

Dieseling in Spring Piston Airguns

A Conceptual Analysis

Domingo Tavella, Ph.D.

Перевел – Ключников В.Ю.

1.0 Summary

Сгорание смазочных материалов в камере сжатия ППП оказывает значительное влияние на внутреннюю динамику и эксплуатационные характеристики пневматического оружия. Используемые для смазки углеводороды (n-octane в настоящем расчете) играют роль топлива для процесса дизелирования. Анализ показывает, что дизель в ППП обеспечивает более высокую начальную энергию снаряда в нелинейной зависимости от количества сгоревшего топлива – чем больше сгорает топлива, тем ниже эффективность передачи энергии сгорания снаряду. Использование дизеля приводит к существенному повышению пиковых температур и, в зависимости от характеристик воспламенения топлива, может также привести к значительно более высоким пикам давления в камере сжатия. Для типичных рабочих параметров расчеты предполагают, что практически весь углеводород расходуется до того, как пуля сколько-то значительно перемещается внутри ствола. Сгорание происходит чрезвычайно быстро, все доступное топливо (или кислород в богатой смеси) расходуется в течение долей миллисекунды.

2.0 Introduction

Эта работа основана на моем предыдущем исследовании, приведенном в Ref. (1) - если вы не знакомы с внутренним устройством ППП, вам будет полезно прочитать, по крайней мере, введение в Ref. (1).

Я называю это “концептуальным” анализом, потому что он предназначен для достижения лучшего понимания феномена, а не для предсказания точных результатов, а так же потому что некоторые из его выводов не имели строгой экспериментальной проверки. Несмотря на эти предостережения, многое из того, что показывает анализ, соответствует наблюдениям.

Как и в случае с моей работой по ссылке Ref. (1), одна из моих целей - образовательная. Проблема, которую мы обсудим, должна понравиться продвинутым студентам-инженерам или аспирантам, интересующимся взаимодействием химических реакций и механических компонентов в действии. Кроме того, эта работа также ставит некоторые интересные задачи в числовом анализе, проливая свет на ограничения в применении обыкновенных дифференциальных уравнениях.

Как правило, после профилактики и смазки манжеты и компрессора можно столкнуться с явлением широко известным как «дизелирование». Дизелирование происходит, когда часть

недавно нанесенного масла вступает во взрывную реакцию с воздухом в камере сжатия во время цикла выстрела. Когда происходит дизелирование скорость пульки обычно повышается, реже наоборот понижается. Однако всегда увеличивается разброс скорости, повышаются перегрузки и увеличивается вибрация винтовки. Когда в результате дизеля пулька вылетает из ствола со скоростью вплоть до сверхзвуковой, точность стрельбы резко снижается. Количество выстрелов, на которых отмечается отчетливо заметное дизелирование, обычно невелико по сравнению с количеством выстрелов между смазками.

Другая форма так называемого дизеля в ППП возникает, когда небольшое количество масла попадает на заднюю часть пульки перед выстрелом. Эта неразумная практика не является тем явлением, которое мы будем обсуждать здесь, и не является частным случаем нашей проблемы.

Предметом некоторых предположений было, в какой степени явление дизелирования ограничивается камерой сжатия или распространяется через перепуск в ствол за пулкой. По-видимому, в открытой литературе нет научных сведений по данному вопросу. Расчеты, которые я рассмотрю ниже показывают, что основное сгорание происходит в компрессоре, при этом небольшая часть топлива сгорает в стволе после того, как пулька начала двигаться.

Как уже упоминалось, о дизелировании обычно свидетельствует значительное увеличение начальной скорости пульки, однако иногда наблюдается снижение скорости. Последнее иногда происходит, только что после избыточной смазки, или при капании небольшого количества масла непосредственно в камеру сжатия через перепуск. Наше внимание будет сосредоточено на первом случае, когда сгорание масла увеличивает скорость пульки. Я не буду рассуждать о том, почему присутствие масла в компрессоре иногда может привести к падению скорости, очевидно, это является отдельным режимом, близким к детонации. Ситуации, с которой невозможно справиться с помощью нашей нынешней квазистационарной однородной системы.

Интересующий нас режим горения представляет собой случай равномерного самовоспламенения в среде с быстро повышающимися температурой и давлением. Точный анализ этого явления является сложной задачей, которая потребовала бы полного решения уравнений Навье-Стокса в сочетании с динамикой пружины, поршня и пульки. Текущее исследование представляет собой гораздо более простой подход, основанный на работе, описанной в ссылке Ref. (1), с целью получения концептуального понимания того, как эффект дизеля влияет на энергию пульки и динамику внутренних компонентов ППП.

Моделирование сгорания смазочных масел является сложным даже при упрощающих допущениях об однородности и квазистационарности, приведенных в ссылке Ref. (1). Дело в том, что вы не знаете точного химического состава смазочного материала, и даже если бы он был известен, вычисление энергии, выделяемой при сгорании в среде, где давление и температура быстро меняются, является сложнейшей задачей моделирования.

Поскольку точное моделирование горения, даже игнорирующее неравномерность, требует отслеживания большого числа переменных, что выходит за рамки данной работы, мы должны искать более простые альтернативы.

Простейший подход заключается в предположении, что заданное количество смазочного материала сгорает при заданных температуре и давлении. Проблема с этим подходом заключается в том, что самовоспламенению предшествует период времени, называемый временем индукции или задержкой перед воспламенением, что само по себе является функцией температуры и давления. И хотя существует информация о задержке воспламенения при сгорании смазочных материалов при различных температурах и давлениях (Zabetakis, Ref. (2)), эту информацию нелегко использовать, когда давление и температура быстро меняются.

Другой альтернативой является использование “проху” топлива, процессы горения которого хорошо изучены, для воспроизведения эффекта дизелирования - именно этот подход я рассмотрю здесь. Одним из экономичных способов реализации химии сгорания проху топлива является замена сложной системы реакций единой глобальной реакцией (Westbrook, ссылка (3)). Замена сложной системы реакций и веществ, выделяющихся в процессе горения, простой одноступенчатой моделью требует калибровки параметров реакции таким образом, чтобы упрощенная установка могла имитировать гораздо более сложную систему. Тем не менее, проблема калибровки является обратной задачей, и она плохо обусловлена. Это означает, что откалиброванные параметры являются функциями задачи, используемой при оценке параметров модели (Zanoni, ссылка (4)).

Я буду использовать n-octane (C_8H_{18}) в качестве проху топлива. Это не означает, что я утверждаю, что n-octane является точной заменой деталей сложного химического процесса сгорания смазочного масла. Однако я утверждаю, что любое проху топливо, которое сгорает в камере сжатия, прольет свет на то, что на самом деле происходит во время дизелирования. В более ранней версии этой работы я использовал пропан в качестве проху топлива, но n-octane лучше отражает модель изменения давления в камере сгорания. Причина использования n-октана заключается в наличии надежных данных для моделирования одностадийной реакции. Однако данные относятся к распространению пламени при низком давлении, и по этому не следует ожидать, что откалиброванные параметры будут точно применимы к дизелированию в ППП, где давление высокое и непостоянно от времени. Тем не менее разумно ожидать, что такой подход поможет нам разобраться в сложной проблеме.

Непосредственный вопрос заключается в следующем: может ли любое количество смазочного масла вызвать эффект дизеля, или существует минимальный уровень, ниже которого дизелирование не происходит? Этот вопрос имеет отношение к роли сжигания смазочного материала как источника энергии пульки при постоянном использовании, а не только в течение относительно короткого периода, когда происходит четко различимое дизелирование. Устоявшееся представление в среде энтузиастов пневматического оружия гласит, что сгорание смазки значительно увеличивает энергию пули на протяжении тысяч выстрелов, даже когда дизелирование явно не ощущается. В открытой литературе нет научных доказательств низкоинтенсивного горения в ППП. Cardew и Cardew (ссылка (5)) сообщают об устойчивом увеличении мощности ППП примерно на 50% только за счет дизеля, но их экспериментальная установка далека от научной достоверности, и они не сообщают о сборе данных, обработке и анализе ошибок.

В то время как очень трудно установить точное минимальное количество смазочного масла для сгорания во время цикла выстрела, мы можем сделать обоснованные оценки порядка используемой величины. Смазка манжеты и компрессора ППП предполагает нанесение всего одной или двух небольших капель масла каждые несколько тысяч выстрелов. Смазка наносится из небольшой емкости, через тонкую трубочку. Небольшой диаметр трубочки и поверхностное натяжение масла приводят к образованию капель весом от 5 до 10 миллиграммов каждая. Размер этих маленьких капель значительно меньше размера “стандартной” капли. Стандартная капля - это фармацевтическая единица измерения, равная 0,05 мл. Таким образом, мелкие капли смазки в ППП примерно в пять-десять раз меньше стандартной капли, при условии, что плотность масла составляет порядка 1 г на мл.

Горное бюро США спонсировало исследование воспламенения и взрывов паров смазочных материалов. Как обсуждалось в Zabetakis, ссылка (2), минимальная концентрация паров смазочного масла, необходимая для образования легко воспламеняющейся смеси с воздухом при атмосферной температуре и давлении, составляет приблизительно 48 мг на литр - это количество уменьшается при более высоких температуре и давлении. В ППП соответствующим эталонным

объемом, где происходит горение, является объем перед поршнем, когда поршень находится очень близко к дну компрессора (причина этого, как мы увидим ниже, заключается в том, что горение происходит очень близко к концу хода поршня). Наименьший объем, в котором может происходить горение, - это объем перепускного отверстия плюс любые полости в передней части манжеты (подробнее см. ссылку (1)). Рассматриваемая компрессионная камера пневматической винтовки имеет длину около 100 мм и диаметр 25 мм, что соответствует объему около 0,05 литра. Перепускное отверстие имеет диаметр 3,4 мм и длину 23 мм. Также следует учесть объем канавки манжеты, глубина которой составляет около 0,53 мм. Таким образом, общий объем перепуска и канавки манжеты составляет около 0,00047 литра. Это означает, что при комнатной температуре и давлении минимальное количество масла, необходимое для получения легковоспламеняющейся смеси в таком небольшом объеме, составило бы около 0,025 мг.

Поскольку газ в камере сжатия достигает давлений, близких к 30 кПа, и пиковых температур порядка 1500 К, разумно предположить, что нижняя граница самовоспламенения может составлять менее вышеназванных 0,025 мг. Какую прибавку в энергии пульки можно получить из столь небольшого количества смазки? С учетом того, что теплота, выделяемая при сгорании одного грамма смазочного материала, составляет 42 кДж, 0,025 мг смазки будет генерировать около 1 Дж энергии (помните, что теплота, выделяемая при сгорании, является теплотой реакции с отрицательным знаком - во избежание путаницы я буду использовать термины "выделяемая теплота", а не "теплота реакции"). Позже мы увидим, что только около трети или даже меньше энергии, вырабатываемой при сжигании смазочного материала, может быть преобразовано в дополнительную энергию пульки. Если этот ход рассуждений верен, то это говорит нам о том, что наименьшее возможное количество смазочного материала, которое может сгореть в камере сгорания, придаст пулке дополнительные 0,3 Дж энергии. Это было бы ничтожно мало по стандартам огнестрельного оружия, где дульная энергия снарядов достигает тысяч джоулей, но в случае с пневматическим оружием, стреляющего пулями с энергией около 20 Дж или меньше, это небольшое количество энергии приводит к изменению скорости того же порядка, что и естественное отклонение скорости в серии выстрелов.

Схема, приведенная в ссылке (1), предполагает, что поток внутри камеры сжатия является квазистационарным и равномерным. Я расширю эти рамки, добавив предположение о том, что процесс горения в камере является равномерным и кинетически контролируемым. Это означает, что в пространстве нет градиентов частиц, нет диффузии, происходит идеальное перемешивание до того, как произойдет воспламенение, и реакция необратима.

Частицы будут выводиться конвекцией через перепуск в ствол за пулкой, что позволит продолжить горение в казенной части ствола. Расчеты покажут, что к тому времени, когда пулька начнет движение, в случае бедной смеси будет израсходовано значительно более 95% проху топлива (или окислителя в случае с богатой смесью).

2.1 Моделирование горения

В следующей кинетически контролируемой реакции,



Где A и B являются реагентами, P – продукты реакции и n_a, n_b являются стехиометрическими коэффициентами.

A представляет собой топливо, а B - окислитель. В идеальном случае, когда продукты реакции являются прямым результатом столкновений между молекулами A и B без промежуточных реакций или частиц, уравнение 1 называется элементарной реакцией, и теория столкновений приводит к следующим связанным дифференциальным уравнениям для молярных концентраций реагентов,

$$\frac{d}{dt} [A] = -n_a k [A]^{n_a} [B]^{n_b} \quad (EQ 2)$$

$$\frac{d}{dt} [B] = -n_b k [A]^{n_a} [B]^{n_b} \quad (EQ 3)$$

где k - функция температуры в уравнении Аррениуса

$$k = F \exp \frac{-E_a}{R_u T} = F \exp \frac{-T_a}{T} \quad (EQ 4)$$

Где F обозначается как предэкспоненциальный коэффициент, E_a является энергией активации, R_u - универсальная газовая постоянная, T - локальная температура газовой смеси, в которой протекает реакция, и T_a является температурой активации.

Теория столкновений также утверждает, что предэкспоненциальный коэффициент является очень большим числом (порядка 10^{14}) и что температура активации намного больше, чем температура окружающей среды (в десятки тысяч К). Это означает, что k , которое определяет скорость реакции, является результатом произведения очень большого числа и очень малого числа, одно из которых меняется очень быстро. Этот факт приводит к тому, что скорость изменения соотношения топлива и окислителя остается почти постоянной в течение некоторого времени, а затем изменяется чрезвычайно быстро, поскольку температура повышается как за счет тепла, выделяемого в результате реакции, так и за счет работы сжатия, выполняемой поршнем. В действительности топливо и окислитель вступают в реакцию не путем простых столкновений молекул A и B , а скорее путем образования большого количества промежуточных соединений, что в конечном итоге приводит к образованию продуктов P . Когда это происходит, решение задачи о реакции требует решения большой системы связанных элементарных реакций. В таком случае уравнение 1 должно интерпретироваться как сокращенное обозначение сложной системы реакций. Это сокращенное обозначение также называется глобальной реакцией. В таком случае уравнения 2, 3 и 4 не применяются в том виде, в каком они написаны.

Однако возможно заменить параметры n_a, n_b, E_a (или T_a) и F калиброванными величинами. Например, рассматривать глобальную реакцию так, как если бы это была элементарная реакция. Используя откалиброванные показатели a и b , а также откалиброванную функцию k , выводим уравнения :

$$\frac{d}{dt}[A] = -n_a k[A]^a[B]^b \quad (EQ 5)$$

$$\frac{d}{dt}[B] = -n_b k[A]^a[B]^b \quad (EQ 6)$$

Тем самым будем приближенно имитировать гораздо более сложную систему реакций, которые происходят на самом деле.

Калибровка этих параметров требует сопоставления результатов точно заданных вычислительных гидродинамических экспериментов, проведенных с полным набором видов, или тщательных лабораторных измерений. Таким образом, так называемое *одноступенчатое* приближение ((Westbrook Ref (3)) может заменить сложную систему реакций. Одноступенчатое приближение нарушает фактический порядок химической реакции, но дает возможность визуализировать то, что происходит, не обременяя себя полноценной химией. Однако существует важное предостережение о плохой обусловленности и результаты должны интерпретироваться с осторожностью.

2.2 Уравнения сохранения

Проще вывести уравнения сохранения для А и В(в уравнениях 5 и 6), а затем привязать их к конкретному роду углеводороду. Пусть M_x обозначает массовую долю вещества X, где X означает А или В. Если ρ - общая плотность газовой смеси, в которой происходит реакция (горение происходит в воздухе, что означает, что газовая смесь включает азот), и ρ_x - парциальная плотность частиц X, массовая доля частиц X равна :

$$M_x = \frac{\rho_x}{\rho} \Rightarrow \rho_x = \rho M_x \quad (EQ 7)$$

Величина ρ_x представляет собой молярную концентрацию $[X]$, умноженную на соответствующую молекулярную массу, W_x . Таким образом, соотношение между молярной концентрацией компонентов и массовой долей является,

$$W_x[X] = \rho M_x \Rightarrow [X] = \rho \frac{M_x}{W_x} \quad (EQ 8)$$

что приводит к следующему соотношению между производными по времени,

$$\rho \frac{dM_x}{dt} = W_x \frac{d}{dt}[X] - M_x \frac{d\rho}{dt} \quad (EQ 9)$$

Скорость расходования компонентов. В предположении однородности скорость, с которой масса реагента X расходуется в объеме V , равна q_X^V ,

$$q_X = W_X \frac{d}{dt} [X] \quad (EQ 10)$$

$$q_X = -W_X n_X k [A]^a [B]^b \quad (EQ 11)$$

где q_X измеряется в $\frac{g}{s \text{ cm}^3}$, а n_X является стехиометрическим коэффициентом X . Меняем молярные концентрации,

$$q_X = -n_X k \rho^{a+b} \frac{W_X}{W_A^a W_B^b} M_A^a M_B^b, X = A, B \quad (EQ 12)$$

Скорость выработки тепла. Теплота реакции, выделяемая в единицу времени и единицу объема, $h(t)$, представляет собой теплоту, выделяемую одним молекул реагента, умноженную на изменение молярной концентрации реагента во времени.,

$$h(t) = -Q_F \frac{d}{dt} [A] \quad (EQ 13)$$

где Q_F - это тепло, выделяемое при потреблении одного моля вещества A (отрицательный знак в уравнении 14 указывает на экзотермичность реакции - помните сделанный ранее комментарий о выделении тепла в зависимости от теплоты реакции), а $h(t)$ измеряется в $\frac{j}{s \text{ cm}^3}$

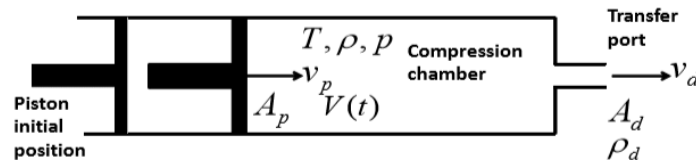
$$h(t) = Q_F n_A k \frac{\rho^{a+b}}{W_A^a W_B^b} M_A^a M_B^b \quad (EQ 14)$$

Поскольку горение происходит как в компрессоре, так и в объеме ствола между казенной частью и задней частью пушки, вам нужны уравнения сохранения как для камеры сжатия, так и для объема ствола за пушкой. Я выведу уравнения сохранения только для компрессора, однако вы можете легко адаптировать их к объему ствола за пушкой.

2.2.1 Сохранение общей массы

Рассмотрим зависящий от времени объем $V(t)$ с выпускным отверстием A_d , через которое газовая смесь выходит с массовым расходом $v_d\rho_d$, как показано на рисунке 1 (это упрощенная версия рисунка 5 в Ref. (1)). Для наглядности на рисунке 1 опущены некоторые детали (такие как канавка манжеты и канал перепуска), которые не мешают выведению уравнений.

FIGURE 1. Compression chamber - piston initial position is at $t = 0$



Объем камеры сжатия, $V(t)$, изменяется по мере того, как поршень, имеющий площадь A_p , движется со скоростью v_p . Для целей этих расчетов не имеет значения, включает ли в себя объем $V(t)$ объем канала перепуска или нет - подробности см. в Ref. (1). Уравнение для глобального сохранения массы в камере сжатия, пренебрегающее пространственными градиентами, имеет вид:

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = -v_d\rho_d A_d \quad (EQ 15)$$

Где ρ - плотность горючей смеси. За исключением площади перепуска A_d , все переменные в этом уравнении зависят от времени.

Следуя обсуждению в Ref. (1), расчет расхода на выходе, $v_d\rho_d$, основан на предположении, что давление на выходе известно. Это позволяет нам получить массовый расход при изоэнтропийном расширении, \dot{m} , который может быть скорректирован с помощью коэффициента расхода, C_d , для учета потерь при расходе. Плотность газовой смеси определяется по обыкновенному дифференциальному уравнению

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = -C_d \dot{m} A_d \quad (EQ 16)$$

$$V \frac{d\rho}{dt} = -C_d \dot{m} A_d - \rho \frac{dV}{dt} \quad (EQ 17)$$

Расчеты можно выполнять, предполагая, что газовая постоянная не зависит от продуктов сгорания. В качестве альтернативы вы можете повторно рассчитать газовую постоянную по мере изменения состава газа.

2.2.2 Сохранение количества вещества

Массовый расход вещества X , где X означает либо A , либо B , покидающего камеру на единицу площади и в единицу времени, равен :

$$v_d \rho_X = v_d \rho \frac{\rho_X}{\rho} = C_d \dot{m} M_X \quad (EQ 18)$$

Скорость, с которой количество вещества изменяется в объеме V , равна скорости, с которой компоненты образуются внутри V , минус скорость, с которой компоненты покидают V (при адаптации этого уравнения к области между казенной частью и пушкой знак содержащего члена меняется с отрицательного на положительный).

$$\frac{d}{dt} (\rho_X V) = -C_d \dot{m} A_d M_X + q_X V \quad (EQ 19)$$

$$V \rho \frac{dM_X}{dt} + M_X V \frac{d\rho}{dt} = - \left(C_d \dot{m} A_d + \rho \frac{dV}{dt} \right) M_X + q_X V \quad (EQ 20)$$

Заменив $V \frac{d\rho}{dt}$ из уравнения 17 и немного поработав с алгеброй, уравнение сохранения вещества сводится к :

$$\frac{dM_X}{dt} = \frac{q_X}{\rho} \quad (EQ 21)$$

Может показаться странным, что массовая доля явно не зависит от скорости изменения объема, в котором протекает реакция (однако она неявно зависит от плотности и температуры - последняя входит в функцию k), но это результат квазистационарности и однородности предположения. Замена на q_X дает нам следующие значения ODE для компонентов A и B

$$\frac{dM_A}{dt} = -n_a k \frac{\rho^{a+b-1}}{W_A^{a-1} W_B^b} M_A^a M_B^b \quad (EQ 22)$$

$$\frac{dM_B}{dt} = -n_a k \frac{\rho^{a+b-1}}{W_A^a W_B^{b-1}} M_A^a M_B^b \quad (EQ 23)$$

Обратите внимание, что эти два уравнения явно не зависят от производных термодинамических переменных камеры сжатия. Это облегчает выполнение численного интегрирования.

2.2.3 Сохранение энергии

Несложно изменить уравнение энергии, полученное в Ref. (1), добавив теплоту сгорания внутри камеры - это будет теплота, выделяемая на единицу объема, $h(t)$, умноженная на объем камеры.

$$\frac{d}{dt}[V\rho c_v T] = A_p p v_p - C_d \dot{m} A_d \left(\frac{1}{2} v_d^2 + c_p T_d \right) - \frac{dQ}{dt} + Vh(t) \quad (EQ 24)$$

Где, $\frac{dQ}{dt}$ - скорость потери тепла через стенки компрессора. Расширив это уравнение,

Заменив $V \frac{d\rho}{dt}$ из уравнения 17, и после алгебраических манипуляций получаем дифференциальное уравнение для температуры в компрессоре

$$V\rho c_v \frac{dT}{dt} = A_p p v_p - C_d \dot{m} A_d \left(\frac{1}{2} v_d^2 + c_p T_d - c_v T \right) - \frac{dQ}{dt} + Vh(t) \quad (EQ 25)$$

2.2.4 Итоговые уравнения сохранения

Следующий набор из четырех дифференциальных уравнений описывает термодинамическое состояние камеры сжатия в условиях реакции горения. $n_a A + n_b B \rightarrow P$

$$V \frac{d\rho}{dt} = -C_d \dot{m} A_d - \rho \frac{dV}{dt} \quad (EQ 26)$$

$$\frac{dM_a}{dt} = -n_a k \frac{\rho^{a+b-1}}{W_A^{a-1} W_B^b} M_A^a M_B^b \quad (EQ 27)$$

$$\frac{dM_b}{dt} = -n_b k \frac{\rho^{a+b-1}}{W_A^a W_B^{b-1}} M_A^a M_B^b \quad (EQ 28)$$

$$V\rho c_v \frac{dT}{dt} = A_p p v_p - C_d \dot{m} A_d \left(\frac{1}{2} v_d^2 + c_p T_d - c_v T \right) - \frac{dQ}{dt} + Vh(t) \quad (EQ 29)$$

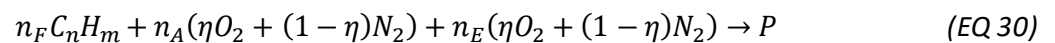
Аналогичный набор уравнений, с незначительными изменениями, применяется к области ствола между казенной частью и пулькой. Эти уравнения должны быть дополнены уравнением состояния, а затем объединены с уравнениями пружины, как описано в Ref. (1). Если вы

разрабатываете свой компьютерный код модульным и организованным образом, эти изменения очень просты в реализации.

2.2.5 Начальные значения молярной и массовой долей

Учитывая начальную температуру и давление в камере сжатия (обычно значения окружающей среды), начальное количество проху углеводорода (и соответствующие массовые доли) должно быть таким, чтобы теплота его сгорания соответствовала теплоте, выделяемой известным количеством смазочного масла.

Можно провести анализ для общего углеводорода C_nH_m , а затем конкретизировать результаты для нашего выбора проху топлива. Получается вот такая реакция :



Где, P обозначает продукты сгорания, в которые переходит весь углерод из C_nH_m , а весь водород - в воду. Это глобальная реакция, которая заменяет сложный набор реакций, определяющих истинный химический путь.

Предположим, что n_F молей C_nH_m вступают в реакцию с кислородом в избыточном количестве воздуха. Обозначим через n_A моли воздуха, необходимые для обеспечения кислородом стехиометрического равновесия. Предположим, что газовая смесь содержит n_E молей дополнительного воздуха. Также предположим, что один моль воздуха состоит из η молей молекулярного кислорода и $1 - \eta$ молей молекулярного азота, где $\eta = 0.21$.

Обозначим через Q_L тепло, выделяемое при сжигании одного грамма смазочного материала. Помните, что Q_F - это тепло, выделяемое при сжигании одного моля C_nH_m . Количество молей C_nH_m , необходимое для соответствия энергии q мг смазочного материала, равно :

$$n_F = q 10^{-3} \frac{Q_L}{Q_F} \quad (EQ\ 31)$$

Поскольку для сжигания одного моля C_nH_m требуется $n + m/4$ моля O_2 , количество молей воздуха для стехиометрического горения равно :

$$n_A = \frac{n + 0,25m}{\eta} n_F \quad (EQ\ 32)$$

И число стехиометрических молей O_2 равно :

$$n_{O_2} = n_F(n + 0,25m) \quad (EQ 33)$$

Чтобы получить n_E , рассмотрим общее количество молей в реакции, $n_T = n_F + n_A + n_E$

Используйте пропорциональность $\frac{1 \text{ mol}}{V^* \text{ cm}^3} = \frac{n_T \text{ mol}}{V \text{ cm}^3}$, где V^* - объем, занимаемый одним

молям идеального газа (около $24,400 \text{ cm}^3$ при 1 атм и 25°C), а V - начальный объем камеры сжатия (первоначально единственный объем, который имеет значение, - это объем компрессора, т.к. пультка еще не начала свое движение). Поскольку $n_T = \frac{V}{V^*}$, число молей дополнительного воздуха равно :

$$n_E = \frac{V}{V^*} - (n_F + n_A) \quad (EQ 34)$$

Заменяем n_A :

$$n_E = \frac{V}{V^*} - n_F \left(1 + \frac{n+0,25 m}{\eta} \right) \quad (EQ 35)$$

Начальная плотность газовой смеси, $\rho_0 = \rho(0)$, равна :

$$\rho_0 = \frac{n_F W_{C_n H_m} + (n_A + n_E) W_{air}}{V} \quad (EQ 36)$$

Где W_{air} - молекулярная масса воздуха. Альтернативно :

$$\rho_0 = \frac{W_{air}}{V^*} + q 10^{-3} \frac{Q_L}{Q_F} \frac{W_{C_n H_m} - W_{air}}{V} \quad (EQ 37)$$

Где первое слагаемое справа - это плотность газа при отсутствии топлива, а второе слагаемое - поправка на наличие топлива. Обратите внимание на порядки величины во втором члене справа. Количество миллиграммов смазочного масла, q , имеет порядок один. Начальный объем камеры, V , составляет около 50 cm^3 . Соотношение, Q_L/Q_F как мы вскоре увидим, составляет около 0,02. Это означает, что второй член на несколько порядков меньше первого. Таким образом, мы можем безопасно вычислить начальную глобальную плотность, игнорируя топливный компонент.

Начальная массовая доля топлива составляет :

$$M_{C_n H_m} = \frac{\rho_{C_n H_m}}{\rho_0} = \frac{n_F W_{C_n H_m}}{V \rho_0} = q 10^{-3} \frac{Q_L}{Q_F} \frac{W_{C_n H_m}}{V \rho_0} \quad (EQ 38)$$

Знаменатель в правой части этого уравнения является слабой функцией q , что означает, что для первого порядка массовая доля топлива является линейной функцией количества миллиграммов смазочного материала в камере.

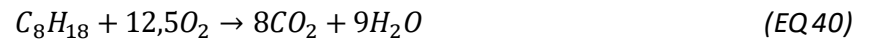
Начальная массовая доля кислорода составляет,

$$M_{O_2} = q10^{-3}(n + 0,25m) \frac{Q_L W_{O_2}}{Q_F V_{\rho_0}} \quad (EQ 39)$$

который в первом порядке также является линейной функцией от q .

2.3 Одностадийная реакция n-octane

Стехиометрически сбалансированная глобальная реакция n-октана с газообразным кислородом протекает следующим образом,



Существует несколько одностадийных реакций для сжигания смеси n-октана. Мы будем использовать одноэтапную модель, предложенную Westbrook (Ref. 3),

$$\frac{d}{dt} [C_3H_8] = -k[C_3H_8]^a [O_2]^b \quad (EQ 41)$$

$$\frac{d}{dt} [O_2] = -12,5k[C_3H_8]^a [O_2]^b \quad (EQ 42)$$

с парциальными порядками реакции $a = 0,25$ и $b = 1,5$, и

$$k = F_{exp} \left(\frac{-T_a}{T} \right) \quad (EQ 43)$$

где $T_a = 20,000K$ и $F = 7,2 \times 10^{12} \frac{cm^{2,25}}{s mol^{0,75}}$

2.3.1 Исходные значения для n-октана

Предположим, что теплота, выделяющаяся при сжигании одного грамма смазочного масла, равна 42 000 Дж, а теплота, выделяющаяся при сжигании одного моля n-октана, равна 5 144 000 Дж. Это значение ниже, чем указано в таблицах теплоты реакции, поскольку оно рассчитано только на основе разрушения и образования связей и не включает теплоту конденсации воды. Это оправдано, поскольку энергетический баланс в нашем случае исключает передачу энергии конденсации воды в кинетическую энергию пульки.

$$Q_L = 42 \times 10^3 \frac{J}{g} \quad (EQ 44)$$

$$Q_F = 5.144 \times 10^6 \frac{J}{g} \quad (EQ 45)$$

Чтобы соответствовать энергии, выделяемой q мг смазочного масла, нам нужно следующее количество молей n-октана,

$$n_F = q 10^{-3} \frac{Q_L}{Q_F} \text{ mol} \quad (EQ 46)$$

В следующей таблице приведены исходные значения для одного мг смазочного масла.

TABLE 1. Starting values $V = 50 \text{ cm}^3$, $T = 298.15 \text{ K}$, $p = 101.325 \text{ kPa}$, $V^* = 24,400 \text{ cm}^3$, 1 mg chamber oil

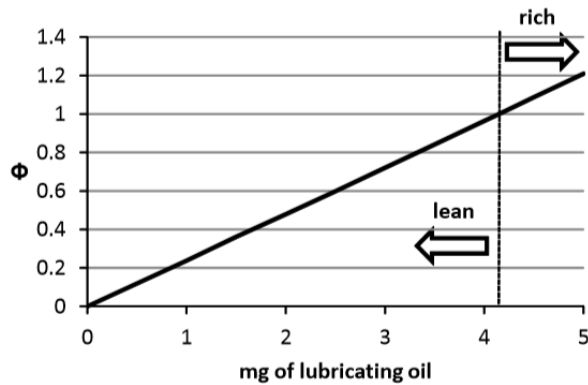
C_8H_{18} moles	Air moles	Extra air moles	O_2 moles	Gas density (g/cm ³)	C_8H_{18} mass fraction	O_2 mass fraction
8.165E-06	4.860E-04	1.555E-03	4.286E-04	1.196E-03	1.557E-02	2.294E-01

Коэффициент эквивалентности. Молярное соотношение эквивалентности показывает, насколько бедной или насыщенной является топливовоздушная смесь.

$$\phi = \frac{\left[\frac{n_F}{n_A + N_E} \right]}{\left[\frac{n_F}{n_A} \right] \text{stoichiometric}} \quad (EQ 47)$$

На рисунке 2 показано эквивалентное соотношение n-октана и воздуха для компрессора объемом 50 см³. Полное сгорание без избытка воздуха происходит при расходе примерно 4,15 мг смазочного масла; это соответствует примерно 83 мг масла на литр.

FIGURE 2. N-octane/air equivalence ratio at one atm and 25 C - chamber volume 50 cm³



3.0 Результаты и обсуждение

Расчеты указанные в таблице 2 относятся к пневматической винтовке Beeman RS2 в кал. 4,5 мм, взятой из Ref. (1). Начальная, номинальная скорость пульки JSB весом 0,670 г (10,34 г) составляет 247,5 м/с (812 футов/с). Номинальная скорость, измеренная без обновления или добавления смазки, является эталонной скоростью, используемой для калибровки внутренних параметров баллистической модели, как описано в Ref. (1). Это не означает, что номинальная скорость совсем не содержит вклада от эффекта дизеля. Но я делаю неявное предположение, что вклад от дизелирования без обновления или добавления смазки, невелик и линейно накладываются на дополнительный эффект дизеля, представленный в результатах.

TABLE 2. Beeman RS2 air rifle specifications - taken from Ref. (1)

Spring		Piston		Chamber	
Free length	285.75 mm	Weight	0.298 Kg	Diameter	25 mm
Number coils	43 ----	Piston head thickness	12 mm	Seal cavity comp. depth	0.53 mm
Outside diameter	17.78 mm	Seal thickness	6.7 mm	Transfer port diameter	3.4 mm
Wire diameter	3.02 mm			Transfer port length	23 mm
Spring precompression	52.705 mm				
Rear spacer thickness	0 mm				
Front spacer thickness	7.49 mm				
Cocking stroke	100 mm				
Guide length	100 mm				

Приведенные ниже результаты и выводы относятся к адиабатическим условиям при нормальных атмосферных условиях (давление 101,135 кПа и температура 25°C) и откалиброванным параметрам модели, как описано в Ref. (1). Важно иметь в виду, что подробная картина событий, которая последует далее, зависит от допущений подхода. Предполагается, что эти расчеты носят описательный и концептуальный характер, а не прогностический.

Последовательность событий. Диаграммы на рис. 3 показывают положение поршня и пули в четыре критических момента времени, от начала цикла выстрела до момента выхода пули

из ствола, сверху вниз. Хотя диаграммы не масштабированы, они ясно показывают, что вспышка горения происходит до того, как пулька успевает продвинуться в ствол более чем на несколько миллиметров. Крошечное пространство, которое пулька успевает пройти после начала самовоспламенения, содержит легковоспламеняющееся топливо. Этого достаточно для того, что процесс дизелирования, в небольшой степени, происходил в стволе, за пределами компрессора. Поскольку изображения сделаны не в масштабе, эта доля на самом деле меньше, чем показано на диаграмме на рисунке 3. В практических целях можно предполагать, что процесс дизелирования заканчивается до перемещения пульки. Продолжительность вспышки дизеля сама по себе не имеет значения - она происходит слишком быстро, чтобы ее можно было детектировать по перемещению поршня.

На рисунке 4 показано влияние дизелирования на положение поршня в тот момент, когда пулька покидает ствол. Сгорание заставляет поршень отскакивать еще дальше назад, создавая больший объем в компрессоре, где остается горячий воздух после того как пулька покинет ствол. Теряется не только энергия, связанная с этим горячим воздухом, но и увеличивается степень сжатия пружины, в результате чего пружина удерживает дополнительную энергию, частично в виде колебаний.

FIGURE 3. Piston and pellet positions at four critical times - dieseling event of 2 mg oil (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).

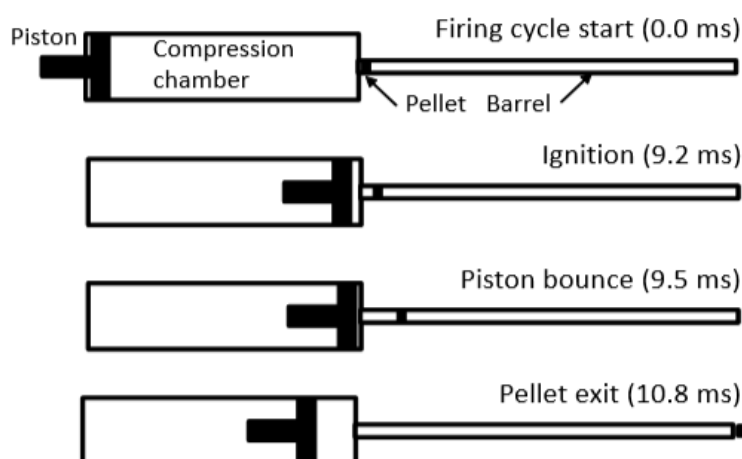
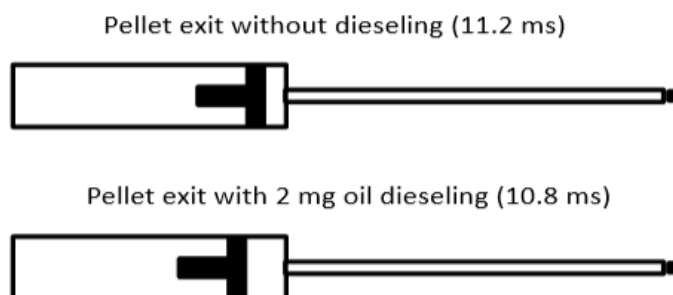


FIGURE 4. Terminal piston positions with and without dieseling (2 mg oil burnt).



Процесс сгорания топлива. Важной особенностью воспламенения при высоких температурах является то, что оно происходит чрезвычайно быстро. В конкуренции между предэкспоненциальным фактором, вероятностью того, что молекулы столкнутся правильным образом, чтобы прореагировать друг с другом, и температурой активации (или энергией),

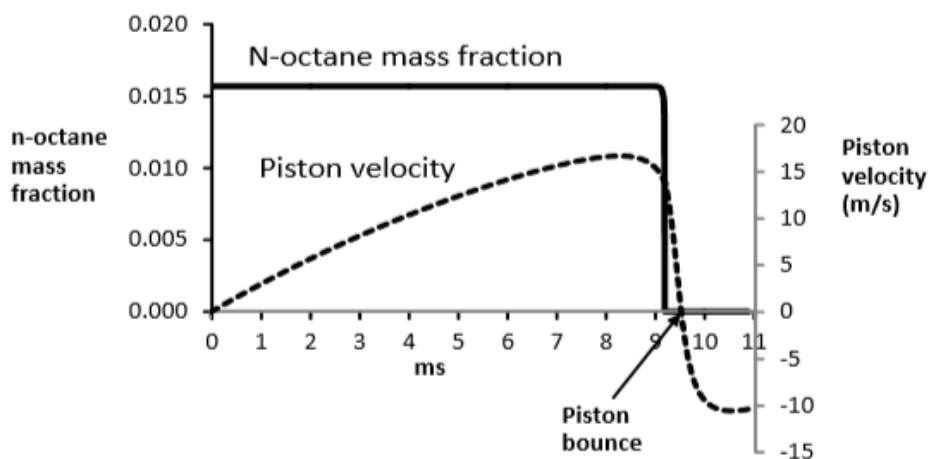
определяющей, что сталкивающиеся молекулы будут обладать достаточной энергией для активации реакции, в конечном счете экспоненциальная температурная составляющая берет верх, и реакция протекает чрезвычайно быстро.

На рисунке 5 наглядно показано чрезвычайно быстрое завершение реакции горения, как только вступает в силу экспоненциальная температурная составляющая уравнения Аррениуса. На рисунке показано изменение массовой доли C_8H_{18} в зависимости от времени по левой вертикальной оси и скорости поршня по правой вертикальной оси.

Кривая массовой доли выглядит как ступенчатая функция, снижающаяся до нуля за время, чуть превышающее 9 мс. Однако это не является ступенчатой функцией, а функцией значение которой начинает очень быстро снижаться примерно через 9 мс, время, когда температура активации превышает предэкспоненциальный коэффициент.

Рисунок 5 так же хорошо иллюстрирует очень разные временные масштабы, связанные с химическим составом и перемещением механических компонентов. Временная шкала химии имеет порядок временного интервала, в течение которого массовая доля падает с почти постоянного значения и практически до нуля. С другой стороны, временная шкала механических компонентов определяется всем циклом выстрела и имеет значение около 10 мс. Эта разница во временных масштабах свидетельствует о свойстве жесткости (негибкости) дифференциальных уравнений, когда речь идет о химических реакциях. Это то, что вы должны иметь в виду при программировании численного решения вашей системы ODE. **Процесс дизелирования завершается менее чем за три сотых миллисекунды**, что намного короче, чем любая другая составляющая цикла выстрела.

FIGURE 5. Mass fraction and piston velocity -(Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



Обратите внимание на изменение знака скорости поршня - это время, когда поршень отскакивает и начинает двигаться назад. Это согласуется с диаграммами на рис. 3, где воспламенение предшествует отскоку на 0,5 мс.

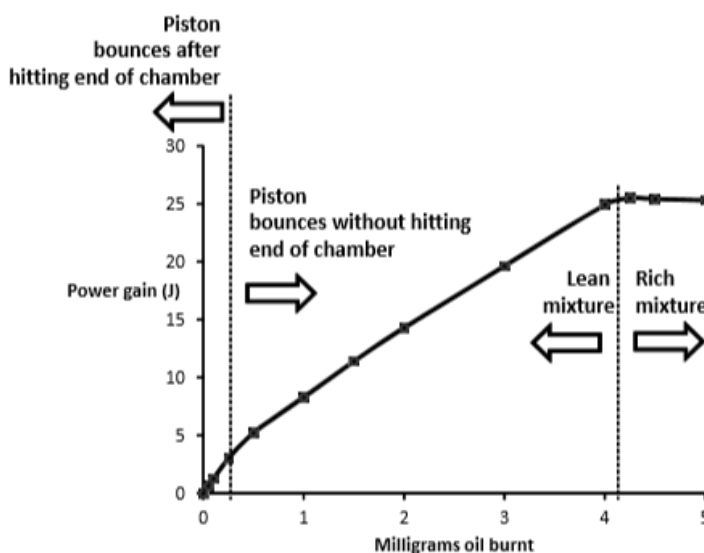
Энергия дизелирования и энергия пульки. На рисунке 6 показан прирост энергии пульки в джоулях при различном количестве сожженного масла. На графике показаны три режима, обозначенные разрывами в наклоне линии. Первый разрыв, который происходит при сжигании примерно 0,25 мг масла, связан с отскоком поршня в конце его хода. Для данной конкретной винтовки и выбранного типа пульки расчеты показывают, что при отсутствии дизеля

поршень ударяется о дно компрессора, прежде чем отскочить. Во втором режиме дизелирование меняет эту картину. Расчеты показывают, что сгорание 0,25 мг масла или более приводит к тому, что поршень отскакивает до того, как достигнет дна компрессора. Интуитивно это имеет смысл, поскольку внезапная вспышка горения масла образует газовую подушку, которая амортизирует поршень в конце его поступательного движения.

Второй разрыв в линии соответствует стехиометрическому балансу промежуточной топливовоздушной смеси, которому, как показано на рисунке 2, соответствует чуть более 4 мг смазочного материала. Если количество топлива превышает его стехиометрическое значение, кислород в воздухе закончится до того, как полностью сгорит топливо, и высвободится только часть энергии смазки, остальная часть будет вытеснена с несгоревшим топливом из ствола. Опять же, имейте в виду, что детали этого рисунка зависят от допущения этой простой модели.

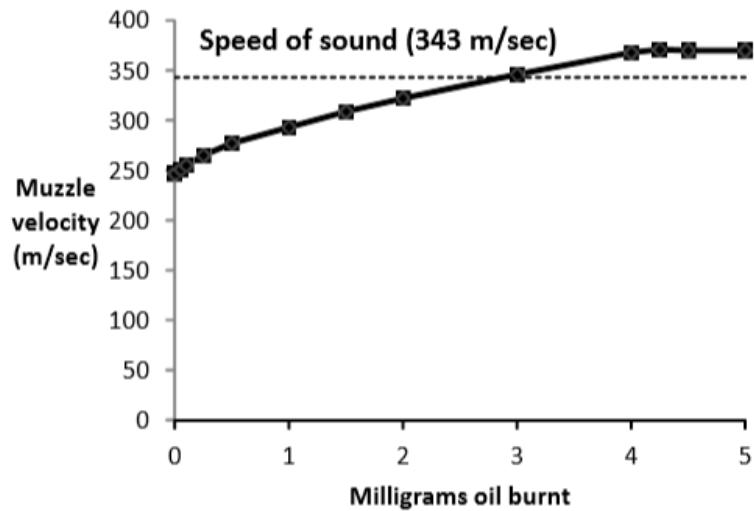
Между этими двумя перерывами прирост мощности является линейной функцией от количества сгоревшего масла. В условиях этой модели число Маха в канале перепуска остается дозвуковым при любом количестве масла. Причина этого заключается в том, что по мере увеличения расхода масла при сгорании, температура в перепускном отверстии повышается, сохраняя скорость звука достаточно большой, чтобы ограничить увеличение числа Маха.

FIGURE 6. Pellet power gain - (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



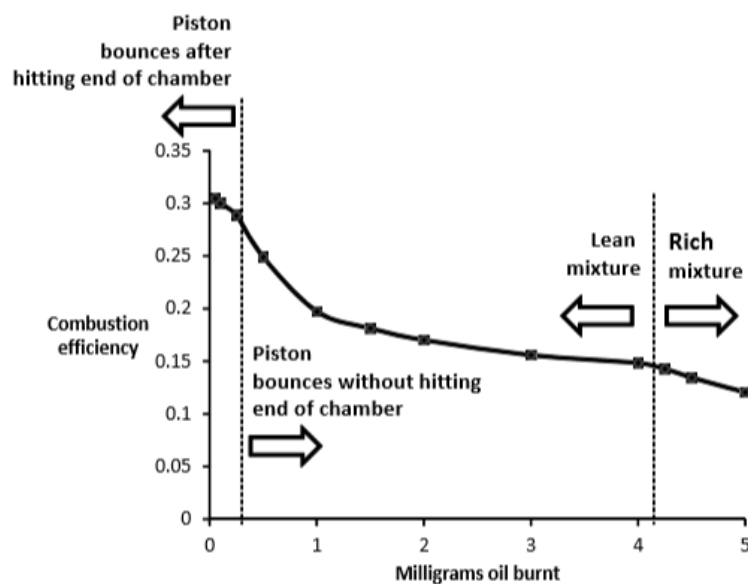
На рисунке 7 показана начальная скорость пули JSB калибра 4,5 мм весом 0,67 грамма. При отсутствии горения начальная скорость пули составляет 247,5 м/с (812 футов/сек). График показывает, что скорость пульки преодолевает звуковую, когда при дизелировании расходуется чуть более 3 мг масла. Три миллиграмма - это примерно половина капли масла (разумеется в зависимости от вашего способа дозирования масла). Качественное наблюдение - одна капля масла, впрыснутая непосредственно в компрессор через перепускное отверстие, может произвести по меньшей мере один сверхзвуковой выстрел.

FIGURE 7. Pellet velocity - (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



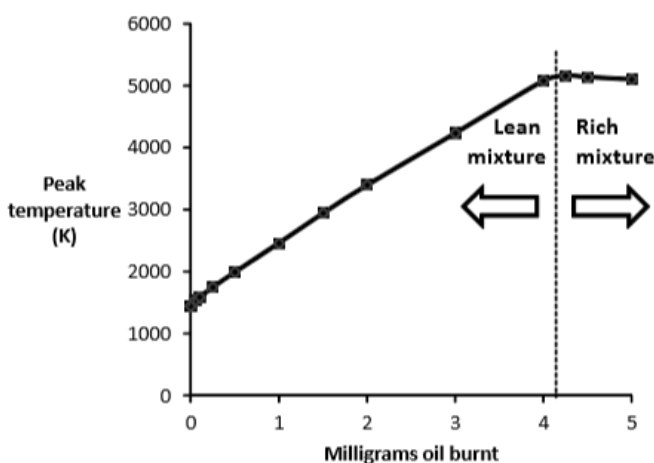
На рисунке 8 показана доля энергии сгоревшего смазочного масла, которая преобразуется в дульную энергию. Я называю это отношение *эффективностью сгорания*. Для небольших количеств масла (менее 0,25 мг) эта доля составляет около 30%, для умеренных и больших количеств (более 1 мг) это значение снижается примерно до 15%. При количестве масла, превышающем коэффициент эквивалентности равный единице, эффективность равномерно падает по мере того, как растущее количество масла перестает сгорать. За этими мыслями скрывается интересное наблюдение! *При очень небольшом количестве масла, участвующего в дизелировании, эффективность масла для передачи мощности пулке сравнима с эффективностью основной пружины. При большом количестве масла эффективность дизеля может быть значительно ниже, чем у пружины.* Это важный вывод для всех, кто рассматривает возможность использования дизеля в качестве средства повышения дульной энергии оружия.

FIGURE 8. Combustion efficiency regimes - (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



Влияние дизеля на температуру. На рисунке 9 показана пиковая температура в камере в зависимости от количества сгоревшего масла. Эта картина интуитивно понятна: температура линейно повышается в зависимости от количества масла, задействованного в процессе дизелирования, а затем выравнивается, когда количество масла превышает стехиометрический баланс. Это могут быть очень высокие температуры, поэтому любители пневматического оружия не должны удивляться прогоревшим манжетам после подобной практики.

FIGURE 9. Chamber peak temperature - (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



Влияние дизеля на давление. То, что происходит с давлением, гораздо менее очевидно, чем то, что происходит с температурой, и заслуживает некоторого пояснения. Интуиция может подсказать вам, что внезапное выделение тепловой энергии в замкнутом пространстве должно привести к повышению давления. Здесь есть две проблемы. Во-первых, мы должны уточнить, что мы подразумеваем под “ограниченным”. В случае ППП, объем камеры не ограничен таким же образом, как объем внутри цилиндра ДВС. Наша камера сжатия имеет подпружиненную подвижную поверхность (уплотнение поршня) и, следовательно, не соединена жестко с подвижной частью, как в случае с поршнем ДВС. Это важно, поскольку в зависимости от момента зажигания поршень ППП может поглощать больше или меньше энергии, выделяемой при дизелировании.

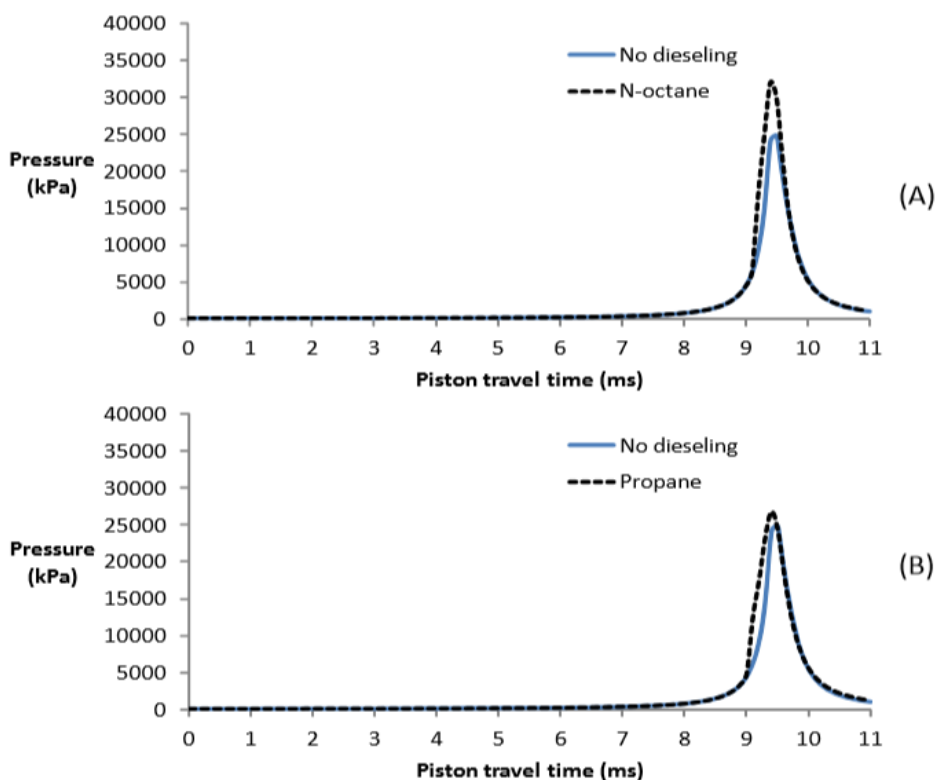
Другая проблема носит термодинамический характер. Дизель нагнетает энтальпию в камеру сжатия, а давление является лишь одним из компонентов энтальпии. Комбинированный эффект гибкой стенки камеры (передняя часть уплотнения поршня) и способности газа изменять свое энергетическое содержание за счет изменения температуры и давления означает, что в результате работы дизеля пиковое давление может практически не изменяться или даже снижаться! Это заметно, если применить в качестве проху-топлива пропан (C_3H_8) вместо n-октана. Это легче представить, если учесть, что важно не только то, насколько велико давление, но и то, как долго оно воздействует на снаряд. Вспышка сгорания приводит к более раннему отскоку поршня, создавая в камере больший объем высокотемпературного воздуха, чем это было бы в случае без сгорания. Этот дополнительный объем газов обеспечивает более продолжительное воздействие на пульку, чем это было бы в случае без дизеля. Более продолжительное воздействие может разогнать пульку до более высокой скорости, даже если воздействие происходит при более низком давлении.

На рисунке 10 показано, насколько разным может быть график давления в зависимости от используемого нами промежуточного топлива. Сжигание пропана в качестве вспомогательного топлива оказывает гораздо меньшее влияние на пиковое давление, чем сжигание n-октана, хотя в обоих случаях количество энергии, выделяемой при сгорании, абсолютно одинаково.

Нет строгих научных доказательств того, что происходит с давлением внутри ППП во время дизеля. Cardew и Cardew (Ref.(5)) утверждают, что измерили значительное повышение пикового давления в результате дизелирования. К сожалению, они не в состоянии количественно оценить, насколько велик был этот пик, потому что, как указано в их книге, их приборы вышли из строя в результате скачка давления. Тем не менее, принимая во внимание, что дизелирование фактически приводит к повышению давления в камере сжатия, мы должны заключить, что n-октан дает нам лучшую по сравнению с пропаном модель того, что происходит на самом деле.

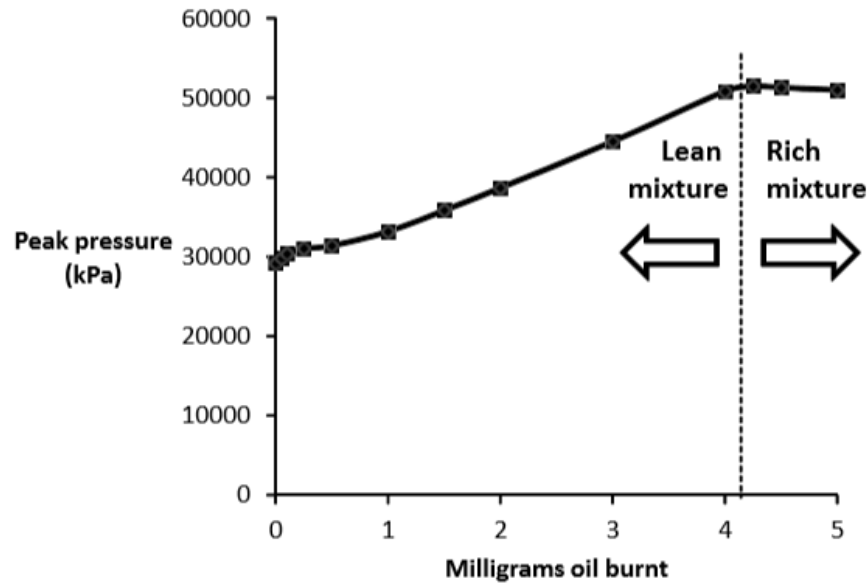
Высота пикового давления связана как с предэкспоненциальным коэффициентом, так и с энергией активации топлива. Тот факт, что n-октан имеет более высокие предэкспоненциальные коэффициенты и более высокую температуру активации, чем у пропана, объясняет разницу в пиковых давлениях в используемой нами модели.

FIGURE 10. Pressure history in the compression chamber for 1 mg lubricating oil burnt - (A) computed with n-octane, and (B) obtained with propane as proxy fuel. In both cases, ignition happens very close to 9 ms, and in both cases pellet velocity gains differ by less than 3 m/s.



На рисунке 11 показаны пиковые давления в зависимости от количества масла, но полученные с помощью n-октана в качестве вспомогательного топлива. Самое высокое пиковое давление возникает при стехиометрически сбалансированной смеси.

FIGURE 11. Chamber peak pressure - (Beeman RS2 rifle, JSB 4.5 mm 670 g pellets).



Влияние дизелирования на энергетический баланс. Почему только часть энергии, выделяющейся при сгорании смазочного материала, передается пульке? Дизелирование как процесс приводит к сложному перераспределению энергии между пружиной, поршнем и объемом камеры сжатия в момент выхода пули из ствола. Следующие две таблицы показывают это в цифрах.

Обратите внимание на пункты, куда уходит энергия дизеля. Из 42 Дж энергии, которые 1 мг масла выделяет в камере сжатия, чуть менее 8,5 Дж поступает в пульку, остальное распределяется между различными внутренними компонентами примерно следующим образом.

1. Основная пружина сохраняет почти 4 Дж дополнительной энергии в виде деформации - это связано с тем, что работа дизеля вызывает более выраженный отскок.
2. Основная пружина также увеличивает свою кинетическую энергию примерно с 2 Дж до почти 3,3 Дж - часть этой энергии приводит к усилению вибрации пружины.
3. Поршень получает примерно 5,25 дополнительных джоулей энергии - это происходит из-за более выраженного отскока.
4. Камера сжатия, которая при отсутствии дизелирования заканчивает работу с дефицитом энергии более 3 Дж, теперь достигает конечного состояния с избытком энергии более 8,75 Дж - это комбинированное воздействие более сильного отскока и более горячего воздуха после вспышки дизеля.
5. В результате работы дизеля воздух за пулкой нагревается, вплоть до ее выхода из ствола и в нем сохраняется около 6 Дж дополнительной энергии - эта энергия покинет ствол после выхода пульки и, следовательно, будет потрачена впустую.
6. Обратите также внимание, что в результате работы дизеля пулька теряет около пяти дополнительных джоулей на трение - это может показаться нелогичным, но это именно то, что вас ждет. Помните, что трение возникает как со стороны головы пульки, так и со стороны юбки, и что трение юбки зависит от давления за пулкой (подробности см. в Ref. (1)). При работе с дизелем поддерживается высокое давление за пулкой на более

длинном участке перемещения внутри канала, и, как следствие, тратится больше энергии впустую.

7. Наконец, обратите внимание на значение 42,02 Дж в нижней части панели в таблице 4 . Это чистая энергия, вводимая в систему одним мг смазочного материала, что также является формой подтверждения правильности расчетов, поскольку энергия должна быть сохранена (точная цифра должна составлять 42,00 Дж - 0,02 разница обусловлена ошибкой округления при интегрировании обыкновенных дифференциальных уравнений).

TABLE 3. Energy balance without dieseling - nominal configuration with JSB 0.670 g pellets

Energy Balance (J) - No dieseling					
Area	Energy	Start	Finish	Diff	Fraction
Spring	Elastic	71.79	16.09	-55.70	-77.6%
	Kinetic	0.00	1.97	1.97	2.7%
	Guide	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	71.79	18.05	-53.74	-74.9%
Piston	Kinetic	0.00	4.50	4.50	6.3%
	Impact	0.00	6.65	6.65	9.3%
	Friction	0.00	2.17	2.17	3.0%
	Outflow	0.00	-4.59	-4.59	-6.4%
	Total	0.00	8.74	8.74	12.2%
Chamber	Thermal	12.50	8.85	-3.65	-5.1%
	Transfer	0.05	0.45	0.40	0.6%
	Heat loss	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	12.55	9.30	-3.25	-4.5%
Breech to pellet	Thermal	0.00	13.99	13.99	19.5%
	Kinetic	0.00	0.13	0.13	0.2%
	Heat loss	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	0.00	14.12	14.12	19.7%
Muzzle	Outflow	0.00	0.84	0.84	1.2%
	Total	0.00	0.84	0.84	1.2%
Pellet	Linear KE	0.00	20.51	20.51	28.6%
	Rot KE	0.00	0.01	0.01	0.0%
	Friction	0.00	12.78	12.78	17.8%
	Total	0.00	33.30	33.30	46.4%
Net energy change				0.00	0.0%

TABLE 4. Energy balance - 1 mg dieseling lubricant and JSB 0.670 g pellets.

Energy Balance (J) - 1 mg oil dieseling					
Area	Energy	Start	Finish	Diff	Fraction
Spring	Elastic	71.79	20.28	-51.52	-71.8%
	Kinetic	0.00	3.30	3.30	4.6%
	Guide	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	71.79	23.58	-48.21	-67.2%
Piston	Kinetic	0.00	16.09	16.09	22.4%
	Impact	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Friction	0.00	2.24	2.24	3.1%
	Outflow	0.00	-4.32	-4.32	-6.0%
	Total	0.00	14.00	14.00	19.5%
Chamber	Thermal	12.63	20.81	8.18	11.4%
	Transfer	0.05	0.65	0.60	0.8%
	Heat loss	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	12.69	21.46	8.77	12.2%
Breech to pellet	Thermal	0.00	20.12	20.12	28.0%
	Kinetic	0.00	0.18	0.18	0.3%
	Heat loss	0.00	0.00	0.00	0.0%
	Total	0.00	20.30	20.30	28.3%
Muzzle	Outflow	0.00	0.91	0.91	1.3%
	Total	0.00	0.91	0.91	1.3%
Pellet	Linear KE	0.00	28.92	28.92	40.3%
	Rot KE	0.00	0.02	0.02	0.0%
	Friction	0.00	17.31	17.31	24.1%
	Total	0.00	46.25	46.25	64.4%
Net energy change				42.02	58.5%

4.0 Заключительные замечания

Концептуальная обработка процесса горения в камере сжатия пружинно-поршневой пневматики может быть выполнена с ограниченными ресурсами путем принятия существенных допущений о задействованной физике, сохраняя при этом наиболее важные аспекты явления. Эти предположения заключаются в том, что процесс горения может быть смоделирован с использованием альтернативного(ргоху) топлива, химический состав которого хорошо документирован, что пространственные градиенты и диффузия не важны и что составляющая кинетической энергии газа в камере сжатия пренебрежимо мала по сравнению с тепловой энергией.

Исходя из этих предположений, анализ говорит нам о некоторых интересных вещах: а) от 15% до 30% энергии сгорания смазочного материала преобразуется в дополнительную кинетическую

энергию пульки, б) процесс горения, по большей части, завершается до того, как пулька успевает значительно продвинуться в стволе, и в) более 70% энергии, выделяющейся при сгорании, поглощается внутренними механическими компонентами (большее сжатие пружины/ вибрация), а также теплом, удерживаемым в камере и за пулкой к тому времени, когда пулька покидает ствол.

Наконец, важно иметь в виду, что это был концептуальный, а не прогностический анализ. К результатам представленным здесь, следует относиться с осторожностью до тех пор, пока не станут доступны более всесторонние численные исследования и экспериментальная проверка. Полное решение проблемы дизелирования требует численного решения реактивных сжимаемых уравнений Навье-Стокса, которое, ожидаемо, даст результаты, несколько отличающиеся от того, что я обсуждал здесь. Если и когда придет время для такого начинания, я надеюсь, что эти наблюдения послужат полезным руководством для исследования.

5.0 References

1. D. Tavella, "Internal ballistics of a spring piston air gun", Internet paper, January 2014
2. M.G Zabetakis, G.S. Scott, and R.E. Kennedy, "Autoignition of lubricants at elevated pressures", Bureau of Mines RI 6112, 1962
3. C.K. Westbrook and F.L. Dryer, "Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames", *Combustion Science and Technology*, 27:1-2, 1981
4. M.A. Zaroni et al, "Smoldering combustion in oil shale: Kinetics parameters estimation using inverse problems", 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering, October 2011, Brazil
5. G.V. Cardew and G.M Cardew, "The airgun from trigger to target", ISBN 0 9505108 23, 1995
6. F. Norman, "Influence of process conditions on the auto-ignition temperature of gas mixtures", Ph.D. dissertation, Katholieke Universiteit Lueven, 2008