

ВЗАИМНО СОГЛАСОВАННЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ИЗМЕРЕНИЯХ СКОРОСТИ ГОРЕНИЯ В ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Р. О. Хесслер, Р. Л. Глик*

35670 Сомервилль, Алабама, США

*47978 Ренсселаер, Индиана, США

С использованием коэффициентов, определяющих абсолютное значение масштабного фактора, обсуждаются типичные проблемы измерения скорости горения топлива в малых твердотопливных двигателях. Представлены определения различных параметров, используемых для нахождения скорости горения, которые согласуются с теоретическим расчетом давления в двигателе. С целью уменьшения систематической ошибки измерений и разброса экспериментальных данных подробно рассматривается влияние следующих факторов на точность измерения скорости горения: переменность показателя степени при давлении в законе горения, переходные явления, усадка топлива, вариация размеров сборки, непостоянство давления. Влияние тепловых потерь, градиентов состава и неравновесности горения не рассматривается. Кратко обсуждается применение изложенного метода к анализу результатов испытания двигателей.

ВВЕДЕНИЕ

Скорость горения — основная баллистическая характеристика твердого топлива, необходимая при проектировании двигателя и для контроля качества при производстве. Скорость горения изменяется с давлением и обычно определяется либо в опытах по сжиганию малых образцов топлива, либо в небольших двигателях при нескольких относительно постоянных значениях давления.

Характеристика топлива, которую желательно знать, — это равновесная скорость одномерного горения, определяемая как скорость распространения волны горения при постоянном давлении по образцу топлива, начальная температура и состав (температуропроводность и плотность которого постоянны) при отсутствии тепловых потерь и поперечного потока после окончания переходных процессов:

$$r_{eq} = \left. \frac{\partial x}{\partial t} \right|_{p, T, \alpha_i, \beta, \rho = \text{const}} \Bigg|_{q, v = 0}^{t \rightarrow \infty} \quad (1)$$

Здесь x — протяженность сгоревшего участка, p — давление, T — температура, ρ — плотность, q — тепловой поток, v — скорость потока, α_i — состав топлива, β — температуропроводность.

В действительности в двигателе измеряется средняя скорость горения образца конечного размера, для которого известна только но-

минальная толщина. Обычно в образце имеются градиенты температуры и параметров, характеризующих свойства топлива. Экспериментальные значения скорости горения получены за период времени, включающий переходные процессы в начале и конце опыта, в условиях существования малого (но конечного) поперечного потока, при наличии средних по величине тепловых потерь и при изменении давления (исключая переходные процессы) порядка 10 %:

$$r_b = \frac{\tau_b}{t_b} \quad (2)$$

Здесь r_b — средняя скорость горения, τ_b — толщина свода топлива, сгоревшего за время t_b .

Суммарный эффект перечисленных отклонений от идеального случая может быть выражен коэффициентом, часто называемым масштабным фактором:

$$SF^0 = \frac{r_b}{r_{eq}|_{p_{ref}}} \quad (3)$$

Равновесная скорость горения, как правило, неизвестна, и обычно используемый масштабный фактор относится к измеренной скорости горения в конкретном натурном двигателе. Однако измерения скорости горения в натурных двигателях сопряжены с теми же проблемами, что и в маломасштабных, и поэтому могут в большей или меньшей степени отличаться от равновесных значений по сравнению

с данными для малых двигателей. Это зависит от относительной степени нарушения допущений в двух типах двигателей. Типичное значение масштабного фактора приблизительно равно 0,95, но может достигать и 1,05.

История вопроса [1] показывает, что можно воспроизвести в промышленном масштабе топливо определенного состава, скорость горения которого (измеренная в модельном двигателе), отличается от мешки к мешке не более чем на $\approx 0,5\%$. Вариация скорости для одной мешки конкретного топлива неизвестна, но почти определено она меньше $0,25 \div 0,30\%$ (стандартное отклонение измеренных скоростей горения для разных мешек).

Ошибки измерения скорости горения, в основном, обусловлены отклонениями от идеального случая и находят отражение в различии двух скоростей горения, определенных выше. Эти отклонения частично связаны с присутствием твердому топливу свойствами и режимом его работы, частично — с использованием процедуры анализа, которая не соответствует режиму работы двигателя, и частично — с несовершенством изготовления двигателя и процесса испытания.

1. ХАРАКТЕРНЫЕ ПРОБЛЕМЫ

Некоторые трудности измерения скорости горения, избежать которые невозможно, прямо или косвенно обусловлены природой твердых топлив и процессом их горения. В частности, размеры твердого топлива изменяются с температурой, а процесс горения чувствителен к переходным процессам и изменениям параметров внешней среды. Кроме того, литьевая технология формования заряда топлива служит причиной появления градиентов концентрации вследствие неоднородности топлива на микроскопическом уровне.

Каждый из перечисленных факторов вносит свой вклад в ошибку, определяемый величиной масштабного фактора. Последний (прямо или косвенно) зависит от рабочего давления двигателя. Обычно считается, что масштабный фактор — единственный параметр, устанавливающий связь между измеренными скоростями в двигателе конкретной конструкции и равновесной скоростью горения (или между двумя конструкциями двигателей) при одинаковом значении давления. Однако удобно полагать существование масштабного фактора для каждого индивидуального испытанного двига-

теля. Удобно также рассматривать общий масштабный фактор для каждого двигателя как произведение нескольких множителей (субфакторов sf_j), каждый из которых учитывает влияние определенного типа отклонений:

$$SF(p_b) = \prod_j sf_j. \quad (4)$$

Ниже при обсуждении различных вопросов проведены оценки значений sf для конкретных проблем, если при этом имеются данные для обоснования оценок.

Отверждение и термическая усадка

Под воздействием температуры твердые топлива расширяются и сжимаются в процессе отверждения. Это фундаментальное свойство вызывает целый ряд трудностей при измерении скорости горения.

Первая трудность состоит в том, что толщина образца топлива, необходимая для определения скорости горения, зависит от температуры топлива. Обычно этот фактор учитывается и ведется контроль температуры образца топлива при проведении испытаний. В связи с этим возникает вопрос: какая толщина образца топлива должна быть в уравнении (2) для вычисления скорости горения. В обычной практике используется расчетная толщина, т. е. соответствующая точно установленным размерам литьевой формы при температуре испытаний и при отсутствии усадки топлива.

Однако использование расчетной толщины ведет к погрешности в несколько процентов при вычислении скорости горения, эквивалентной значению субфактора $\approx 1,03$ при испытании малоразмерных моделей. Аналогичное обстоятельство имеет место и в более крупных двигателях, но поскольку толщина заряда может быть больше, чем в предыдущем случае, влияние этого фактора может быть усилено, и в результате субфактор может достичь значения 1,05. Поэтому значение субфактора по скорости горения для модельного двигателя по отношению к значениям скорости горения в натурном двигателе обычно меньше единицы (0,98 в данном примере). Исходя из этих соображений значение относительного масштабного фактора сугубо индивидуально для сравниваемых двигателей, и можно ожидать, что значение масштабного фактора для определенного маломасштабного (модельного) двигателя будет изменяться в пределах нескольких процентов для различных натуральных двигателей.

Большинство модельных (и множество натуральных) двигателей спроектированы с использованием зарядов, ограниченных цилиндрической оболочкой и прочно скрепленных с корпусом для получения постоянной толщины горящего свода. Однако усадка топлива приводит к тому, что цилиндрическая внутренняя поверхность принимает бочкообразную форму [1, 2]. Следовательно, толщина свода топлива становится непостоянной, поэтому горение не заканчивается всюду одновременно. Вначале происходит полное выгорание в наиболее тонком сечении, в средней точке «бочки». Использование времени начала конца горения в уравнении (2) совместно со средним значением толщины заряда вместо точного значения толщины свода в этой точке вносит ошибку в вычисленную скорость горения, эквивалентную масштабному субфактору в пределах $1,01 \div 1,02$. Бочкообразная форма — это концевой эффект напряженного состояния заряда, поскольку заряд не бесконечно длинный. Соотношение длины к диаметру в натурном двигателе обычно больше, чем в модельном, так что влияние бочкообразной формы в нем обычно меньше. Результирующий эффект для данной пары двигателей (модельный и натуральный) сводится к величине относительного масштабного фактора до $\approx 1,01$.

Степень бочкообразности зависит также от модуля упругости топлив: при больших значениях модуля искажение формы меньше. Следовательно, вариация значений модуля упругости в пределах предположительно идентичных смесей или двигателей приведет к разбросу измеренных значений скорости горения (и абсолютного масштабного фактора) от мешки к мешке или между двигателями. Аналогичный разброс измеренных значений скорости горения имеет место из-за несовершенства центровки внутреннего канала относительно внешнего диаметра топливной структуры в процессе изготовления. Суммарный эффект двух типов разброса данных сводится к стандартным отклонениям от 0,2 до 0,7 % для различных серий данных.

Усадка и деформация структуры заряда вносят наибольший вклад в ошибку измерения скорости горения в двигателе. Поскольку эти ошибки изменяются с температурой, они непосредственно сказываются в вычислениях температурной чувствительности скорости горения и могут полностью исказить действитель-

ную чувствительность топлива. Компенсация этих ошибок обсуждается при анализе результатов измерений.

Переходные явления

Испытываемый образец имеет ограниченные размеры, горит только в течение определенного времени, и время горения неизбежно включает переходные (начальный и конечный) процессы. Использование уравнения (2) для определения равновесной скорости предполагает допущение о несущественном влиянии переходных явлений. Однако определяющие режимные параметры изменяются в процессе испытаний почти на 100 % и времена перехода составляют порядка 10 % времени горения. Представляется вероятным, что эффекты нестационарного горения могут быть значительными и их суммарное влияние через время горения существенно скажется на величине абсолютного масштабного фактора конструкций модельных двигателей.

Горение твердого топлива сопровождается тепловыделением в зоне пламени, расположенной на небольшом расстоянии над поверхностью. Теплопередача из этой области к поверхности приводит к росту температуры поверхности. Повышение температуры поверхности увеличивает поток тепла в топливо, обеспечивает прогрев приповерхностных слоев и увеличивает скорость газификации на поверхности. С увеличением скорости газификации зона пламени отодвигается от поверхности, в результате чего теплоподвод к поверхности уменьшается. У большинства твердых топлив горение происходит по макроскопически гладкой поверхности. Однако поверхности горения смесевых топлив имеют, по крайней мере, микроскопическую текстуру, которая определяется размерами частиц состава. В момент воспламенения поверхность образца топлива гладкая (после отверждения или свежесрезанная), так что равновесная структура еще должна образоваться. Равновесная скорость горения — это скорость, при которой достигаются условия, когда положение пламени, поверхностная температура и текстура, запас подповерхностного тепла и скорость газификации приходят в равновесие. Создание запаса тепла в конденсированной фазе представляется наиболее медленным из перечисленных процессов. Эксперименты [3] с измерением реактивной силы горящего образца показывают, что для смесевого

топлива (перхлорат аммония/ полибутадиеи с гидроксильными концевыми группами) для достижения равновесия требуется ≈ 1 с при скорости горения 1 мм/с, причем это время убывает пропорционально квадрату скорости горения. Например, для условий испытаний, соответствующих равновесной скорости горения 6 мм/с, переходный период равен $\approx 0,028$ с. Если при этом данный переходный процесс будет единственным, оказывающим влияние на ошибку измерений, средняя скорость горения за время нестационарного процесса составит $2/3$ ее равновесного значения. При толщине горящего свода 12 мм это эквивалентно наличию масштабного субфактора $\approx 0,995$.

Испытания двигателя обычно начинаются в условиях, когда камера сгорания заполнена азотом или воздухом при атмосферном давлении, причем газ и корпус двигателя находятся при температуре топлива. Процесс начального повышения давления, следующий за моментом воспламенения, приводит к существенному росту давления в камере сгорания и температур газа и поверхности корпуса. Моделирование поведения модельного двигателя без учета тепловых потерь показывает, что температура газа растет много быстрее, чем давление в камере [4]. Время, необходимое для достижения равновесного давления, обычно коррелирует с характеристической длиной для массового расхода L^* , определяемой как отношение объема камеры к площади сечения сопла. Однако сопоставление результатов испытаний модельных двигателей с расчетами показывает, что тепловые потери увеличивают время переходного периода наддува в три и более раз [5]. Действительно, представляется вероятным, что тепловые потери не могут полностью принять равновесные значения за время работы модельного двигателя из-за большой массы его корпуса и воздействия дополнительной холодной поверхности оболочки корпуса, служащей продолжением поверхности горения. Кроме того, тепловые потери вызывают некоторый отток тепла из зоны пламени к корпусу двигателя (вместо нагрева поверхности топлива). Это несколько снижает температуру в зоне пламени и немного отодвигает пламя от горячей поверхности. Оба этих фактора способствуют снижению скорости горения. Следовательно, скорость горения в присутствии тепловых потерь в условиях модельного двигателя будет снижена на некоторую неизвестную ве-

личину по сравнению с равновесной скоростью в условиях большого объема топлива при том же давлении. Этот эффект эквивалентен величине абсолютного масштабного фактора меньше единицы, но он одновременно еще более увеличивает переходный период. Натурные двигатели имеют большее отношение длины к диаметру, а концы топливного заряда либо бронированы, либо связаны с корпусом. Поэтому тепловые потери в натуральных двигателях меньше и снижение скорости горения менее существенно.

Переходный период (с увеличением давления) вызывает изменение скорости горения со временем, так что скорость горения, определенная по уравнению (2), есть осредненная по времени скорость. Однако среднее давление, соответствующее найденной скорости горения, отлично от осредненного по времени значения [6, 7]. Отказ от учета этого фактора при анализе результатов измерений вводит погрешность, эквивалентную масштабному фактору 0,996 при испытаниях с типичным переходным периодом (по давлению) заряда с толщиной свода 12 мм при равновесной скорости 12 мм/с при $p = 7$ МПа. Ошибка увеличивается с ростом номинального уровня давления или скорости горения, и этот эффект усиливается при непостоянстве давления, обусловленном конструкцией заряда или эрозией сопла. Далее эта ошибка будет проанализирована при обсуждении результатов измерений.

В режиме стационарного горения подповерхностный запас тепла однозначно связан с градиентом температуры в топливе. Вещество, контактирующее с зарядом топлива, имеет другое значение температуропроводности, и когда тепловая волна достигает разрыва, ее характеристики и скорость горения меняются. Если топливо соединено с субстратом — теплоизолятором (каковыми являются многие прокладочные материалы), запас тепла в волне горения увеличивается и непосредственно перед погасанием наблюдается экспоненциальный рост скорости горения («завиток Фридмана») [2]. Аналогичное явление имеет место вблизи момента погасания топлива при отсутствии бронирования или теплоизоляции противоположных сторон топливного образца, а также в двигателях с зарядом, имеющим звездообразный внутренний канал. Это явление изучено не в такой степени, чтобы характеризовать его влияние на масштабный фактор более определенно. Эффект изменяется в зависимости от

состава топлива при относительно постоянных значениях скорости горения и давления, и его влияние на скорость и давление обычно составляет $5 \div 10$ %, когда продолжительность переходного процесса равна ≈ 10 % времени горения. В этих условиях можно ожидать, что значение абсолютного масштабного фактора составит 1,003. Однако в предельных случаях могут наблюдаться 25 %-е изменения скорости горения и времени перехода. Когда материал облицовки теплопроводный, как в случае, когда заряд топлива связан с металлической оболочкой, наблюдается обратная ситуация: скорость горения уменьшается («обратный завиток Фридмана»). Если топливо находится в корпусе из мягкой стали толщиной 6 мм, скорость горения в начале погасания уменьшается на 5 % (при времени переходного процесса, равного $5 \div 10$ % времени горения). В этом случае абсолютный масштабный фактор равен 0,998. Топливо, однако, обычно гаснет в процессе снижения давления, перед тем как выгореть полностью. При этом на каждой стороне бочкообразного заряда остается тонкий слой топлива, масса которого составляет ≈ 1 % начальной массы топлива. Это соответствует уменьшению на ≈ 1 % действительной толщины свода сгоревшего топлива по сравнению со средней толщиной свода деформированного образца, что эквивалентно значению масштабного субфактора $\approx 1,01$.

Градиенты состава

В смесевых топливах неизбежны градиенты концентрации на границах отлитых или вырезанных зарядов, поскольку дискретные частицы, содержащиеся в топливе, не могут быть размещены на границах так же, как и в объеме твердого тела. Непосредственно на границе из-за поверхностного натяжения состав топлива сильно обогащен горючим-связующим, поэтому здесь скорость горения очень мала. При небольшом удалении в глубь от границы концентрация крупных частиц уменьшена из-за взаимодействия с границей, так что состав обогащен более мелкими частицами. Соответственно, скорость горения здесь выше. Немного глубже локальное содержание компонентов соответствует составу образца, и скорость горения достигает номинального значения. Экспериментальные данные, относящиеся к данной проблеме, весьма скудны и содержат некоторые наблюдения о малом экспоненциальном

подъеме давления в конце горения при подходе горячей поверхности к стальному корпусу. В этом случае скорость горения обычно понижается. Давление также уменьшается, но непосредственно перед началом погасания оно немного повышается. Величина подъема давления в конце горения, обусловленного градиентами концентрации, составляет $\approx (2 \div 3)$ % при длительности этого процесса также около $2 \div 3$ %. Предполагая, что этот процесс имеет место как в начале, так и в конце горения, получаем соответствующее значение субфактора, равное $\approx 1,0003$.

Очень малое значение этого субфактора, однако, обманчиво, поскольку оно выведено из испытаний образцов бочкообразной формы и затем осреднено по относительно большому диапазону толщин горящих сводов. Явление само по себе, в случае постоянной толщины горящего свода, может быть гораздо существеннее. Например, при зажигании волна горения проходит зону переменного состава топлива практически одновременно по всей поверхности заряда, что может соответствовать значению масштабного фактора $\approx 1,01$. Рассмотрим другой пример. Во многих топливах, содержащих 20 % и более очень крупных частиц окислителя (400 мкм), большие частицы в процессе литья топливной массы в корпус камеры сгорания стратифицируются вдоль границ потока вязкой жидкости. Влияние на скорость горения и давление проявляется в том, что в конце горения давление начинает пульсировать со слоевой частотой. Предполагается, что скорость горения замедляется посредине слоев больших частиц и увеличивается между слоями, где преобладают мелкие частицы. По-видимому, пульсации растут экспоненциально, достигая при погасании топлива амплитуды $30 \div 40$ % (от минимума до максимума) при длительности этого процесса $10 \div 20$ % полного времени горения. Похожие пульсации имеют место и в начале горения (с амплитудой до 50 %), затем они затухают, и длительность такого процесса составляет $10 \div 20$ % времени горения. Эти режимы показывают, что граничный эффект, связанный с распределением частиц внутри твердого топлива, сказывается на расстоянии, эквивалентном в сумме $7 \div 10$ диаметрам наибольших частиц.

Более общий характер носит образование градиентов состава в результате движения топливной массы в процессе литья. Напри-

мер, вариация скорости горения на отвержденных образцах, вырезанных из зарядов натуральных двигателей, достигает 15 %. Обычно крупные заряды твердого топлива изготавливаются методом «байонетной отливки», когда топливо транспортируется к литейной поверхности длинным шлангом, открытый конец которого находится непосредственно у нарастающей поверхности во избежание проникновения воздушных пузырей при падении и растекании топлива. Постулируется, что течение в шланге формирует пограничный слой, обогащенный, как уже обсуждалось ранее, крупными частицами, и поток на выходе из шланга соответственно обогащен более мелкими частицами в центре. Затем эта структура течения, обогащенного мелкими частицами (большая скорость горения) в центре и обогащенного крупными частицами (меньшая скорость) на периферии, «передается» заряду ламинарным потоком. Вероятно, существует некоторый количественно неизвестный эффект «масштабного фактора» для крупного заряда, поскольку скорости горения локально различных топлив (в результате наличия градиентов состава) вряд ли усредняются точно.

Помимо «байонетной отливки» заряды модельных двигателей могут быть получены с помощью «донной отливки» или «погружной отливки».

В случае «донной отливки» подающий шланг подсоединяется к днищу двигателя и топливо нагнетается в кольцевой зазор между иглой, расположенной в центре, и корпусом. В этом потоке пограничный слой с большими частицами будет развиваться на обеих (внутренней и внешней) поверхностях, а более мелкие частицы находятся в центре кольцевого зазора. На временной диаграмме давления в этом типе двигателей обычно наблюдается «горб» вблизи середины процесса горения: кратковременное возрастание давления на 2 ÷ 5 %. В случае, когда измеренное значение скорости горения вместе с временной зависимостью давления для этого типа двигателя используется для расчета экспериментальной зависимости массового расхода от длины сгоревшей части заряда, результирующая кривая имеет заметно большую кривизну, чем предсказанная на основе геометрии заряда и принятого уравнения для скорости горения. Различие между рассчитанной по экспериментальным данным и теоретической зависимостями указывает на непосто-

янство скорости горения по толщине горящего свода в пределах $\pm(2 \div 5)$ %. Однако абсолютное значение этого фактора неизвестно.

В методе «погружной отливки» несколько большее, чем требуется, количество топливной массы заливается в корпус с закрытым дном. После того как топливо достигнет дна, в центр корпуса вводится игла, осторожно устанавливаемая в центровочное отверстие на дне и одновременно фиксируемая обоймой наверху. При установке иглы искажаются градиенты, которые могли быть в исходной плавке. В частности, обогащенное мелкими частицами топливо удаляется из центральной зоны, и в последующем течении имеется тенденция к существенно меньшим градиентам. Экспериментальные кривые массового расхода в целом идут на 1 % ниже предсказанных. Причем их кривизна почти такая же, как и у расчетных кривых, за исключением небольшого s-образного участка вблизи средней точки. Отклонение 1 % соответствует значению масштабного субфактора 1,01, однако неизвестно, какая его часть связана с градиентами состава топлива, поскольку в эту величину включено и влияние нескольких других факторов. Поскольку соответствие между предсказанными и экспериментальными значениями массового расхода в этом случае улучшено, считается, что «погружная отливка» уменьшает масштабный фактор, а также разброс данных между двигателями. По этой причине «погружная» методика иногда используется и для натуральных двигателей.

В случае натуральных двигателей один и тот же шланг (или шланги) обычно используется для последовательных порций смеси, если двигатель большой, или для наполнения нескольких двигателей из одной мешки. В этих условиях течение в шлангах полностью сформировано в начале процесса, так что основная часть потока топливной массы приходится на течение с равновесными пограничными слоями на стенках шлангов. Большая часть топлива на выходе из шлангов имеет состав основной массы, однако в поперечном сечении наблюдается расслоение. С другой стороны, топливо для модельных двигателей или для получения крупной отливки для исследований берут из отдельного шланга в начале или конце процесса литья большой порции смеси. При этом топливо в шланге выдавливается к одному концу шланга в несколько модельных двигателей и образ-

цов. Это течение не является больше полностью развитым, а имеет форму переходного течения. Когда масса в шланге выдавливается с одного конца, пограничный слой также «выталкивается». Можно ожидать, что топливо, вытесненное к концу шланга в момент его опорожнения, содержит значительно больше крупных частиц. Увеличение содержания грубых частиц в модельных двигателях приводит к некоторому снижению скорости горения (масштабный фактор меньше единицы). Это позволяет объяснить часть данных, согласно которым скорость горения в модельных двигателях меньше, чем в натуральных. Однако прямые данные, необходимые для проверки этой концепции, отсутствуют.

Градиенты состава могут также возникнуть из-за миграции пластификатора, катализатора или, возможно, других ингредиентов вблизи границ отвержденного образца топлива. В опубликованных данных содержатся сведения о росте кристаллов ферроцена на свободной поверхности и о миграции пластификатора вблизи наружной поверхности заряда, соприкасающейся с границами плавки, в направлении от непластифицированного теплоизолирующего покрытия. Влияние этих факторов на масштабный фактор неизвестно.

Пульсации давления

В общем случае пульсации давления не оказывают систематического влияния на скорость горения в конкретном модельном двигателе. Однако пульсации давления в индивидуальном эксперименте могут изменить скорость горения (в присутствии пульсаций) довольно сильно. Следовательно, влияние пульсаций давления проявляется не в виде общего масштабного фактора, а, скорее, в виде разброса данных для различных двигателей.

Теория горения указывает, что процесс горения сам является частотно-чувствительным и в определенных условиях может быть внутренне нестабильным [8]. Теория неустойчивости ракетных двигателей показывает, что акустические моды [9] и объемная мода [10] колебаний давления могут быть специфично неустойчивыми из-за частотной чувствительности процесса горения. Расширенная линейная теория устойчивости показывает, что любой нестационарный параметр горения (неакустической природы) или потока (в особенности, шум горения, турбулентность и вихри) также будет вызывать пульсации давления устойчивой моды [11, 12].

Представляется, что пульсации давления при горении в твердотопливных двигателях, вероятно, присутствуют на всех частотах, причем уровень пульсаций изменяется в пределах от 100 до 0,001 % от значения среднего давления. Для данной конструкции двигателя наблюдается тенденция к изменению амплитуды пульсаций обратно пропорционально содержанию частиц в продуктах горения. При использовании топлив с минимальной концентрацией дыма в продуктах горения имеется возможность получить большие пульсации давления, при содержании твердых частиц в продуктах горения до 1 ÷ 2 % наблюдается тенденция снижения пульсаций до среднего уровня, а в случае применения сильно металлизированных топлив обычно наблюдаются малые пульсации давления.

В случае, когда акустические пульсации влияют на среднюю скорость горения, эффект проявляется в увеличении скорости, что соответствует значению масштабного субфактора больше единицы. Конкретные условия, при которых акустические пульсации давления влияют на скорость горения топлива в двигателе, изучены недостаточно, но они включают увеличение амплитуд, бегущие волны и уменьшение скорости в канале. Детальный механизм включает нелинейную природу как процесса горения, так и акустических движений. В случае, когда скорость горения в твердотопливных модельных двигателях цилиндрической геометрии изменяется под воздействием акустических пульсаций, максимальный эффект наблюдается локально, в узлах и пучностях акустической волны. Если в этих областях сжигается больше топлива, горящая поверхность приобретает волнистость в соответствии с формой акустической моды. Эта волнистость сохраняется до погасания и вызывает появление волнистого изображения погасания на внутренней поверхности корпуса. Области с повышенной скоростью изображаются в виде колец или аксиальных линий на ожогах корпуса или между несгоревшими остатками топлива, тогда как при нормальном горении при погасании наблюдаются ожог в среднем сечении и остатки топлива с бочкообразными концами. Как побочный эффект, волнистость горячей поверхности увеличивает также вариацию эффективности толшины заряда и обычно удлиняет процесс погасания. Если этого не учитывать в анализе данных, появляется дополнительный масштабный субфактор со значением больше единицы.

Воздействие акустических колебаний на среднюю скорость горения обычно ведет к ее росту. Однако это не всегда так. В обширной серии экспериментов с топливами на основе октогена и/или гексогена с добавками свинцовых соединений, отличающихся пониженным дымообразованием, было надежно установлено двукратное отклонение (увеличение и уменьшение) скорости неравномерного горения в модельных двигателях при разных давлениях [13]. Первоначально предполагалось, что это явление связано с воспламенением, поскольку оно проявлялось сильнее всего в двигателях низкого давления с увеличенными соплами, а неравномерное горение наблюдалось исключительно на ранней стадии, и скорость горения в этот период была уменьшенной. Длительность неравномерного горения для различных составов в серии экспериментов изменялась на протяжении периода, равного $40 \div 75$ % времени горения при равновесном значении давления 3 МПа, который уменьшался до 15 % и ниже с ростом давления до 14 МПа. В процессе неравномерного горения наблюдались пульсации давления на различных высокочастотных акустических модах (выше 5 кГц). Исследование внутренней поверхности корпуса после огневых испытаний показывают, что изменение скорости горения согласуется с формой акустической моды. Испытания нескольких подобных двигателей показали почти идентичную картину несимметричного горения, что свидетельствует о существовании систематически воспроизводимого режима работы. Почти аналогичное неравномерное горение наблюдается в случае увеличенной длины корпуса (увеличение L^* в $10 \div 20$ раз), следовательно, параметр L^* исключается как переменная данной задачи. Переход от неравномерного горения к «гладкому» происходил достаточно резко и приблизительно при одной и той же скорости газового потока в канале заряда для разных двигателей. Неравномерное горение и пульсации давления были снижены на порядок путем уменьшения толщины горящего свода заряда (и скорости в канале). С зарядом первоначальной геометрии пульсации давления были уменьшены в 40 и более раз, а нерегулярное горение фактически устранено скруглением острых углов на конце заряда, устраняющим влияние скорости в канале как основной переменной. Последнее показывает, что вероятной причиной неустойчивости горения явля-

ются вихри [13]. Когда одно топливо впервые было испытано в натурном двигателе, относительный масштабный фактор оказался равен $\approx 1,05$, тогда как обычное значение масштабного фактора $\approx 0,95$ для использованного модельного двигателя с другими топливами и для натуральных двигателей. В натуральных двигателях также наблюдались высокочастотные пульсации, которые в конце концов были подавлены введением в топливо $1 \div 2$ % (по массе) добавок. Исследование сопла натурального двигателя после огневого испытания показало отложение атомарного свинца в сужающейся части, пространственно соответствующей звездообразной форме заряда во время ранних пульсаций давления. Случаи увеличенной скорости горения при нерегулярном горении в модельных двигателях могли быть обусловлены различными нелинейными механизмами, обычно связанными с акустическим воздействием. Однако отложения свинца в форме звезды указывают, что понижение скорости горения, возможно, является результатом акустических перемещений, уносящих катализаторы, подвижные на горячей поверхности, что изменяет нормальные процессы горения.

Лабораторные эксперименты показывают, что на зависимости скорость горения — давление для прессованных образцов перхлората аммония (ПХА) наблюдается резкое уменьшение скорости при $p = 15$ МПа с очень высоким значением показателя при дальнейшем увеличении давления. Такой характер зависимости объясняется изменением механизма, контролирующего скорость горения [14]. Скорости горения топлив на основе ПХА в целом следуют той же тенденции, показывая, что изменения механизма имеют место и в реальных топливах. Разброс данных для таблеток ПХА приблизительно удваивается в области понижения скорости горения. Последнее приводит к предположению, что переход от одного доминирующего механизма к другому может быть очень чувствителен к изменению условий протекания процесса и поэтому, возможно, очень чувствителен к пульсациям давления. Данные по скоростям горения таблеток других чистых окислителей (HMX, RDX, ADN, HNF и CL20) при некоторых значениях давления также имеют аномальный разброс. Это наводит на мысль, что для всех топлив существуют диапазоны давления и температуры, в которых стационарные значения скорости горения будут зна-

чительно изменяться в присутствии пульсаций давления.

Объемная мода пульсаций давления появляется как реакция на флуктуации пространственно осредненной генерации массы (шум горения) или на флуктуации расхода через сопло, когда области пониженного давления, связанные с турбулентностью или вихрями, вытесняются через сопло. Хотя объемная мода пульсаций существует при всех частотах возмущающих функций, наибольшие амплитуды колебаний давления наблюдаются на частотах ниже наименьшей частоты акустической моды. В результате взаимодействия объемной моды с частотно-зависимым процессом горения при некоторой низкой частоте могут появиться пульсации с большой амплитудой (этот режим обычно называют L^* -неустойчивостью). Взаимодействие может быть неустойчивым, так что амплитуда сильно увеличивается, и это ведет к затуханию и (или) к «чиханию». Но в большинстве модельных двигателей взаимодействие носит устойчивый характер, и в результате действия шума горения и возмущений характеристик потока возникают лишь малые пульсации. Однако взаимодействие имеет место в начале подъема давления и частично ответственно за воспламенительный пик в начале равновесного режима работы двигателя. В обеих ситуациях (L^* -неустойчивость или пик давления при воспламенении) из-за нелинейности процессов горения весьма маловероятно, что осредненная скорость горения будет той же самой, что и рассчитанная по равновесному состоянию. Вероятно, влияние пульсаций объемной моды на масштабный фактор варьируется от двигателя к двигателю при последовательных испытаниях данного топлива при разных давлениях в соответствии с интенсивностью L^* -взаимодействия. Расчет кривых генерации массы газа с использованием экспериментальной диаграммы горения для двигателей с «погружной отливкой» дает значение абсолютного масштабного фактора $\approx 1,01\%$, которое слегка изменяется с относительной высотой воспламенительного пика. Однако, как отмечалось при обсуждении «погружной отливки», этот результирующий масштабный фактор включает влияние нескольких одновременно протекающих процессов, так что субфактор, соответствующий конкретно пику воспламенения, неизвестен.

2. АНАЛИЗ ДАННЫХ ПО СКОРОСТИ ГОРЕНИЯ

Измерение скорости горения в модельном двигателе проводится на основе анализа зависимости давления от времени, как это показано на рис. 1. Эксперимент обычно начинается с подачи тока в небольшой инициатор, который поджигает пиротехнический воспламенитель. Спустя некоторое время газы от воспламенителя повышают давление в двигателе (момент t_A на рис. 1 — начало работы двигателя). Несколько позднее, когда поверхность топлива получит достаточное количество тепла и топливо само начнет гореть (t_B), давление в двигателе начинает быстро расти и достигает равновесного значения. Горение продолжается при равновесном давлении вплоть до погасания (t_E), после чего давление падает до атмосферного в конце работы двигателя (t_F). Задача анализа данных состоит в обнаружении и определении моментов начала и конца горения, что необходимо для расчета скорости горения по уравнению (2). Кроме того, необходимо определить толщину сгоревшей части заряда и минимизировать влияние различных (свойственных процессу) факторов на работу двигателя.

В соответствии с перечнем проблем, обсуждавшихся выше, для каждой установки, где проводятся измерения скорости горения, имеется своя собственная система определений для

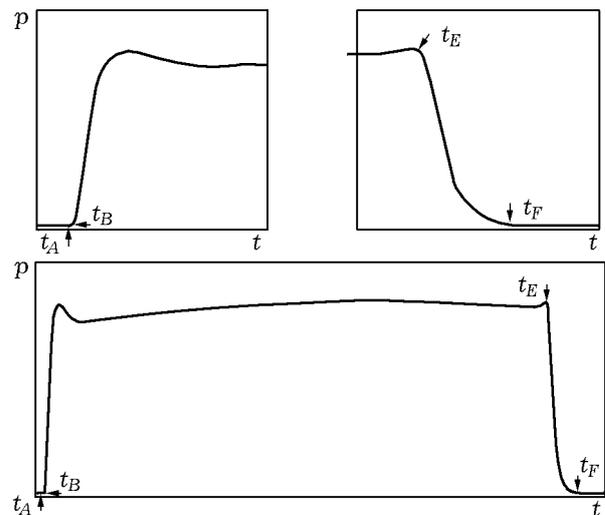


Рис. 1. Пример зависимости давления от времени:

t_A, t_F — начало и окончание работы двигателя,
 t_B, t_E — начало и окончание горения

учета эффектов, которые считаются наиболее важными. Далее, большая часть исследований была сделана в «докомпьютерный период», так что характеристики процесса часто находили простыми графическими методами, которые легко выполнялись вручную. Эти методы были внедрены в компьютерную обработку данных и для простоты модифицированы. Таким образом, определения характеристических величин на различных установках различны, и поэтому различна интерпретация одних и тех же исходных данных. Как результат, на каждой установке разработан свой собственный «масштабный фактор» на основе различных определений и процедур.

Ниже представлена единая система определений для анализа экспериментальных данных, которая совместима с базовыми уравнениями, описывающими работу простого по конструкции ракетного двигателя. Определения объединены в процедуру, которая учитывает непостоянство давления в процессе горения, вариацию средней толщины свода заряда из-за усадки и особенностей производства, вариацию толщины свода заряда вдоль поверхности горения, а также переменность показателя степени при давлении.

Определение характерных моментов времени

При вычислении скорости горения как средней толщины заряда, сгоревшего в единицу времени, требуется знать время горения t_b , определенное по начальной и конечной точкам процесса:

$$r_b = \frac{\tau_b}{t_b} = \frac{\tau_b}{t_E - t_B}. \quad (5)$$

Определение моментов начала (t_B) и окончания (t_E) горения обсуждается ниже.

Начало горения. Начало горения традиционно определялось как момент времени, когда давление в двигателе превышает некоторый заданный уровень. Заданный уровень иногда определялся как некоторое произвольное абсолютное давление, но чаще — как произвольная доля режимного давления двигателя. Однако, будучи выбранным произвольно, заданный уровень давления был слабо связан с физикой работы двигателя и потому вносил некоторую ошибку в изменения скорости горения.

Введенное ниже определение начала горения согласуется с физическим поведением двигателя в период работы типичного воспламенителя. Это определение несовершенно, однако

предполагается, что это не столь существенно и, по крайней мере частично, компенсируется соответствующими мерами в общей процедуре определения скорости горения.

Обычные воспламенители для небольших двигателей состоят из возбуждаемого электричеством инициатора, вспомогательного и основного зарядов. Вспомогательный и основной заряды — это небольшие таблетки пиротехнического вещества, очень маленькие для вспомогательного и несколько больше — для основного заряда. Инициатор поджигает вспомогательный заряд, тот, в свою очередь, поджигает основной заряд, и поток продуктов горения воспламенителя поджигает топливо в двигателе. Воспламенитель, испытанный в инертном двигателе, вызывает быстрый рост давления, затем давление начинает постепенно падать, пока не достигнет уровня давления окружающей среды. Иногда могут наблюдаться два пика давления, но более типично наличие одного пика. Давление после достижения максимума, как правило, монотонно убывает, поскольку воспламенительные таблетки горят с поверхности, а общая площадь горящей поверхности с момента поджига уменьшается монотонно, если таблетки поджигаются одновременно.

Аналогичный процесс происходит и в случае, когда воспламенитель используется для иницирования горения в двигателе, однако здесь в некоторый момент происходит воспламенение основного заряда топлива и дополнительный поток массы вызывает рост давления в двигателе. Понимание основных закономерностей поведения воспламенителей позволяет сформулировать определение воспламенения, приемлемое для большинства конструкций двигателей и воспламенителей.

- Начало горения t_B — это средняя точка временного интервала, непосредственно предшествующего первому заметному росту dp/dt на кривой непрерывного роста давления вплоть до равновесного значения.

На рис. 2 показана фаза воспламенения в модельном двигателе с помощью воспламенителя «средней мощности». Начало горения t_B определено как минимум dp/dt в начале фазы основного роста давления. Воспламенение топлива в действительности может начаться несколько раньше, но оно не может быть опре-

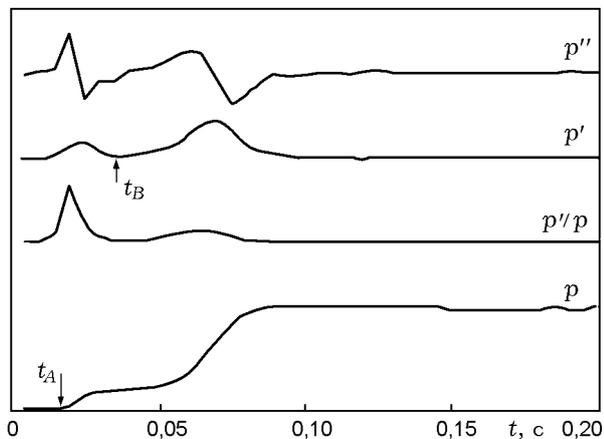


Рис. 2. Диаграмма стадии зажигания:

t_A — начало работы двигателя, t_B — начало горения

делено точнее без более подробных сведений о работе воспламенителя. Однако топливо определенно уже начинает гореть, когда начинается основной рост давления. Обычно ошибка из-за неопределенности момента начала горения мала, поскольку в этот момент давление небольшое. Ошибка частично компенсируется в расчетах связанного (характеристического) давления, о чем будет сказано ниже.

Хотя начало горения для данного двигателя определено по минимуму dp/dt , часто это правило неприменимо из-за различия в конструкции воспламенителя. В случаях относительно мощных воспламенителей или легковоспламеняющихся топлив воспламенение может начаться раньше, чем показано на рис. 2. При возрастании мощности воспламенителя продолжительность короткого плато на кривой давления уменьшается, а минимум dp/dt смещается по времени вперед до тех пор, пока не совпадет с началом работы двигателя. В этот момент больше не существует математического «минимума», а просто наблюдается первый заметный рост dp/dt . При уменьшении относительной мощности воспламенителя минимум смещается в сторону увеличения времени, пока в конечном итоге не окажется в конце работы воспламенителя и давление в камере сгорания не уменьшится до давления окружающей среды. При работе со столь слабыми воспламенителями начало горения топлива может произойти через несколько секунд или даже минут после окончания работы воспламенителя. В предельном случае слабого инициирования устойчивое горение топлива может не реали-

зоваться. Всякий раз в случае относительно слабого воспламенителя, не обеспечивающего поджигание топлива до окончания его работы, рост давления в начале горения не сопровождается появлением минимума dp/dt , а момент начала горения определяется первым заметным ростом dp/dt .

Очень слабый воспламенитель вообще нежелателен из-за риска не зажечь топливо. В большинстве случаев используют средние и сильные воспламенители, так что быстрому росту давления предшествует очень короткое плато или плато вовсе отсутствует. Сила или слабость воспламенителя больше проявляются в том, как хорошо газы воспламенителя проникают к поверхности горения, а не в том, как высоко они поднимают давление в камере сгорания. К примеру, при использовании воспламенителей, обеспечивающих уверенное зажигание в двигателях, рост давления в камере составляет $10 \div 15$ %. Более сильные воспламенители вызывают появление большего начального пика давления, что либо является динамической реакцией процесса горения, либо вызвано увеличенным массовым расходом от воспламенителя. Поскольку это увеличивает длительность стартовых переходных процессов и их влияние на масштабный фактор, необходимо быть осторожным в выборе воспламенителей и использовать «относительно слабые», которые вместе с тем обеспечивают надежное зажигание основных применяемых топлив.

Некоторые топлива воспламеняются трудно. Обычно в этом случае применяют более мощные воспламенители или же используют сопловые заглушки либо разрывные диски, что гарантирует зажигание топлива раньше, чем поток газа начнет вытекать из сопла. Однако не всегда проблема возникает именно из-за зажигания. Для некоторых нитраминных топлив, например, существует область давлений ниже 7 МПа, в которой показатель в законе горения очень большой (много больше единицы), и устойчивая работа двигателя в этих условиях просто невозможна. Короткое время двигателя работает при уменьшающемся давлении и затем гаснет. Хотя введенное выше определение начала горения t_B справедливо и для двигателей с очень сильными воспламенителями или сопловыми заглушками, ошибка, связанная с неопределенностью момента действительного зажигания, будет увеличена из-за включения эффектов высокого давления.

Окончание горения. В реальных двигателях погасание, вероятно, не будет мгновенным из-за несовершенства изготовления, а также из-за термической деформации литого заряда топлива, прочно скрепленного с корпусом двигателя. Следовательно, погасание, скорее, нужно рассматривать как процесс конечной длительности.

Исторически большинство определений времени погасания были, в сущности, аппроксимациями начала процесса погасания. В течение многих лет определение момента окончания горения было основано на графических методах аппроксимации положения излома на кривой давления в конце равновесного горения, если только эта кривая не была сглажена различными переходными процессами. Начиная с 1980 г. возрос интерес к определению окончания горения на основе производной от давления [15, 16]. Систематическое исследование поведения производной при горении идеализированного двигателя показало, что начало и окончание процесса погасания могут быть определены в терминах величины производной [4]. Ниже обсуждаются результирующие определения, основанные на производной от давления.

Для получения данных, моделирующих работу двигателей, была использована программа [5], основанная на уравнениях сохранения (тепловые потери не учитывались; предполагалось, что зажигание и установление равновесной скорости горения происходят мгновенно). В расчетах моделировалось горение внутренней поверхности полого цилиндра, при этом смещение центрального отверстия рассматривалось как переменная величина. В результате расчетов была определена зависимость давление — время для базового режима работы двигателя, и эксцентриситет в данных расчетах служил аналогом изменения толщины топлива.

Пример расчета приведен на рис. 3, где показано изменение производной давления в процессе завершения работы двигателя. В конце горения на кривой давление — время можно выделить пять областей: равновесное горение, процесс погасания, звуковая продувка, дозвуковая продувка и период «без течения». В расчетах начало области «без течения» соответствует моменту времени, когда из-за малого разрешения расчет прекращается (при давлении, превышающем атмосферное на 7 Па). В ре-

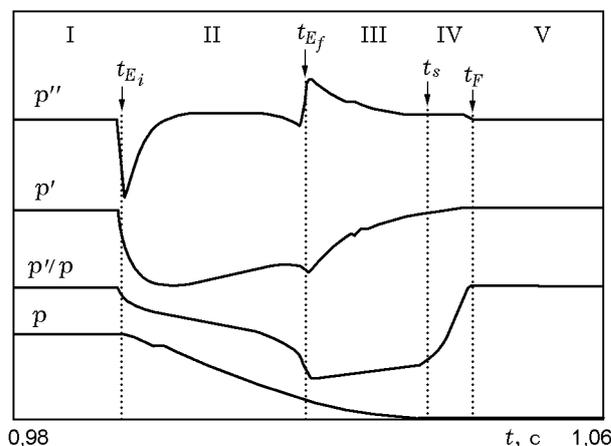


Рис. 3. Изменение производных в примере численного моделирования работы двигателя:

области: I — равновесное горение, II — погасание, III — звуковое истечение из сопла, IV — дозвуковое истечение, V — течение отсутствует; t_{E_i} , t_{E_f} — начало и конец погасания, t_s — переход от звукового к дозвуковому режиму течения в сопле, t_F — конец работы двигателя

альных двигателях режим «без течения» наступает при давлении, близком к указанному выше значению, когда поток начинает разрушаться и наблюдается двухнаправленное течение из-за градиентов температуры и действия подъемной силы в направлении поперек потока. Результаты моделирования получены с использованием точного значения толщины сгоревшего топлива, что позволило детально исследовать процесс погасания. Прерывистое изменение наклона на зависимости площади горячей поверхности от толщины сгоревшего заряда в момент погасания* вызывает появление сильного «отрицательного скачка» второй производной давления в область отрицательных значений. Подобная прерывистость в конце погасания вызывает и появление «положительного скачка» второй производной давления в область положительных значений. На рис. 4 показано характерное поведение второй производной давления для широкого диапазона эксцентриситетов, за исключением нулевого значения (мгновенное погасание). В последнем случае отрицательный и положительный скачки второй производной сливаются в отрицательную импульсную функцию между характеристическими точками погасания. В результате начальный период погасания исчезает и существует только область окончательного по-

*В случае заряда со смещенным центральным отверстием (примеч. переводчика)

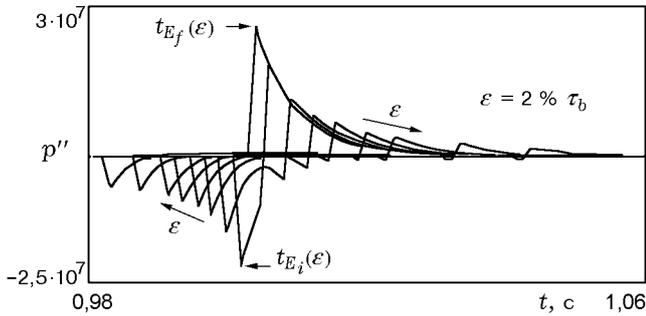


Рис. 4. Вторая производная давления в фазе погасания:

ϵ — параметр несоосности канала заряда

гасания. Эти наблюдения приводят к определению двух характеристических времен погасания.

- Начало погасания t_{E_i} — средняя точка шага по времени в момент, непосредственно предшествующий резкому падению d^2p/dx^2 в область отрицательных значений в период продувки после окончания равновесного горения топлива.
- Окончание погасания t_{E_f} — средняя точка шага по времени в момент, непосредственно предшествующий резкому подъему d^2p/dx^2 в область положительных значений в конце равновесного режима работы двигателя.

Наличие двух измеряемых времен погасания позволяет использовать технику осреднения (обсуждаемую в дальнейшем), которая компенсирует большую часть ошибки, обусловленной немгновенностью погасания.

Недостатком определений, основанных на производных, является то, что вычисление производных усиливает любой шум в записи экспериментальных данных. Шум в зависимости $p(t)$ — это комбинация электрического шума и ошибки отбрасывания или шума оцифровки в аналого-цифровых преобразователях. Для хорошо экранированных и хорошо заземленных инструментальных систем электрический шум легко можно снизить до 0,04 % значения давления. Путем тщательной настройки усиления для 12-битового аналого-цифрового преобразователя можно уменьшить эффект «обрезания» (или ошибку разрешения) до 0,02 % среднего давления и в дальнейшем снизить это значение в восемь раз с использованием 16-битового АЦП.

Для данных со столь низким уровнем шумов шум в производных удается существенно снизить с помощью незначительной фильтрации.

В известном смысле вычисление производной, само по себе, есть фильтр. Поэтому необходимо соблюдать осторожность, чтобы избежать дополнительного шума или искажений, появляющихся в случае, когда фильтрующая система вносит искажения в дискретный поток данных.

Эксперименты с фильтрацией [17] показали, что

- фильтрация ведет к смещению, снижению и уширению максимумов,
- центрированные фильтры в наименьшей степени смещают максимум и лучше подавляют шум,
- во избежание смещения можно объединить фильтры со смещениями вперед и назад.

Фильтры низкого порядка лучше подавляют шум. Работа по выработке рекомендаций для фильтрации сигнала продолжается. В настоящее время представляется весьма вероятным, что простой фильтр среднего качества подходит для обработки полиномиальных производных второго порядка с «шумовой» ошибкой на уровне $\pm 0,05$ %.

Расчеты, выполненные для обоснования введенных определений, могут быть также использованы для анализа прежних определений погасания, основанных на производных. Например, из рис. 3 следует, что критерии Бримхолла (минимум первой производной [15]), Ривкина (минимум второй производной [16]) игнорируют существование двух минимумов.

Приняв, что критерий Бримхолла соответствует большему по величине пику производной, получим, что больший по модулю минимум соответствует окончанию погасания при малом эксцентриситете. Однако в случае, когда эксцентриситет увеличен, ранний пик, соответствующий началу погасания, становится больше. Такая вариация критерия Бримхолла при немгновенном погасании вызовет появление систематического масштабного субфактора или разброс при обработке данных.

Критерий Ривкина (основанный на большем пике) это почти то же самое, что и определение времени t_{E_i} , поскольку больший пик появляется всегда, когда моменты начального и конечного погасания различны.

Критерий Ривкина вообще перестает работать в предельном случае, когда два отрицательных пика сливаются в одну импульсную функцию. В проведенных расчетах единственное различие критерия Ривкина и определения для времени t_{E_i} состоит в том, что критерий Ривкина соответствует моменту достижения минимума на кривой давления, а время t_{E_i} определяется на временном шаге, предшествующем минимуму второй производной. Однако это различие становится существенным в применении к реальным данным, поскольку методика Ривкина не учитывает влияния разрывов в массиве отфильтрованных данных или искажений, вызываемых фильтрацией, что должно учитываться при обнаружении разрывов. Кроме того, значения давления записываются датчиком с конечной (и часто низкой) частотной характеристикой, что также действует как фильтр. В результате сглаживается ход зависимости до и после скачкообразного изменения производной. Поэтому критерий Ривкина дает более позднее время погасания и соответственно более низкую скорость горения, что эквивалентно значению масштабного субфактора меньше единицы.

Определение толщины заряда

Вычисление средней скорости горения как толщины заряда, сгоревшего в единицу времени, требует определения толщины горящего свода заряда, входящей в уравнения (2) и (5).

В прошлом за толщину горящего свода заряда обычно принимали проектный размер. Однако в действительности средняя толщина заряда в конкретном двигателе при конкретной температуре меньше расчетной из-за усадки топлива. Кроме того, средняя толщина заряда в двигателе одной конструкции может варьироваться из-за различия размеров оборудования, применяемого при изготовлении конкретного мотора. Использование расчетной толщины ведет к ошибке из-за усадки в пределах $3 \div 10$ % в зависимости от конструкции двигателя, типа топлива и температуры. Ошибка, связанная с различием оборудования, увеличивает разброс данных на $0,1 \div 0,5$ %, но она может возрасти, возможно, еще на $0,5$ % в зависимости от того, насколько точно контролируемый допуск близок к середине интервала допусков.

В данном параграфе обсуждается компенсация эффектов усадки и различия оборудования. Влияние деформации и смещения оборудования будет рассмотрено ниже.

Чтобы скорректировать размеры изготовленного заряда, необходимо провести соответствующие измерения для каждого двигателя. Такие измерения выполняются на некоторых стендах, но они не стандартизованы, и результаты измерений часто не используются, даже если они и известны.

Для заряда в виде полого цилиндра необходимо определить следующие размеры:

- внутренние диаметры d_{B_i} и d_{B_f} — измеренные внутренние диаметры заряда в снаряженном двигателе при температуре эксперимента в сечениях, соответствующих номинальной начальной и конечной точкам процесса погасания;
- внешние диаметры d_{E_i} и d_{E_f} — измеренные внутренние диаметры стенки корпуса или остатков топлива, облицовки, изоляции при температуре эксперимента в сечениях, соответствующих номинальной начальной и конечной точкам погасания.

Для прочно скрепленного с корпусом перфорированного цилиндрического заряда топлива, горящего по внутренней поверхности, начальная точка погасания «номинально» расположена посредине цилиндрической части заряда. Конечные точки погасания (две) номинально находятся на расстоянии одной толщины горящего свода от внешних концов заряда, исключая любые гребни и фаски, остающиеся на стенках корпуса в процессе заливки или обрезки концов заряда. Таким образом, чтобы избежать повторных измерений (поскольку действительная толщина в точке погасания заранее неизвестна), для нахождения сечения окончательного погасания рекомендуется использовать расчетную толщину заряда. Это приведет к очень малой ошибке, которой в большинстве случаев можно пренебречь.

Сечения, где проводятся измерения, схематически показаны на рис. 5. Для зарядов с закругленными концами точки погасания будут теми же, но для определения положения точек погасания для заряда с внутренними фасками необходимо вносить поправку. Для асимметричных и конусных зарядов, а также зарядов с некруглым поперечным сечением (часто используемых в натуральных двигателях) точки погасания сложно определить и требуется проведение соответствующих экспериментов или теоретических расчетов деформации зарядов (или то и другое вместе).

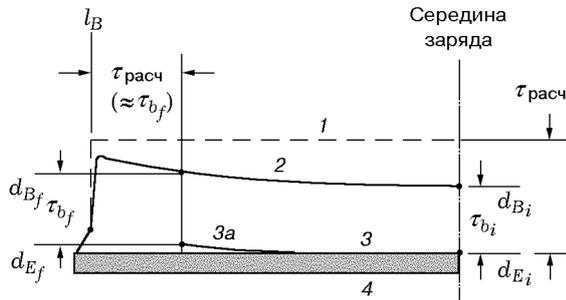


Рис. 5. Схема цилиндрического заряда:
 1 — расчетная поверхность, 2 — деформированная поверхность отвержденного заряда перед экспериментом, 3 — выгоревшая поверхность с возможными остатками топлива (3а), 4 — оболочка корпуса

Полученные результаты должны быть осреднены по трем измерения (со смещением на 120°), чтобы исключить эффект овальности. При измерениях после сгорания образца необходимо соблюдать осторожность, чтобы избежать попадания в области, где нормальный процесс горения был искажен присутствием пустот в топливе или отсутствием сцепления между топливом и корпусом. Однако в двигателях с картиной погасания, указывающей на тангенциальную «волнистость» (вызванную увеличением скорости горения из-за акустических колебаний), измерения должны быть изменены таким образом, чтобы точки измерения поочередно находились на пиках и впадинах «волнистости».

Для симметричных зарядов, типичных для модельных двигателей, измерения двух конечных положений места погасания должны осредняться, чтобы минимизировать ошибку измерений. В случае асимметричных зарядов конечная точка погасания соответствует положению наибольшей средней толщины горящего свода заряда. Для конструкций заряда с сильной асимметрией может оказаться возможным определить промежуточные акты погасания для получения дополнительных данных по скорости горения.

С использованием измеренных диаметров можно вычислить толщину заряда в двух точках, а также среднюю толщину горящего свода:

$$\tau_{b_i} = \frac{d_{E_i} - d_{B_i}}{2}, \quad \tau_{b_f} = \frac{d_{E_f} - d_{B_f}}{2}, \quad (6)$$

$$\bar{\tau}_b = \frac{\tau_{b_i} + \tau_{b_f}}{2}.$$

Эти определения средней толщины горящего свода зависят от измерений размеров заряда. Последние могут вносить ошибки, если выполнены недостаточно тщательно. Основная проблема состоит в том, что топливо — относительно мягкий материал, поэтому измерения должны быть сделаны при очень слабом надавливании, чтобы избежать локальной деформации топлива.

Оценка средней толщины (6) не содержит осреднения по длине заряда, это только среднее значение толщины горящего свода для начального и конечного моментов погасания. Это приводит к небольшой ошибке, которая специально «предназначена», чтобы избежать подобной ошибки в поправке на немгновенное погасание, обсуждаемой ниже.

Определение давления, связанного со скоростью горения

Зависимость скорости горения от давления для инженерных задач может быть представлена простым степенным законом $r = ap^n$ с постоянным коэффициентом a и переменным показателем n , меньшим единицы. Измеренная средняя скорость — это осредненная по времени левая часть закона скорости. Если измеренные значения скорости и давления согласуются между собой и характеризуют закон горения, должно быть определено соответствующее значение давления, связанное с измеренной скоростью, согласующейся с осредненной по времени правой частью закона горения [6, 7].

В предшествующих исследованиях почти всегда давление, связанное с измеренной средней скоростью горения, отождествлялось с осредненным за время горения значением давления. Для двигателей с почти «нейтральным» изменением давления это вносит ошибку в масштабный фактор от 0,1 до 0,2 %, что обычно считается несущественным. Однако при отсутствии постоянства давления, а также при наличии дефектов топлива, эрозии сопла и в случае больших значений L^* ошибка может быть более существенной. Дефекты топлива (такие, как пустоты или неприлегание к оболочке), в частности, увеличивают стандартное отклонение в измерениях скорости горения, если ошибка не исправлена.

Ошибка очень просто может быть устранена путем интегрирования правой части уравнения для скорости горения. В результате получаем определение осредненного по скорости

давления p_{nb} :

$$p(r_b) \equiv p_{nb} = \left(\frac{1}{t_b} \int_{t_b} p^{n(p)} dt \right)^{1/n(p_{nb})}. \quad (7)$$

Для вычисления p_{nb} необходимо знать значение показателя степени n . Эта величина может быть известна из предшествующих экспериментов с тем же топливом, или же может быть получена из анализа данных для нескольких двигателей с тем же топливом путем итерационных расчетов (этот вопрос будет обсуждаться в дальнейшем).

Использование значения $p(r_b)$ означает введение поправки на отклонение от режима строгого постоянства давления в двигателе. Поскольку основной вклад в эту ошибку для относительно «нейтральных» кривых давления вносит переходный процесс начального роста давления в камере сгорания, использование $p(r_b)$ можно также рассматривать как учет влияния параметра L^* .

Поправка на базовое давление

Принятый критерий для натуральных двигателей включает требование, чтобы скорости горения, измеренные в модельных двигателях с тем же топливом, находились внутри заданного диапазона при некотором базовом давлении p_{ref} , которое обычно соответствует среднему давлению в натурном двигателе. Однако по многим причинам модельные двигатели почти всегда работают при давлении, отличающемся от желаемого. Измеренное в них значение скорости легко пересчитать на требуемое давление, используя соотношение скорость — давление в законе горения [18]:

$$r_{nb,ref} \equiv r_b \frac{p_{ref}^{n(p_{ref})}}{p_{nb}^{n(p_{nb})}}. \quad (8)$$

В предыдущих работах давление в знаменателе уравнения (8) принималось равным осредненному по времени значению. При этом ошибка за счет непостоянства давления в камере влияла на значение скорости горения при $p = p_{ref}$. Использование математически строго осредненного по скорости давления p_{nb} устраняет ошибку, обусловленную непостоянством давления и, следовательно, снижает разброс результатов и риск отбраковки двигателя на основе данных по скорости горения, полученных в ином диапазоне давлений.

Ниже поправка на базовое давление обсуждается в связи с проблемой устранения ошибки из-за немгновенности процесса погасания.

Поправка на конечную длительность процесса погасания

Из-за неидеальной формы заряда вследствие несоосности и овальности, допущенных при изготовлении, в модельном двигателе почти наверняка нельзя обеспечить условие мгновенности погасания. Обычно это ведет к появлению масштабного фактора, равного $1 \div 2\%$, и увеличивает стандартный разброс экспериментальных данных на величину $0,25 \div 0,50\%$ в том случае, если этот фактор не учитывается при анализе результатов измерений. В предшествующих работах наиболее часто использовалась поправка на конечность времени погасания, основанная на использовании определения скорости горения на основе баланса массы. Однако эта поправка включала ошибку из-за неучета массы газа в двигателе, который не может быть удален полностью.

Рассмотрим поправку на немгновенность погасания, не содержащую ошибки «запаса массы».

Ранее, при рассмотрении характерных времен, нами были введены определения для двух различных времен погасания, соответствующих началу (t_{E_i}) и окончанию процесса погасания (t_{E_f}), которые позволяют определить две независимые скорости горения:

$$r_{nb(p_{nb_i})i} = \frac{\bar{t}_b}{t_{E_i} - t_B}, \quad (9)$$

$$r_{nb(p_{nb_i})f} = \frac{\bar{t}_b}{t_{E_f} - t_B} \frac{p_{nb_i}^{n(p_{nb_i})}}{p_{nb_f}^{n(p_{nb_f})}}.$$

Давления p_{nb_i} и p_{nb_f} соответствуют началу и концу погасания.

Для определения обеих скоростей необходимо измерить среднюю толщину горящего свода заряда. Однако в случае, когда это сделать невозможно, необходимо использовать проектную толщину (при этом следует иметь в виду, что поправки на усадку и размеры оборудования не вводятся). Использование средних толщин (измеренных или расчетных) вносит ошибку в каждое значение r в (9), поскольку толщины свода сгоревшего топлива к двум моментам погасания не являются средними тол-

щинами образца. Однако ошибки в двух определениях скорости горения (9) противоположны по знаку и поэтому могут исчезнуть при осреднении:

$$\bar{r}_{nb(p_{nb_i})} = \frac{r_{nb(p_{nb_i})i} + r_{nb(p_{nb_i})f}}{2}. \quad (10)$$

Ошибки исчезают полностью, если зависимость поверхности горения от толщины свода нечетно-симметрична относительно средней. В случае смещения или наклона отверстия при изготовлении заряда зависимость поверхности от свода почти нечетно-симметрична, так что соотношение (10) исправляет эти неточности почти полностью. Зависимость поверхности от толщины свода в случае бочкообразной поверхности близка к четно-симметричной, в силу чего влияние этого фактора непосредственно не устраняется использованием уравнения (10). Однако измерения толщины свода заряда в (8) имеют ту же четную симметрию, что и зависимость для поверхности заряда, и если эту величину использовать в (9), компенсация погрешности будет почти полной.

Две независимые оценки для скорости горения можно превратить в оценку меры немгновенности погасания, которая содержит компоненты β и ε , ответственные за бочкообразность формы заряда и несоосность канала:

$$\frac{\beta + \varepsilon}{\bar{\tau}_b} = \frac{r_{nb_{ref_i}} - r_{nb_{ref_f}}}{2r_{nb_{ref}}}. \quad (11)$$

Если в (9) использована измеренная средняя толщина заряда, значение β известно, и это позволяет установить значение параметра ε :

$$\frac{\beta}{\bar{\tau}_b} = \frac{\tau_{bf} - \tau_{bi}}{2\bar{\tau}_b}. \quad (12)$$

Определенный таким способом параметр ε не очень достоверно характеризует действительную несоосность, поскольку он включает, по-видимому, значительный компонент, обусловленный уменьшением скорости горения в период погасания. Однако компоненты β и ε будут полезны для контроля качества и надежности измерений, а также для будущих измерений переходных процессов в двигателе.

На рис. 6 показаны результаты вычислений скоростей на основе уравнений (9), (10) для ряда моделируемых двигателей, с вариацией параметра несоосности (смещение отверстия) ε в диапазоне от нуля до 4 % толщины горящего

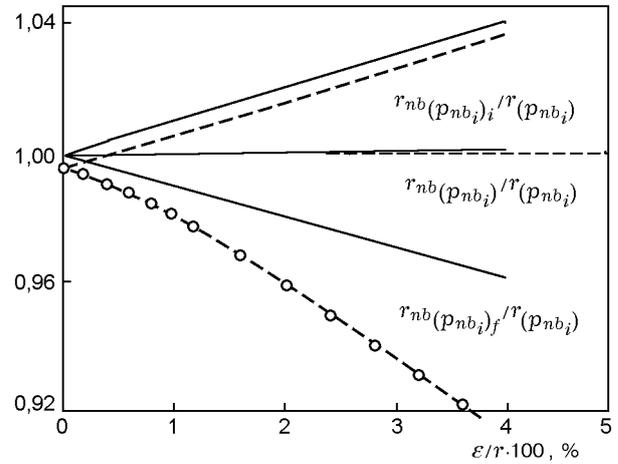


Рис. 6. Отношение измеренной скорости горения к теоретической:

вверху — расчет по уравнению (9) на основе времени t_{E_i} , внизу — на основе времени t_{E_f} ; середина — расчет среднего значения по уравнению (10); штриховые линии — без поправки на непостоянство давления в камере

свода заряда. Результаты расчетов по уравнению (5), в котором не учтены ошибки непостоянства давления и немгновенности погасания, показаны точками на нижней штриховой линии. Сплошные линии на рис. 6 — результаты расчетов по уравнению (9) для начала погасания (верхняя кривая) и его окончания (нижняя линия). Использование средней толщины свода заряда в (9) ведет к появлению ошибки, в точности равной проценту несоосности канала заряда. С другой стороны, использование уравнения (10), как это следует из рис. 6, позволяет уменьшить суммарную ошибку за счет непостоянства давления и немгновенности погасания до величины, равной относительному шагу по времени.

Определение скорости горения по методу баланса массы также учитывает немгновенность погасания, обычно вдвое снижая стандартные отклонения значений скорости горения [18, 19]. При этом используются две альтернативные разновидности, последняя из них известна как метод Брукса:

$$r_{MB} = \frac{\tau_b}{t_b} \frac{\int_{t_b} p dt}{\int_{t_{tot}} p dt} = \frac{\tau_b p_b}{\int_{t_{tot}} p dt} \quad (13)$$

где $t_{tot} = t_F - t_A$ — полное время работы двигателя, а p_b — осредненное за время горения давление. По-видимому, этот метод основан на наблюдениях, согласно которым поток через соп-

ло является приближенной мерой генерированной массы. Отношение интегралов в (13) интерпретировалось как поправка для толщины свода заряда либо для времени горения в зависимости от того, что анализируется: числитель или знаменатель. Формальный вывод уравнения (13) показывает [1], что здесь используется предположение о неизменности площади поверхности горения и площади сопла в обоих временных интервалах и допущение о малости запаса массы газа в камере сгорания. Предположение о площади поверхности горения содержит ошибку, численное значение которой равно ошибке определения скорости горения по времени t_{E_i} с использованием средней толщины горящего свода заряда [20]. Это позволяет ввести поправку на немгновенность погасания.

Модифицированная форма метода определения скорости горения на основе баланса массы использована в [18] как модель для нахождения корреляции скоростей горения в модельных и натуральных двигателях:

$$r_{MB} = \frac{\tau_b}{t_b} \frac{\alpha_m}{\alpha_p} = \frac{\tau_b p_b}{\alpha_p \int_{t_{tot}} p dt}, \quad (14)$$

$$\alpha_m = \frac{\int_{t_b} p dt}{\int_{t_{tot}} p dt}, \quad \alpha_p = b - \frac{M_f V_E}{R_g T_f m_b} p_E.$$

Здесь α_p — поправочный фактор, учитывающий запас массы газа в двигателе (теоретическое интегральное соотношение, функция давления), α_m — измеренное интегральное соотношение, M_f — молекулярная масса продуктов горения при температуре пламени T_f и давлении p_E , соответствующем моменту времени t_E ; m_b — масса, сгоревшая за время t_b ; V_E — объем камеры в момент t_E ; R_g — универсальная газовая постоянная; b — константа (теоретическое значение b равно единице).

В последующих дискуссиях [21, 22] эта форма стала называться улучшенным методом Брукса. Новый фактор α_p (который задерживает стремление b к теоретическому значению — единице) понимается как поправка к измеренной величине α_m , чтобы учесть наличие запаса массы газа в камере сгорания для $t = t_E$. Однако последующий вывод выражения для α_p показал [1], что ни массоприход от воспламенителя, ни запасенная масса газа в начале и в конце работы двигателя не учтены, так что некоторая часть ошибки за счет конечного запаса массы газа в двигателе еще остается.

3. ОБЩАЯ ПРОЦЕДУРА

Вышеприведенные определения объединены в общую процедуру измерения скорости горения в твердотопливном двигателе. Процедура включает три основных этапа.

На первом этапе по измерениям диаметра заряда до и после эксперимента на основании уравнений (6) вычисляется средняя толщина горящего свода.

На втором этапе из анализа временных производных зависимости давления от времени определяются время начала горения и времена начала и окончания погасания.

На третьем этапе выполняются вычисления, необходимые для определения средней скорости горения. На промежуточной стадии необходимо вычислить осредненное по времени давление и скорости горения, соответствующие двум моментам погасания:

$$p_{nb_i} = \left(\frac{\int_{t_B}^{t_{E_i}} p^{n(p)} dt}{t_{E_i} - t_B} \right)^{1/n(p_{nb_i})},$$

$$p_{nb_f} = \left(\frac{\int_{t_B}^{t_{E_f}} p^{n(p)} dt}{t_{E_f} - t_B} \right)^{1/n(p_{nb_f})},$$

$$r_{nb(p_{nb_i})i} = \frac{\bar{\tau}_b}{t_{E_i} - t_B}, \quad (15)$$

$$r_{nb(p_{nb_i})f} = \frac{\bar{\tau}_b}{t_{E_f} - t_B} \frac{p_{nb_i}^{n(p_{nb_i})}}{p_{nb_f}^{n(p_{nb_f})}},$$

$$\bar{r}_{nb p_{nb_i}} = \frac{r_{nb(p_{nb_i})i} + r_{nb(p_{nb_i})f}}{2}.$$

Обычно показатель степени n заранее неизвестен и должен быть найден в ходе вычислений. Это может быть сделано с помощью простой итерации, если больше чем один двигатель с этим топливом испытывается при одной и той же температуре, но при разных давлениях. Итерации начинаются с предположения $n = 1$. Точки, соответствующие зависимости скорости горения от давления из уравнения (10), обрабатываются методом наименьших квадратов и используются для нахождения коэффициентов разложения в ряд непрерывной функции. Затем получают выражение

для переменного показателя степени путем сопоставления с логарифмической формой закона горения с постоянным коэффициентом a (как это вначале предполагалось для удобства в уравнении (7)):

$$\ln r - c_0 + c_1 \ln p + c_2 \ln(\ln p)^2 + \dots, \quad (16)$$

$$r = ap^n, \quad \ln a \equiv c_0, \quad n = c_1 + c_2 \ln p + \dots$$

Найдя величину показателя степени при двух значениях осредненного по времени давления, расчет повторяется, и получают новые данные для более точного определения показателя степени. Используя каждый раз уточненное значение, расчеты повторяют до тех пор, пока значение n не будет получено с желаемой точностью.

Описанная процедура учитывает погрешности за счет усадки топлива, искажения формы заряда, неточностей наладки оборудования и непостоянства давления при работе двигателя. Методика расчета имеет высокую точность (порядка шага по времени) при моделировании работы двигателей с топливами, имеющими постоянный показатель степени. Она не учитывает переходные процессы, обусловленные теплотерями, динамическим изменением уравнения для скорости горения или градиентами концентрации [20, 23], но работы в этом направлении уже ведутся или планируются.

Рассмотренная методика также объясняет влияние переменности показателя степени. Для большинства топлив зависимость скорости горения от давления достаточно хорошо следует степенному закону с постоянными значениями коэффициента a и показателя степени n . В результате данные по скорости горения почти всегда удовлетворяют степенному закону с постоянным показателем, и разработчики топлива и другие исследователи обычно считают показатель степени постоянным. Однако анализ имеющихся данных по скоростям горения показывает наличие областей по давлению с различной локальной кривизной зависимости $r(p)$. Например, для смесевых топлив с ПХА в качестве окислителя в диапазоне давлений $p = 3,5 \div 14$ МПа обычно наблюдается отклонение кривой $r(p)$ на $0,5 \div 1$ % (выпуклостью наружу) от простого степенного закона. Обычное предположение о постоянстве показателя степени в этом диапазоне давлений вносит ошибку, составляющую приблизительно 2/3 от значения кривизны вблизи средней точки диапазона давлений. В конечном итоге предполо-

жение о постоянстве показателя степени соответствует значению масштабного субфактора в пределах $0,993 \div 0,997$.

Систематическую ошибку, обусловленную кривизной зависимости $r(p)$, можно легко устранить переходом к закону скорости горения более высокого порядка (уравнение (16)). Однако в этом случае появляются две проблемы, связанные косвенно с анализом скорости горения, которые следует обсудить.

Первая — это концептуальная проблема. При постоянстве показателя степени коэффициент c_2 в уравнении (17) равен нулю. В этом случае показатель степени n и коэффициент чувствительности по давлению ν при постоянной температуре идентичны и взаимозаменяемы:

$$\ln r - c_0 + c_1 \ln p + c_2 \ln(\ln p)^2 + \dots, \quad (17)$$

$$r = ap^\nu, \quad \nu \equiv \frac{d \ln r}{d \ln p} = c_1 + 2c_2 \ln p + \dots,$$

$$\ln \alpha = c_0 - c_2(\ln p)^2 + \dots$$

Однако в случае переменности n показатель степени и чувствительность по давлению больше не будут равными и взаимозаменяемыми. Далее, из сопоставления уравнений (16) и (17) следует, что переменность ν требует переменности коэффициента a . Поскольку предположение о постоянстве n и α в течение многих лет использовалось при анализе экспериментальных данных и при теоретическом исследовании стационарного и нестационарного горения, необходима большая осторожность, чтобы избежать путаницы при анализе (становящихся все более обычными) данных с переменным показателем степени.

Вторая проблема касается метода получения экспериментальных данных, необходимых для описания горения топлива с переменным показателем степени. Статистическое рассмотрение [24, 25] планирования экспериментов с модельными двигателями показывает, что для наилучшего описания зависимости скорости горения от давления необходимо придерживаться следующих правил.

- Экспериментальные точки должны равномерно располагаться вдоль логарифмической оси давления (в противоположность принятому равномерному расположению данных на числовой оси).

- Экспериментальные точки должны быть симметричны относительно номинального значения давления в натурном двигателе.
- Количество точек должно приблизительно вдвое превышать количество констант в уравнении для скорости горения.

Под воздействием продолжающегося экономического прессинга произошло сокращение количества испытаний на модельных двигателях (для одной мешки топлива): до трех-четырех для вновь разрабатываемых топлив и до двух и менее раз в случае контроля качества производства топлива. Известно, что трех-четырех испытаний на модельных двигателях достаточно для определения закона скорости горения с постоянным показателем степени. В то же время для закона скорости горения второго порядка рекомендуется шесть или семь испытаний на двигателях, чтобы уменьшить масштабный фактор, обусловленный переменной показателя степени.

4. ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ К РЕАЛЬНЫМ ДВИГАТЕЛЯМ

При применении разработанной процедуры для анализа результатов испытаний натуральных двигателей, проведенных на различных стендах [5, 26], возник ряд проблем. Большинство из них общие для всех методов анализа результатов измерений скорости горения, а именно:

- недостаточно высокое временное разрешение ($\pm 0,2$ %);
- чрезвычайно высокий уровень шумов производных по давлению, обусловленный очень низкой разрешающей способностью при измерении давления ($\pm 0,1$ %);
- недостатки системы сбора информации при использовании малоразрядного аналогоцифрового преобразователя;
- смещение нулевой линии (2 %) сигнала давления постоянного тока, вызванное, возможно, током воспламенителя;
- нерегулярные шумы электрических импульсов, вызванных, вероятно, вибрацией или плохими электрическими соединениями;

— закупорка отверстий для измерения давления. На это указывает отсутствие сигнала какого-либо датчика в начальный момент времени, затем следует очень быстрый рост сигнала, после чего показания этого датчика согласуются с показаниями других датчиков;

— случайные импульсы давления в начальной фазе воспламенения. Возможно, это связано с рассыпанием и более поздним зажиганием таблеток из оболочки воспламенителя;

— значительное различие (2 %) показаний датчиков давления, связанное, вероятно, с ошибками тарировки или идентификацией датчиков;

— большие пульсации давления (20 %) в ранней фазе поджига, вызванные, вероятно, воздушными пузырьками в датчиках или соединительных магистралях;

— существенные различия (10 ÷ 30 %) гистерезисного характера показаний датчиков в период начального роста давления и в конце процесса, вызванные, вероятно, воздушными пузырьками в высоковязкой смазке, которым заполнены датчики и соединительные магистрали;

— невозврат к нулевой линии в конце работы двигателя, указывающий на то, что датчик давления и соединительная линия сильно демпфированы очень вязкой смазкой;

— смещения записи давления во время равновесного горения и преждевременное погасание, указывающие на наличие пустот в топливе, ответствующих ≈ 5 % толщины свода заряда.

Приложив минимальные усилия, можно полностью или частично избавиться от перечисленных выше проблем.

Например, актуальность проблемы временного разрешения можно снизить простым выбором более подходящих параметров системы сбора информации. Недостатки программы сбора информации нельзя предотвратить, но их можно обнаружить с помощью подпрограмм в программе сбора или в программе обработки данных. Прерывистый электрический шум можно устранить использованием высококачественных разъемов.

Шум линии воспламенения можно почти полностью устранить, применяя изолирован-

ный источник энергии и сплошную экранировку цепи воспламенения. Закупорку отверстий отбора давления можно устранить прочисткой его неискрящей проволочкой перед подсоединением к датчику и использованием необугливающегося минерального масла для наполнения трубок датчика. Проблему частотной характеристики датчиков давления полностью устранить невозможно, однако ее роль можно существенно уменьшить. Для этого длина трубок должна быть минимальна. Необходимо также использовать слабо вязкое минеральное масло для наполнения датчика и системы трубок, а для устранения воздушных пузырьков и растворенных газов следует перед экспериментом датчик и трубки промыть в той же жидкости. В конце концов, ошибку измерений давления можно снизить до значения менее 0,1 %, проверяя, чтобы сигнал датчика перед установкой соответствовал показаниям грузопоршневого манометра. Все эти мероприятия рекомендуются включить в программу испытаний.

Проблема пустот в топливе и проблема воспламенителя обычно лежит вне сферы ответственности персонала, занимающегося проведением экспериментов и анализом данных, но они могут быть решены в кооперации с другими специалистами.

Пустоты в топливе можно устранить, если перед разливкой подвергать топливо вакуумной дегазации через щелевую плиту. Размер пустот после дегазации составляет $0,1 \div 0,25$ ширины щели (в зависимости от вязкости топлива). Когда топливо получают при заливке в натурный двигатель, может быть, следует уменьшить ширину щели плиты, используемой при заполнении натурального двигателя, либо дегазировать топливо еще раз, применяя для модельного двигателя более узкую щель, поскольку в натуральных двигателях допустимо применение топлива с большими пустотами.

Оболочки для воспламенителя недороги, но обычно не очень эффективны, и для них характерен разброс невоспламенившихся таблеток. Альтернатива такой конструкции — трубчатый воспламенитель, который обычно вкручивается в головную часть двигателя с внешней стороны непосредственно перед экспериментом. Таблетки занимают большую часть внутреннего объема закрытой трубы. В трубе имеется несколько отверстий (диаметром много меньше размера таблеток), через которые газы свободно поступают в камеру сго-

рания двигателя. Отверстия расположены таким образом, что направляют газы воспламенителя на поверхность топлива вблизи головной части заряда. При этом топливо локально воспламеняется почти мгновенно даже в случае применения воспламенителей, работающих при низком давлении. Затем распространение пламени усиливается под воздействием продуктов сгорания топлива. Современные трубчатые воспламенители более надежны и работают с меньшими по массе пиротехническими зарядами, что позволяет компенсировать дополнительные весовые затраты на конструкцию трубы.

Использование определений характерных моментов времени, основанных на вычисленных производных, позволило идентифицировать большее число вариантов поведения производной в период погасания по сравнению с тем, что можно было ожидать на основе ранних работ по численному моделированию процесса.

При испытаниях группы модельных двигателей, работавших на партиях последовательных мешек одного и того же топлива при различных давлениях, наблюдалось три основных типа поведения производной.

В первой группе исследованных двигателей (более 50 % общего числа) поведение производной давления было очень похожим на предсказанное модельными расчетами (после введения поправки на эффект фильтрации частотной характеристики датчика давления и подводящей магистрали).

Во второй группе двигателей (≈ 20 %) момент окончания погасания t_{E_f} невозможно было определить по «положительному скачку» второй производной. Анализ поведения нормированной первой производной dp/dt (для которого характерен острый «отрицательный пик» в момент t_{E_f} [4]) показал, что горение в этих двигателях продолжалось и после перехода к дозвуковому режиму течения в сопле. В некоторых двигателях горение продолжалось вплоть до избыточного давления 0,1 атм. Численное моделирование этих двигателей с учетом смещения отверстий достаточно точно воспроизводит поведение производной, наблюдаемое в экспериментах. Такое поведение соответствует экстраполяции того, что показано на рис. 4, для очень большого эксцентриситета центрального канала. В этом случае скачок производной становится настолько малым, что исчезает на фоне шумов. Однако большой

(расчетный) эксцентриситет может быть ложным расчетным результатом. Наблюдаемое поведение производной может также обусловить снижение скорости горения ниже равновесного значения в период погасания из-за тепловых потерь, большой скорости падения давления или градиентов температуры из-за чего в данном анализе этот эффект незаметен.

Для третьей группы ($\approx 20\%$ всех двигателей) время t_{E_f} легко определяется по второй производной, но экспоненциальный спад давления вслед за положительным пиком имеет негладкую форму. Кроме того, момент времени t_{E_f} , определенный по нормализованной первой производной, расположен значительно дальше, там, где начинается гладкое экспоненциальное уменьшение второй производной. Кажется, что регистрируемые характерные моменты времени достаточно обоснованы. Это свидетельствует о том, что в действительности существуют два события в периоде погасания. Постулируется, что в первый момент происходит погасание за счет снижения давления в камере сгорания, затем топливо в камере вновь воспламеняется горячими газами, после чего фиксируется второй момент окончательного погасания. Численно эффект растянутого во времени погасания пока не исследован.

Перечисленные выше наблюдения показывают, что постулированный механизм немгновенного прекращения горения имеет место в двигателях высокого давления, но отсутствует в двигателях с более низким давлением. Наоборот, в двигателях низкого давления наблюдается продление горения топлива почти до уровня атмосферного давления, что не отмечено в двигателях высокого давления. Для двигателей среднего давления характерен нормальный ход производных (см. рис. 4). На основе этих фактов можно предположить, что все три типа поведения — это часть непрерывной совокупности «нормального поведения» производных.

Подобное разбиение на типы поведения производных (за исключением явного эффекта вторичного зажигания) можно также провести, анализируя записи давления в модельных двигателях, работающих на последовательных порциях одного и того же топлива при номинально одинаковом давлении. В этих двигателях поведение производных коррелирует со степенью понижения скорости горения в момент времени, непосредственно предшествующий времени начала погасания. Путем обыч-

ного анализа данных были вычислены мгновенные скорости горения в функции толщины свода сгоревшего топлива. Затем эти значения были отнесены к средней скорости горения, в результате чего получено значение масштабного фактора. Было обнаружено экспоненциальное уменьшение скорости горения в конце равновесного процесса, вызванное, вероятно, эффектом теплового стока в необлицованный стальной корпус.

В пределах каждой исследуемой группы двигателей результаты экспериментов распределяются на три разные (или почти разные) подгруппы, формируя семейство экспоненциальных кривых с увеличивающейся «глубиной проникновения» и амплитудой. Это семейство кривых подобно семейству кривых пространства во времени градиента температур от корпуса внутрь топлива при последовательном увеличении времени. Это подсказывает, что различие между подгруппами обусловлено градиентами температур в двигателе во время эксперимента. Расположение кривых наводит на мысль, что двигатели были запущены в разное время после того, как были перемещены из термостатирующего устройства. Это возможно, например, в случае, когда три двигателя перенесены к месту испытаний в одно и то же время, а запущены в разное время — один за другим. Хотя эта гипотеза не подтверждена (поскольку отсутствует соответствующая регистрация времени), она кажется весьма правдоподобной.

Важный аспект этих рассуждений состоит в том, что поведение производной зависит от заранее существующего градиента скорости горения (по любой причине), когда двигатель заканчивает рабочий цикл (режим начала погасания). Это показывает, что строгий контроль времени от момента, когда двигатель находился в условиях термостатирования, до начала эксперимента может быть эффективным средством уменьшения разброса данных по скоростям горения. По крайней мере, в одной большой серии экспериментов с малым разбросом данных [1] это время известно и составляло одну (или меньше) минуту.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе обсуждены причины появления ошибок измерения скоростей горения в твердо-топливных ракетных двигателях. Существует множество ошибок, обусловленных свойствами

топлива и особенностями процесса горения: полимеризация и термическая усадка топливной массы, горение в переходном режиме, градиенты концентрации и пульсации давления. По-видимому, усадка топлива вносит наибольший вклад в систематическую погрешность или величину абсолютного масштабного фактора, а также существенно влияет на стандартный разброс результатов измерений скорости горения, вызванный искажением формы заряда. Неустановившееся горение в начале и конце работы двигателя, включая горение в зоне градиентов концентрации на границах заряда, вероятно, влияют на характеристики индивидуального двигателя в пределах 1 %, вследствие чего изменяется показатель степени в законе горения и увеличивается разброс данных. Пульсации давления также влияют на скорость горения и, следовательно, на показатель степени.

При всех стандартных измерениях скорости горения рекомендовано проводить цикл измерений при высокочастотных пульсациях давления в камере сгорания, чтобы оценить возможные ошибки, связанные с пульсациями давления.

Предложен метод анализа результатов измерений скорости горения, согласованный с теоретическим описанием изменения давления в камере сгорания. Введенные определения характерных времен основаны на теоретическом рассмотрении поведения производных в начале и конце процесса горения. Влияние L^* -эффекта, а также непостоянство (увеличение или уменьшение) давления в камере учтено использованием осредненного по скорости горения значения давления, т. е. давления, связанного с измеренной скоростью горения.

Метод анализа учитывает также усадку топлива и неточность изготовления заряда. Погасание рассматривается как процесс конечной длительности, что обусловлено искажением формы заряда и неточностью изготовления. Определены моменты начала и окончания погасания с введением некоторой неизвестной функции, отражающей изменение величины горящей поверхности в промежутке между этими моментами. Это приводит к двум отдельным результатам измерений скорости горения, каждое из которых содержит ошибку, связанную с несоосностью канала заряда. Однако эти ошибки противоположного знака, и когда измерения осредняются, исчезает ошибка, обусловленная искажениями горящей поверхности,

которые характеризуются нечетной функцией. Усадка, искажение формы заряда и вариации технологического оборудования учитываются с помощью простых измерений размеров заряда и использованием средней толщины свода заряда, что позволяет учесть влияние искажений поверхности заряда, характеризуемых нечетной функцией. Изменение формы поверхности заряда из-за несоосности в основном определяются четной функцией, так что предлагаемая методика значительно снижает влияние всех перечисленных факторов.

Методика тестировалась по результатам численного моделирования. Для широкого диапазона скоростей горения, давлений, значений L^* и n , характеристик несоосности и непостоянства давления суммарная ошибка определения скорости горения не превышает 0,01 % временной разрешающей способности.

Однако при численном моделировании не учитываются неравновесность горения, градиенты концентрации в топливе и тепловые потери. Применение данной методики к анализу данных, полученных на реальных двигателях, показало, что суммарное влияние процесса неустановившегося горения и градиентов концентрации обычно лежит в пределах 1 % и, по всей видимости, может быть учтено. Влияние тепловых потерь, вероятно, сводится к трем основным эффектам: медленный начальный рост давления (подобно увеличению L^* , учтенному в данной методике), переходный процесс (включенный выше в суммарный эффект перехода) и возможная модификация уравнения равновесной скорости горения, что еще никак не рассматривалось. Исследование этих проблем продолжается.

Анализ данных с пяти различных испытательных стендов показал наличие ряда методических трудностей, которые можно легко избежать. В частности, это касается плохого временного разрешения, низкой частотной характеристики датчиков давления, ошибок тарировки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Hessler R. O., Glick R. L., Jordan F. W., and Fry R. S. Burning rate measurement in batch test motors // JANNAF Combustion Meeting, Monterey, November 1996.
2. Hessler R. O. Minimizing the snowflake effect in burning rate measurement // Burning Rate Measurement Workshop, JANNAF Combustion Meeting, NASA Marshall Center, October 1995.

3. **Cozzi F., Balasini A., De Luca L. T., and Hessler R. O.** Solid propellant combustion stability by laser radiation modulation // NATO RTA/AVT Meeting on "Small Rocket Motors and Gas Generators for Land, Sea, and Air Launched Weapons Systems", Corfu, Greece, 19-23 April 1999.
4. **Hessler R. O. and Glick R. L.** Behavior of pressure derivatives during burnout of simulated rocket motors // JANNAF Combustion Meeting, West Palm Beach, October 1998.
5. **Hessler R. O. and Glick R. L.** A ballistic prediction for burning rate motors with non-instantaneous burnout // Note to NATO RTO WG27: Burning Rate Measurement, October 1998.
6. **Brock F. H.** Average burn rate, average pressure relationships in solid rockets // J. Spacecraft and Rockets. 1996. V. 3, Dec. P. 1802-1803.
7. **Glick R. L.** Reduction of solid rocket data when pressure-time history is non-neutral // J. Spacecraft and Rockets. 1975. V. 12, N 6. P. 383-384.
8. **Denison R. and Baum E.** A simplified model of unstable burning in solid propellants // ARS Journal. 1961. V. 31.
9. **Culick F. E. C.** Acoustic oscillations in solid propellant rocket chambers // Astronaut. Acta. 1966. V. 12, N 2. P. 113-126.
10. **Price E. W.** L^* -Instability // Progress in Astronautics and Aeronautics; V. 143, ch. 9 / L. T. De Luca, E. W. Proce, and M. Summerfield (Eds). Reston: AIAA, 1992.
11. **Hessler R. O.** Studies of motor instability problems // JANNAF Combustion Meeting, 1979.
12. **Deur J. M. and Hessler R. O.** Forced Oscillations Theory // AIAA Paper N 84-1356. 1984.
13. **Hessler R. O.** Cures of tangent oscillations in nitramine motors // JANNAF Combustion Meeting, October 1981.
14. **Atwood A. I., Boggs T. L., et al.** Burning rate temperature and pressure sensitivity of solid propellant ingredients // Intern. Workshop on Combustion instability of Solid Propellants and Rocket Motors, Milano, June 1997.
15. **Brimhall K.** Private communication.
16. **Rivkin S.** Rocket motor end-of burn analysis // JANNAF Combustion Meeting, 1990.
17. **Hessler R. O.** Filtering techniques for combustion test data analysis // Workshop on Errors and Noise in Energetic Material Combustion Experiments, Milano, March 1999.
18. **Whitney C. K., Owens T. F., Paskind J., and Rubin M. B.** Scout motor performance and prediction study (PAPS) // NASA-CR-336, NASA Langley Research Center, December 1965.
19. **Brooks W. T.** A method for more reproducible burning rate determination // J. Spacecraft and Rockets. 1970. V. 7, N 12.
20. **Hessler R. O. and Glick R. L.** Comparisons of burning rate calculation methods // JANNAF Combustion Meeting, West Palm Beach, October 1997.
21. **Brooks W. T.** Proposed standardized method for correlating subscale motor burn rates // CPIA Publication 300. V. II. May 1979.
22. **Brooks W. T.** Workshop report: burn rate determination methodology // CPIA Publication 347. V. II. October 1981. P. 183-191.
23. **Hessler R. O. and Glick R. L.** Error analysis of burning rate measurement procedures // Workshop on Errors and Noise in Energetic Material Combustion Experiments, Milano, March 1999.
24. **Hessler R. O. and Glick R. L.** Analysis of burning rate temperature sensitivity data // Intern. Workshop on Measurement of Thermophysical and Ballistic Properties of Energetic Materials, Milano, June 1998.
25. **Louwers J. and Maree T.** Design of experiments: determination of ballistic properties of energetic materials // Ibid.
26. **Servieri M. and De Luca L.** Laboratory and small motor burning rate-measurements // Workshop on Errors and Noise in Energetic Material Combustion Experiments, Milano, March 1999.

Поступила в редакцию 28/X 1999 г.