

УДК 629.1-49.003.13

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ
НА ЕГО РАБОТУ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ

Д.В. Глазунов

Рассмотрено существенное улучшение тягово-экономических и снижение токсических показателей автомобиля, позволяющее влиять на процесс смесеобразования и сгорания топлива. Для этого в автомобильных двигателях используют расслоение заряда в цилиндрах двигателя. При этом расслоение заряда позволяет осуществлять процесс сгорания смеси с разной скоростью и температурой, что позволяет значительно улучшить тягово-экономические и снизить токсические показатели бензиновых двигателей. Предложена последовательность разработки математической модели рабочего цикла бензинового ДВС с трехзонным горением смеси в камере сгорания.

Ключевые слова: смесеобразование; расслоение заряда; эффективные показатели двигателя; сгорание смеси.

КЫЙМЫЛДАТКЫЧТЫН КОНСТРУКТИВДУУ ПАРАМЕТРЛЕРИНИН АНЫН ИШИНЕ
ЖАНА КОШУНДУ ПАЙДА КЫЛУУСУНА ТИЙГИЗГЕН ТААСИРИ

Бул макалада автомобилдин жүк көтөрүү-экономикалык көрсөткүчтөрүнүн бир кыйла жакшыргандыгы, уулуу заттардын көрсөткүчтөрүнүн төмөндөгөндүгү каралган, мунун өзү бензиндин кошунду пайда кылуу жана күйүп кетүү процессине таасирин тийгизет. Бул максатта автомобилдердин кыймылдаткычтарынын цилиндринде зарядды катмарга бөлүү колдонулат. Зарядды мындай катмарга бөлүү кошундунун ар кандай ылдамдыкта жана температурада күйүү процессин ишке ашырууга мүмкүндүк берет, бул өз кезегинде автомобилдин жүк көтөрүү-экономикалык көрсөткүчтөрүнүн бир кыйла жакшырышына, уулуу заттардын көрсөткүчтөрүнүн төмөндөшүнө мүмкүндүк берет. Бул макалада күйүү камерасында бензиндин кошундулары үч зонада күйгөн, бензин менен иштеген кыймылдаткычтын жумушчу циклинин математикалык моделин иштеп чыгуунун ырааттуулугу сунушталды.

Түйүндүү сөздөр: кошунду пайда кылуу; заряддын катмарларга бөлүнүшү; кыймылдаткычтын натыйжалуу көрсөткүчтөрү; кошундунун күйүүсү.

STUDY OF THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS ENGINE
ON HIS WORK AND MIXING

D. V. Glazunov

The article regards a significant improvement in traction and economic and reduction of toxic indicators of the car, allowing to influence the improvement of mixing and combustion of fuel. To do this, automotive engines use charge stratification in the engine cylinders. At the same time, charge separation allows the mixture to be burned at different speeds and temperatures, which makes it possible to significantly improve traction and economy and reduce the toxic performance of gasoline engines. It is proposed the sequenced development of mathematical model of the gasoline internal combustion engine with a three-zone combustion of the mixture in the combustion chamber.

Keywords: mixing; charge separation; effective engine performance; mixture combustion.

Эксплуатационные показатели автомобилей для работы в горных и высокотемпературных условиях полностью зависят от эффективных и экономических показателей работы двигателя и тормозной системы автомобиля. Эффективная работа

двигателя, в свою очередь, зависит от эффективности и качества работы его систем питания и зажигания, которые обеспечивают образование оптимальной по составу горючей смеси на всех режимах работы двигателя, когда происходит наиболее

полное горение (окисление) топлива и обеспечивается максимальная мощность двигателя и минимальная токсичность отработавших газов (ОГ) на всех режимах работы.

В настоящее время известны методики, разработанные Б.С. Стечкиным и уточненные Н.Н. Семеновым, А.Н. Войновым, А.С. Соколиком и др., которые позволяют производить анализ процесса сгорания по индикаторным диаграммам и фазам сгорания топлива. Из зарубежных ученых известны работы Тексако, Вицки и Рикардо.

Для решения проблемы улучшения тягово-динамических, экономических и экологических показателей бензиновых двигателей в эксплуатационных условиях Кыргызской Республики необходимо систематизировать и обобщить теоретические и экспериментальные исследования влияния повышенных температур окружающего воздуха и высокогорья на систему питания бензиновых двигателей, и на ухудшение их экономических и токсических показателей. Анализ существующих теорий горения смеси в цилиндрах двигателя и путей совершенствования процесса сгорания горючей смеси с учетом нескольких зон горения смеси и распространения фронта пламени позволит разработать математическую модель процесса смесеобразования и трехзонного горения смеси в бензиновых двигателях для расчета их экономических и токсических показателей.

Известно, что улучшение смесеобразования и сгорания топлива позволяют существенно улучшить тягово-экономические и снизить токсические показатели автомобиля. Для этого в автомобильных двигателях используют расслоение заряда в цилиндрах. Это происходит вследствие улучшения полноты сгорания (окисления) более бедных по составу смесей. При этом расслоение заряда позволяет осуществлять процесс сгорания смеси с разной скоростью и температурой: вначале горит переобогащенная смесь в зоне свечи зажигания с высокой температурой, а затем, по периферии камеры сгорания, переобедненная смесь – с более низкими температурами. Это позволяет значительно улучшить тягово-экономические и снизить токсические показатели бензиновых двигателей. Нами рассмотрены наиболее эффективные способы расслоения заряда в неразделенной камере сгорания и расслоение заряда в разделенных камерах. Отмечено, что в поддержании оптимальных регулировок систем питания и зажигания двигателя находится значительный резерв одновременного повышения экономичности и снижения токсичности ОГ в условиях эксплуатации КР.

Кроме этого, выявлено, что:

- состав горючей смеси и конструктивное совершенство систем питания ДВС, как

и качество изготовления деталей и сборки двигателей, сильно влияют на однородность смеси, а значит, и на качество ее сгорания, т. е. на экономические и токсические показатели;

- с целью улучшения эффективных показателей быстроходных автомобильных двигателей традиционные карбюраторные системы питания стали заменяться автоматическими системами распределенного впрыска топлива, что позволяет проводить более качественную регулировку смеси с использованием программного обеспечения;
- рациональное управление режимами работы автомобильного двигателя предусматривает разработку математической модели для микропроцессорного программного регулирования процесса смесеобразования и многостадийного сгорания смеси в камере сгорания.

Установлено, что пределы эффективного обеднения смеси и устойчивой работы двигателя в широком диапазоне изменения нагрузок двигателя по коэффициенту избытка воздуха *a* связаны прямой зависимостью с неидентичностью последовательных рабочих циклов вследствие нестационарности процесса сгорания, что связано с неоднородностью состава бензино-воздушной смеси, когда возможны пропуски ее воспламенения. Использование обедненных рабочих смесей в широком диапазоне изменения нагрузок представляется возможным в двигателях с повышенной степенью сжатия и энергией электрического разряда. Это сопровождается повышением давления и температуры сжатия и, соответственно, возрастанием максимальной температуры сгорания и термического КПД.

Качество расслоения заряда, в первую очередь, определяется количеством топлива, которое оказывается в переходной зоне между горючей и негорючей частями заряда. Чем это количество меньше, тем расслоение заряда совершеннее. Принципиальной особенностью и преимуществом впрыскивания является возможность осуществления двухстадийного впрыскивания топлива с организацией процесса смесеобразования и пофазного его сгорания.

В данном способе бензин впрыскивается в цилиндр под давлением и, попадая в вихревой поток воздуха, еще до воспламенения смеси почти полностью распределяется по камере сгорания (рисунок 1). Сжатый воздух, направленный против струи бензина (что более эффективно) или по направлению струи, способствует не только раздроблению этой струи, но также смещает более крупные капли топлива к центру камеры сгорания, улучшая расслоение заряда, т.е. воспламенение и горение смеси.

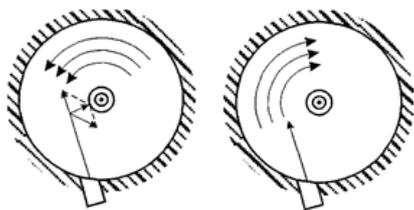


Рисунок 1 – Особенности распыления топлива в вихревом потоке воздуха

Результаты исследования форкамерно-факельного зажигания показывают, что перед выбросом воспламеняющей струи из форкамеры она частично смешивается с зарядом цилиндра. Поэтому воспламенение бедных смесей в цилиндре облегчается при заполнении форкамеры богатой смесью. Форкамерно-факельное зажигание в условиях эксплуатации приводит к экономии топлива на 10 %, хотя конструкция двигателя несколько усложняется.

Существующие способы обеднения смеси за счет расслоения заряда можно разделить на три метода: 1 – расслоение заряда за счет соответствующей организации впрыска топлива в двигатель; 2 – расслоение заряда при использовании форкамерно-факельного зажигания смеси; 3 – расслоение заряда за счет подачи в цилиндры дополнительного воздуха.

Анализ этих методов показывает, что все они позволяют получить все-таки неоднородный состав смеси по всему объему камеры сгорания, что приводит к сгоранию (окислению) топлива.

Значительно улучшить гомогенность смеси в указанных выше способах расслоения заряда можно введением в цилиндр дополнительного воздуха под некоторым избыточным давлением, минуя основной всасывающий тракт. При этом дополнительный воздух, поступая в цилиндр, одновременно обеспечивает дополнительное расслоение заряда.

Этот метод, конечно, не совсем точно отображает действительное протекание процесса сгорания, но даже такое приближенное представление о процессах, происходящих в цилиндре двигателя, дает богатый материал для исследования организации развития рабочего процесса в цилиндре двигателя.

Для уточнения результатов ранее проведенных исследований был проведен теоретический анализ и математический расчет рабочего процесса бензиновых двигателей, эксплуатирующихся в условиях повышенных температур окружающего воздуха и высокогорья. Были предложены реальные методы улучшения качества смесеобразования и горения с целью улучшения мощностных, экономических и динамических показателей и снижения

токсичности двигателя в условиях эксплуатации на территории Кыргызской Республики. Для этого был предложен поправочный эксплуатационный коэффициент и определены оптимальные условия, обеспечивающие достижение наилучших экономических показателей двигателя при минимальной токсичности отработавших газов.

Точность расчета по любой из моделей, от простейших до самых сложных, в первую очередь определяется именно характеристиками тепловыделения. Они же, в свою очередь, непосредственно связаны в двигателе с процессом пофазного сгорания. Сгорание во всех его стадиях является комплексом сложных многостадийных (у нас – трехзонных), взаимодействующих физико-химических процессов. В основе этого комплекса лежат химические реакции взаимодействия горючего с окислителем. Окислителем обычно является кислород атмосферного воздуха. Результаты сгорания как экзотермической равновесной химической реакции определяются простыми термохимическими уравнениями окисления. Последние позволяют теоретически определить необходимое количество воздуха для сгорания заданного количества топлива, состав продуктов сгорания, объемы компонентов и т. д.

В двигателях с принудительным воспламенением смеси от электрической искры, смесь после появления центров активации, т. е. фазы невидимого горения, вовлекается в фазу эффективного сгорания (видимого горения) движущимся фронтом пламени, скорость которого зависит от многих факторов: состава смеси, ее температуры и давления, условий воспламенения и т. д. Сгорание топливовоздушной смеси в цилиндрах двигателя с принудительным зажиганием происходит в обстановке повышенной турбулентности заряда.

Нормальная скорость распространения фронта пламени U_n пропорциональна температуре горячей смеси и обратно пропорциональна давлению, под которым находится горящая смесь, и времени реакции окисления топлива, зависящего от состава смеси. Турбулентная скорость распространения фронта пламени, наоборот, пропорциональна нарастанию давления.

Для отображения реальной картины процесса сгорания и механизма тепло- и массопереноса во всем объеме камеры сгорания и в цилиндре двигателя требуется сложная математическая модель, в которой учитывались бы многие факторы: неоднородность поля температур горячей смеси, состав смеси, ее турбулентность, давление, скорость распространения фронта пламени и т. д. В этой модели должны быть учтены «для каждой точки» условия диффузии и качество протекающих химических реакций окисления топлива. Простейший

путь заключается во вводе в математическую модель характеристик подвода теплоты в процессе сгорания смеси (кривой тепловыделения), полученной экспериментально, либо непосредственно в числовом виде, либо аппроксимированной некоторой функцией.

Поскольку в настоящее время не существует математических моделей процесса сгорания смеси, близких к реальным процессам, полностью свободным от эмпирических зависимостей, предложено более подробное математическое описание данного процесса.

1 фаза – зажигание и начало организации подготовки фронта пламени – это фаза невидимого горения, т. е. фазы активации заряда.

Скорость сгорания топлива зависит от состава смеси, нормальной скорости подготовки фронта пламени и от всех физико-химических факторов, которыми эта скорость окисления определяется, а также от интенсивности мелкомасштабной турбулентности заряда. Воздействие крупномасштабной турбулентности в этой фазе невозможно, так как фронт пламени еще не искривляет его поверхности.

Скорость образования фронта пламени в начале первой фазы близка к скорости ламинарного фронта пламени. Пока очаг горения относительно мал, скорость фронта пламени возрастает за счет турбулентных пульсаций мелких масштабов. Поэтому процесс сгорания в этой фазе подчиняется закономерностям мелкомасштабного турбулентного горения, скорость которого связана с величиной нормальной скорости фронта пламени U и коэффициентом молекулярной x_m , и турбулентной x_t диффузии соотношением:

$$U = U_T * \sqrt{1 + \frac{x_m}{x_t}}, \quad (1)$$

где U – нормальная скорость горения пламени; U_T – турбулентная скорость сгорания пламени.

2 фаза характеризуется мощным очагом пламени, который активно увеличивается за счет значительного смешения и турбулентности заряда крупного масштаба.

В этой фазе сгорания основное влияние оказывают факторы крупномасштабной турбулентности, обеспечивающие максимально рациональную нормальную скорость сгорания смеси с максимальными температурами и давлением сгорания заряда.

Смещение фазы сгорания по циклу в ту или иную сторону приводит к изменению скорости сгорания смеси, что, очевидно, связано с изменением турбулентности. Переменный характер наполнения цилиндров разной по качеству и составу смеси приводит к образованию в цилиндре разных

градиентов скоростей сгорания, особенно больших на границах струй потока смеси. По мере движения поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ), в процессе наполнения цилиндра свежей смесью скорость потока смеси уменьшается, а значит, сглаживаются и градиенты скоростей.

В первой части процесса сжатия смеси ее турбулентные пульсации снижаются до минимума, а в конце такта сжатия их интенсивность возрастает и продолжает расти с увеличением частоты вращения коленчатого вала и величиной открытия дроссельной заслонки вследствие больших завихрений смеси.

В пределах второй фазы сгорания значения турбулентных пульсаций мало изменяются, поэтому можно предположить, что процесс сгорания развивается в условиях почти стационарного и почти одинакового по всему объему камеры сгорания турбулентного движения заряда.

3 фаза – это догорание небольших объемов заряда в глубине зоны горения, уже вблизи НМТ. Скорость сгорания смеси здесь определяется, в основном, нормальной скоростью распространения фронта пламени.

Сгорание смеси в третьей фазе, фазе догорания, как и в начальной фазе, подчиняется законам мелкомасштабного турбулентного горения, где скорость горения в основном зависит от физико-химических свойств горючей смеси. От этого зависит также скорость догорания отдельных объемов смеси за фронтом основного турбулентного пламени, что и определяет количество токсических выбросов отработавших газов.

При разработке математической модели трехзонного горения за основу взяты уравнения расчета газовых каналов и камеры сгорания головки цилиндров, уравнения рабочих процессов в цилиндре двигателя и в системе газообмена, уравнения процесса сгорания при разделении камеры сгорания на три зоны. Для каждой зоны разрабатывались математические зависимости, позволяющие рассчитывать температурное поле, объем выгоревшего заряда, нормальную скорость сгорания, турбулентное распространение фронта пламени, глубину зоны горения, количество токсических продуктов NO_x , CO , CH и реакции их образования. Ниже приводится последовательность разработки математической модели рабочего цикла бензинового ДВС с трехзонным горением смеси в камере сгорания.

Проектирование газовых каналов и камеры сгорания головки цилиндров основывается на результатах анализа моделирования процессов газообмена и сгорания в бензиновых ДВС.

Для достижения этой цели необходимо следующее.

1. Профилировать оптимальное поперечное сечение газовых каналов постоянного гидравлического диаметра по всей его длине с учетом диаметра стержня клапана.

2. Обеспечить внутренним профилем канала вращательное движение рабочей смеси вокруг продольной оси цилиндра в процессе его наполнения свежей смесью.

3. Профилировать боковую поверхность камеры сгорания из условия плавного входа вращающейся горючей смеси в цилиндр двигателя с меньшим аэродинамическим сопротивлением.

4. Обеспечить увеличение фактической степени сжатия рабочей смеси в цилиндре двигателя.

5. Профилировать боковую поверхность вытеснителей камеры сгорания из условия обеспечения на пределе детонационного сгорания оптимального рабочего процесса с повышенной степенью сжатия на низкооктановом бензине.

Перечисленные мероприятия позволяют:

- улучшить экономические, экологические и мощностные показатели бензиновых ДВС;
- увеличить скорость и турбулентность поступающей горючей смеси во впускном отверстии цилиндра;
- расширить возможности математической модели процесса сгорания и образования NO_x и CO в цилиндре поршневого бензинового ДВС;
- повысить индикаторные показатели поршневого двигателя за счет оптимизации протекания рабочего цикла на бедных смесях.

Изменение параметров состояния рабочего тела (РТ) в системе газообмена рассматриваемого двигателя принималось квазистатическим и описывалось системой дифференциальных уравнений, включающей уравнения первого закона термодинамики сохранения массы воздуха и продуктов сгорания, и решаемой численным методом Рунге – Кутты IV порядка,

$$\begin{cases} q_{и} H_{и} dx + dQ_{вн} + dJ_{вн} - dJ_{в} = dU + pdV, \\ dG' = r'_{вн} dG_{вн} - r'_{в} dG_{в} - L_0 q_{и} dx, \\ dG'' = r''_{вн} dG_{вн} - r''_{в} dG_{в} - (L_0 + 1) q_{и} dx, \\ pV = (G' + G'') RT, \end{cases} \quad (2)$$

где $q_{и}$ – цикловая подача топлива, кг; $H_{и}$ – низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг; – теплоотдача в стенках цилиндра по Ньютону – Рихману; $J_{вн}$, $J_{в}$ – энтальпия рабочего тела, проходящего через впускные и выпускные органы газообмена, Дж; U – внутренняя энергия рабочего тела, Дж; p – давление в цилиндре, Па; V – текущий объем

цилиндра, м³; G', G'' – масса воздуха и продуктов сгорания, кг; $G_{вн}$, $G_{в}$ – масса рабочего тела, прошедшего через впускные и выпускные системы газообмена, кг; r', r'' – массовые доли воздуха и продуктов сгорания; L_0 – теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания одного килограмма топлива, кг/кг; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кг*К).

Так как рабочим телом является смесь газов, то внутренняя энергия является функцией температуры и состава смеси

$$dU = (c'_{v} dG' + c''_{v} dG'') dT + (u' dG' + u'' dG''), \quad (3)$$

где c'_{v} , c''_{v} – изохорные теплоемкости воздуха и продуктов сгорания, Дж/(кг*К); u' , u'' – удельная внутренняя энергия воздуха и продуктов сгорания, Дж/кг.

Закон изменения объема цилиндра определяется типом кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и конструкцией камеры сгорания. Одновременно с массой поступившего (покинувшего) цилиндр газа вычисляется энтальпия

$$\begin{cases} dJ_{вн} = i^*_{вн} dG_{вн}, \\ dJ_{в} = i^*_{в} dG_{в}, \\ i^*_{вн} = (r'_{вн} c'_{cp} + r''_{вн} c''_{cp}) T, \\ i^*_{в} = (r'_{в} c'_{cp} + r''_{в} c''_{cp}) T, \end{cases} \quad (4)$$

где $i^*_{вн}$ – удельная энтальпия заторможенного потока газа во впускном трубопроводе, Дж/кг; $i^*_{в}$ – удельная энтальпия газов в цилиндре, Дж/кг; c_{cp} , c''_{cp} – изобарная теплоемкость воздуха и продуктов сгорания, Дж/(кг*К); $T_{к}$, T – температура газов, соответственно во впускном трубопроводе и в цилиндре, К.

Основу предлагаемой математической модели составляет схема деления процесса сгорания в бензиновых двигателях на три фазы: начальную, основную и конечную. В основной фазе расчет процессов ведется последовательно по трем зонам камеры сгорания: зоне горючей смеси, зоне горения и зоне продуктов сгорания.

При расчете температурного поля приняты следующие допущения: давление по всему объему камеры сгорания распространяется мгновенно и равномерно; теплообмен между зонами отсутствует; процесс сжатия зон продуктами сгорания носит политропический характер.

Температурное поле первой зоны можно считать однородным. В результате политропического сжатия температура зоны повышается:

$$T_i = T_c * \left(\frac{P_i}{P_c} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}}, \quad (5)$$

где P_c и T_c – соответственно давление и температура в начале сгорания; P_i – текущее давление, определяемое как

$$P_i = P_c + \int_{\varphi_c}^{\varphi} \left[\frac{k}{V} * \left(\frac{k-1}{k} \frac{dQ}{d\varphi} - \rho \frac{dV}{d\varphi} \right) \right] d\varphi, \quad (6)$$

где ρ – плотность заряда, кг/м³.

Температура смеси возрастает до момента, когда в цилиндре существует прирост давления, если сгорание затягивается на такт расширения, когда давление из-за увеличения объема цилиндра начинает падать, то температура смеси перед фронтом пламени также начнет уменьшаться.

Вторая зона – зона турбулентного фронта пламени. Согласно принятой схеме горения элементарный объем смеси, вовлекаемый в зону турбулентного пламени, сгорает при постоянном объеме и затем расширяется политропично. Это расширение вызывает соответствующее поджатие зон горючей смеси и продуктов сгорания.

Текущую концентрацию реагирующих компонентов в зоне реакции можно выразить через их начальную концентрацию и температуру. С учетом этого текущее значение фактора концентрации будет равно

$$P = C_T^m * C_0^n * \frac{\rho(T_z - T_u)}{\rho_0(T_z - T_u)},$$

где C_T^m – концентрация топлива; C_0^n – концентрация кислорода; m, n – порядок реакции по топливу и кислороду; ρ, ρ_0 – плотность смеси в реальных и в идеальных условиях, кг/м³; T_z, T_u – температура заряда при реальных и идеальных условиях, К.

Если воспользоваться формулой Сезерленда для определения текущего значения коэффициента теплопроводности

$$\lambda = \lambda_0 \frac{273 + 118}{T_z + 118} \left(\frac{T_z}{273} \right)^{1,5},$$

где λ_0 – коэффициент теплопроводности при начальных условиях, и принять влияние давления на нормальную скорость в виде

$$U_H \approx P^{\frac{1}{3}}$$

и подставить численные значения некоторых параметров, то получим следующее расчетное уравнение:

$$U_H = \sqrt{\frac{1400}{T_z + 118} \left[\frac{aQ_0(1+\gamma)}{Q_u - \Delta Q_{хим} - \Delta Q_{дис}} \right]^3 \left(\frac{RT_z^2}{E} \right) \frac{1}{T_z^{0,5} T_z^{0,10}} W_{X,P}^{T_z}}, \quad (7)$$

где Q_0 – теплота сгорания горючей смеси, МДж; $W_{X,P}^{T_z}$ – скорость химической реакции при максимальной температуре в зоне горения, м/с; a – коэффициент избытка воздуха.

Разработанные расчеты рабочего процесса трехзонного горения смеси в цилиндрах поршневого двигателя основаны на изменении параметров газа в цилиндрах и в системе газообмена в виде системы дифференциальных уравнений. Поэтому их можно использовать для предварительных расчетов математической модели трехзонного горения пламени автомобильных бензиновых двигателей в условиях высокогорья.

Это процессы рассматриваются с учетом влияния различных факторов в камере сгорания на процесс сгорания смеси: состава горючей смеси (качество смеси), скорости распространения турбулентного фронта пламени, состояния фронта пламени и глубины зоны горения смеси в каждый момент времени.

Таким образом, математическая модель трехзонного горения смеси позволяет проводить анализ влияния на процесс сгорания различных факторов: состава горючей смеси, угла опережения момента зажигания, энергии свечи зажигания, величины нагрузки двигателя и частоты вращения коленчатого вала, температуры и давления смеси и т. д. Это позволит прогнозировать протекание процесса сгорания смеси в цилиндрах двигателя путем вычислительного эксперимента в системах автоматического регулирования ДВС.

Математическая модель может использоваться в дальнейшем для разработки программного обеспечения микропроцессора, отвечающего за процесс смесеобразования, с целью улучшения эксплуатационных свойств автомобиля и снижения образования токсических веществ в отработавших газах автомобильных двигателей, работающих в высокогорных и высокотемпературных условиях.

Перечень использованной литературы

- Глазунов Д.В. Влияние высокогорных и высокотемпературных условий на процесс смесеобразования горючей смеси автомобильного бензинового двигателя и особенности ее горения / Д.В. Глазунов, В.И. Глазунов // Вестник КРСУ. 2017. Т. 17. № 12.
- Глазунов Д.В. Моделирование процессов смесеобразования и сгорания в автомобильных двигателях. Бишкек, 2013.
- Орлов В.А. Исследование работы автомобильного карбюратора при различных температурных условиях / Д.В. Глазунов // Автомобильная промышленность. 1993. № 12.

Браильчук П.Л. и др. Мощностные и экономические показатели двигателя ЗИЛ-130 при пониженных плотностях воздуха / П.Л. Браильчук и др. // Автомобильная промышленность. 1964, № 11; 1965. № 4.

Глазунов В.И. Метод повышения эксплуатационной эффективности двигателей в высокогорных условиях / В.И. Глазунов и др. // ВКЭИ автобусостроения. Львов, 1977.

Глазунов В.И. Высотная коррекция автомобильных двигателей / В.И. Глазунов, Д.В. Глазунов. Бишкек, 2000.

Ермолаев П.С. Исследование работы автомобильного карбюраторного двигателя в высокогорных условиях / П.С. Ермолаев // Труды НАМИ. М., 1998.