

УДК 629.3.083.4

UDC 629.3.083.4

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex

**ОЦЕНКА НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОДАЧИ  
ТОПЛИВА СИСТЕМОЙ ПИТАНИЯ  
ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ**

**INTELLIGENT METHODS OF DIAGNOSIS  
AND MAINTENANCE OF AGRICULTURAL  
MACHINERY**

Габитов Илдар Исмагилович  
Д-р техн. наук, профессор  
РИНЦ SPIN-код: 9352-9518  
*Башкирский государственный аграрный  
университет, Уфа, Россия*

Gabitov Ildar Ismagilovich  
Grand PhD in Engineering, professor  
RSCI SPIN code: 9352-9518  
*Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia*

Неговора Андрей Владимирович  
Д-р техн. наук, профессор  
РИНЦ SPIN-код: 9011-9830  
*Башкирский государственный аграрный  
университет, Уфа, Россия*

Negovora Andrey Vladimirovich  
Grand PhD in Engineering, professor  
RSCI SPIN code: 9011-9830  
*Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia*

Исанбердин Ильнур Раилевич  
Младший научный сотрудник  
РИНЦ SPIN-код: 7942-7051  
*Башкирский государственный аграрный  
университет, Уфа, Россия*

Isanberdin Ilnur Railevich  
Junior research assistant  
RSCI SPIN code: 7942-7051  
*Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia*

Башаров Тимур Расимович  
Ассистент  
РИНЦ SPIN-код: 9207-6969  
*Башкирский государственный аграрный  
университет, Уфа, Россия*

Basharov Timur Rasimovich  
Assistant  
RSCI SPIN code: 9207-6969  
*Bashkir State Agrarian University, Ufa, Russia*

В статье представлен новый подход к оценке неравномерности подачи топлива системой питания в цилиндры газового двигателя. Общая неравномерность представлена как сумма неравномерности подачи топлива между цилиндрами двигателя (межцилиндровая) и неравномерности последовательных цикловых подач в одном цилиндре (межцикловая). Определение неравномерности последовательных цикловых подач основано на элементах теории вероятности и математической статистики, что позволяет значительно повысить точность оценки данного параметра. Результаты исследования способствуют более точной диагностике и объективной оценке технического состояния дозаторов газа, а контроль данного параметра при техническом обслуживании системы питания может повысить эффективность работы двигателя и уменьшить эксплуатационные затраты предприятий, использующих газомоторную технику. Предложенная методика позволяет проводить испытания дозаторов газа в условиях, максимально приближенных к реальным эксплуатационным режимам газового двигателя. Полученные данные служат основой для разработки инновационных технологий, направленных на повышение надежности работы

The article presents a new approach to assessing the unevenness of fuel supply by the fuel system to the cylinders of a gas engine. The total unevenness is presented as the sum of the unevenness of fuel supply between the engine cylinders (inter-cylinder) and the unevenness of successive cycle supplies in one cylinder (inter-cycle). The determination of the unevenness of successive cycle supplies is based on elements of probability theory and mathematical statistics, which allows for a significant increase in the accuracy of estimating this parameter. The results of the study contribute to improving the accuracy of diagnosis and objective assessment of the technical condition of gas dispensers. Monitoring of this parameter during the maintenance of the fuel system makes it possible to increase the efficiency of the engine and reduce the operating costs of enterprises using gas technology. The proposed methodology allows for testing gas dispensers under conditions that are as close as possible to the actual operating conditions of gas vehicles

дозаторов газа. Это, в свою очередь, способствует улучшению эксплуатационных характеристик газового двигателя и положительно сказывается на общей эффективности автотракторной техники

Ключевые слова: ГАЗОМОТОРНОЕ ТОПЛИВО, ПРИРОДНЫЙ ГАЗ, МЕТАН, ГАЗОВЫЙ ДВИГАТЕЛЬ, ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ ДОЗАТОР ГАЗА, НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ПОДАЧИ ТОПЛИВА, МЕЖЦИКЛОВАЯ НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Keywords: GASOLINE FUEL, NATURAL GAS, METHANE, GAS ENGINE, ELECTROMAGNETIC GAS DISPENSER, FUEL FEED INEQUALITY, INTERCYCLE FUEL FEED INEQUALITY

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-217-027>

**Введение.** Российская Федерация демонстрирует высокий уровень развития в области использования альтернативных видов топлива для автотранспорта. Государственные инициативы направлены на расширение инфраструктуры использования компримированного и сжиженного природного газа, связано это, в том числе, с высокими экологическими и экономическими показателями данного вида топлива. В 2025 году Правительство Российской Федерации утвердило «Концепцию развития рынка газомоторного топлива в Российской Федерации до 2035 года». Согласно этому документу, планируется выпуск 528 тысяч единиц транспортных средств, работающих на газомоторном топливе (ГМТ), а также переоборудование 525 тысяч единиц существующего автопарка для использования ГМТ. Там же декларируется перевод 18,7 тысяч единиц сельскохозяйственной техники и оборудования на применение в качестве топлива компримированный (КПГ) или сжиженный (СПГ) природный газ. В период с 2025 по 2035 годы в России предполагается увеличение потребления ГМТ с 2,52 миллиарда кубических метров в 2024 году до 13,9 миллиарда кубических метров. Планируется, что к 2035 году количество объектов инфраструктуры для заправки техники природным газом увеличится с 1170 до 2715 единиц. За период с 2025 по 2035 годы общий объем потребления природного газа в качестве моторного топлива достигнет 88,8 млрд кубических метров [1].

<http://ej.kubagro.ru/2026/03/pdf/27.pdf>

Для гарантированного увеличения доли автотракторной техники, использующей КПП или СПГ в качестве моторного топлива, требуется повысить эффективность работы двигателя, что достигается путем оптимизации рабочих процессов на различных режимах работы. Важнейшим элементом этого является процесс смешивания и подачи газозоудной смеси (ГВС) в цилиндры [2,3] определяемый, в том числе, техническим состоянием и регулировкой компонентов топливной системы газового двигателя. Одними из основных оценочных факторов при этом являются равномерность состава и распределения газозоудной смеси по цилиндрам, устойчивость давления в топливной рампе, одинаковая длительность продолжительности и формы управляющих импульсов, равные пропускные способности дозаторов газа и др. [4,5,22,23,24].

Ключевыми причинами уменьшения срока службы электромагнитных дозаторов газа являются: нарушение технологии монтажа и сроков технического обслуживания, использование фильтрующих элементов низкого качества, недостаточная квалификация обслуживающего персонала, а также применение устаревших регламентов технического обслуживания газобаллонного оборудования. В процессе эксплуатации данные факторы вызывают неравномерный износ и загрязнение клапана дозатора газа, что приводит к снижению скорости его движения или нарушению герметичности и, как следствие, к нестабильности параметров топливоподачи как между цилиндрами двигателя, так и в отдельно взятом цилиндре. В итоге заметно повышается механическая и тепловая нагрузка цилиндров, увеличивается токсичность отработавших газов и в целом ухудшаются технико-экономические показатели работы двигателя [3-10,24,25]. Нестабильность параметров топливоподачи оказывает значительное негативное воздействие на работу двигателя, особенно при малых цикловых подачах и минимальной частоте вращения коленчатого

вала. Данный фактор может препятствовать поддержанию устойчивой работы двигателя. [11-13].

Гусаков С.В. провел исследования и получил экспериментальные данные [12], которые показывают, что неравномерность топливоподачи дозатора газа влияет на коэффициент полезного действия двигателя из-за «вялого» протекания сгорания в нескольких последовательных циклах. Постепенное ухудшение процесса сгорания топлива, проявляющееся в снижении полноты сгорания и увеличении времени сгорания, приводит к увеличению доли остаточных газов в продуктах сгорания. Это ухудшает условия для воспламенения топливовоздушной смеси в последующих циклах, что может вызвать пропуски зажигания. В результате двигатель продолжает работать, но с пониженной эффективностью, увеличенным выбросом углеводородов, снижением крутящего момента и повышением неравномерности тепловыделения, а также увеличением времени и продолжительности этого процесса.

Григорьев Л.Ю. провел исследования по оптимизации межцилиндровой неравномерности топливовоздушной смеси за счёт коррекции топливоподачи в газовом двигателе через оперативный замер температуры отработавших газов каждого цилиндра [13]. Анализ экспериментальных данных показал, что все цилиндры работают с разными величинами  $\alpha$  во всем диапазоне нагрузочной характеристики. Он предложил индивидуально корректировать работу каждого дозатора газа в процессе работы двигателя, что будет способствовать изменению состава газозвушной смеси, поступающей в камеру сгорания. Достигнув конкретного значения  $\alpha$  в цилиндре, подобную операцию рекомендовано проводить во всех цилиндрах.

В. А. Шишков изучил особенности пульсаций давления в топливной рампе при открытии дозатора газа. Анализ полученных экспериментальных данных выявил связь колебаний давления в рампе с

временным отставанием при её заполнении газом. Установлено падение давления в газовой рампе в ходе циклической подачи, зависящее от массы подаваемого топлива и объёмных характеристик газовой рампы [14].

Хахимов Р.Т. предложил новый способ топливоподачи газомоторного топлива особенностью которого является непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания [16]. Для этого разработана совмещенная конструкция дозатора газа со свечей зажигания. Данный способ позволяет решить множество технических вопросов, связанных с подачей, эффективным воспламенением и тепловыделением рабочей смеси.

В литературе и существующих нормативных документах по совершенствованию процессов эксплуатации, обслуживания и ремонта газобаллонных автомобилей, а также в научных трудах по данной теме, недостаточно данных о неравномерности последовательных цикловых подач системы питания газом и ее влиянии на характеристики газовых двигателей. Встречаются лишь рекомендации производителей различных газовых двигателей ограничивать расходную характеристику дозатора газа в пределах 5% на номинальном режиме, но обоснование этого значения отсутствует. Причина заключается в том, что на данный момент не разработаны подходы к определению последовательности цикловых подач топлива и количественная оценка воздействия неравномерности между циклами на эксплуатационные характеристики автотракторных газовых двигателей. Применяемые в частном порядке методы и устройства определения производительности дозатора газа основаны на косвенных способах, обеспечивающие определение неравномерности подачи топлива исключительно между цилиндрами, что недостаточно для достоверной оценки общего состояния двигателя. Многие аспекты, касающиеся неравномерности последовательных цикловых подач топлива, до конца не изучены, а экспериментальные данные о предельно допустимых значениях

и их влиянии на экономические показатели работы газового двигателя не имеют подтверждения.

Для решения указанного недостатка необходимо разработать методику полной оценки технического состояния дозаторов газа, в том числе путем измерения последовательных цикловых подач на определенных режимах работы, обладающих высокой точностью, скоростью и информативностью для пользователя.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Величина цикловой подачи топлива регулируется длительностью управляющего импульса от электронного блока управления двигателем (ЭСУД) и давлением в рампе, поддерживаемым регулятором давления. Однако цикловая подача не является стабильной: наблюдается ее переменчивость как от цикла к циклу работы каждого дозатора газа (межцикловая неравномерность), так и между отдельными цилиндрами (межцилиндровая неравномерность).

Неравномерность подачи топлива представляет собой сумму межцилиндровой ( $\delta_c$ ) и межцикловой ( $\delta$ ) неравномерностей [11]:

$$\delta_{\Sigma} = \delta_c + \delta. \quad (1)$$

Величины  $\delta_c$  и  $\delta$  при этом принято оценивать по одной и той же формуле:

$$\delta_c (\delta) = 2 \cdot \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\max} + g_{\min}} \cdot 100\%, \quad (2)$$

где  $g_{\max}$  и  $g_{\min}$  - максимальное и минимальное значения средних цикловых подач дозатором газа между цилиндрами (в случае  $\delta_c$ ) или максимальная и минимальная единичные цикловые подачи газа дозатором в конкретный цилиндр (для  $\delta$ ).

При этом значения  $g_{\max}$  и  $g_{\min}$  могут существенно изменяться в разные моменты измерения. Для повышения точности оценки межцикловой нестабильности подачи топлива рекомендуется использовать

методы статистического анализа последовательных значений цикловых подач, включая максимальные ( $g_{\max}$ ) и минимальные ( $g_{\min}$ ) значения.

Определение предельных значений подачи топлива ( $g_{\max}$  и  $g_{\min}$ ), необходимых для оценки неравномерности между циклами, требует применения методов теории вероятностей, так как теоретическая кривая плотности распределения циклической подачи не достигает оси абсцисс, исключая возможность существования строгих конечных границ максимальной и минимальной величины. Тем не менее, в реальных условиях подача топлива ограничивается дискретными значениями, установленными эмпирическим путём.

Опираясь на правило трёх сигм [15], можно утверждать, что текущее отклонение цикловых подач  $g_i$  от их математического ожидания  $M_g$  не выходит за пределы утроенного среднеквадратического отклонения  $\sigma$ . Следовательно, максимально и минимально возможные значения цикловых подач вычисляются по формуле:

$$g_{\max} = M_g + 3\sigma; \quad g_{\min} = M_g - 3\sigma, \quad (3)$$

Расчёт  $M_g$  (математического ожидания) и  $\sigma$  (среднеквадратического отклонения) по методике [11, 13] требует выборки объёмом не менее 30 последовательных цикловых подач. Обработка выполняется на ПК посредством специализированного статистического программного обеспечения.

Для обработки данных используются формулы:

$$M_g = \frac{\sum n_i U_i}{n} \times h + C \quad (4)$$

где  $n_i$  - количество цикловых подач, попадающих в группу  $U_i$ ;

$n$  - количество замеренных цикловых подач;

$h$  - шаг групп выборки;

$C$  - значение варианта, соответствующего ложному нулю.

$$\sigma = h \times \sqrt{\frac{\sum n_i U_i^2 - (\sum n_i U_i)^2}{n}} \quad (5)$$

В результате анализа выявлено, что максимальные и минимальные значения цикловых подач ( $g_{\max}$  и  $g_{\min}$ ), определённые теоретическим путём из рассматриваемого ряда, не совпадают. Данное расхождение необходимо учитывать при расчёте показателя межциклового неравномерности топливоподачи, так как оно непосредственно влияет на итоговый результат.

Подстановка значений  $g_{\min}$  и  $g_{\max}$ , вычисленных по формулам (3), в выражение (1) и последующие преобразования позволят получить формулу для определения межциклового неравномерности топливоподачи с применением методов теории вероятностей:

Чтобы сформулировать расчётное выражение для межциклового неравномерности топливоподачи с привлечением аппарата теории вероятностей, следует подставить в исходное соотношение (1) предварительно вычисленные по формулам (3) значения  $g_{\min}$  и  $g_{\max}$ , а затем осуществить необходимые алгебраические преобразования по формуле:

$$\delta = \frac{6\sigma}{M_g} \times 100\% \quad (6)$$

По предлагаемому методу оценки межциклового неравномерности подачи топлива снижается погрешности, обусловленные инструментальными измерениями и неточностью определения минимальных и максимальных значений цикловых подач. Для вычисления математического ожидания ( $M_g$ ) и среднеквадратичного отклонения ( $\sigma$ ) цикловой подачи последовательный ряд значений делится на интервалы с шагом, равным погрешности измерений. На режимах с минимальными подачами шаг полностью покрывает погрешность. При цикловых подачах менее 33 см<sup>3</sup>/цикл абсолютная погрешность их измерения не превышает значения шага дискретизации, который составляет 1 см<sup>3</sup>/цикл. Максимальная погрешность в оценке средней цикловой подачи  $g_{ц,ср}$  не превышает 3,5 см<sup>3</sup>/цикл и также соответствует шагу дискретизации.



Для оценки точности экспериментальных данных были использованы общепринятые методики [18, 19]. С целью повышения достоверности каждое измерение выполнялось многократно (от 3 до 5 повторений). В качестве репрезентативного значения искомой величины выбрано среднее арифметическое ряда полученных измерений, что соответствует стандартным подходам к обработке экспериментальных данных.

В статистической обработке данных отклонение отдельного результата измерения ( $\varepsilon_i$ ) от средней арифметической величины рассчитывается как разность между указанным результатом любого измерения и средним арифметическим показателем:

$$\varepsilon_i = \alpha_i - \bar{\alpha} \quad (7)$$

Погрешность среднего арифметического из  $n$  измерений равна

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum \varepsilon_i^2}{n(n-1)}} \quad (8)$$

Предельная погрешность среднего арифметического значения -

$$\sigma_{\max} = 3\sigma \quad (9)$$

Точность единичного измерения оценивается по предельным ошибкам измерений. При этом за квадратичную ошибку единичного измерения принималась 1/3 предельной ошибки.

Вероятная погрешность результата ряда измерений определялась как:

$$\Delta = 0,6745 \sqrt{\frac{\sum \varepsilon_i^2}{n(n-1)}} \quad (10)$$

а наиболее вероятное значение измеряемой величины:

$$x = \bar{\alpha} + \Delta \quad (11)$$

Относительную величину погрешности  $\bar{\Delta}$  определяли по выражению:

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{\bar{\alpha}} \quad (12)$$

В результате применения предложенной методики оценки межцикловой неравномерности топливоподачи наблюдается существенное повышение точности и достоверности итоговых результатов. Указанное улучшение распространяется на все ключевые расчётные показатели, включая величины максимальной и минимальной цикловых подач топлива, значение средней цикловой подачи, а также показатель межцикловой неравномерности топливоподачи.

#### МЕТОДИКА И УСТАНОВКА

Анализ различных методов и устройств для определения технического состояния дозатора газа выявил необходимость применения в процессе измерения и обработки данных комплекса электронных технических средств (контроллеров, АЦП, датчиков, ПК) для оперативного формирования банка данных и информативной его обработки. Использование ПК, контроллера, АЦП в виде единой измерительной системы, при котором ПК является главным управляющим всего звена как измерительного комплекса, так и обработки информации на базе специализированного программного обеспечения, способствует автоматизации и ускорению процесса тестирования дозатора газа и выдачи результата [18-21].

Так как измерение цикловых подач требует максимального приближения безмоторных исследований к реальным условиям работы дозатора на двигателе, на кафедре мобильных энергетических и транспортных средств ФГБОУ ВО БашГАУ были разработаны методика и устройство для проверки дозаторов газа путем определения цикловых подач топлива с учетом противодействия во впускном коллекторе в период дозирования топлива [17].

Методика измерения цикловой подачи топлива на данном устройстве моделирует процесс дозирования топлива в среду с давлением, соответствующим среднему давлению наддува, наблюдаемому во впускном

коллекторе газового двигателя. Это обеспечивает повышенную точность измерений и позволяет максимально приблизить результаты стендовых испытаний к условиям реальной эксплуатации. Разработанная методика позволяет точно оценить текущее техническое состояние каждого дозатора газа из комплекта, установленного на конкретном двигателе, а также вычислить возможную неравномерность подачи топлива между цилиндрами.

Определение неравномерности последовательных цикловых подач отдельного взятого дозатора газа возможно обеспечить косвенным методом, путем синхронной фиксации при проведении испытания трех параметров: текущего давления в топливной рампе (перед дозатором), текущего давления в трубопроводе, идущего к измерительной системе (после дозатора) и силы тока управляющего сигнала, подаваемого на дозатор газа. Данный подход реализован в специализированном стенде ТДГ-10, который имеет датчики давления и тока, коммутированные через усилитель с быстродействующим АЦП и компьютером, где производятся чтение и запись значений в файлограмму специализированного программного обеспечения. На рис. 1 показана файлограмма сигналов, зафиксированных за 1 цикл работы дозатора газа.

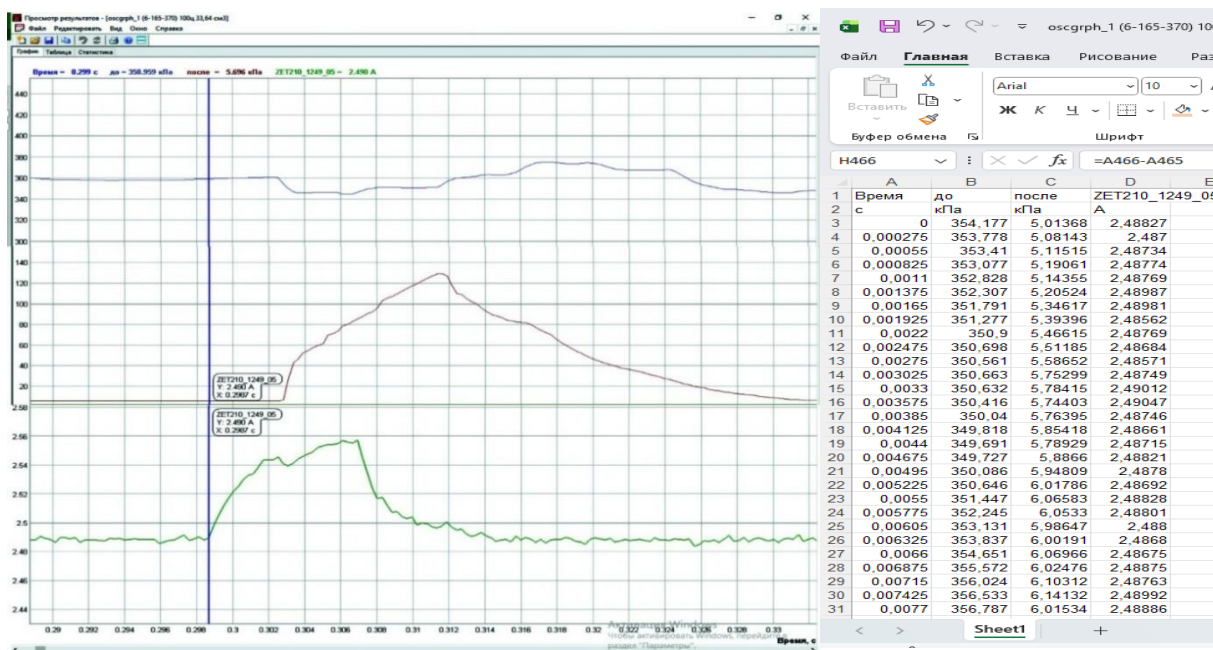


Рисунок 1. Файлограмма изменения давления в топливной рампе (перед дозатором), в трубопроводе измерительной системы (после дозатора), сила тока управляющего сигнала за 1 цикл подачи топлива и фактические значения величин измерений за период испытания.

Видно, что площадь под кривой давления в измерительной системе представляет собой фигуру в виде неравномерной трапеции с определенной площадью, пропорциональной величине цикловой подачи топлива. Данную площадь можно вычислить путем интегрирования, при этом наиболее точным является метод средних прямоугольников, использующий значения функции в средних точках элементарных отрезков  $X_i$ .

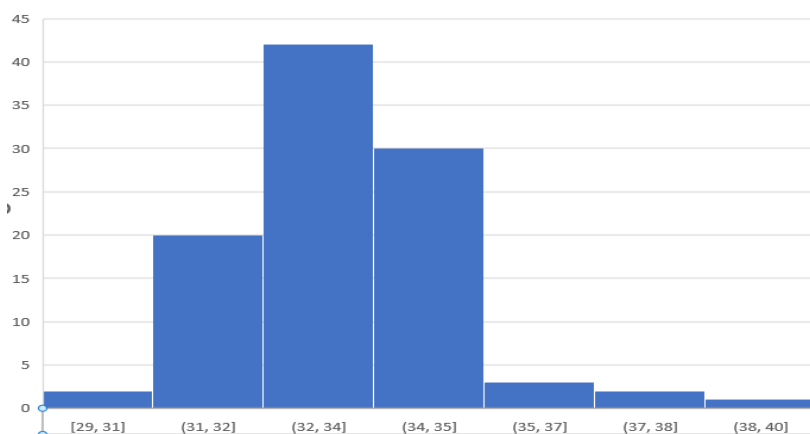
Обработка полученных данных производилась в программе Microsoft Excel микрокомандами, созданными на языке программирования Visual Basic for Applications, способствующих автоматизации повторяющихся процессов. В результате обработки данных за один цикл измерения получен ряд последовательных значений цикловых подач:

33,9 31,9 32,0 34,2 34,0 32,3 32,0 31,7 37,7 34,1 32,0 32,0 32,0  
 31,6 34,2 34,2 33,6 32,0 31,6 33,6 33,8 33,9 33,8 31,7 31,3 32,0  
 33,8 34,0 31,6 31,4 31,3 31,7 31,1 33,0 31,1 30,8 31,0 30,8 30,8

30,4 30,9 30,4 30,5 30,5 30,1 30,1 32,8 35,0 32,0 32,2 32,4 29,9  
 30,1 29,7 29,6 29,8 31,9 32,1 32,2 32,0 32,1 31,6 34,4 29,5 29,1  
 32,4 28,9 28,8 31,0 31,4 31,2 31,0 31,4 32,2 30,8 29,0 28,7 28,4  
 28,2 28,3 28,4 31,3 31,7 31,1 33,0 31,1 30,8 31,0 30,8 30,8 30,4  
 30,9 30,4 30,5 30,5 30,1 30,1 31,0

Гистограмма распределения значений цикловых подач (рис.2) примерно имеет форму, соответствующую кривой нормального распределения.

Известно, что межцикловая неравномерность топливоподачи определяется шириной гистограммы, ее левая граница соответствует  $g_{min}$ , правая граница соответствует  $g_{max}$ . Точность оценки указанных значений определяет величину неравномерности топливоподачи, поэтому в отличие



от традиционного метода (2) мы предлагаем использовать выражение (6).

Рисунок 2 Гистограмма распределения цикловых подач эталонным дозатором газа 27.4415100 при  $n_n=700 \text{ мин}^{-1}$ ,  $t_{сигн} = 0,006 \text{ с}$ ,  $g_{ц}=33,6 \text{ см}^3/\text{цикл}$ .

Для сравнения точности традиционной и предложенной методик оценки межцикловой неравномерности подачи газа дозатором произведем ее расчет по данным одного эксперимента на различных установившихся режимах работы.

**Режим холостого хода  $n_n=700 \text{ мин}^{-1}$ ,  $t_{сигн} = 0,006 \text{ с}$ ,  $g_{ц}=33 \text{ см}^3/\text{цикл}$ .**

Согласно предложенной методике

$$\delta_{пр} = \frac{6 \sigma}{g_{ц.ср}} \cdot 100\% = (6 \times 1,77) / 33,2 \times 100 = 31,65 \%$$

по традиционной методике

$$\delta_y = 2 \cdot \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\max} + g_{\min}} \cdot 100\% = 2 \times (37,7 - 28,2) / (37,7 + 28,2) \times 100 = 28,9\%.$$

**Режим работы максимального крутящего момента  $n_n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ ,  
 $t_{\text{сигн}} = 0,026 \text{ с}$ ,  $g_{\text{ц}} = 103 \text{ см}^3/\text{цикл}$**

Согласно предложенной методике

$$\delta_{\text{пр}} = \frac{6 \sigma}{g_{\text{ц.ср}}} \cdot 100\% = (6 \times 2,48) / 103 \times 100 = 14 \%,$$

по традиционной методике

$$\delta_y = 2 \cdot \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\max} + g_{\min}} \cdot 100\% = 2 \times (108 - 90,9) / (108 + 90,9) \times 100 = 17 \%.$$

**Режим номинальной частоты вращения коленчатого вала  $n_n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ,  $t_{\text{сигн}} = 0,026 \text{ с}$ ,  $g_{\text{ц}} = 91 \text{ см}^3/\text{цикл}$**

Согласно предложенной методике

$$\delta_{\text{пр}} = \frac{6 \sigma}{g_{\text{ц.ср}}} \cdot 100\% = (6 \times 2,15) / 91,2 \times 100 = 14\%,$$

по традиционной методике

$$\delta_y = 2 \cdot \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\max} + g_{\min}} \cdot 100\% = 2 \times (100,7 - 89) / (100,7 + 89) \times 100 = 12 \%.$$

Проверка гипотезы о нормальном распределении ряда значений цикловых подач проводилась по критерию Пирсона при уровне значимости  $\alpha = 0,05$ . Полученное значение стандартной асимметрии колебались от -0,78 до +0,69, эксцесс колебался от -0,97 до 1,04 что очень мало и подтверждает близость полученного массива к нормальному распределению. Аналогичным образом были получены результаты для всех режимов работы дозатора газа.

## РЕУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

Графики зависимостей неравномерности последовательных цикловых подач по традиционной методике (рис.3) и предлагаемой

методике (рис.4) в зависимости от частоты вращения коленвала и времени управляющего сигнала представлены ниже.

Как видно из графиков наибольшее значение неравномерности последовательных цикловых подач находится в зоне минимальных значений управляющего сигнала  $t_{упр}=6$  мс, по мере увеличения значения  $t_{упр}$  происходит снижение неравномерности последовательных цикловых подач. Стоит отметить, что по мере увеличения значения частоты вращения коленвала происходит снижение неравномерности топливоподачи. Улучшение показателей неравномерности цикловых подач с увеличением частоты вращения коленвала вероятно можно объяснить тем, что в процессе дозирования снижается влияния пневматических характеристик элементов дозатора газа, скорость движения якоря клапана, и особенности конструкции.

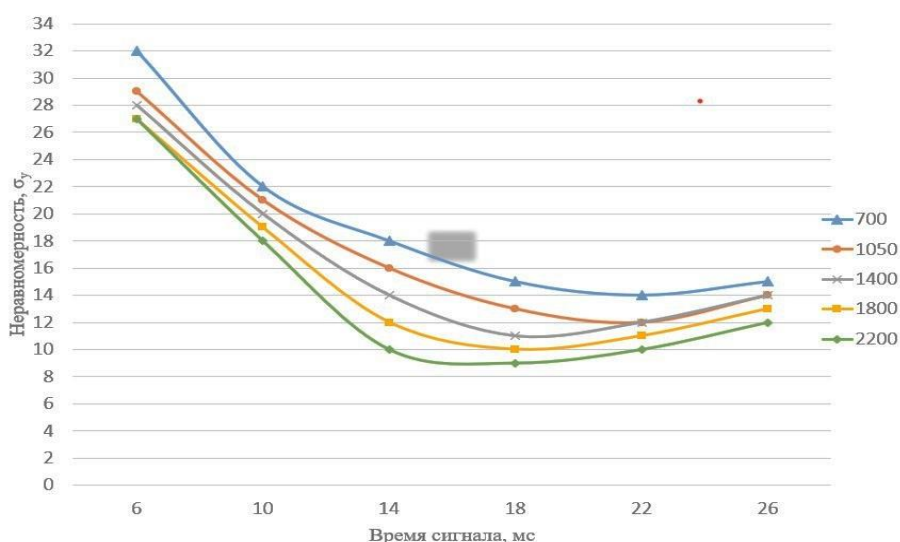


Рисунок 3 Изменение величины межциклового неравномерности топливоподачи по общепринятой методике в зависимости от частоты вращения коленвала и величины управляющего сигнала.

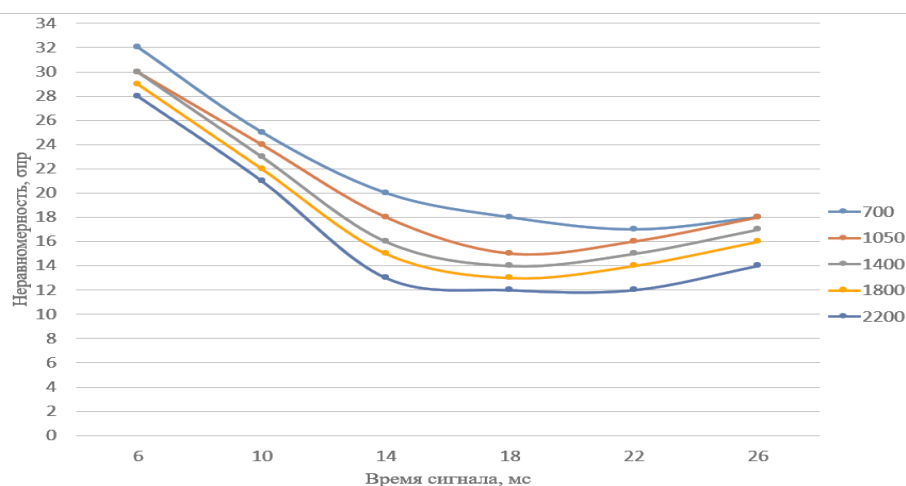


Рисунок 4 Изменение величины межциклового неравномерности топливоподачи по предлагаемой методике в зависимости от частоты вращения коленвала и величины управляющего сигнала.

Как видно из графиков, характер влияния указанных факторов на неравномерность последовательных цикловых подач, определенных по разным методикам, имеет сходный характер – неравномерность  $\delta_{пр}$  вычисленная по предложенной методике всегда превышает традиционные значения  $\delta_y$ , причем на некоторых режимах разница доходит до 10%. Это говорит о пониженной точности и достоверности данных, определенных по традиционной методике. Согласно вычислениям, максимальная относительная погрешность определения величины цикловой подачи составляет 2.75%. Допустим, что с такой ошибкой произошло определение только цикловой подачи  $g_i = 37,7 \text{ см}^3/\text{цикл}$ , являющейся максимальной величиной в полученном ряду цикловых подач. Тогда ее величина будет равна:

$$g_{\max} = 37,7 + (37,7 \times 0.0275) = 38,7 \text{ см}^3/\text{цикл}.$$

Величина межциклового неравномерности, определённая по традиционной методике:

$$\delta'_y = 2 \cdot (38,7 - 28,2) / (38,7 + 28,2) \times 100 = 31,3\%,$$

а по предложенной методике:

$$\delta'_{пр} = (6 \times 1,7) / 31,5 \times 100 = 32,42\%.$$



Соответственно, при использовании для расчетов традиционной методики, изменение величины максимальной цикловой подачи  $g_{\max}$  в пределах погрешности эксперимента, изменяет значение  $\delta$  на 2,75%, при этом относительная ошибка  $\varepsilon(\delta_y)$  составит

$$\varepsilon(\delta_y) = \frac{\delta'_y - \delta_y}{\delta_y} \times 100\% = 8,4\% \quad (13)$$

При вычислении межциклового неравномерности топливоподачи  $\sigma_{\text{пр}}$  согласно предложенной методике, идентичное увеличение величины  $g_{\max}$  повлекло изменение результата на 0,8 %, что в относительных величинах составляет 2,5 %.. На рис. 5 представлены графики, отражающие зависимость относительных погрешностей оценки межциклового неравномерности подачи топлива  $\varepsilon(\delta_y)$  от вероятных значений относительной погрешности максимальной цикловой подачи при различных методах определения данной величины.

На основании представленного графика можно сделать вывод, что при увеличении погрешности, возникающей при определении максимальной цикловой подачи с использованием общепринятой методики, относительная ошибка значительно возрастает и достигает значения 8,4 %, в то время как по предложенной методике она не превышает 2,5%. Подобные результаты были получены для других режимов работы дозатора газа. Относительная ошибка  $\varepsilon(\delta_y)$  всех рассмотренных случаях доходила до 11%, а по  $\varepsilon(\delta_{\text{пр}})$ - только до 3%. Важно подчеркнуть, что в данном исследовании рассматривались ситуации, когда имело место неточное определение лишь одной из величин —  $g_{\max}$  или  $g_{\min}$ . При наличии совокупных ошибок в определении обеих величин, погрешность в расчёте межциклового неравномерности подачи топлива может значительно увеличиться.

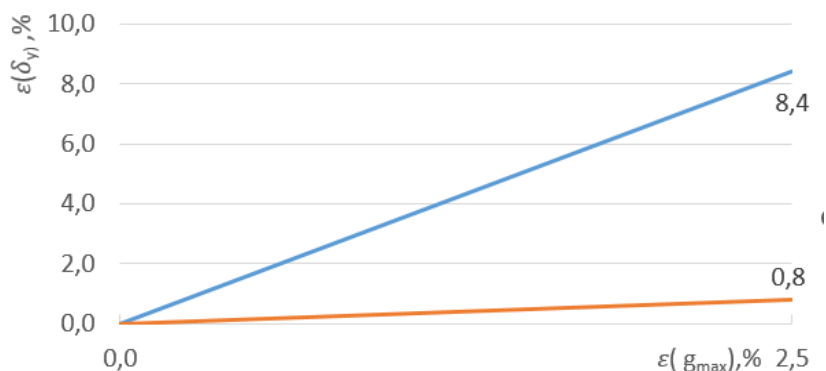


Рисунок 5 Зависимость относительной ошибки оценки межциклового неравномерности  $\varepsilon(\delta_\gamma)$  от вероятной относительной ошибки при определении максимальной цикловой подачи  $\varepsilon(g_{max})$  предложенной (нижний график) и традиционной (верхний график) методикам.

Преимущество предлагаемого метода заключается в повышении точности результатов за счет максимального приближения безмоторных испытаний к реальным условиям эксплуатации газового двигателя. Данный результат достигается за счет научно обоснованного метода, который включает применение теории вероятностей и математической статистики для анализа и оценки межциклового межциклового неравномерности топливоподачи ( $\delta$ ).

Данная методика значительно уменьшает погрешности оценки, обусловленные неточностью измерительных приборов при экспериментальных измерениях цикловых подач, а также ошибками в определении их максимальных и минимальных значений. В частности, относительная погрешность в оценке межциклового неравномерности топливоподачи по предложенной методике при не точной (в пределах погрешности измерения) оценке максимальной или минимальной цикловых подач не превышает 3%. В то же время, при использовании общеизвестной методики эта погрешность может достигать 11%.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ ИЛИ ВЫВОДЫ

Таким образом доказано, что предложенная методика и устройство для оценки неравномерности последовательных цикловых подач обеспечи-

вают необходимую точность определения с погрешностью не более 3% (на 70% точнее традиционного подхода).

Для практического применения методики необходимо использовать устройство для измерения последовательных цикловых подач, разработанное на в лаборатории «Газомоторные и альтернативные виды топлива» ФГБОУ ВО Башкирский ГАУ.

Разработанная технология позволяет оценить неравномерность последовательных цикловых подач дозаторов газа, использующихся в системах топливоподачи компримированного природного газа, сжиженного нефтяного газа и сжиженного природного газа путем установки на соответствующий адаптер.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Концепция развития рынка газомоторного топлива до 2035 года. Правительство Российской Федерации // официальный интернет-ресурс: <http://government.ru/docs/56153/>.
2. А. И. Колчин, В. П. Демидов Расчёт автомобильных и тракторных двигателей // Учебное пособие для вузов – М. : «Высшая школа», 1980. – 400 с.
3. Свиридов Ю. Б., Тихонов Ю. В. Проблемы смесеобразования и сгорания в двигателях с внешним смесеобразованием / Двигателестроение. – 1988. – № 10. – С. 3-7.
4. Неговора А.В., Махиянов У. А., Ахметов А.Ф. Совершенствование способов диагностирования топливоподающих систем дизелей с электронным управлением // Известия Международной академии аграрного образования. – 2012. – № 14, т.1. – С. 260-265.
5. Савушкин, А. Завадько Н. Новая система газового впрыска СУГ ВДГС-ПБ-4 «ФАВОРИТ» / АвтоГазоЗаправочный Комплекс Альтернативное Топливо. – 2006. – № 2 (26).
6. Габитов И.И., Неговора А.В. Совершенствование технологий и средств технического сервиса автотракторной и мобильной техники / В сборнике: Перспективы инновационного развития АПК : материалы Международной научно-практической конференции в рамках XXIV Международной специализированной выставки «Агрокомплекс-2014». – 2014. – С. 167-173.
7. В. М. Володин, П. Д. Липачев, В. В. Корницкий и др. Использование газа в качестве топлива для тракторов / В.– М. : ЦНИИТЭ и Тракторосельмаш, – 1989.
8. Генкин, К. И. Газовые двигатели / М. : Машиностроение, – 1977.
9. Лупачев П. Д., Филимонов А.И. Газовые и газодизельные тракторы, преимущества и недостатки // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 6.
10. Гайворонский А. И., Богославцев Р. В. Теплонапряженность деталей дизеля, конвертируемого в газовый двигатель / Газовая промышленность. – 2009. – № 2.
11. Габитов И.И. Оценка неравномерности подачи топливных систем тракторных дизелей: Дис...канд. техн. наук. – Уфа, – 1993.

12. Гусаков С.В., Кульчицкий А.Р. Межцикловая вариабельность поршневых газовых двигателей // Транспорт на альтернативном топливе. – 2016. – №6. – с.17-21.

13. Габитов И.И., Грехов Л.В., Неговора А.В. Техническое обслуживание, диагностика и эксплуатация топливной аппаратуры современных автотракторных дизелей. – Уфа. Изд-во БГАУ, – 2008. – 240с.

14. Шишков В.А. Колебания давления в рампе газовых форсунок двигателей с искровым зажиганием / Вестник самарского государственного аэрокосмического университета им. Академика С.П. Королёва– 2012. – №3-2(34). – С. 88-96.

15. Семенов В. А. Теория вероятностей и математическая статистика: Учебное пособие. Стандарт третьего поколения. — СПб.: Питер, – 2013. – 192 с.

16. Шишков В.А. Цикловые параметры газового поршневого двигателя внутреннего сгорания с искровым зажиганием с электронной системой управления / Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2014. – № 5 – с. 45-53.

17. Патент РФ F02M 65/00, 2024, «Устройство для проверки дозатора газа». RU 229118 U1.

18. Баширов Р.М., Сафин Ф.Р., Неговора А.В. Теоретическое обоснование оперативного метода диагностирования дизельных двигателей и их топливной аппаратуры / Вестник Башкирского государственного аграрного университета. – №3(71). Уфа. Изд-во БГАУ, – 2024. – с. 90-95.

21. Неговора А.В., Валиев А.Р., Башаров Т.Р., Исанбердин И.Р. Причины неравномерности дозирования газа распределенной системы питания газового двигателя / Российский электронный научный журнал. – 2025. – № 1 (55). – С. 330-337.

22. Heywood J.V. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw and Hill Series in Mechanical Engineering, McGraw-Hill, New-York, – 1988. P. 22

23. Asok K. Sen, Sudhir K. Ash, Bin Huang, Zuohua Huang Richard G. Effect of exhaust gas recirculation on the cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine // Applied Thermal Engineering. – 2011. – 31. – P. 2247-2253.

24. Granet V., Vermorel Ol., Lacour C., Enaux B., Dugué V., Poinot. Thierry Large-Eddy Simulation and experimental study of cycle-to-cycle variations of stable and unstable operating points in a spark ignition engine // Combustion and Flame. – 2012. – Vol. 159. – P. 1562-1575.

25. Zakia Benjelloun-Touimi, Mongi Ben Gaid, Julien Bohbot, Alain Dutoya, Hassan Hadj-Amor, ets. From Physical Modeling to Real-Time Simulation: Feed back on the use of Modelica in the engine control development toolchain / 8th International Modelica Conference (2011) Technical Univeristy, Dresden, Germany. –2011. – P. 763-772.

## References

1. Konceptiya razvitiya ry`nka gazomotornogo topliva do 2035 goda. Pravitel`stvo Rossijskoj Federacii // oficial`ny`j internet-resurs: <http://government.ru/docs/56153/>.

2. А. I. Kolchin, V. P. Demidov Raschyot avtomobil`ny`x i traktorny`x dvigatelej //Uchebnoe posobie dlya vuzov – М. : «Vy`sshaya shkola», 1980. – 400 s.

3. Sviridov Yu. B., Tixonov Yu. V. Problemy` smeseobrazovaniya i sgoraniya v dvigatelyax s vneshnim smeseobrazovaniem / Dvigatellestroenie. – 1988. – № 10. – S. 3-7.

4. Negovora A.V., Maxiyarov U. A., Axmetov A.F. Sovershenstvovanie sposobov diagnostirovaniya toplivopodayushhix sistem dizelej s e`lektronny`m upravleniem / // Izvestiya Mezhdunarodnoj akademii agrarnogo obrazovaniya. – 2012. – № 14, t.1. – S. 260-265.

5. Savushkin, A. Zavad'ko N. Novaya sistema gazovogo vpry'ska SUG VDGS-PB-4 «FAVORIT» / Avto Gazo Zapravochny'j Kompleks Al'ternativnoe Toplivo. – 2006. – № 2 (26)
6. Gabitov I.I., Negovora A.V. Sovershenstvovanie texnologij i sredstv texnicheskogo servisa avtotraktornoj i mobil'noj texniki / V sbornike: Perspektivy` innovacionnogo razvitiya APK : materialy` Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii v ramkax XXIV Mezhdunarodnoj specializirovannoj vy'stavki «Agrokompleks-2014». – 2014. – S. 167-173.
7. V. M. Volodin, P. D. Lipachev, V. V. Korniczkiy i dr. Ispol'zovanie gaza v kachestve topliva dlya traktorov / V.– M. : CzNIITE` i Traktorosel'mash, – 1989.
8. Genkin, K. I. Gazovy'e dvigateli / M. : Mashinostroenie, – 1977.
9. Lupachev, P. D. Gazovy'e i gazodizel'ny'e traktory`, preimushhestva i nedostatki / P.D. Lupachev, A.I. Filimonov // Traktory` i sel'skoxozyajstvenny'e mashiny`. – 1998. – № 6.
10. Gajvoronskiy A. I., Bogoslavcev R. V. Teplonapryazhennost` detalej dizelya, konvertiruemogo v gazovy'j dvigatel` / Gazovaya promy'shennost`. – 2009. – № 2.
11. Gabitov I.I. Ocenka neravnomernosti podachi toplivny'x sistem traktorny'x dizelej: Dis...kand. texn. nauk. – Ufa, – 1993.
12. Gusakov S.V., Kul'chiczkiy A.R. Mezhsiklovaya variabel'nost` porshnevy'x gazovy'x dvigatelej // Transport na al'ternativnom toplive. – 2016. – №6. – s.17-21.
13. Gabitov I.I., Grexov L.V., Negovora A.V. Texnicheskoe obsluzhivanie, diagnostika i e'kspluatsiya toplivnoj apparatury` sovremenny'x avtotraktorny'x dizelej. – Ufa. Izd-vo BGAU, – 2008. – 240s.
14. Shishkov V.A. Kolebaniya davleniya v rampe gazovy'x forsunok dvigatelej s iskrovy'm zazhiganiem / Vestnik samarskogo gosudarstvennogo ae`rokozmoshicheskogo universiteta im. Akademika S.P. Korolyova (nacional'nogo issledovatel'skogo universiteta) – 2012. – №3-2(34). – S. 88-96.
15. Semenov V. A. Teoriya veroyatnostej i matematicheskaya statistika: Uchebnoe posobie. Standart tret'ego pokoleniya. — SPb.: Piter, – 2013. – 192 s.
16. Shishkov V.A. Ciklovy'e parametry` gazovogo porshneвого dvigatelya vnutrennego sgoraniya s iskrovy'm zazhiganiem s e`lektronnoj sistemoy upravleniya Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo ae`rokozmoshicheskogo universiteta. – 2014. – № 5 (47). – s. 45-53.
17. Patent RF F02M 65/00, 2024, «USTROJSTVO DLYa PROVERKI DOZATORA GAZA». RU 229118 U1.
18. Bashirov R.M., Safin F.R., Negovora A.V. Teoreticheskoe obosnovanie operativnogo metoda diagnostirovaniya dizel'ny'x dvigatelej i ix toplivnoj apparatury` / Vestnik Bashkirskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – №3(71). Ufa. Izd-vo BGAU, – 2024. – s. 90-95.
21. Negovora A.V., Valiev A.R., Basharov T.R., Isanberdin I.R. Prichiny` neravnomernosti dozirovaniya gaza raspredelennoj sistemy` pitaniya gazovogo dvigatelya / Rossijskiy e`lektronny'j nauchny'j zhurnal. – 2025. – № 1 (55). – S. 330-337.
22. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw and Hill Series in Mechanical Engineering, McGraw-Hill, New-York, – 1988. P. 22
23. Asok K. Sen, Sudhir K. Ash, Bin Huang, Zuohua Huang Richard G. Effect of exhaust gas recirculation on the cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine // Applied Thermal Engineering. – 2011. – 31. – P. 2247-2253.
24. Granet V., Vermorel Ol., Lacour C., Enaux B., Dugué V., Poinot. Thierry Large-Eddy Simulation and experimental study of cycle-to-cycle variations of stable and unstable operating points in a spark ignition engine // Combustion and Flame. – 2012. – Vol. 159. – P. 1562-1575.
25. Zakia Benjelloun-Touimi, Mongi Ben Gaid, Julien Bohbot, Alain Dutoya, Hassan Hadj-Amor, ets. From Physical Modeling to Real-Time Simulation: Feed back on the use of

Modelica in the engine control development toolchain / 8th International Modelica Conference (2011) Technical Univeristy, Dresden, Germany. –2011. – P. 763-772.