. разборка выполняется непосредственно на дизеле.

Анализируя все вышеописанные методы проверки работоспособности ПП, можно прийти к выводу, что вопрос диагностики насосного элемента на ранних стадиях развития дефекта и без разборки ТНВД остается открытым.

### Основная идея предлагаемого метода диагностирования

Для понимания сути нашего предложения рассмотрим сначала задачу расчетного определения производительности ТНВД по результатам наблюдения за давлением в линии высокого давления. С момента открытия клапана форсунки (начала подъема иглы) и до момента закрытия клапана (посадки иглы на место) расход топлива, вытекающего через сопловые отверстия распылителя площадью  $F$ , обычно рассчитывают на основе формулы Торричелли для скорости истечения жидкости плотностью  $\rho$  через отверстие малого диаметра. Применительно к объёму топлива  $dV$ , вытекающему за время  $d\tau$  расчетное уравнение имеет вид

$$dV = \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\phi} - p_{ц})} d\tau, \quad (1)$$

где  $\mu$  – расходный коэффициент,  $p_{\phi}$  – давление топлива в распылителе форсунки;  $p_{ц}$  – давление в цилиндре.

При корректном задании величины расходного коэффициента расчет по (1) даёт хорошее совпадение с экспериментом [1]. Определение величины  $\mu$  и решение других проблем, связанных с этим будет рассмотрено несколько позднее. Сейчас будем полагать, что у нас есть достаточно точная и простая модель процесса впрыскивания, выходным параметром которой является расход топлива  $V_M$  за наблюдаемый период времени  $\Delta\tau = \tau_2 - \tau_1$ .

$$V_M = \int_{\tau_1}^{\tau_2} \mu F \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{\phi} - p_{ц})} d\tau. \quad (2)$$

Если на время проведения диагностического опыта исследуемый насос соединить с некоторой эталонной форсункой и направить, впрыскиваемое

топливо в мерную ёмкость, то появляется возможность сопоставить расчетный объём топлива  $V_m$  с действительно имевшим место  $V_d$  в тот же период времени от  $\tau_1$  до  $\tau_2$ .

Предварительно выполненные опыты с ПП различной степени износа показали, что всегда имеет место та или иная невязка модели и эксперимента. Причём эта невязка оказывается тем выше, чем более изношенной является ПП. Кроме этого существенное влияние на результат сопоставления модели и расчета оказывает температура топлива, а точнее вязкость, изменение которой мы наблюдали опосредовано, контролируя температуру топлива. Установленную закономерность можно объяснить опираясь на следующее толкование проведенного опыта (рис. 1).

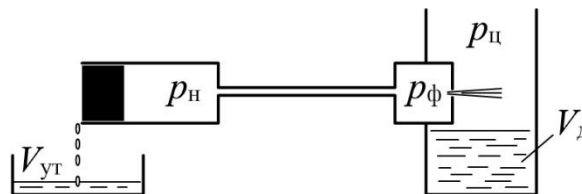


Рис. 1. К определению утечек в ПП

В действительном процессе впрыскивания всегда имеют место утечки топлива по прецизионным поверхностям. За период опыта они составляют величину  $V_{ут}$ . Непосредственное определение величины  $V_{ут}$  (как это показано на схеме) практически невозможно, т.к. в действительности значительная часть этих утечек не доходит до уплотнительной части плунжера, а просочившись через уплотнения золотниковой части, возвращается через отсечные и наполнительные отверстия в топливоподающую магистраль низкого давления. Величина утечек для одной и той же ПП тем больше, чем больше давление в полости насоса  $p_n$  и чем меньше вязкость топлива. Рассматривая расход топлива за бесконечно малый период времени  $d\tau$  легко показать, что расчет по (1) даст завышенный с действительностью результат, т.к. образовавшийся к рассматриваемому моменту времени перепад давления приводит не только к истечению топлива в мерный резервуар, но и к перетеканию топлива по уплотнениям ПП.

Таким образом, полагая, что расчет по (2) является суммарным расходом топлива из полости насоса (как расход, который мог бы быть при отсутствии утечек), невязка модели с экспериментом может рассматриваться как величина утечек топлива через уплотнения топливоподающей аппаратуры:

$$V_{ут} = V_m - V_d \quad (3)$$

Очевидно, что проверка данного предположения могла бы быть выполнена количественно, если каким-то иным независимым способом оценить величину  $V_{ут}$ , т.е. величину объёма топлива, просочившегося через неплотно-



сти ПП. С этой целью был выполнен ряд опытов на стенде [2] для обкатки топливных насосов дизеля Д49. Первоначально на стенд был установлен комплект, состоящий из ТНВД с умеренным износом плунжерной пары и открытой форсунки со штатным распылителем. Как известно, открытые форсунки в двигателестроении уже давно не применяются, но в нашем случае применение такой форсунки даёт ряд преимуществ. Во-первых, упрощается алгоритм расчета по сигналу давления, т.к. нет необходимости анализировать сигнал с целью определения начала и окончания впрыскивания; любой перепад давлений под корнем в (1) вызывает соответствующий расход топлива. Во-вторых, геометрия проходного сечения распылителя остаётся постоянной, т.к. нет движущихся деталей форсунки, что снимает трудности в определении величины расходного коэффициента форсунки в связи с перемещением иглы. И, наконец, минимизируются, если не исключаются полностью, утечки топлива по уплотнениям форсунки, что даёт право полагать, что существует только два пути истечения топлива из линии высокого давления – через сопловые отверстия распылителя и через уплотнение плунжерной пары. Такая форсунка была получена нами путём заклинивания иглы распылителя в открытом положении и устранения возвратной пружины форсунки из её конструкции. При некотором определенном, жестко фиксированном положении рейки ТНВД было установлено, что мерный резервуар емкостью  $300 \text{ см}^3$  ( $V_d$ ) наполнялся за 151 ход плунжера. С помощью датчика давления, установленного в трубопроводе высокого давления перед форсункой непрерывно с высокой частотой дискретизации измерялось давление  $p_f$ , на основе которого по (2) можно было определить расчетный объём впрыснутого топлива. Впрыск при этом осуществлялся в топливоприёмник-пенегаситель без создания избыточного давления и в расчетах полагалось, что давление  $p_c$  равно атмосферному.

В следующем опыте мы удалили из форсунки распылитель и щелевой фильтр. Фактически в такой конструкции топливо вытеснялось из надплунжерной полости в мерный резервуар практически не испытывая противодействия, что подтверждалось контролем давления перед форсункой. Оба опыта проводились на одном скоростном режиме ( $175 \text{ мин}^{-1}$  кулачкового вала) при одном положении рейки ТНВД (в процессе манипуляций с форсункой между опытами рейка оставалась зафиксированной) и при одинаковой температуре топлива около  $15^\circ\text{C}$ . Вязкость топлива при указанной температуре составляла  $7,57 \text{ сСт}$ . Указанные обстоятельства (сравнительно высокая вязкость и отсутствие противодействия на выходе из насоса) способствуют минимизации утечек топлива через уплотнения ПП. В первом приближении можно считать, что в этом опыте утечки топлива вообще отсутствовали. При указанных условиях мерный резервуар емкостью  $300 \text{ см}^3$  наполнялся за 134 хода плунжера, т.е. на 17 ходов меньше. Если различия в производительности полностью отнести на утечки в первом опыте, то их объём можно вычислить как 17-ти кратную цикловую подачу второго опыта, т.е.  $V_{yt}=38,1 \text{ см}^3$ .

Прежде чем сопоставить эти утечки с невязкой модели в первом опыте необходимо определиться с величиной эффективного проходного сечения распылителя форсунки. Не имея возможности статически пролить распылитель, мы опирались на чертёжные размеры распылителя (9 отверстий диаметром 0,4 мм) и расчетные значения расходного коэффициента, вычисленные по методике изложенной ниже. Невязка модели при таких значениях составила  $V_m - V_d = 39,2 \text{ см}^3$ , что очень хорошо соответствует найденному объёму утечек. Расхождение между невязкой модели и найденным по представленной методике объёмом утечек топлива можно свести к нулю, если скорректировать площадь сечения распылителя в сторону увеличения всего на 2%.

Таким образом, обобщая вышесказанное, предлагаемый метод оценивания износа ПП может представить схематично, пользуясь терминологией теории идентификации (рис. 2).

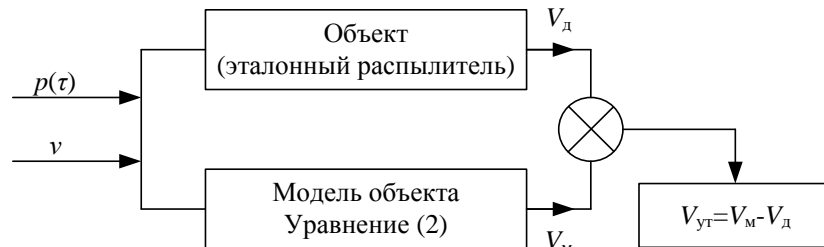


Рис. 2. Схема идентификации утечек в ПП ТНВД

В рамках этой теории под объектом понимается распылитель форсунки, а в качестве входных наблюдаемых входов приняты переменный во времени сигнал давления  $P(\phi)$  перед распылителем и кинематическая вязкость топлива  $\nu$ . Невязка выходов модели и объекта является целью диагностического эксперимента, поэтому итерационных вычислений в данной задаче идентификации не требуется. Принципиально важным здесь является адекватность математической модели объекта.

### Уточнение расчета коэффициента расхода сопловых отверстий форсунки дизеля Д49

Расходный коэффициент  $\mu$ , присутствующий в (1), комплексно учитывает гидравлические потери при истечении топлива, возникающие из-за особенностей геометрии канала и режима течения топлива.

Обзор работ, выполненный в [3] показал, что часто коэффициент расхода принимают постоянным и зависящим только от взаимного расположения подвижных и неподвижных элементов (игла форсунки в распылителе) в проточной части узла, определяющих геометрию узкого сечения. Реже предлагают учитывать еще и режим истечения в виде функции от числа Рейнольдса.

Приступая к решению поставленной задачи, мы предположили, что значительную часть времени истечение топлива может происходить вне зоны



автомодельности по числу Рейнольдса. Это предположение было вызвано тем, что в диагностическом устройстве используется форсунка открытого типа, поэтому начало и окончание впрыска топлива протекают при малых перепадах давления. Для дальнейших исследований, целью которых было получение зависимости числа  $m$ , расходного коэффициента распылителя, от числа Рейнольдса, предпочтение было отдано расчетным методам.

В качестве инструмента для проведения численного моделирования течения топлива в сопловом наконечнике форсунки дизеля Д49 использовалось приложение CosmosFloWorks. Это приложение разработано специально для аэрогидродинамических расчетов и основано на методе конечных объемов (МКО), представляющем собой разновидность метода конечных элементов.

В расчетах рассматривалась ограниченная геометрия узла, на входных и выходных отверстиях которых, в качестве граничных условий, задавались давление  $p$  и массовый расход топлива  $G$ .

Определение зависимости коэффициента расхода сопловых отверстий от режима течения топлива выполнялось на твердотельной модели соплового наконечника форсунки дизеля Д49. Для всех исследуемых конструкций принималось одинаковое по величине давление ( $p=30$  МПа), а расход топлива варьировался в пределах  $0,05 \dots 0,00005$  кг/с так, чтобы обеспечить интересный диапазон изменения числа Рейнольдса.

Критерием завершения счета (целью в среде CosmosFloWorks) было принято давление в полости канала соплового отверстия  $p_{ц}$ . В ходе расчета дополнительно были определены давление  $p'_{ф}$  и плотность  $\rho'_{ф}$  топлива в полости соплового наконечника.

После завершения расчета были вычислены эффективное проходное сечение сопловых отверстий и число Рейнольдса, подсчитанное для параметров потока в сопловых каналах.

В программе расчетного эксперимента (табл. 1) было предусмотрено варьирование величиной задаваемого расхода  $UG$  в таких пределах, чтобы обеспечить диапазон чисел Рейнольдса  $Re=2 \dots 5500$  при различных значениях температуры.

Таблица 1

Программа расчетного эксперимента			
Температура топлива, °С	$UG$ , г/с	$\Delta p$ , МПа	Re
10	0,0548	0,000341,52	2,42545250
30	0,4451	0,0005441,605	33,445582
50	0,38450	0,000441,62	50,2445540

В общей сложности было выполнено более 100 расчетов, занявших 25 часов машинного времени. Полученные результаты расчета коэффициента гидравлического сопротивления сопловых отверстий представлены в виде графической зависимости (рис. 3).

Для возможности практического использования полученной зависимости коэффициента расхода от числа  $Re$  были получены аппроксимирующие функции. Необходимо отметить, что для повышения точности расчета искомого коэффициента  $\mu$  при малых числах  $Re$  было выполнено условное деление кривой на 3 характерных участка.

$$\mu = \begin{cases} \frac{-0,00007863 Re^3 + 0,8044 \cdot Re^2 + 23,08 \cdot Re + 0,1496}{Re^2 + 91,7 \cdot Re + 265,1} & Re < 500 \\ \frac{0,726 \cdot Re - 4,941}{Re + 24,39} & 500 < Re < 1440 \\ \frac{0,7229 \cdot Re - 304}{Re - 403,2} & Re > 1440. \end{cases} \quad (4)$$

Расчет  $\mu$  как функции от  $Re$  целесообразен только до  $Re \approx 2000$ . В противном случае расходный коэффициент можно считать постоянным и равным 0,72.

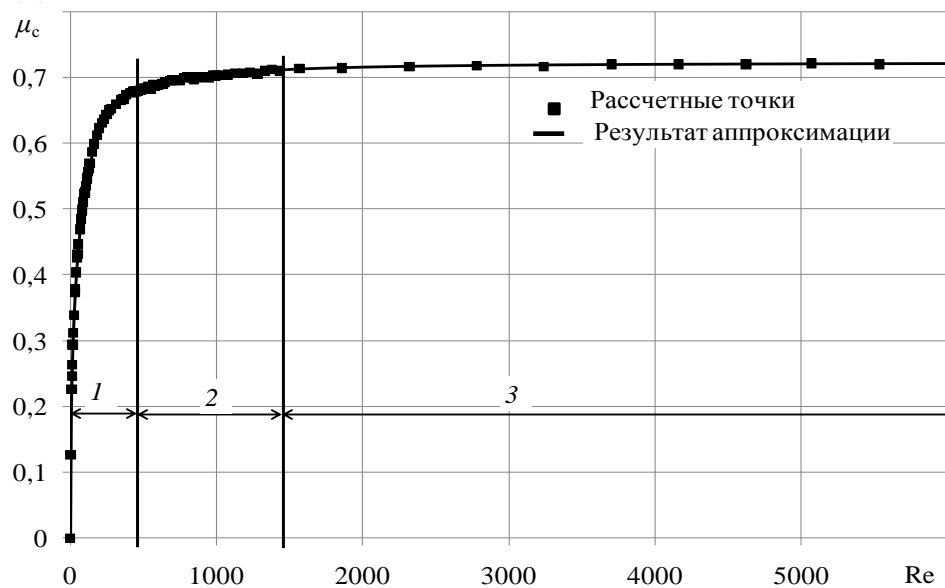


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода сопловых отверстий соплового наконечника форсунки дизеля Д49

### Результаты экспериментального исследования

Объектом исследования послужила топливная аппаратура тепловозного дизеля Д49, а именно плунжерные пары с различной степенью износа. Экспериментальные исследования проводились на стенде, разработанном и спроектированном в лаборатории «Тепловые двигатели» ДВГУПС [2]. Конструкция данного стенда позволяет максимально приблизить условия работы





топливной аппаратуры к условиям работы на дизеле. Для регистрации быстро протекающих процессов использовался измерительный комплекс «Дизельлаб», тензoeлектрический датчик давления МИДА-ДИ-13П и персональный компьютер с программным обеспечением, разработанным нами в среде Delphi специально для данной работы. Для определения количества топлива, поданного форсункой в мерную емкость известного объема ( $300 \text{ см}^3$ ) применялись дискретные датчики уровня топлива на основе оптоэлектронной пары, входящие в состав стенда. Сигналы с датчиков уровня так же поступали в измерительный комплекс.

Эксперимент проводился на фиксированном выходе рейки, соответствующем максимальной подаче насоса. В процессе замены плунжерных пар в ТНВД, положение рейки не менялось. Впрыск осуществлялся одной и той же форсункой открытого типа. После впрыска топливо попадало в мерную емкость. В процессе эксперимента, от измерения к измерению, изменялась температура топлива, а следовательно и его вязкость. Эксперимент проводился при частоте вращения, соответствующей холостому ходу тепловозного дизеля Д49.

В процессе эксперимента производилась запись двух сигналов – с датчика давления и с датчиков уровня топлива. Далее, автоматически выбирался участок на осциллограмме, от начала подачи топлива в измерительную емкость до ее заполнения. Моделью подсчитывался объем поданного топлива по полученной осциллограмме давления. После чего определялась невязка модели и действительного количества топлива, поданного в мерную емкость. Результаты экспериментов представлены на рис. 4.

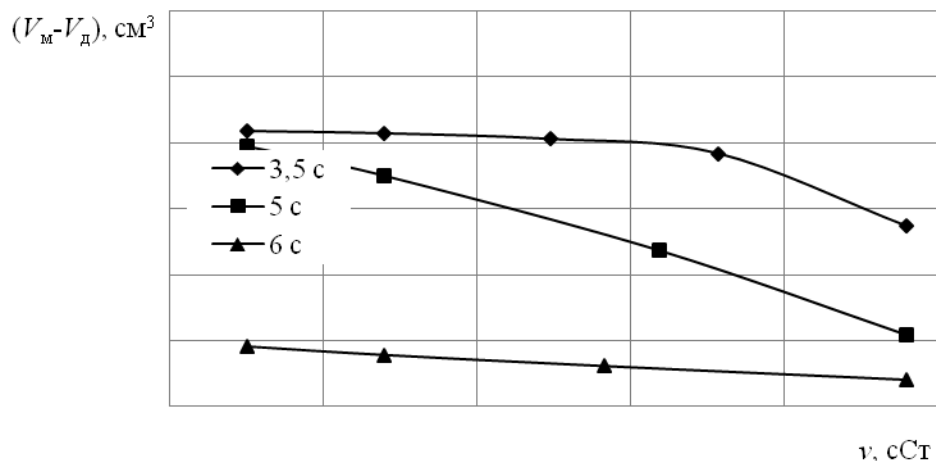


Рис. 4. Результаты эксперимента

На рис. 4 изображены графические зависимости невязки ( $V_m - V_d$ ) от кинематической вязкости топлива  $n$  трех плунжерных пар различной плотности:

6 секунд – новая ПП, 5 и 3,5 секунды – рабочие ПП. Анализируя графики, можно сделать заключение, чем более изношена ПП и чем ниже вязкость топлива, тем больше величина невязки. Однако, до конца остается не ясно, почему графическая зависимость ПП с плотностью 3,5 секунды имеет нелинейный вид, подобный двум другим насосным элементам. Предположительно, это связано с неравномерной и индивидуальной для каждой ПП формой износа прецизионных поверхностей.

При обработке экспериментальных характеристик впрыскивания было установлено, что 98% всех расчетов проходит при  $Re > 2000$ . Результаты расчетов по уточненной модели и при постоянной  $m_c = 0,72$  приведены в табл. 2 на примере ПП с плотностью 5 секунд.

Таблица 2

Результаты расчета по упрощенной и уточненной моделям			
$n$ , сСт	$(V_m - V_d)$ , см <sup>3</sup> при $m_c(Re)$	$(V_m - V_d)$ , см <sup>3</sup> при $m_c = 0,72$	Расхождение, %
4,5	38,91	38,84	0,18
5,4	38,02	37,89	0,34
7,2	35,74	35,66	0,22
8,8	33,17	33,09	0,24

### Основные выводы

1. Предложен способ диагностирования ПП на дизеле, базирующийся на идентифицируемости объекта (распылитель форсунки) и позволяющий определить величину утечек топлива по прецизионным поверхностям ПП на ранних стадиях развития износа.

2. Расчетные и экспериментальные исследования показали, что при использовании штатного распылителя дизеля Д49 в конструкции открытой форсунки не имеет смысла вводить в расчет уточнение коэффициента расхода сопловых отверстий из-за незначительной продолжительности впрыска топлива с  $Re < 2000$ .

### Библиографические ссылки

1. Коньков А.Ю. Способ измерения цикловой подачи топлива в цилиндрах тепловозного дизеля в условиях эксплуатационных испытаний / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко, М.В. Яранцев // Вестник Тихоокеанского государственного университета. - 2012.- №1(24).- С. 119-124.

2. Яранцев М.В. Стенд для исследования топливной аппаратуры дизеля Д49 с впрыскиванием в среду с регулируемым противодавлением / М.В. Яранцев, А.Ю. Коньков // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке: Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием / Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2009. – Том 1. – С. 20-24.

3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. - М.: Легион-Автодата, 2004. - 344 с.