

$$\frac{d^2}{dt^2} \cos \frac{\varphi}{2} = -\frac{g}{4a} \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (18)$$

Учитывая, что $\cos \frac{\varphi}{2} = -\frac{dy}{dx}$, умножая обе части на m и с учетом (13), получим

$$m\dot{v} = mg \frac{dy}{ds} = mg \cos(y, s). \quad (19)$$

Тогда, окончательно, в полном соответствии со вторым законом Ньютона, запишем

$$F_s = mg \cos(y, s), \quad (20)$$

где F_s и есть движущая сила, численно равная проекции силы тяжести на касательную к (траектории) циклоиде.

Поскольку этот результат получен нами непосредственно из закона сохранения энергии, можно утверждать, что данный закон реализуется в механических системах именно на циклоиде. Но циклоида (равно таутохрона, брахистохрона) есть линия преломления светового луча в среде переменной плотности. В таком случае циклоида есть силовая линия (линия напряженности) потенциального поля образованная в плоскости качения колеса.

Практически контакт цапфы с колесом осуществляется не в одной точке, а в некоторой области с множеством точек. Каждой точке из указанной области соответствует своя образующая окружность (своя орбита). Чем ближе точка контакта к вертикали, тем меньше радиус образующей окружности. Как следует из выражения (20) движущая сила колеса не постоянна, а изменяется по гармоническому закону, что вполне согласуется с характером осциллограмм, полученных при тензометрировании тягового сопротивления.

Литература

1. Кузьмицкий А.В. Колесо – резервы энергосбережения // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 2001, № 2.
2. Кузьмицкий А.В. Свойство углового потенциала и его влияние на энергетику колеса // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: Труды 3-й Международной научно-технической конференции, Москва, 14-15 мая 2003 г. ГНУ ВИЭСХ, ч. 2: Энергосберегающие технологии в растениеводстве и мобильной энергетике.–М.: ГНУ ВИЭСХ, 2003.–340 с.
3. Шило И.Н., Кузьмицкий А.В., Бетень Г.Ф., Кузьмицкий Д.А. О потенциальности векторного поля деформатора // Агротрансформация.–2008.–№2.–С.3–6.
4. Зоммерфельд А. Механика.– М.: Госиздат. иностр. лит., 1947.– 391с.
5. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики.– М.: Наука, 1968.–С.343.
6. Берман Г.Н. Циклоида.– М.: ОГИЗ, 1948.– С.112.

УДК 621.434.031

РАСЧЕТНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Поздняков Н.А. (БГАТУ), Солонский М.А. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Варфоломеева Т.А. (БГАТУ)*

Введение

В последние десятилетия в конструкциях топливоподающих систем дизелей широкое применение получили электроуправляемые форсунки, позволяющие гибко изменять параметры впрыска топлива в зависимости от режима работы двигателя.

Такое управление позволяет в значительной степени улучшить экономические, экологические, эргономические свойства, а так же повысить ресурс двигателя. Хотя это связано с усложнением конструкции и повышением стоимости двигателя.

В настоящее время перед производителями дизелей автотракторного типа стоят задачи удовлетворения постоянно ужесточающихся норм содержания вредных веществ в отработавших газах, а так же повышения их экономичности на фоне снижения запасов углеводородного сырья для производства топлив и увеличения концентрации углекислого газа в атмосфере Земли.

Основная часть

Значительным ресурсом в возможности решения задач экологичности и экономичности является организация управления процессом впрыска. При использовании электронно-управляемого впрыска представляется возможным изменять в зависимости от режима работы двигателя и его систем следующие параметры впрыска:

- давление впрыска (давление перед форсункой);
- продолжительность впрыска;
- угол опережения впрыска;
- количество порций впрыскиваемого топлива на один рабочий цикл;
- продолжительность впрыска каждой из порций;
- интервал (времени или угла поворота) между порциями.

Электроуправляемые форсунки могут использоваться в системах с насос-форсунками или в аккумуляторных системах. Следует отметить, что современные насос-форсунки имеют смешанное управление (электро-механическое), однако для рассмотрения данной темы это не имеет значения, и в дальнейшем условимся пренебрегать этой особенностью.

Перевод базовой модели двигателя, оснащенного топливной системой непосредственного действия на модификацию с электроуправляемой форсункой связан с обоснованным выбором главных конструктивных параметров элементов системы топливоподачи, а так же режимных параметров управления форсункой, которые зависят, прежде всего, от назначения двигателя, его комплектации и особенностей эксплуатации.

Эти работы предполагают большие затраты средств на проведение многочисленных экспериментальных исследований отдельных элементов системы и двигателя конкретного назначения в целом. Для сокращения этих затрат на стадии предварительной оценки степени эффективности действия системы топливоподачи широко применяются методы компьютерного моделирования, основанные на математических моделях, описывающих работу отдельных элементов и системы в целом.

Нами была поставлена задача выбора оптимальных значений порций топлива, периода задержки между ними и момента начала впрыска топлива при использовании аккумуляторной системы впрыска (типа Common Rail) при работе двигателя по внешней характеристике по критериям минимальных выбросов оксидов азота и твердых частиц и наилучшей экономичности для базовой модели двигателя Д-249 производства ММЗ.

Краткое описание модели

За основу модели, описывающую процессы распыливания топлива, смесеобразования и сгорания приняты модели, разработанные в МГТУ им. Н.Э. Баумана [1].

Выбор математических моделей обусловлен требованиями высокой точности результатов, быстрого действия и универсальности. Причем последнее условие предполагает отказ от эмпирических уравнений, работающих в узких пределах и предпочтение зачастую трудоемких методов моделирующих физику процессов в ДВС.

Параметры газа в цилиндрах и коллекторах двигателя определяются путем пошагового решения системы разностных уравнений сохранения энергии, массы, а также уравнения состояния, записанных для открытых термодинамических систем. Метод разностных уравнений

превосходит традиционные методы по точности и скорости в 5 раз. Учитывается зависимость свойств рабочего тела от состава и температуры.

Для расчета смесеобразования и сгорания в дизелях используется модель [1], в основе которой лежит расчетный метод предложенный в начале 90-х годов профессором Н.Ф. Разлейцевым [2] и в дальнейшем доработанный А.С.Кулеповым. Модель учитывает:

- особенности характеристики впрыска, включая многофазный впрыск;
- мелкость распыливания топлива;
- ориентацию струй в камере сгорания;
- динамику развития топливных струй;
- взаимодействие струй с воздушным вихрем и стенками.

Учитываются условия развития каждой топливной струи и образованных струями пристеночных потоков, а также их взаимодействие между собой. Возможности компьютерной программы, созданной на упомянутой выше модели, позволяют оптимальным образом подобрать конфигурацию камеры сгорания, ориентацию топливных струй, диаметры и количество сопловых отверстий, интенсивность закрутки заряда, характеристику впрыска.

Эмиссия оксидов азота рассчитывается по термическому механизму на основе схемы Зельдовича. Определение состава продуктов сгорания осуществляется по 18 компонентам. Для определения температур используется зонная модель (методика проф. В.А. Звонова [3]).

Эмиссия сажи рассчитывается по методу, разработанному проф. Н.Ф. Разлейцевым [2]. Учитываются конструктивные особенности системы рециркуляции отработавших газов.

Математическая модель газообмена учитывает нестационарное течение газа в каналах, влияние соседних цилиндров и устройство преобразователя импульсов. Это позволяет проводить расчетную оптимизацию фаз газораспределения.

Теплообмен моделируется отдельно для разных поверхностей, температуры которых определяются путем решения задачи теплопроводности. Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке цилиндра определяется по формуле Вошни.

Параметры турбин и компрессоров определяются путем согласования характеристик турбины и компрессора для турбокомпрессора S200G.

Методика совместного расчета поршневого ДВС и агрегатов наддува на различных режимах позволяет прогнозировать скоростные, нагрузочные, и другие характеристики авто-тракторных двигателей.

Задачи оптимизации

Выбор оптимальных значений параметров впрыска топлива проводился с учетом ограничений параметров рабочего процесса дизеля по температуре отработавших газов T_2 и максимальному давлению сгорания p_2 .

Многопараметрическая оптимизация проводилась на режимах работы двигателя, соответствующей внешней скоростной характеристике в диапазоне частот вращения 2400...1600 мин⁻¹.

Аргументы оптимизации, ограничения и целевые функции представлены в табл. 1.

Предварительные расчетные исследования показали, что требуемых экологических норм по эмиссии оксидов азота не возможно добиться без использования системы рециркуляции отработавших газов. Поэтому к группе аргументов оптимизации добавлена степень рециркуляции отработавших газов.

При рассмотрении многофазного впрыска дополнительным ограничительным условием принято недопущения попадания капель топлива предварительного впрыска на стенки цилиндра и камеры сгорания.

Таблица 1. Исходные параметры оптимизации

Параметр	Ед. измерения	Диапазон изменения	Интервал
Целевая функция			
Удельный эффективный расход топлива	г/кВт·ч	min	-
Эмиссия оксидов азота	г/кВт·ч	< 3,5	-
Ограничительные параметры			
Температура отработавших газов	К	< 850	-
Максимальное давление сгорания	МПа	< 19	-
Эмиссия оксидов азота	г/кВт·ч	< 3,5	-
Аргументы оптимизации			
Доля предварительного впрыска	%	0...14	2
Задержка после предварительного впрыска	° п.к.в.	0,5...4	0,5°
Угол опережения впрыска	5° п.к.в. до ВМТ	20...5	5
Степень рециркуляции отработавших газов	%	5...20	5

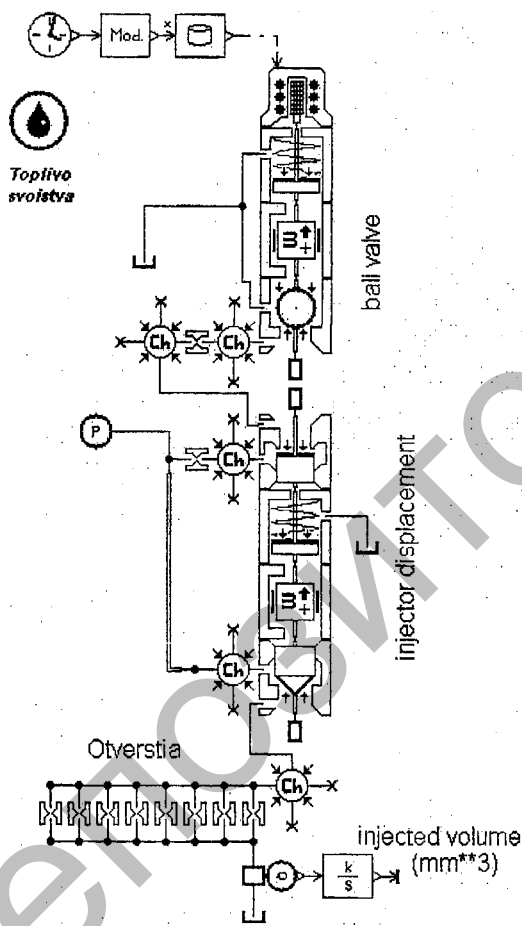
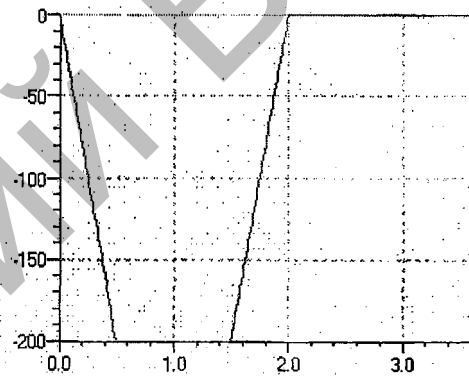
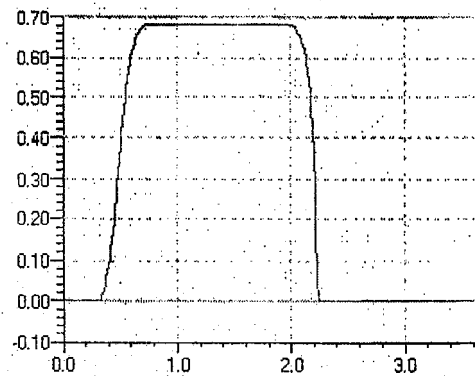


Рисунок 1. Модель форсунки в среде AMESim



а)



б)

Рисунок 2. Результаты моделирования форсунки (аргумент – время, сек·10⁻³):
а – управляющий сигнал;
б – дифференциальная характеристика впрыска (одного отверстия)

Перед началом расчетной оптимизации необходимо уточнить показатели свойств электроуправляемой форсунки. Для этого была составлена модель форсунки системы Common Rail в среде моделирования AMESim (рис. 1). По результатам моделирования была составлена ха-

рактеристика впрыска (рис. 2), используемая при моделировании впрыска. При каждой из частот вращения, соответствующих внешней скоростной характеристике, характеристики впрыска пересчитывались в функции от угла поворота коленчатого вала.

Результаты оптимизации и их анализ

Результаты оптимизации параметров впрыска топлива представлены в виде графиков для одного из режимов внешней характеристики (номинального), а оптимальные параметры впрыска – в таблице 2.

При выполнении расчетных исследований минимальный удельный эффективный расход топлива составил 211,8 г/кВт·ч при частоте вращения коленчатого вала 1650 мин⁻¹, температура отработавших газов не превышала 756 К, максимальные выбросы оксидов азота составили 3,5 г/кВт·ч при частоте вращения коленчатого вала 2230 мин⁻¹.

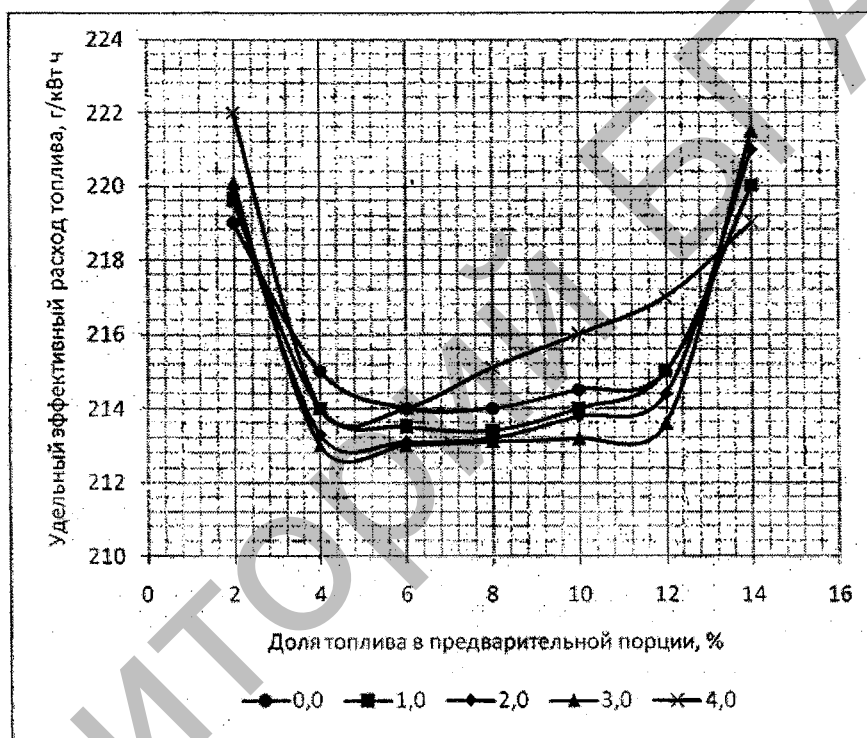


Рисунок 2. Зависимость удельного эффективного расхода топлива от доли топлива в предварительной порции и периода задержки после предварительного впрыска

Таблица 2. Результаты оптимизации

Оптимальные параметры	Режимы внешней скоростной характеристики, мин ⁻¹				
	2400	2200	2000	1800	1600
Угол опережения впрыска	17,0	16,1	15,5	13,0	10,2
Доля предварительного впрыска	4,2	4,2	4,1	4,1	4,0
Задержка после предварительного впрыска	3,8	3,4	3,0	2,6	2,1
Степень рециркуляции отработавших газов	12,4	12,4	12,3	11,8	11,0

Выводы

Использование математического моделирования рабочего процесса дизельного двигателя позволяет с достаточной степенью достоверности оптимизировать параметры топливоподачи с целью минимизации расхода топлива и выбросов вредных веществ.

Полученные результаты расчетной оптимизации позволят использовать их для предварительной калибровки системы управления топливоподачей при проведении стендовых и эксплуатационных испытаний.

Литература

1. Кулешов А.С., Грехов Л. В. Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания. – М.: МГТУ, 2000. – 64 с.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.- 169 с.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. М. машиностроение 1981г. 160с.

УДК 621.434.031

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА РАСТИТЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ

*Поздняков Н.А. (БГАТУ), Солонский М.А. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Варфоломеева Т.А. (БГАТУ)*

Введение

Особенности протекания рабочего процесса дизеля автотракторного типа, работающего на растительном топливе, определяются, прежде всего, отличительными физико-химическими свойствами растительного топлива и его смесями с дизельным топливом. Особо важную роль играет высокая вязкость растительных масел. Не смотря на многие преимущества использования растительного топлива, до настоящего времени еще не найдены рациональные методы организации рабочего процесса с использованием топлив подобного вида. Вновь создаваемые двигатели на наш взгляд должны проектироваться с учетом возможности их эксплуатации на альтернативных видах топлива.

Основная часть

Целью настоящей работы ставилось определение параметров рабочего цикла двигателя расчетным способом, которое может быть использовано на стадии предварительного проектирования автотракторных дизелей, а так же при разработке мероприятий по их конструктивному совершенствованию.

Наиболее существенные отличия рапсового масла и его смеси с дизельным топливом следующие:

- кинематическая вязкость рапсового масла (при температуре 20°C) 70...80 сСт, смеси масла и дизельного топлива (1:1) – 35...45 сСт;
- цетановое число рапсового масла – 30...38, смеси – 38...45;
- низшая теплота сгорания рапсового масла – 37,5...38,5 МДж/кг, смеси – 39...41 МДж/кг;
- плотность рапсового масла – 0,915 г/см³, смеси – 0,867 г/см³.

Повышенная вязкость масла и его смеси с дизельным топливом способствует повышению количества впрыскиваемого топлива вследствие уменьшения количества утечек его через зазоры прецизионных пар в ходе нагнетания, возрастанию угла опережения впрыскивания. Большинство исследователей [1] отмечает ухудшение качества распыливания топлива, увеличение неоднородности размеров и среднего диаметра капель, а также глубины проникновения струи в воздушной среде.