

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И СГОРАНИЯ ВОДОРОДОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА УСТАНОВКЕ БЫСТРОГО СЖАТИЯ

А. А. Бузуков

Институт теоретической и прикладной механики СО РАН, 630090 Новосибирск

На установке быстрого сжатия со свободно движущимся поршнем экспериментально определялась эффективность термомеханического преобразования энергии при детонационном режиме сжигания водородовоздушной смеси стехиометрического состава в условиях, близких к тем, которые реализуются при работе поршневого двигателя внутреннего сгорания в режиме пуска. Показано, что такой режим тепловыделения характеризуется не только резким возрастанием давления в камере сгорания, но и его быстрым последующим спадом, обусловленным теплоотдачей в стенки цилиндра и частичной конденсацией паров воды. Эти составляющие теплового процесса идут тем интенсивнее, чем выше давление и температура продуктов сгорания, в свою очередь прогрессивно зависящие от параметров смеси непосредственно перед ее поджигом. Но относительное повышение давления сгорания оказывается минимальным при инициировании воспламенения вблизи верхней мертвой точки. Показано также, что коэффициент термомеханического преобразования энергии (аналог индикаторного КПД двигателя внутреннего сгорания) достигает своего максимального значения 31 % при поджигании смеси в момент времени, отстоящий примерно на 3/4 периода колебаний поршневой группы от начала сжатия воздушного заряда.

### ВВЕДЕНИЕ

Среди всех видов транспортных средств, работающих на высококачественном жидком топливе нефтяного происхождения, автомобильный транспорт и сельскохозяйственные самоходные машины занимают ведущее место (по общей мощности 60 и 25 % соответственно [1]). Поэтому вопросам экологической защиты и экономии топлива придается первоочередное значение прежде всего в отношении этих видов транспорта, оснащенных в подавляющем большинстве поршневыми двигателями внутреннего сгорания. Рассматриваются различные пути решения указанных проблем — оптимизация рабочих процессов в камерах сгорания, совершенствование конструкции двигателей, методов эксплуатации и управления и др. Значительное внимание уделяется также изучению перспектив использования альтернативных топлив — спиртов, растительных масел, природного газа и пр. [2, 3]. Среди таких топлив одним из наиболее привлекательных является водород. Это связано с тем, что при относительно высоком удельном энергосодержании (теплота сгорания 120 МДж/кг против 44 МДж/кг у бензина, здесь и далее приводятся данные из [4]) и отсутствии в продуктах сгорания производных углерода и сажи он

имеет практически неисчерпаемую базу. Поэтому решение в недалеком будущем проблемы высокой стоимости получения водорода делает его вполне конкурентоспособным жидким углеводородным топливом. Это подтверждается значительным количеством проведенных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований, натурных испытаний и технико-экономических проработок, касающихся перспектив использования водорода в качестве моторного топлива [5–10 и др.].

Однако применение водорода в двигателях сдерживается не только его высокой стоимостью. Можно указать и несколько технических причин, требующих особого внимания. Одна из них — повышенная температура самовоспламенения этого газа (870 К при нормальных условиях, а у бензина 790 К). Это обстоятельство особенно важно для двигателей с воспламенением от сжатия (работающих по дизельному циклу). Кроме того, малая энергия активации водорода, широкий диапазон пределов воспламеняемости водородовоздушной смеси (диапазон коэффициентов избытка воздуха  $\alpha = 8,70 \div 0,32$ , у бензина  $\alpha = 1,00 \div 0,65$ ), высокая скорость распространения пламени и склонность к детонации ( $\alpha = 6,8 \div 0,8$ ) создают опасность неконтролируемого сгорания

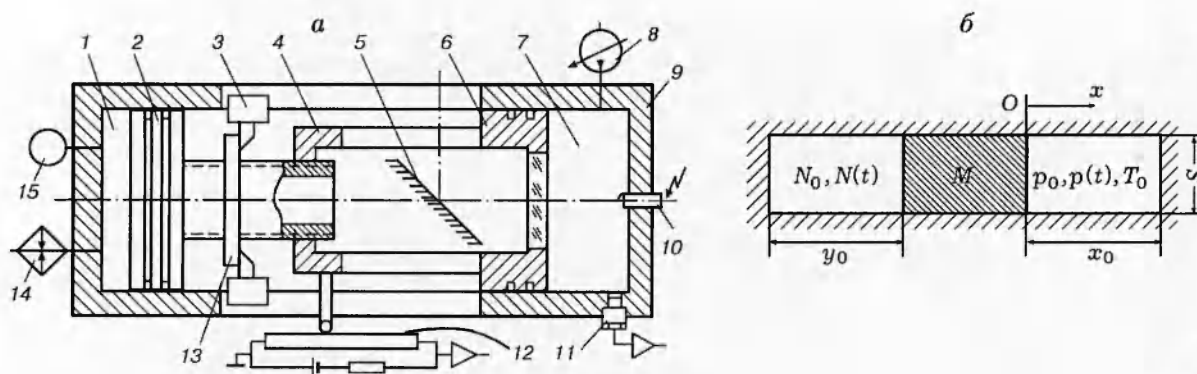


Рис. 1. Принципиальная схема установки быстрого сжатия:

*a* — функциональная схема и устройство: 1 — разгонный объем, 2 — поршень разгонного объема, 3 — пневмозапорные механизмы, 4 — соединительная проставка, 5 — зеркало, 6 — поршень рабочего объема, 7 — рабочий объем, 8 — топливный инжектор (форсунка), 9 — крышка рабочего цилиндра, 10 — электро-разрядник, 11 — пьезоэлектрический датчик давления, 12 — реостатный датчик перемещения поршневой группы, 13 — регулировочная шайба, 14 — отсечной клапан, 15 — манометр; *б* — схема, обосновывающая построение уравнения движения

с резким повышением давления и температуры в цилиндрах, интенсивной теплоотдачей в их стенки и механическими перегрузками машины [11, 12]. Есть опасения, что работа двигателя в режиме детонационного сжигания водорода приведет к резкому падению его мощности, как это часто имеет место в двигателях, работающих на бензине [11, 12].

До настоящего времени также остаются в значительной мере нерешенными технологические задачи хранения и транспортировки водорода, безопасности его заправки и использования непосредственно в энергетических установках. Но все же привлекательность водорода как альтернативного топлива для двигателей внутреннего сгорания обеспечивает внимание исследователей к нему и интенсификацию научно-технических и опытно-конструкторских работ для решения указанных выше проблем.

В настоящей работе приведены результаты экспериментального исследования, в котором изучался характер воспламенения и сгорания водородовоздушной смеси и процесс трансформации тепловой энергии в механическую на установке быстрого сжатия одноциклового действия со свободно движущимся поршнем. При этом основное внимание уделяется определению коэффициента термомеханического преобразования энергии при свойственном детонационному режиму сгорания импульсном характере тепловыделения. Полученные данные кроме самостоятельного значения позволяют прогно-

зировать характеристики работы водородного двигателя в случае, например, срыва режима его работы в детонационный. Так как наиболее неблагоприятные условия для устойчивой и экономичной его работы складываются при пуске или в режимах малых нагрузок, то опыты проводили при параметрах, соответствующих именно этим режимам.

Решение сформулированной выше задачи связано с особенностями эксплуатации экспериментальной установки, поэтому в статье дается ее развернутое описание, позволяющее судить о возможности проведения на ней тех или иных исследований.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА

Эксперименты проводили на установке быстрого сжатия (УБС) одноциклового действия со свободно движущимся поршнем [13]. Установка содержит (рис. 1, *a*) два цилиндра — разгонный, из которого с помощью сжатого воздуха осуществляется бросок поршневой группы, и рабочий, в котором осуществляется сжатие воздушного заряда и изучаются процессы смесеобразования, воспламенения и сгорания топлив в нестационарных условиях. Поршни разгонного и рабочего объемов соединены проставкой, имеющей нишу, в которой на внешней подвеске установлено неподвижное зеркало для вывода оптической информации из рабочего цилиндра — в днище поршня и крышке цилиндра (в случае необходимости) сделаны иллюминаторы из кварцевого стекла.

Порядок работы УБС следующий. После закрепления поршневой группы в замках стопорного устройства проводится наполнение разгонного объема до заданного программой работ давления. Затем включается система управления экспериментом, осуществляющая контроль блокировок, проверку правильности установочных параметров, готовности пневмомеханических исполнительных механизмов и диагностической аппаратуры. После завершения подготовительного периода подается команда на раскрытие замков, удерживающих поршневую группу и начинается ее разгон. По достижении в рабочем объеме заданной степени сжатия, определяемой положением поршня, от контактных датчиков в систему управления топливоподачей поступает сигнал и из форсунки в объем впрыскивается топливо. Такая процедура используется при моделировании работы двигателя по дизельному циклу. Горючая смесь может также готовиться отдельно, и тогда камера сгорания заполняется ею перед пуском (двигатель с «внешним смесеобразованием»). Как правило, в первом случае воспламенение осуществляется от сжатия, а во втором смесь поджигается с помощью искрового разрядника.

Отметим три особенности, отличающие работу описываемой установки от большинства ее прототипов [12, 14–17]. Во-первых, сразу же после начала движения поршневой группы разгонный объем с помощью отсечного клапана отсоединяется от системы воздухоподачи для того, чтобы исключить неконтролируемое влияние притока дополнительного воздуха на динамику движения поршней. Во-вторых, замки после пуска все время остаются в открытом положении, что позволяет поршневой группе беспрепятственно совершать «рабочий ход», а также последующие колебательные движения. В-третьих, расширение диапазона режимов работы УБС достигается не только за счет изменения исходного давления толкающего газа, контролируемого манометром, но и путем установки в различное положение стопорной шайбы, а также варьированием длины проставки. Кроме того, конструкцией УБС предусмотрено моделирование работы двигателя с наддувом. Для этого подключена (на рисунке не показано) система, обеспечивающая повышение исходного давления и температуры воздуха в рабочем объеме непосредственно перед пуском.

Контроль за работой установки проводится двумя постоянно действующими системами измерений. С одной стороны, с помощью пьезоэлектрического датчика регистрируется изменение давления в рабочем объеме на любых стадиях процесса. С другой, с реостатного датчика поступает информация о текущем положении поршневой группы. Она обрабатывается таким образом, чтобы сигнал был пропорционален или перемещению поршней, или расстоянию между поверхностью днища рабочего поршня и крышкой цилиндра, т. е. объему камеры сгорания. В таком случае совмещение сигналов от двух описанных систем измерений позволяет наблюдать  $pV$ -диаграмму термодинамического процесса непосредственно на экране осциллографа или монитора.

Важное обстоятельство заключается в том, что на УБС со свободно движущимся поршнем без привлечения каких-либо дополнительных устройств возможно изучение энергетических характеристик рабочего процесса. Действительно, в практике измерения расходных, мощностных и других показателей поршневых двигателей внутреннего сгорания необходимый элемент испытательного стенда — нагрузочное устройство. Только с его помощью и с учетом записанной индикаторной диаграммы (фазовая  $pV$ -диаграмма реального цикла [18]) можно определить термический и механический КПД двигателя, уровень потерь, степень сгорания смеси и пр. Необходимость нагрузочного устройства (имеющего, кстати, свои потери) диктуется тем, что в любом реальном двигателе положение поршня однозначно задается работой кривошипно-шатунного механизма, осуществляющего передачу мощности. Эти движущиеся части машины являются лишь промежуточным элементом в системе превращения тепловой энергии в механическую, и функционировать такая система может только при устойчивой циклической работе двигателя. А в УБС (со свободно движущимся поршнем!) в отличие от обычного мотора поршневая группа сама реагирует на любые изменения давления и в рабочем, и в разгонном объеме. Поэтому здесь она выступает в качестве нагрузочного устройства и механического элемента, с помощью которого после завершения всего лишь одного цикла часть тепловой энергии за вычетом потерь оказывается переданной из камеры сгорания в разгонный объем. Таким образом, после сравнения

$pV$ -диаграмм, записанных при холостом пуске и пуске со впрыском и сгоранием топлива, и обработки полученных результатов можно определить все необходимые характеристики рабочего процесса. Процедура проведения такого расчета изложена ниже.

### ОБЩИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ УБС

Первой задачей, возникающей при разработке программы исследований на УБС, является определение начальных условий ее эксплуатации, при которых в рабочем объеме достигаются требуемые параметры среды. Кроме того, в обобщенном виде такой расчет позволяет судить о принципиальных возможностях проведения на установке тех или иных экспериментов. Теоретический анализ работы УБС описанной конструкции и ее испытания показали [19], что в первом приближении для этого достаточно провести параметрический анализ решения уравнения движения, описывающего (рис. 1, б) в безразмерной форме перемещение  $x(t)$  двустороннего поршня под действием разницы давлений в разгонном  $N(t)$  и рабочем  $p(t)$  объемах:

$$\frac{d^2 \bar{x}}{dt^2} = \frac{2\pi^2}{\gamma} \times \left\{ \bar{N}_0 \left[ \frac{\bar{y}_0}{\bar{y}_0 - \bar{x}(t)} \right]^\gamma - \frac{1}{[1 - \bar{x}(t)]^\gamma} \right\}, \quad (1)$$

где  $\bar{x} = x/x_0$ ,  $\bar{y}_0 = y_0/x_0$ ,  $\bar{N}_0 = N_0/p_0$ ,  $t = t/\tau_0$ , а в качестве характерного временного интервала  $\tau_0$  принят период свободных малых колебаний поршня, определенный при условии  $p_0 = N_0$ ,  $x_0 = y_0$ :

$$\tau_0 = 2\pi \sqrt{\frac{Mx_0}{2\gamma p_0 S}}. \quad (2)$$

В соотношениях (1) и (2)  $M$  — полная масса поршневой группы;  $S$  — сечение цилиндров, принимаемое одинаковым для разгонного и рабочего объемов;  $\gamma$  — показатель адиабаты рабочего тела. Параметры, помеченные подстрочным индексом нуль, относятся к их исходным значениям при  $t = 0$ .

Решение уравнения (1) позволяет полностью описать характеристики работы УБС. Определив закон перемещения поршня  $x(t)$ , можно рассчитать его скорость, ускорение, период колебаний, степень сжатия и др. Изменения термодинамических параметров воздуха в

рабочем объеме может быть вычислено из очевидных соотношений:

$$\bar{p}(t) = [1 - \bar{x}(t)]^{-\gamma}, \quad \bar{T}(t) = [1 - \bar{x}(t)]^{1-\gamma}, \quad (3)$$

где  $\bar{p} = p/p_0$ ,  $\bar{T} = T/T_0$  — приведенные давление и температура. В качестве иллюстрации на рис. 2 представлены результаты расчета характеристик работы реальной УБС для наиболее напряженного (на пределе расчетной прочности элементов конструкции) режима эксплуатации в сравнении с данными соответствующих испытаний. Предлагаемый вариант характеризуется следующими значениями исходных параметров:  $M = 20,5$  кг,  $x_0 = y_0 = 0,2$  м,  $p_0 = 0,1$  МПа,  $T_0 = 300$  К,  $N_0 = 1$  МПа,  $S = 176 \cdot 10^{-2}$  м<sup>2</sup> (диаметр цилиндров 150 мм). На рис. 2 в реальном масштабе времени приведены расчетные (штриховые линии) зависимости перемещения поршня  $x(t)$ , давления в рабочем объеме  $p(t)$  и зависимость  $p(x)$ , являющаяся классической адиабатой (в расчетной модели газ считается идеальным). Вычисленные амплитудные значения основных параметров составляют:  $x_m = 190,5$  мм,  $p_m = 6,8$  МПа,  $T_m = 980$  К, а теоретический период колебаний поршневой группы  $\tau = 66,3$  мс ( $\tau_0 = 181$  мс). На этих же рисунках сплошной линией отображены реальные зависимости, полученные при холостых (без подачи топлива) пусках при тех же условиях, которые использованы в расчете.

При сравнении расчетных и экспериментальных данных следует отметить некоторые расхождения, свойственные описанному режиму работы УБС и всем другим. Прежде всего, обращает на себя внимание то, что максимальное сжатие, которое соответствует достижению рабочим поршнем «верхней мертвой точки» (ВМТ), наступает на  $15 \div 20$  мс позже расчетного момента. Это объясняется тем, что вначале движение поршневой группы затруднено и ее выход на слой смазки осуществляется лишь после некоторого времени скольжения по «сухой» поверхности цилиндров (продольный размер поршней 100 мм). Но сама реальная частота пульсаций оказывается близкой к расчетной (в данном случае 885 и 905 мин<sup>-1</sup>).

Естественно, что благодаря необратимым потерям (затраты на преодоление сил трения, теплоотдача в стенки цилиндров и утечка рабочего тела через лабиринтные уплотнения на рабочем и разгонном поршнях) наблюдается затухание колебаний поршневой группы. При этом от одной пульсации к другой снижаются размах ее движения и амплитуда давления и

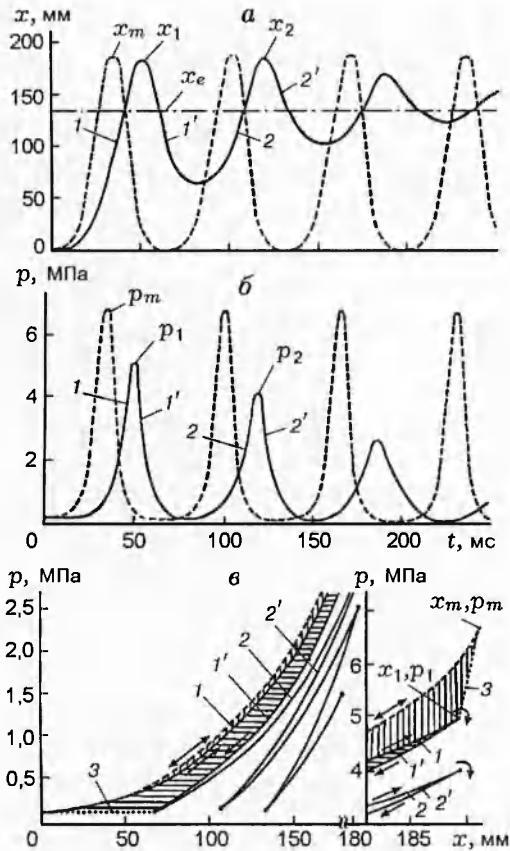


Рис. 2. Сравнение расчетных (штриховые линии) и экспериментальных (сплошные линии 1, 2) данных при холостом пуске установки быстрого сжатия:

а — зависимость перемещения  $x$  поршневой группы от времени  $t$ ; б — зависимость давления  $p$  в рабочем объеме от времени; в — фазовая  $p$ - $x$ -диаграмма состояния газа в рабочем объеме; 1, 1' — давление в рабочем объеме и перемещение поршней на стадии сжатия и обратного хода поршневой группы в течение первой пульсации, 2, 2' — во время второй пульсации, 3 — замыкающий участок диаграммы

температуры газа в рабочем объеме (при холостых пусках обычно наблюдается 5–6 пульсаций). Особый интерес вызывает влияние потерь на колебательный процесс в течение первого периода, так как он, как правило, является подконтрольным. В рассматриваемом случае измеренные значения положения поршня, давления и температуры (последняя определена в соответствии с (3)) в ВМТ составляют (см. рис. 2):  $x_1 = (188 \pm 1)$  мм,  $p_1 = (5,0 \pm 0,2)$  МПа,  $T_1 = (895 \pm 10)$  К. Среднее отклонение параметров установлено по результатам шести опытов.

Следует отметить своеобразный характер зависимости  $x(t)$ . Если теоретически поршень после завершения каждой пульсации должен возвращаться в исходное положение  $x = 0$ , то в опыте он постепенно смещается к некоторому среднему положению, на  $15 \div 20$  мм превышающему равновесное  $x_e = 135$  мм (штрихпунктирная линия на рис. 2,а). Это обстоятельство говорит о том, что потери энергии из рабочего объема установки, давление и температура в котором на стадии сжатия многократно возрастают, значительно больше, чем из разгонного. Об этом же свидетельствует и другой результат экспериментов: при второй пульсации предельное перемещение поршня  $x_2$  обычно почти такое же, а иногда и больше, чем при первой (см. рис. 2,а), но в то же время давление в рабочем объеме  $p_2$  ниже  $p_1$  почти в два раза (см. рис. 2,б).

Таким образом, уровень потерь в значительной мере определяет рабочие характеристики УБС, и поэтому знание его особенно необходимо при анализе результатов экспериментов по термомеханическому преобразованию энергии. Строго учесть непроизводительные затраты сложно, так как их интенсивность не только зависит от положения поршней, скорости их движения, состояния трущихся поверхностей и уплотнений, но и нелинейно возрастает с повышением температуры и давления воздуха в цилиндрах. Даже грубые оценки могут дать ненадежные результаты. Поэтому интегральные непроизводительные затраты целесообразно определять экспериментально [19], сравнивая расчетную и построенную на основании результатов опытов диаграмму  $p(x)$ . Расчетная адиабата (штриховая линия на рис. 2,в) характеризует работу, которую может совершить толкающий газ за счет первоначально запасенной в нем энергии. Фактическая же ее перекачка в рабочий объем на стадии сжатия описывается восходящей ветвью 1 диаграммы. Отсюда ясно, что площадь между двумя этими кривыми (вертикальная штриховка) определяет суммарные энергетические потери из системы (включая толкающий газ) в течение первого полупериода процесса. А площадь, заключенная между восходящей 1 и нисходящей 1' ветвями (горизонтальная штриховка), характеризует потери во втором полупериоде первой пульсации. Такая же процедура может быть распространена на вторую пульсацию (кривые 2 и 2') и последую-



щие. Но надо заметить, что описанная методология оценки потерь, хотя и позволяет получить количественные результаты, не является строго корректной. В условиях трудно контролируемой утечки газа из обоих цилиндров нет ясности того, каким образом замкнуть циклы между точками, например,  $p_m - x_m$  и  $p_1 - x_1$  и другими парами. Поэтому, соединяя их прямой (линии 3), допускаем некоторую погрешность, которая, впрочем, не превышает нескольких процентов от собственно потерь. Таким образом, для рассматриваемого случая неприводимые потери из системы за первый полупериод составили 20 %, а за второй — еще 20 %. После завершения второй пульсации суммарные потери оценены в 60 %.

Разносторонние испытания УБС показали, что относительные отклонения измеренных параметров воздуха в рабочем объеме от расчетных, а также уровень потерь снижаются с уменьшением  $N_0$ , но стабильны в каждой серии опытов. Отсюда следует, что при постановке экспериментального исследования для предварительного выбора режима работы УБС можно сначала воспользоваться расчетом по изложенной выше идеализированной схеме, а затем уточнить термодинамические параметры среды в камере сгорания путем контрольных испытаний [19].

## ПОСТАНОВКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Экспериментальное исследование процессов воспламенения и сгорания водородовоздушной смеси и определение коэффициента термомеханического преобразования энергии осуществлялось на УБС описанной конструкции при указанных выше технических характеристиках. Во всех опытах поддерживалось  $\bar{N}_0 = 5$ .

Для приготовления водородовоздушной смеси в заполненный воздухом объем ( $x_0 = y_0 = 200$  мм) из специального дозатора емкостью 190 мл (8 на рис. 1,а) за 10 с до пуска впрыскивался водород, запасенный под начальным давлением 0,8 МПа. За этот период времени в камере сгорания происходило смешение газов, а за счет утечки и теплообмена со стенками — выравнивание давления и температуры смеси до нормальных. С помощью такой процедуры непосредственно перед началом опыта в камере образовалась близкая к стехиометрическому составу водородовоздушная смесь (приверено на газоанализаторе).

Воспламенение горючей смеси осуществлялось от автомобильной свечи (10 на рис. 1,а), установленной в центре крышки рабочего цилиндра. Система коммутации позволяла подавать электрический импульс на свечу на любой стадии движения поршневой группы как до ВМТ, так и после нее.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

На рис. 3 приведены полученные в опытах расчетные зависимости  $x(t)$ ,  $p(t)$ , фазовая диаграмма  $p(x)$  (штрихпунктирные линии), экспериментальные зависимости, полученные при холостых пусках (штриховые линии), а также зависимости, полученные при поджиге водородовоздушной смеси на 51,5-й и 71,5-й миллисекундах с момента пуска (сплошные линии). Амплитудные значения основных параметров, зарегистрированные при холостом пуске, составляют:  $x_1 = 163$  мм,  $p_1 = 1,06$  МПа,  $T_1 = 590$  К,  $\tau_1 = 98$  мс ( $n = 610$  мин<sup>-1</sup>). Такие характеристики процесса близки к наблюдающимся при пуске двигателя или при работе его на режимах малых нагрузок и холостого хода [18]. Отметим, кстати, что потери за первый период колебаний в рассматриваемом случае оценены в 23 % (расчетные значения положения поршня и давления в ВМТ:  $x_m = 168$  мм,  $p_m = 1,30$  МПа).

Из осциллограмм давления, приведенных на рис. 3,б, следует, что сгорание водородовоздушной смеси во всех случаях происходит в детонационном режиме и сопровождается резким повышением давления до некоторого пикового значения  $p_f$ , зависящего от условий в камере сгорания в момент поджига (при инициации смеси в ВМТ  $p_f$  достигает 6 МПа). Осциллограммы показывают также, что сразу же после сгорания начинается быстрый спад давления, тем более крутой, чем выше значение  $p_f$ .

При воспламенении смеси до прихода поршня в ВМТ (кривые 2) резкое повышение давления в камере сгорания сначала тормозит его, а затем, наоборот, ускоряет, что способствует завершению пульсации в более ранний срок, чем при холостом пуске (кривые 4, 4'). Физическим аналогом этого может служить, например, повышение частоты пульсаций при возрастании начального давления  $p_0$  (см. выражение (2)). Поэтому и при позднем поджиге смеси (кривые 3) период пульсаций также сокращается, хотя они заканчиваются позже, чем при раннем воспламенении. В частности, ока-

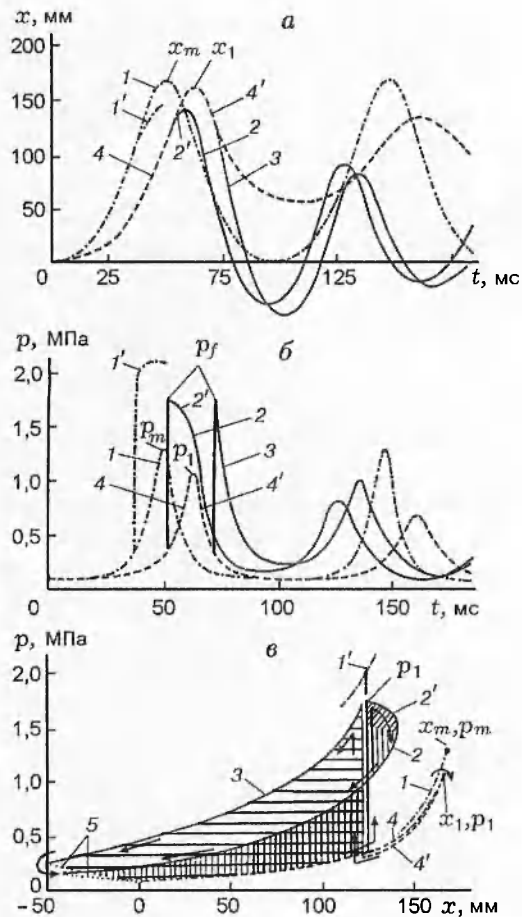


Рис. 3. Сравнение расчетных (штрихпунктирные линии 1) и экспериментальных (штриховые линии 4) данных при холостом пуске и пуске с воспламенением водородовоздушной смеси на ранней (сплошные линии 2) или поздней (сплошные линии 3) стадии движения поршневой группы:

а — зависимость перемещения  $x$  поршневой группы от времени  $t$ ; б — зависимость давления  $p$  в камере сгорания от времени; в — фазовая (индикаторная)  $px$ -диаграмма термодинамического процесса в камере сгорания, 5 — замыкающие участки диаграммы

залось, что в проводившихся экспериментах периоды колебаний поршневой группы практически одинаковы:  $\tau_2 = \tau_3 = 66$  мс.

Для обоих случаев характерно то, что остановка поршня после совершения им «рабочего хода» происходит в сечении  $x < 0$ , т. е. глубже его первоначального положения перед пуском (см. рис. 3,а). Но значения давления в камере сгорания при переходе поршня как в нижнее, так и в верхнее положение при вто-

ричном сжатии оказываются выше, чем при пуске без поджига смеси (см. рис. 3,б). На рис. 3,в представлены  $px$ -диаграммы двух рассматриваемых режимов воспламенения. Особенностью первой (ранний поджиг) является наличие двух участков — зависимости 2', характеризующей состояние продуктов сгорания при прямом движении поршня, продолжающемся в течение некоторого времени, и зависимости 2, описывающей их состояние в процессе рабочего хода. Соответственно этому кривая очерчивает зоны, определяющие работу продуктов детонации, сначала затрачиваемую на торможение поршневой группы (диагональная штриховка), а затем на ее разгон в обратном направлении (вертикальная штриховка). В этом случае область диаграммы, охватываемая кривыми, оказывается двухсвязной. При позднем зажигании такая область (горизонтальная штриховка), очерчиваемая зависимостью 3, односвязна. Но и в первом, и во втором варианте, как и ранее, остается открытым вопрос о замыкании циклов — в данном случае такая процедура означает процедуру «сброса» отработавших продуктов сгорания. В то же время из рисунка видно, что выбор любого разумного варианта соответствующей доработки  $px$ -диаграммы не может существенно повлиять на результат измерения доли энергии, передаваемой поршневой группе. Действительно, даже при холостом пуске некоторый произвол в выборе замыкающей зависимости даст вилку в оценке потерь лишь в несколько процентов от их значения. А после сгорания водородовоздушной смеси внутренняя энергия рабочего тела в камере сгорания УВС возрастает многократно. Отсюда следует, что погрешность, допускаемая за счет неоднозначности решения о виде замыкающей зависимости, тем более незначительна. Поэтому здесь, как и выше, для упрощения обработки графиков, полученных во всех опытах, необходимые точки соединялись прямыми (линии 5 на рис. 3,в).

Отметим несколько примечательных количественных результатов. Первый из них касается значения максимального давления сгорания смеси  $p_f$ . Эксперименты показали (зависимость 1 на рис. 4,а), что  $p_f$  резко возрастает по мере приближения момента поджига к ВМТ. Но относительное приращение давления, которое характеризуется коэффициентом  $k_p = (p_f - p)/p$ , где  $p$  — давление в камере сгорания непосредственно перед подачей электриче-

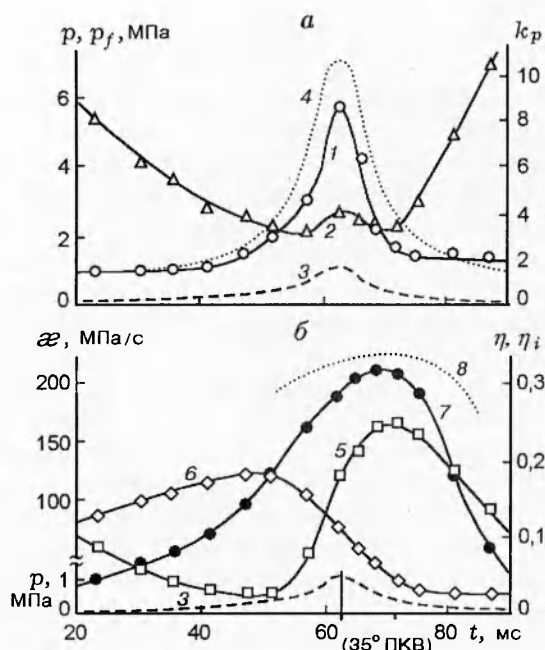


Рис. 4. Изменение характеристик рабочего процесса при детонационном сгорании водородовоздушной смеси в зависимости от момента времени ее поджога:

*a:* 1 — пиковое давление  $p_f$  сгорания смеси, 2 — относительное повышение давления  $k_p$  в камере сгорания, 3 — давление  $p$  в рабочем объеме при холостом пуске, 4 — расчетное давление сгорания  $p_f$ ; *b:* 5 — скорость спада давления в рабочем объеме  $\dot{p}$  немедленно после сгорания смеси, 6 — скорость спада давления через 15 мс после сгорания, 7 — коэффициент термомеханического преобразования энергии  $\eta$ , 8 — индикаторный КПД  $\eta_i$ ; бензинового двигателя

ского импульса на свечу, наоборот, минимально вблизи ВМТ (зависимость 2). Для привязки термодинамических процессов в рабочем объеме к текущим параметрам среды на рис. 4 отображена реальная зависимость  $p(t)$ , записанная при холостом пуске (кривая 3). Описанный результат предсказуем — смотри на рисунке кривую давления сгорания смеси, полученную расчетным путем (кривая 4). Давление определено в предположении квазистационарности параметров смеси перед воспламенением и равновесного состояния продуктов детонации (при вычислении использованы табличные значения термодинамических функций [20]). Сравнение рассчитанных и измеренных значений  $p_f$  показывает, что последние в среднем на 20 % ниже вычисленных, но коррелируют с полученными экспериментально в [21]. И только при слишком раннем или позднем поджоге, когда ис-

ходные давление и температура смеси относительно низки, и те и другие данные становятся близкими. Отсюда следует, что предельные пиковые давления в камерах сгорания реальных двигателей при детонационном режиме сжигания в них водородовоздушной смеси можно рассчитать по обычным методикам с учетом мгновенных значений параметров смеси в момент инициирования, однозначно связанных с углом поворота коленчатого вала (ПКВ). Практический интерес представляют также данные, касающиеся зависимости коэффициента  $k_p$  от момента инициирования детонации. Они могут быть использованы при прогнозировании уровня механических перегрузок двигателя.

Характеристики рабочего процесса в камере сгорания определяются не только амплитудой давления, но в неменьшей степени и интенсивностью его спада после окончания тепловыделения. Расчетно-теоретическое описание этого процесса затруднено, так как он сложным образом зависит и от термодинамического состояния рабочего тела, определяющего тепловые потери, и от конструктивных особенностей установки, и от режима ее работы. Но качественный анализ результатов позволяет сделать некоторые выводы о физическом механизме этой стороны теплового процесса. Можно показать, что резкий спад давления в камере сгорания после завершения горения объясняется не только разрежением, связанным с обратным движением поршневой группы, но и интенсивными тепловыми потерями и утечкой рабочего тела. Очевидно, что основные потери будут лишь за счет теплоотдачи в стенки цилиндра и частичной конденсации на них паров воды. О наличии таких потерь свидетельствует следующее наблюдение. При раннем поджоге смеси давление начинает снижаться немедленно после сгорания, несмотря на продолжающееся еще в течение некоторого времени прямое движение поршневой группы (участок 2' зависимостей на рис. 3). В то же время очевидно, что в идеальном случае (расчетная зависимость 1) давление в процессе поджатия должно было бы все еще нарастать (на рис. 3 это отображено зависимостью 1'). Повышенный сброс тепла на стадии максимального сжатия наблюдается и при холостом пуске (см. выше), хотя и менее ярко выраженный, так как в этом случае давление и температура воздуха в рабочей камере значительно ниже, чем после сгорания смеси.



Проведенное экспериментальное исследование выявило некоторые особенности изменения давления в камере сгорания УБС. На рис. 4,б представлена зависимость скорости спада давления в продуктах сгорания  $\kappa$  от момента поджига смеси, измерявшаяся непосредственно по окончании горения (кривая 5). Очевидно, что широкий диапазон значений этого параметра (при поджиге на различных стадиях движения поршневой группы  $\kappa = 20 \div 170$  МПа/с) в значительной мере связан со столь же высоким разбросом давлений сгорания смеси  $p_f$ . Но если рассмотреть результаты опытов, в которых инициирование воспламенения осуществлялось в моменты времени, симметричные относительно ВМТ, то значения  $\kappa$  оказываются различными, несмотря на близкие исходные температуру и давление (см. осциллограммы на рис. 3,б). Максимальная скорость спада давления наблюдается при поджиге на стадии обратного хода поршневой группы, когда начальные температура и давление уже значительно снижены, т. е. амплитудное значение  $\kappa$  (70-я миллисекунда с начала пуска) не совпадает с максимумом  $p_f$ . Объясняется это тем, что при поджигании смеси во время прямого движения поршня продолжается поджатие продуктов сгорания и, несмотря на значительные потери, скорость падения давления здесь снижена. И наоборот, при воспламенении во втором полупериоде пульсации обратное движение поршня способствует более быстрому разрежению. О важности указанного обстоятельства (ниже будет показано, что оно в значительной мере влияет на КПД термодинамического цикла) свидетельствует следующее наблюдение. Если  $\kappa$  измерять не сразу после сгорания смеси, а некоторое время спустя, зависимость скорости падения давления от момента поджига будет иной. Пример такой зависимости, определенной через 15 мс после сгорания, приведен также на рис. 4,б (линия 6). Здесь наиболее высокие значения  $\kappa$  в отличие от предыдущего случая наблюдаются в первом полупериоде колебаний. Такое смещение максимума интенсивности падения давления объясняется действием тех же физических факторов. При раннем поджиге смеси через 15 мс после ее сгорания поршневая группа уже начинает совершать обратное движение. Поэтому сброс давления в рабочем объеме, который уже сам по себе идет достаточно интенсивно за счет тепловых потерь (камера все еще оста-

ется заполненной продуктами сгорания с высокими давлением и температурой), усиливается механическим разрежением. А при позднем поджиге интенсивные начальные теплотери и непрекращающееся расширение объема быстрее, чем в первом случае, приводят к истощению тепловой энергии продуктов сгорания. Поэтому на данном этапе скорость ее потери снижается.

Полученные результаты свидетельствуют о сложном, а порою и неоднозначном влиянии быстро меняющихся термодинамических параметров среды в камере сгорания на движение поршневой группы. Поэтому в настоящем исследовании проведено экспериментальное определение коэффициента термомеханического преобразования энергии  $\eta$  с использованием методологического подхода, связанного с особенностями работы УБС со свободно движущимся поршнем [13, 19]. Здесь коэффициент  $\eta$  вводится как отношение работы, совершенной в цикле, к низшей теплоте сгорания смеси. По своему логическому содержанию параметр  $\eta$  близок к понятию индикаторного КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания [18, 22], но, строго говоря, не является точным его аналогом. Это связано с тем, что в классический цикл двигателя органически включаются процессы газообмена — всасывание свежего воздуха и сброс продуктов сгорания. При измерении же  $\eta$  на УБС эти «такты» отсутствуют.

Обработка циклограмм, примеры которых приведены на рис. 3,в, показывает, что в зависимости от момента поджига смеси значения  $\eta$  существенно меняются — от 0,1 при достаточно раннем или позднем поджиге до 0,25 при воспламенении вблизи ВМТ (зависимость 7 на рис. 4,б). А при подаче импульса на воспламенение на 70-й миллисекунде с момента пуска ( $\approx 3/4$  периода пульсации)  $\eta$  достигает своего максимального значения 0,31.

На рис. 4,б линией 8 отображена зависимость индикаторного КПД  $\eta_i$  от момента времени, в который осуществляется искровое поджигание горючей смеси, определенная для рядового бензинового четырехтактного двигателя без наддува [22]. Эти данные на рисунке носят элемент условности, так как характер изменения параметров среды в камере сгорания реального двигателя и в УБС в одни и те же фазы положения поршней различен из-за разных законов их движения. Поэтому для привяз-

ки зависимости  $\eta$  к временному масштабу зависимостей на рис. 4, б проведен пересчет угла поворота коленчатого вала [18] двигателя при его работе со скоростью  $n = 610 \text{ мин}^{-1}$  на лабораторное время  $t$ , причем моменты достижения ВМТ поршнями двигателя и УБС совмещены.

Зависимости 7 и 8 принципиально соответствуют друг другу, несмотря на то, что получены для различных видов горючего — водородовоздушной и бензиновоздушной смесей. Во-первых, амплитудные (оптимальные) значения  $\eta$  и  $\eta_i$  достигаются примерно в одно и то же время за ВМТ — на 8-й миллисекунде (70-я с начала движения поршневой группы УБС) или на 35-м градусе ПКВ двигателя. Во-вторых, оптимальные значения  $\eta$  и  $\eta_i$  близки и вообще соответствуют уровню индикаторных КПД поршневых бензиновых двигателей  $0,3 \div 0,4$ , работающих без наддува [22]. Что же касается 5 %-го расхождения между этими оптимальными значениями, то его не следует принимать как принципиальное, так как он естествен для различных условий проведения измерений. В-третьих, и в том и в другом случае наблюдается спад  $\eta$  и  $\eta_i$  как при раннем, так и при позднем зажигании (имеется в виду смещение момента подачи электрического импульса на свечу относительно времени, при котором достигаются максимальные КПД). Для двигателей внутреннего сгорания это явление хорошо известно [18, 22] и объясняется следующим образом. При раннем зажигании температура и давление продуктов сгорания оказываются слишком высокими (воспламенение осуществляется на стадии почти максимального сжатия), что обуславливает увеличенные потери в систему охлаждения и интенсивную утечку газов, а следовательно, и спад КПД. При позднем зажигании давление и температура рабочего тела значительно ниже, и поэтому непроизводительные потери тепла здесь падают. Но так как сгорание происходит на поздней стадии расширения объема камеры сгорания, выделившаяся теплота превращается в работу лишь на заключительном этапе движения поршня и сбрасывается с продуктами сгорания, частично оставаясь нереализованной в цикле.

В принципе, этими же причинами объясняется и спад коэффициента  $\eta$  при сгорании водородовоздушной смеси при смещении момента поджига вперед или назад относительно времени, когда достигаются максимальные значения коэффициента  $\eta$ . При самом раннем поджиге

смеси до ВМТ ( $t = 20 \div 40 \text{ мс}$ ), когда основная часть энергии толкающего газа не израсходована на разгон поршневой группы и сжатие смеси в рабочем объеме, а давление сгорания относительно мало ( $\approx 1 \text{ МПа}$  при степени сжатия  $\approx 0,1$ ), происходит лишь медленное торможение поршневой группы. Поэтому продукты сгорания, долго пребывая в рабочей камере УБС, значительную часть своей тепловой энергии успевают отдать в стенки цилиндра. При умеренных опережениях воспламенения ( $t = 45 \div 65 \text{ мс}$ , включая ВМТ) значения  $\eta$  повышаются по сравнению с предыдущим случаем, но все же не достигают максимума. Этот результат также связан со значительными тепловыми потерями. Но здесь они обеспечиваются не столько длительностью пребывания продуктов сгорания в цилиндре установки, сколько их высокими параметрами (перед воспламенением смесь уже предельно сжата и подогрета:  $p \approx 2 \div 4 \text{ МПа}$ ,  $T \approx 600 \div 800 \text{ К}$ ).

При поджиге смеси на 70-й миллисекунде, т. е. через 8 мс после прохождения ВМТ, достигается максимальное значение  $\eta$ . На этой стадии процесса поршневая группа совершает уже обратное движение, причем ее скорость максимальна. С одной стороны, это ведет к тому, что параметры продуктов сгорания оказываются не столь высокими, как в ВМТ (давление сгорания падает с 6 до 2 МПа), и соответственно снижаются потери. С другой стороны, резко сокращается продолжительность силового воздействия газов на поршневую группу, что также способствует снижению тепловых потерь. Таким образом, благодаря совместному действию обоих указанных факторов потери в условиях работы УБС на описываемом режиме оказываются минимальными именно при  $t = 70 \text{ мс}$ .

При дальнейшем затягивании воспламенения теплоотвод снова начинает возрастать, и прежде всего за счет увеличения длительности пребывания продуктов сгорания в цилиндре установки, что объясняется снижением скорости движения поршневой группы при приближении ее к «нижней мертвой точке», а также за счет увеличения поверхности теплоотвода. Кроме того, значительная часть тепловой энергии не может быть превращена в работу из-за того, что в описываемых условиях цикл завершается затянутым движением поршневой группы до положения, при котором давление и в рабочем, и в разгонном объеме выравни-

ваются. В то же время в оптимальном случае продукты сгорания сначала работают на разгон поршневой группы, а уже затем энергия ее движения переходит в энергию сжатия толкающего газа.

При сравнении зависимостей 7 и 8 на рис. 4,б обращает на себя внимание различный характер спада значений  $\eta$  при смещении момента поджига смеси в ту или иную сторону от оптимального — в первом случае он идет значительно интенсивнее, чем во втором. Этот результат находит свое объяснение в рамках описанного выше механизма теплопотерь, обуславливающего в целом зависимость  $\eta$  и  $\eta_i$  от момента поджига. При этом очевидно, что теплоотдача в стенки камер сгорания в любом случае снижается по мере их нагрева. На рис. 4 приведен пример зависимости  $\eta_i$  от времени задержки воспламенения (градусы ПКВ) для двигателя, работающего, как это принято при определении его расходно-мощностных характеристик, в устойчивом режиме, т. е. находящегося в прогретом состоянии. С другой стороны, исследование на УБС проводили в условиях, когда и стенки рабочего цилиндра, и сама свежая смесь перед каждым пуском имели комнатную температуру. Этим и объясняется, что отклонение момента воспламенения от оптимального в данном случае ведет к более быстрой потере тепла из камеры сгорания и интенсификации спада  $\eta$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Сгорание водородовоздушной смеси стехиометрического состава в рабочей камере установки быстрого сжатия со свободно движущимся поршнем происходит в детонационном режиме и характеризуется резким повышением давления, максимальное значение которого достигается при поджиге смеси в момент времени, когда поршень достигает «верхней мертвой точки», т. е. когда давление и температура смеси за счет адиабатического сжатия максимальны. Напротив, относительное повышение давления сгорания в этот момент минимально.

2. Тепловой процесс в камере сгорания УБС характеризуется резким сбросом давления, немедленно следующим за окончанием тепловыделения, причем начальная крутизна его спада зависит не только от значения давления сгорания, но и от момента поджига смеси. Начальная крутизна спада давления достигает

своего максимального значения в тот период времени, когда поджиг смеси осуществляется через  $3/4$  периода свободных колебаний поршневой группы. Эксперименты показали, что изменение во времени давления в камере сгорания обусловлено не только разрежением, связанным с движением поршневой группы, но в значительной мере тепловыми потерями — теплоотдачей в стенки цилиндра и конденсацией паров воды вблизи нее, а также утечками рабочего тела. Причем эти потери прогрессивно растут с увеличением температуры и давления продуктов сгорания.

3. Максимальное значение коэффициента термомеханического преобразования энергии (формальный аналог индикаторного КПД поршневого двигателя внутреннего сгорания) в рассматриваемых условиях составляет 31 % и достигается в том случае, если поджиг смеси осуществляется через  $3/4$  периода свободных колебаний поршневой группы. Смещение момента инициирования детонации смеси в ту или иную сторону от оптимального ведет к резкому снижению КПД.

4. Сопоставление полученных на УБС данных, касающихся коэффициента термомеханического преобразования энергии, с имеющимися для четырехтактного бензинового двигателя показало их качественное и количественное соответствие, объясняемое физической аналогией тепловых процессов, происходящих в камерах сгорания как одного, так и другого устройства. Близкими оказались и КПД и моменты поджига смеси, при которых достигается наиболее экономичный характер тепловыделения, несмотря на то, что в УБС водородовоздушная смесь сгорает в детонационном режиме. Это позволяет полагать, что полученные на УБС результаты могут быть распространены на характеристики перспективных водородных двигателей с их циклическими процессами по крайней мере в случае реализации в них детонационного сгорания смеси.

Работа завершена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (код проекта 97-01-00506).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лурье В. А., Мангушев В. А., Маркова И. В. Автомобильные двигатели // Итоги науки и техники. Сер. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 3. М.: ВИНТИ, 1982.
2. Пичугин В. Б., Дикий Н. А., Скибарко С. И. Перспективы развития двигателей

- внутреннего сгорания, работающих на альтернативных видах моторных топлив // Альтернативные топлива в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюз. научно-техн. конф., Киров, 24–27 мая 1988. Киров: Киров. с.-х. ин-т, 1988. С. 10.
3. **Русаков В. Ю., Вагнер В. А., Матиевский Д. Д.** Теоретические исследования возможности повышения экономичности дизеля при работе на альтернативных топливах // Теплоэнергетика. 1996. № 2. С. 25, 26.
  4. **Файнлейб Б. И.** Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. Л.: Машиностроение, 1990.
  5. **Варшавский И. Л., Мищенко А. И., Макаров А. А., Талда Г. Б.** Анализ работы поршневого двигателя на водороде // Изв. вузов. Машиностроение. 1997. № 10. С. 110–114.
  6. **Nonan H. S., Reynolds R. K., De Boer P. C. T., McLean M. J.** Hydrogen-fuelled diesel engine without timed ignition // Intern. J. Hydrogen Energy. 1979. V. 4, N 3. P. 315–325.
  7. **Федчук В. И.** Исследование эффективности смесеобразования в водородном двигателе // Двигателестроение. 1979. № 10. С. 6–9.
  8. **Feucht K., Holzel G., Hurich W.** Perspectives of mobile hydrogen application // Hydrogen Energy Progress VII: Proc. of 7th World Hydrogen Conf. Moscow, USSR, September 25–26, 1988. New York: Pergamon Press, 1988. V. 3. P. 1963–1974.
  9. **Новоселов С. В.** Использование водорода в качестве моторного топлива // Теплоэнергетика. 1996. № 2. С. 27–28.
  10. **Колбнев И. Л., Дмитриев Т. И.** Водородная энергетика и транспортно-экологическая проблема // Двигателестроение. 1984. № 10. С. 58–60.
  11. **Магидович Л. Е., Румянцев В. В.** Условия обеспечения бездетонационного горения водородовоздушной смеси в ДВС // Двигателестроение. 1983. № 5. С. 59–60.
  12. **Bush W. B., Fendell F. S., Fink S. F.** Modelling end-gas knock in a rapid-compressed machine // AIAA Journal. 1985. V. 23, N 8. P. 1223–1233.
  13. **Бузуков А. А.** Установка быстрого сжатия для исследования процессов в ДВС // Динамика систем, механизмов и машин: Тез. докл. Междунар. научно-техн. конф., Омск, Россия, 21–24 ноября 1995. Омск: Омск. гос. ун-т, 1995. Кн. 1. С. 70–72.
  14. **Ikegami M., Miwa K., Ohmija T., Nishitani T.** A study of the initiation delay of diesel fuel spray using a rapid-compression machine // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng., B. 1987. V. 53, N 485. P. 274–281.
  15. **Takahashi H., Shiga S., Karasawa T., Kurabayashi T.** Development of rapid-compression machine for fundamental studies of diesel combustion // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng., B. 1990. V. 56, N 254. P. 1218–1221.
  16. **Залюбовский М. Н., Сеначин П. К.** Моделирование воспламенения топлива в дизеле на установке адиабатического сжатия со свободным поршнем // Совершенствование мощностных, экономических и экологических показателей ДВС: Тез. докл. V научно-практ. семинара, Владимир, 16–19 мая 1995. Владимир: Владимир. гос. техн. ун-т, 1995. С. 128–129.
  17. **Kataoka K., Segawa D., Kadota T., Higashino K., Hirooka S.** Characteristics on natural gas lean combustion through the compression of quiescent charge in a rapid compression combustor // Trans. Jap. Soc. Mech. Eng., B. 1997. V. 63, N 608. P. 1456–1462.
  18. **Свиридов Ю. Б.** Смесеобразование и сгорание в дизелях. Л.: Машиностроение, 1972.
  19. **Бузуков А. А.** Установка быстрого сжатия для исследования процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива в поршневых двигателях внутреннего сгорания // Теплофизика и аэромеханика. 1999. Т. 6, № 4.
  20. **Варгафтик Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972.
  21. **Выскубенко Б. А., Герасименко В. Ф., Колегов В. Е. и др.** Воспламенение водородовоздушных смесей в замкнутом объеме при повышенном давлении // Хим. физика. 1997. Т. 16, № 9. С. 23–26.
  22. **Двигатели внутреннего сгорания.** Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебн. пособие / Луканин В. Н., Морозов К. А., Хачиян А. С. и др. / Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1995.

Поступила в редакцию 15/X 1998 г.,  
в окончательном варианте — 19/V 1999 г.