

**Родионова Анастасия Евгеньевна**  
ИПУ РАН.  
E-mail: ex-trano@mail.ru.  
117997, г. Москва, ул. Профсоюзная, д. 65.  
Тел.: 84953347168.

**Rodionova Anastasia Evgenevna**  
ICS RAS.  
E-mail: ex-trano@mail.ru.  
65, Profsouznaya street, Moscow, 117997, Russia.  
Phone: 84953347168.

УДК 629.113

**М.А. Береснев**

**АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ДЛЯ  
ДОСТИЖЕНИЯ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ В ЦИЛИНДРЕ  
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ В ЦЕЛЕВОМ ДИАПАЗОНЕ**

*В работе представлен новый алгоритм расчета угла опережения зажигания для двигателя внутреннего сгорания, который позволяет улучшить индикаторные характеристики двигателя за счет выбора момента поджога топливно-воздушной смеси, обеспечивающего достижение максимального давления в цилиндре в целевом диапазоне поворота коленчатого вала. Приводятся результаты экспериментов, подтверждающих корректность процедуры расчетов и преимущества предлагаемого алгоритма.*

*Угол опережения зажигания; двигатель внутреннего сгорания.*

**М.А. Beresnev**

**IGNITION ADVANCE CALCULATION ALGORITHM FOR ACHIEVEMENT  
OF MAXIMUM PRESSURE IN CYLINDER OF INTERNAL COMBUSTION  
ENGINE IN DESIRED RANGE**

*Article presents new ignition advance angle calculation algorithm for internal combustion engine control systems that allows to improve main engine characteristics due to choice of fuel-air mixture burning moment providing achievement of maximum pressure in cylinder in special range of crankshaft turning angle. Besides theoretical description, work contains results of experiments, proving calculation procedure correctness and advantages of the proposed algorithm.*

*Ignition advance angle; internal combustion engine.*

**Введение.** В связи с постоянно ужесточающимися требованиями к охране окружающей среды, в настоящее время остро стоит проблема разработки автомобилей, наносящих минимальный вред экологии на всех этапах его жизненного цикла. На этапе эксплуатации одним из основных факторов ущерба являются выхлопные газы [1]. Известно, что чем полнее сжигается топливо в двигателе, тем меньше токсичных продуктов сгорания будет выброшено в атмосферу. Однако при этом смеси не могут быть очень бедными, поскольку это приводит к росту температуры и образованию окислов азота. Полнота сгорания топлива, в свою очередь, определяется поддержанием стехиометрического состава топливно-воздушной смеси и моментом ее поджога, который влияет не только на экологичность, но и на развиваемую двигателем мощность. Этот момент характеризуется углом опережения зажигания (УОЗ), т.е. углом поворота кривошипа от момента, при котором на свечу зажигания начинает подаваться напряжения для пробыа ис-

крового промежутка до занятия поршнем верхней мертвой точки (ВМТ). Определение момента опережения зажигания, обеспечивающего полное сгорание смеси наряду с достижением заданных характеристик двигателя, является актуальной задачей, к решению которой на сегодняшний день выработано несколько основных подходов, среди которых наибольшее распространение получили: способ расчета УОЗ на основании необходимого крутящего момента [2], определение момента зажигания по диаграммам с поправочными коэффициентами [3].

Первый способ основывается на зависимости между углом опережения зажигания и крутящим моментом двигателя, описанного математической моделью. Целью данного способа является достижение оптимального, по определенным разработчиками критериям, крутящего момента с помощью соответствующего ему оптимального УОЗ [2]. Вследствие сложности расчета происходящих в цилиндре процессов горения, в модели используется эмпирическое приближение к реальной физической картине этих процессов, и, следовательно, точность данного способа лимитируется вычислительными возможностями блока управления двигателем. Помимо сложности расчетов, способ дополнительно усложняется большим количеством поправочных функций, используемых в случае несоответствия фактического крутящего момента оптимальному. При определении угла опережения зажигания по диаграммам с поправочными коэффициентами, для расчета УОЗ используется трехмерная поверхность, отражающая его зависимость от двух факторов, выбранных разработчиками основными, например, от нагрузки на двигатель и его оборотов. Обычно такая «базовая» поверхность заполняется по результатам испытаний контрольной партии двигателей, с оптимизацией по некоторому набору параметров, среди которых могут быть экономичность, экологичность, эластичность и т.д. Затем, чтобы учесть влияние условий окружающей среды и работы двигателя, базовое значение корректируется различными поправочными функциями или коэффициентами. При этом общее количество поправок для всех рабочих точек может быть довольно значительным, что приводит к усложнению алгоритма расчета УОЗ и повышению требований к вычислительным ресурсам электронного блока управления двигателем [2, 4].

В данной статье предлагается новый способ расчета угла опережения зажигания, обеспечивающий достижение максимального давления в цилиндре в тот момент, когда угол поворота коленчатого вала находится в целевом диапазоне, поскольку известно, что это улучшает индикаторные параметры двигателя и способствует наиболее полному сгоранию топлива [5]. Как правило, упомянутый диапазон составляет от 8 до 14 градусов после ВМТ [6] и определяется конструкцией двигателя и режимом его работы.

**Разработка процедуры расчета УОЗ для достижения максимального давления в целевом диапазоне.** Для определения угла опережения зажигания, обеспечивающего достижение максимального давления в целевом диапазоне была разработана процедура расчета, состоящая из следующих основных этапов:

- 1) с учетом параметров окружающей среды и работы двигателя производится расчет термодинамической составляющей давления в цилиндре;
- 2) на основании термодинамической составляющей рассчитывается кинетическая составляющая, по которой определяется максимальное давление;
- 3) по точке достижения максимального давления определяется соответствующий ей угол опережения зажигания.

Термодинамическая составляющая давления представляет собой набор значений давления в цилиндре, изменяющегося в зависимости от положения коленчатого вала без подачи искры. Ее расчет начинается с определения давления в цилиндре в конце такта впуска по следующей формуле [5]:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \times \left[ (\varepsilon - 1) \eta_v p_0 \times \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} + p_r \right], \quad (1)$$

где  $\varepsilon$  – степень сжатия двигателя;

$\eta_v$  – коэффициент наполнения;

$p_0$  – давление на впуске ДВС;

$T_0$  – температура поступающего в двигатель воздуха;

$\Delta T$  – увеличение температуры поступающего в цилиндр воздуха от поверхности горячих стенок;

$p_r$  – давление остаточных газов.

Полученное значение давления в цилиндре в конце такта впуска является отправной точкой для расчета термодинамической составляющей давления в цилиндре на промежутке от нижней до верхней мертвой точки. При этом угол поворота коленчатого вала  $\varphi$  изменяется от 0 до 180 градусов с шагом в 1 градус. Значение давления вычисляется по формуле [5]:

$$p(\varphi) = p_a \left( \frac{\Psi(\varphi)}{\Psi_a} \right)^{n_1}, \quad (2)$$

где  $n_1$  – показатель политропного процесса;  $\Psi(\alpha)$  – кинематическая функция изменения объема цилиндра:

$$\Psi(\varphi) = 1 + \sigma(\varphi) \left( \frac{\varepsilon - 1}{2} \right), \quad (3)$$

а  $\sigma(\varphi)$  – кинематическая функция хода поршня:

$$\sigma(\varphi) = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right), \quad (4)$$

$\lambda$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

После расчета необходимого набора значений термодинамической составляющей давления можно выполнить расчет кинетической составляющей, которая представляет собой набор значений давления внутри цилиндра в зависимости от поворота коленчатого вала с учетом горения топливно-воздушной смеси. Для этого процесс горения разбивается на интервалы, выражаемые в градусах поворота коленчатого вала. Интервал задается границами  $[\varphi_{n-1}, \varphi_n]$ , а давление на правой границе каждого последующего интервала  $\varphi_n$  вычисляется на основании значения давления на правой границе предыдущего интервала  $\varphi_{n-1}$  по формуле [5]:

$$p(\varphi_n) = \frac{2 \times q_z \times \Delta x + p(\varphi_{n-1}) \times (K v(\varphi_{n-1}) - v(\varphi_n))}{K v(\varphi_n) - v(\varphi_{n-1})}, \quad (5)$$

где  $q_z$  – полная удельная теплота сгорания топлива;  $\Delta x$  – доля топлива, сгоревшего за время поворота коленчатого вала от  $\varphi_{n-1}$  до  $\varphi_n$ , рассчитываемая по формуле Виббе

$$\Delta x = e^{-6,908 \times \left( \frac{\varphi_n}{\varphi_z} \right)^{m1+1}} - e^{-6,908 \times \left( \frac{\varphi_{n-1}}{\varphi_z} \right)^{m1+1}}, \quad (6)$$

$v(\varphi)$  – удельный объем рабочего тела, соответствующего углам поворота коленчатого вала  $\varphi$ , определяемый по формуле [5]:

$$v(\varphi) = 1 - \frac{v_a}{\varepsilon} \times \left( 1 + \sigma(\varphi) \times \frac{\varepsilon - 1}{2} \right), \quad (7)$$

$v_a$  – это удельный объем рабочего тела в конце такта впуска, равный отношению объема цилиндра к цикловому наполнению в конце такта впуска.

После завершения расчета кинетической составляющей давления определяется максимальное значение в наборе и соответствующий ему угол поворота коленчатого вала. Если последний находится в целевом диапазоне, то угол опережения зажигания, обеспечивший при этом максимальное давление в цилиндре определяется как  $180 - \varphi$ , где  $\varphi$  – угол, с которого был начат расчет кинетической составляющей.

**Алгоритмическая реализация процедуры расчета.** Вычисление угла опережения зажигания, позволяющего получить максимум давления в цилиндре в необходимом диапазоне угла поворота коленчатого вала, представляет собой последовательность операций с условными переходами и циклами, которую удобно представить алгоритмом, схема которого приведена на рис. 1.

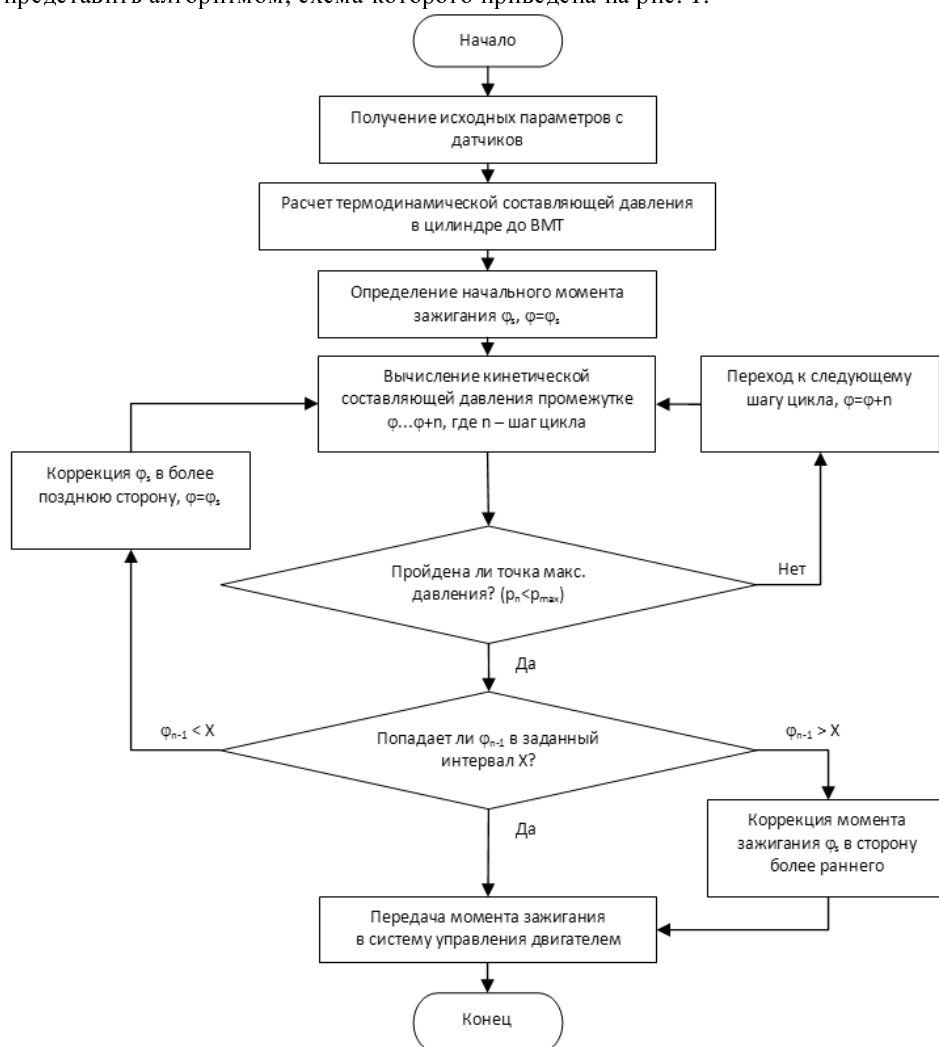


Рис. 1. Схема алгоритма вычисления УОЗ по методу максимального давления

На первом этапе опрос датчиков для получения значений давления на впуске ДВС, температуры поступающего в двигатель воздуха и температуры двигателя. Эти данные используются для расчета набора значений термодинамической со-

ставляющей давления в цилиндре, после чего определяется начальный момент зажигания  $\varphi_s$ , который также используется в качестве начального угла для расчета кинетической составляющей давления в цилиндре. Далее выполняется цикл расчета набора значений кинетической составляющей давления. При этом каждое последующее значение сравнивается с предыдущим и если давление увеличивается, то происходит следующая итерация цикла, а если давление уменьшается, то максимальное значение считается достигнутым и проводится проверка принадлежности соответствующего максимальному давлению углу поворота коленчатого вала  $\varphi_{n-1}$  целевому интервалу. Если  $\varphi_{n-1}$  попадает в целевой интервал, то начальный момент зажигания  $\varphi_s$  пересчитывается в угол опережения зажигания, который является целевым и используется для воспламенения топливно-воздушной смеси в нужный момент в текущем цикле работы ДВС. Если  $\varphi_{n-1}$  превышает значение правой границы целевого интервала ( $\varphi_{n-1} > 192^\circ$ ) либо имеет значение меньшее, чем левая граница целевого интервала ( $\varphi_{n-1} < 188^\circ$ ), то расчет кинетической составляющей необходимо повторить, скорректировав начальный момент зажигания к более позднему или более раннему значению соответственно.

**Верификация алгоритма.** Проверка предлагаемого алгоритма расчета УОЗ состояла из нескольких этапов. Во-первых, была составлена программа [7], выполняющая расчет давления в камере сгорания и определение максимального его значения во времени на основании известных параметров двигателя внутреннего сгорания, визуализирующая результаты в виде графиков на индикаторной диаграмме. Затем был поставлен эксперимент, подтверждающий правильность расчетов термодинамической составляющей давления, а после этого был проведен эксперимент, демонстрирующий улучшение показателей ДВС при переходе от расчета угла опережения зажигания по методу диаграмм с поправочными коэффициентами к расчету УОЗ по предлагаемому алгоритму, обеспечивающему достижения максимума давления в цилиндре в целевом диапазоне.

**Проверка результатов расчета термодинамической составляющей.** Для проверки процедуры расчета термодинамической составляющей давления была проведена серия замеров давления в цилиндре работающего двигателя объемом 1.8 л автомобиля ВАЗ 2110. Для этого был подготовлен измерительный стенд, включающий следующие компоненты: датчик давления в цилиндре; устройство для регистрации сигнала датчика, в качестве которого был выбран мотортестер MotoDoc II; устройство для съема диагностических показателей двигателя, чьи функции выполнял сканер ScanDoc и средство записи и визуализации полученных сигналов, для чего был использован персональный компьютер с установленным программным обеспечением Quantex. Общая схема измерительного стенда представлена на рис. 2.



Рис. 2. Схема стенда для проведения эксперимента:  
1 – а/м с датчиком давления в цилиндре, 2 – мотор-тестер Moto-Doc II,  
3 – сканер ScanDoc, 4 – компьютер с ПО Quantex

Для измерения давления в первый цилиндр вместо свечи зажигания был установлен датчик давления 0-16 атм., подключенный к 3-му каналу мотор-тестера MotoDoc II, который обрабатывал сигнал и передавал его через коммутатор на компьютер, с помощью которого выполнялась визуализация кривой давления в цилиндре на индикаторной диаграмме и ее последующий анализ. Рабочие параметры двигателя фиксировались сканером ScanDoc, подключенным к ЭБУ автомобиля и компьютеру.

В ходе эксперимента были сняты графики давления в цилиндре без воспламенения топлива при оборотах коленчатого вала 1 278, 1 500 и 3 015 об/мин. Максимальные значения давления составили 8,04, 12,29 и 15,48 атм. соответственно. Полученные в результате эксперимента начальные условия были введены в программу, после чего был произведен расчет термодинамической составляющей давления для тех же оборотов коленчатого вала, что были зафиксированы в эксперименте при соответствующих измеренных параметрах. Максимальные значения давления для 1 278, 1 500 и 3 015 об/мин составили 8,24, 12,4 и 15,29 атм. соответственно. Полученные в ходе эксперимента и в результате расчетов данные представлены на рис. 3 и в целом соответствуют друг другу, различия в значениях максимального давления не превышают 2,5 %, что подтверждает правильность процедуры расчета термодинамической составляющей давления.

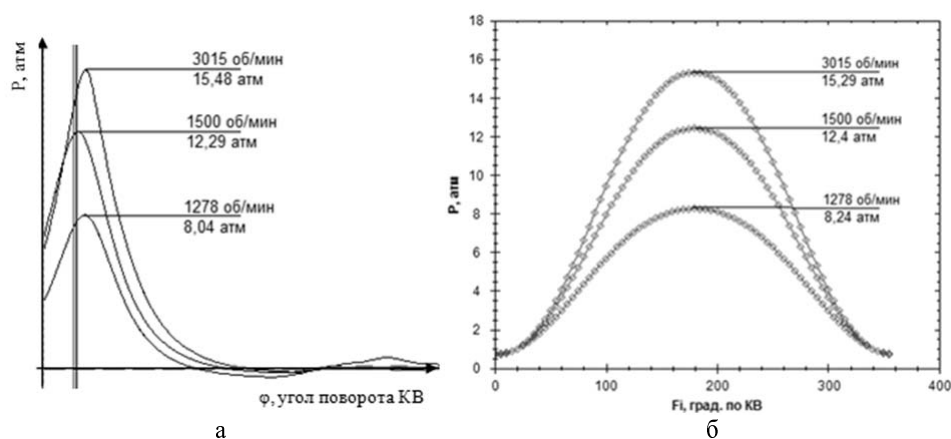


Рис. 3. Результаты измерения давления в цилиндре и расчет давления по предлагаемому алгоритму

**Проверка реакции индикаторных параметров ДВС на достижение максимального давления в цилиндре в целевом диапазоне.** Для проверки результатов работы алгоритма расчета УОЗ, обеспечивающего достижения максимума давления в цилиндре в целевом диапазоне было произведено сравнение мощности и момента двигателя а/м Лада Калина при установке УОЗ по методу диаграмм с корректирующими функциями и рассчитанных по представленному выше алгоритму.

Проведение эксперимента было обеспечено измерительным стендом следующей конфигурации (рис. 4): устройство для съема мощности и момента двигателя, в качестве которого использовался комплекс МАНА LPS3000; датчик для регистрации максимума давления в цилиндре; устройство для съема информации с вышеуказанного датчика и импульса свечи зажигания, для чего был выбран мотор-тестер MotoDoc II; устройство мониторинга диагностических параметров, функции которого выполнял сканер ScanDoc и средство записи и визуализации полу-

ченных сигналов, для чего был использован персональный компьютер с установленным программным обеспечением Quantex.

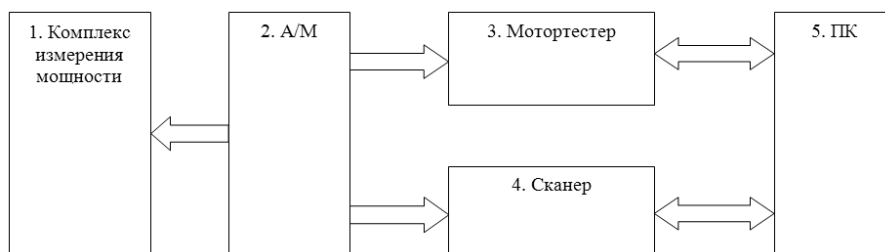


Рис. 4. Схема стэнда для проведения эксперимента:

1 – комплекс МАНА LPS3000, 2 – а/м с датчиком давления в I цилиндре, 3 – мотор-тестер Moto-Doc II, 4 – сканер ScanDoc, 5 – компьютер с ПО Quantex

Для измерения мощности и крутящего момента на коленчатом вале автомобиля он устанавливался на мощностной стэнд МАНА LPS3000. При этом на свечу зажигания первого цилиндра был установлен пьезометрический датчик, который измеряет суммарную силу, воздействующую на часть свечи, расположенную внутри цилиндра. В условиях данного эксперимента калибровка датчика по давлению не проводилась, поскольку необходимым параметром является не само давление, а точка достижения его максимального значения после ВМТ, а также не проводилась фильтрация сигнала, поскольку улавливаемые датчиком вибрации от газораспределительного механизма не попадают в зоны измеряемого сигнала. В процессе измерения мощности сигнал пьезометрического датчика и также импульс свечи зажигания фиксировался мотор-тестером MotoDoc II, а соответствующий угол опережения зажигания и положение ВМТ – сканером ScanDoc. Данные с мотор-тестера и мощностного стэнда записывались на ПК для последующего анализа.

При первом замере мощности и момента ДВС на внешней скоростной характеристике, когда УОЗ рассчитывался по методу диаграмм с поправочными функциями, было выявлено непопадание момента максимального давления в целевой диапазон (рис. 5,а). Особенно это заметно в промежутке от 1 800 об/мин до 2 800 об/мин. При обработке данных было выявлено, что в данной режимной точке при УОЗ 20° ПКВ точка максимального давления в цилиндре выходит из целевого промежутка на 35°, что является недопустимым.

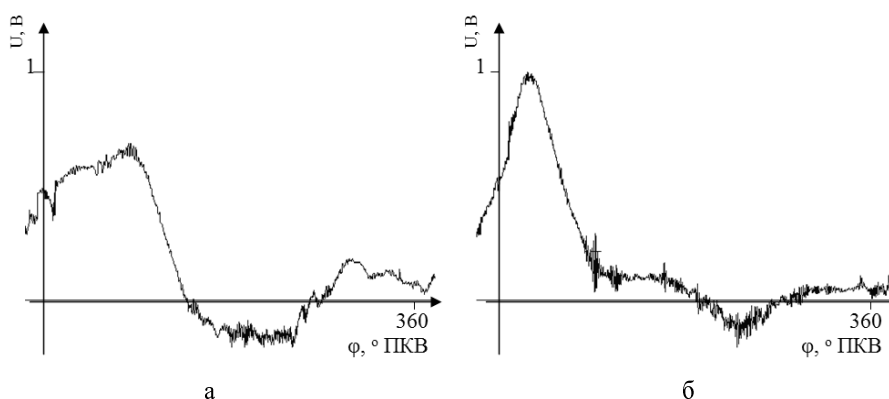


Рис. 5. Осциллограммы давления в цилиндре при расчете УОЗ:  
а – по методу диаграмм; б – по предлагаемому алгоритму

Далее УОЗ был изменен по предлагаемому алгоритму. Осциллограмма сигнала в той же самой режимной точке изменилась и приняла вид, приведенный на рис. 5б. При этом УОЗ был равен  $30^\circ$  ПКВ, а точка максимального давления отстоит от ВМТ на  $10^\circ$  т.е. находится в целевом диапазоне, что косвенно подтверждает правильность расчета кинетической составляющей.

Полученные в результате эксперимента кривые мощности и крутящего момента явно показывают улучшение характеристик двигателя при расчете УОЗ по предлагаемому алгоритму по сравнению с расчетом по методу диаграмм с поправочными функциями, особенно в диапазоне 1800-2800 об/мин, что подтверждает актуальность исследований в данном направлении.

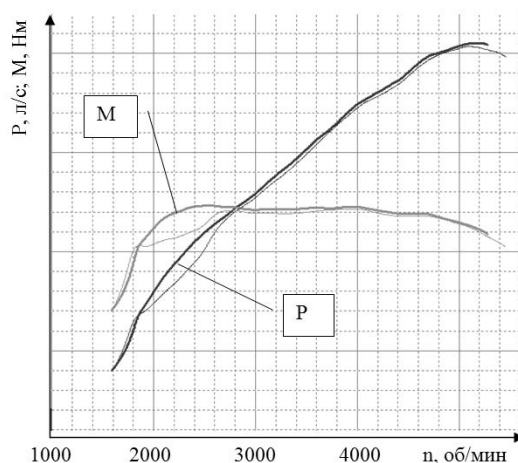


Рис. 6. Сравнение мощности (P-норм) и крутящего момента двигателя (M-норм) при расчете УОЗ по методу диаграмм с поправочными функциями (тонкие линии) и по предлагаемому алгоритму (жирные линии)

**Заключение.** Предложенный в статье алгоритм расчета угла опережения зажигания позволяет улучшить индикаторные характеристики двигателя, в том числе развиваемую мощность, крутящий момент на коленчатом вале и количество потребляемого топлива за счет выбора момента поджога топливно-воздушной смеси, обеспечивающего достижение максимального давления в цилиндре в целевом диапазоне. Дальнейшие исследования планируется направить на разработку моделей впускного и выпускного трактов автомобиля, что позволит увеличить точность расчета давления в цилиндре, а, следовательно, и точность вычисления угла опережения зажигания. Кроме того, эти модели обеспечат возможность прогноза крутящего момента на коленчатом вале и позволят оптимизировать процесс управления двигателем.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Амбарцумян В.В., Носов В.Б., Тагасов В.И. Экологическая безопасность автомобильного транспорта. – М.: ООО Изд-во Научтехлитиздат, 1999.
2. Системы управления бензиновыми двигателями. Перевод с немецкого. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулем», 2005. – 432 с.
3. Corkey B. Maximum boost: designing, testing and installing turbocharger systems. – Cambridge : Bentley Publishers, 1997. – 256 p.
4. Гирявец А.К. Теория управления автомобильным бензиновым двигателем. – М.: Стройиздат, 1997. – 173 с.



5. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория моделирование и расчет процессов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 344 с.
6. Пилюхов В.И., Дорух И.В., Береснев А.Л., Береснев М.А. Решение о выдаче патента от 26.01.10 на полезную модель №2009148514 «Система зажигания автомобиля».
7. Береснев А.Л., Береснев М.А. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ №2010610643 от 15.01.10 «Программа расчета параметров рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания».

**Береснев Максим Алексеевич**

Технологический институт федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Южный федеральный университет» в г. Таганроге.

E-mail: toe@tsure.ru.

347928, г. Таганрог, пер. Некрасовский, 44.

Тел.: 88634393750.

**Beresnev Maksim Alekseevich**

Taganrog Institute of Technology – Federal State-Owned Educational Establishment of Higher Vocational Education “Southern Federal University”.

E-mail: toe@tsure.ru.

44, Nekrasovskiy, Taganrog, 347928, Russia.

Phone: 88634393750.

УДК 681.3.069

**В.А. Каграманянц**

**МЕТОД ПОВЫШЕНИЯ КОМПРЕССИИ АУДИОСИГНАЛОВ НА ОСНОВЕ  
ОПТИМИЗИРОВАННЫХ ДЕЛЬТА-ПРЕОБРАЗОВАНИЙ ВТОРОГО  
ПОРЯДКА**

*В статье рассматривается метод повышения степени компрессии аудиосигналов, закодированных при помощи оптимизированного дельта-преобразования второго порядка со сглаживанием.*

*Компрессия; аудио; дельта-преобразование.*

**V.A. Kagramanyants**

**A METHOD OF INCREASED COMPRESSION OF AUDIO-SIGNALS BASED  
ON OPTIMIZED DELTA-TRANSFORMATIONS OF SECOND ORDER**

*The paper discusses a method of increasing compression ratio of audio signals, encoded with optimized delta-modulation of second order with anti-aliasing.*

*Compression; audio; delta-transformation.*

Постоянно увеличивающиеся объемы передаваемых по коммуникационным каналам мультимедийных данных вызывают необходимость разработки методов эффективной компрессии сигналов для обеспечения кодирования и декодирования аудио- и видеоданных в реальном времени, что особенно актуально для многоканальных систем.

Известен метод компрессии аудиосигналов, основанный на дельта-преобразованиях второго порядка и отличающийся малой вычислительной трудоемкостью, суть которого состоит в следующем [1]. Входной сигнал в виде последовательности отчетов импульсно-кодовой модуляции, разделенной во временной области на неперекрывающиеся фрагменты (окна), поступает на вход кодера. Для