

УДК 533.6.071.2

## ПОДАВЛЕНИЕ КОЛЕБАНИЙ ПОРШНЕВЫХ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ТРУБ

В. И. Пинаков

Конструкторско-технологический филиал Института гидродинамики  
им. М. А. Лаврентьева СО РАН, 630090 Новосибирск  
E-mail: pinakov@kti-git.nsc.ru

Обоснован выбор метода компенсации сил, действующих на ствол в процессе сжатия и удержания рабочего газа в форкамере гиперзвуковой аэродинамической трубы со свободным заклинивающимся поршнем. Предложен метод компенсации воздействия неблагоприятных факторов за счет оптимизации массы введенного в схему вспомогательного поршня. Эффективность метода подтверждена экспериментально. В результате при сжатии газа до 200 МПа перемещение центра массы ствола уменьшено с 50 до 0,25 мм и не превышает амплитуды его упругого осевого растяжения, соответствующего максимальному давлению газа.

Ключевые слова: адиабатическое сжатие газа, колебания ствола, энергия упругих деформаций.

1. Используя чистый однородный газ, сжатый в аэродинамических установках со свободным тяжелым поршнем, можно получать не только большие значения параметров истечения (давления до 200 МПа, температуры до 2000 К), но и высокое качество гиперзвуковых потоков [1]. Термин “свободный поршень” означает, что движение поршня в стволе происходит только под действием разности давлений разгоняющего и сжимаемого газов, выражение “тяжелый поршень” — что его скорость существенно меньше скорости звука в сжимаемом газе.

Поршневые газодинамические установки типа “Longshot” (Бельгия) [2], У-11 и У-7 (Россия) [3] снабжены форкамерой, отделенной от полости ствола клапанной доской с набором обратных клапанов. В таких установках в момент максимального сжатия рабочего газа, когда давление газа в стволе выше давления в форкамере и обратные клапаны открыты, свободный поршень начинает ускоренное движение в противоположном направлении. Вследствие этого, а также из-за наличия так называемых паразитных объемов в форкамеру перетекает только часть газа, другая его часть остается в стволе, обеспечивая дальнейшее движение поршня в режиме нелинейных затухающих колебаний. При этом ствол перемещается в противофазе с поршнем с амплитудой, пропорциональной (при малой силе трения) отношению массы поршня к массе ствола. Поскольку после завершения рабочего хода поршня перемещения ствола совпадают по времени с газодинамическими измерениями и затрудняют их проведение, эти перемещения получили название “паразитные колебания” [4].

От “паразитных” колебаний можно избавиться, используя заклинивающийся поршень [5]. Поскольку при рабочем ходе (сжатии газа) заклинивающийся поршень ведет себя как свободный поршень, происходит однократный встречный сдвиг установки. В связи с тем, что в конце рабочего хода заклинивающийся поршень фиксируется и удерживается силами трения о ствол, движение установки прекращается. Заклинивающийся поршень запирает сжатый до высоких параметров газ в конце ствола, на котором закреп-

лено коническое гиперзвуковое сопло, имеющее выход в рабочую часть газодинамической установки.

При срабатывании заклинивающегося поршня сдвиг ствола значителен. Например, для маломасштабной установки (внутренний диаметр ствола 50 мм, масса ствола 150 кг, длина рабочей полости 1,7 м) с заклинивающимся поршнем массой 4,25 кг сдвиг ствола составляет приблизительно 50 мм. Устранить сдвиг ствола путем его крепления к полу или фундаменту невозможно, так как это может привести к перегрузке несущих элементов здания: при давлении 200 МПа для описанной выше малой установки значение горизонтальной силы составляет приблизительно  $4 \cdot 10^5$  Н.

Рабочая часть установки может быть неподвижно соединена с соплом, но в этом случае необходимо учитывать, что при сдвиге ускорение испытываемых моделей и датчиков может достигать  $3000 \text{ м/с}^2$  и более. В конструкции установки можно также предусмотреть подвижное телескопическое соединение сопла с рабочей частью, длина рабочего хода которого больше величины сдвига. В этом случае центр массы установки должен лежать на оси симметрии конического сопла.

Если сдвиговые ускорения и телескопическое соединение неприемлемы, то возможно использование установки с активным подавлением колебаний ствола, действие которой рассмотрено в настоящей работе.

**2.** Сдвиг поршневых установок в процессе сжатия газа можно предотвратить, обеспечив синхронное встречное движение одинаковых поршней в одинаковых стволах и как следствие постоянство координаты общего центра масс. Этот принцип реализован в конструкции источника рабочего газа аэродинамической трубы АТ-303. В такой трубе газ сжимается одинаковыми сходящимися поршнями в двух стволах, оси которых лежат на одной прямой [6]. В схеме, аналогичной схеме АТ-303, вместо обычных поршней можно использовать заклинивающиеся поршни, при условии что будет обеспечен их синхронный старт.

Принципиальное преимущество установок с заклинивающимися поршнями перед клапанными системами с обычными поршнями заключается в том, что после первого цикла сжатия они остаются неподвижными. Применение в симметричной схеме клапанных систем с обычными поршнями приводит к динамической разбалансировке и колебаниям установки вследствие потери симметрии “паразитных” колебаний поршней.

Помимо сходящихся поршней можно использовать одинаковые расходящиеся заклинивающиеся поршни. В этом случае недостаток схемы заключается в появлении в результате сжатия не одного, а двух одинаковых объемов сжатого газа на разных концах установки (суммарная масса газа такая же, как в предыдущей схеме). Однако для газодинамических экспериментов в рабочей части установки используется только один объем, второй объем, а следовательно, и второй ствол необходимы только для устранения сдвига.

Для уменьшения осевых габаритов и увеличения коэффициента использования сжатого газа целесообразно применить несимметричную схему динамически уравновешенной установки. Возможность такого технического решения следует из уравнения движения тяжелого поршня при сжатии газа в неподвижном стволе газодинамической установки, схема которой показана на рис. 1. Поршень рассматривается в качестве твердого цилиндра массой  $m$  и радиусом  $a$ , движущегося в отсутствие трения под действием давления газа вдоль оси  $x$  (в направлении уменьшения координаты). Деформации деталей установки малы ( $\varepsilon \approx 10^{-3}$ ), сила трения поршня о ствол составляет порядка  $10^{-2}$  значения разгоняющей (тормозящей) силы, поэтому в первом приближении ими можно пренебречь. В исходном положении торец поршня находится в сечении  $x = l$ , полость ствола перед поршнем замкнута в сечении  $x = 0$ , исходные параметры сжимаемого газа:  $p(l) = p_0$  и  $T(l) = T_0$ .

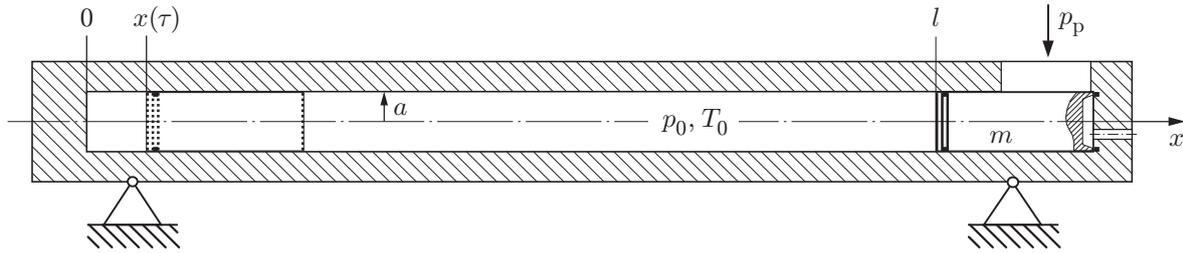


Рис. 1. Схема газодинамической установки со свободным поршнем

После быстрого соединения в начальный момент времени ( $t = 0$ ) полости ствола за поршнем с ресивером значительно большего объема (давление разгоняющего газа  $p_p > p_0$ ) поршень, находившийся в состоянии покоя, начинает ускоренное движение. Опыт работы с установками такого типа показывает, что при расчете динамики тяжелого поршня с достаточной для практических целей точностью давление газа  $p(x)$  можно полагать меняющимся в соответствии с равновесной адиабатой. Это обусловлено не только дозвуковой скоростью поршня (не более 100 м/с), но и малым временем нарастания температуры сжимаемого газа (таким, что тепловыми потерями можно пренебречь). При  $p(x) = p_p$  скорость движения поршня максимальна, ускорение меняет знак, сжатие газа продолжается за счет накопленной поршнем кинетической энергии. В момент заклинивания поршня ( $t = \tau$ ) его ускорение максимально, а скорость принимает нулевое значение, сохраняющееся при  $t > \tau$ .

Изменение координаты головного торца поршня в интервале времени от 0 до  $\tau$  описывается уравнением

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \pi a^2 [p(x) - p_p] = 0$$

с начальными условиями  $x(0) = l$ ,  $p(x(0)) = p_0$ .

Вводя безразмерную координату  $\xi(t) = x/l$ , получаем

$$lm \frac{d^2 \xi}{dt^2} + \pi a^2 [p(\xi) - p_p] = 0 \quad (\xi(0) = 1, \quad p(\xi(0)) = p_0),$$

где  $\xi$  — величина, обратная степени сжатия газа перед поршнем.

Для различных поршневых систем с одинаковыми значениями параметров  $a$ ,  $p_p$ ,  $p_0$ ,  $T_0$  зависимости  $\xi(t)$  совпадают, если длина ствола и масса поршня каждой системы удовлетворяют соотношению

$$lm = \text{const}, \quad (1)$$

которое можно назвать условием синхронности движения поршней (синхронности изменения их безразмерных координат).

Из однозначности функции  $p(\xi)$  следует синхронность роста давлений перед поршнями в разных стволах, а значит, и синхронность сил, действующих на эти стволы. Следовательно, в случае если удовлетворяется соотношение (1), при соосном скреплении двух стволов одинакового сечения, но разной длины (так называемый общий ствол) и одновременном запуске поршней разной массы в противоположных направлениях произойдут синхронный рост и взаимное уничтожение сил, действующих на ствольную часть. В процессе сжатия газа в такой установке центр инерции общего ствола должен оставаться в покое.

Обеспечение равенства исходных параметров газа ( $p_0, T_0$ ) в полостях перед поршнями не является сложной технической проблемой. Синхронный разгон поршней достигается быстрым срабатыванием стартового клапана достаточно большого сечения, который подает газ под давлением  $p_p$  из разгонного ресивера в пространство между поршнями.

3. Вследствие равенства (с точностью до знака) действующих на поршни сил  $F(t)$  при отсутствии трения импульс основного поршня  $P$  равен по модулю импульсу поршня компенсатора  $P_k$ . По определению

$$P(t) = \int_0^t F(t) dt = \pi a^2 \int_0^t [p(t) - p_p] dt = P_k(t); \quad (2)$$

$$W(t) = \frac{P^2}{2m}, \quad W_k(t) = \frac{P_k^2}{2m_k} = \frac{P^2}{2Nm}. \quad (3)$$

Из соотношений (3) следует, что кинетическая энергия основного поршня  $W(t)$  в  $N$  раз ( $N = m_k/m = l/l_k$ ) больше кинетической энергии поршня компенсатора  $W_k(t)$  (т. е. энергия и работа сжатия, как и должно быть, пропорциональны сжимаемым объемам).

В поршневых установках силы трения поршней пропорциональны перепаду давлений, так как определяющим фактором является сухое трение уплотнительных колец о ствол, сила которого рассчитывается в соответствии с законом Кулона. Если конструкция уплотнений и уплотняемый периметр основного и вспомогательного поршней одинаковы, то модули сил трения равны:  $f = f_k = \delta F$ . В предположении, что коэффициент пропорциональности  $\delta$  — малое положительное число порядка  $10^{-2}$ , с учетом трения соотношения (2) принимают вид

$$\int_0^t (F - f) dt = (1 - \delta) \int_0^t F(t) dt = (1 - \delta)P(t) = (1 - \delta)P_k(t).$$

Несмотря на изменение импульсов, в каждый момент времени их равенство сохраняется, и синхронность работы системы не нарушается. Если векторы сил трения провести из лежащего на оси симметрии центра инерции общего ствола, то образуется симметричная пара. Следовательно, при симметричных силах трения центр инерции ствольной части также остается в покое.

Поскольку  $\delta$  — малая величина, из (3) вытекает равенство относительных изменений кинетической энергии поршней вследствие равенства сил трения:

$$\frac{\Delta W}{W} = \frac{\Delta W_k}{W_k} = -2\delta + \delta^2 \approx -2\delta.$$

Следовательно, относительные потери кинетической энергии каждого поршня приблизительно равны удвоенной относительной потере импульса. Очевидно, рост силы трения приводит к уменьшению работы сжатия, а значит, и к некоторому снижению достигаемых параметров газа. Это снижение можно компенсировать путем увеличения разгонного давления  $p_p$  на величину  $f/(\pi a^2)$ .

4. При несимметричном трении поршней имеет место разбалансировка, приводящая к смещению центра массы общего ствола. Однако это смещение можно минимизировать.

Пусть трение рабочего поршня массой  $m$  о ствол соответствует случаю  $f = \delta F$ , когда импульс рабочего поршня определяется соотношением (4), а противоположно направленная сила трения поршня компенсатора  $f'_k = (\delta + \gamma)F$  ( $\gamma$  — малая величина того же порядка, что и  $\delta$ ). При работе установки под действием результирующей силы  $\Delta F = \gamma F$ , направленной к компенсатору, центр инерции общего ствола ускоряется. Сила, ускоряющая поршень компенсатора, меньше силы, ускоряющей рабочий поршень, на ту же величину  $\Delta F$  (по модулю). В результате при несимметричном трении имеет место разность импульсов:

$$\Delta P_k = -\gamma P. \quad (4)$$

В отличие от случая симметричного трения скорость вспомогательного поршня уменьшается на относительную величину  $\gamma$ , в результате чего синхронность работы системы нарушается: в первую очередь точки максимального сжатия достигает рабочий поршень, затем — вспомогательный. Это вызывает сдвиги общего ствола сначала вперед, затем назад.

Корректируя полученное из (1) значение массы вспомогательного поршня, можно уменьшить нарушение синхронности, обусловленное несимметричным трением поршней.

В соотношении (3) кинетическая энергия является функцией двух переменных — импульса и массы. Используя выражение полного дифференциала через частные производные и приращения переменных, можно получить выражения для малых изменений кинетической энергии поршня компенсатора  $W_k$ , в некоторых конкретных случаях соответствующих несимметричному трению:

$$\Delta W_k = \frac{P}{m_k} \Delta P - \frac{P^2}{2m_k^2} \Delta m_k. \quad (5)$$

Подставляя в (5) параметры для описанного выше случая, когда масса поршня компенсатора зафиксирована на уровне, соответствующем (1) (т. е.  $\Delta m_k = 0$ , а импульс получает приращение (4)), находим изменение кинетической энергии поршня:

$$\Delta W'_k = -\gamma P^2 / m_k = -2\gamma W_k.$$

При изменении массы поршня компенсатора на величину  $\Delta m = -\gamma m_k$  синхронность системы существенно улучшается, поскольку на этапе разгона поршня компенсатора до максимальной скорости его ускорение практически достигает значения, соответствующего симметричному трению. При подстановке этого приращения массы, а также приращения импульса (4) в (5) получаем изменение кинетической энергии поршня компенсатора

$$\Delta W''_k = -\gamma W_k.$$

Подставляя в (5) уменьшенное в два раза значение массы  $\Delta m_k = -2\gamma m_k$ , при том же приращении импульса имеем

$$\Delta W^*_k = 0.$$

В этом случае кинетическая энергия поршня компенсатора достаточна для получения таких же, как в рабочей части, максимальных параметров газа. Однако при уменьшении массы скорость вспомогательного поршня увеличивается, поэтому в компенсаторе газ сжимается раньше, чем в рабочей части. Дальнейшее уменьшение массы  $m_k$  нецелесообразно.

Таким образом, для компенсации влияния негативных факторов, обусловленных несимметричным трением поршней, целесообразно уменьшить рассчитанную по соотношению (1) массу поршня компенсатора  $m_k$ . Значение оптимальной массы  $m_k^*$  находится в диапазоне

$$(1 - 2\gamma)m_k \leq m_k^* \leq (1 - \gamma)m_k. \quad (6)$$

Путем подбора массы поршня компенсатора на конкретной установке значение  $m_k^*$  можно определить более точно.

**5.** На основе изложенного выше разработана и изготовлена газодинамическая установка с компенсатором импульса, схема которой показана на рис. 2. В основном стволе радиусом  $a = 25$  мм с полостью длиной  $l = 1,71$  м находится рабочий (основной) заклинивающийся поршень массой  $m = 4,25$  кг. Основной ствол соосно скреплен со стволом компенсатора длиной  $l_k = 0,143$  м, в котором размещен вспомогательный заклинивающийся поршень компенсатора. Площадь сечения кольцевой полости компенсатора равна площади сечения ствола  $\pi a^2 = 19,6$  см<sup>2</sup>, следовательно, объем рабочей полости ствола

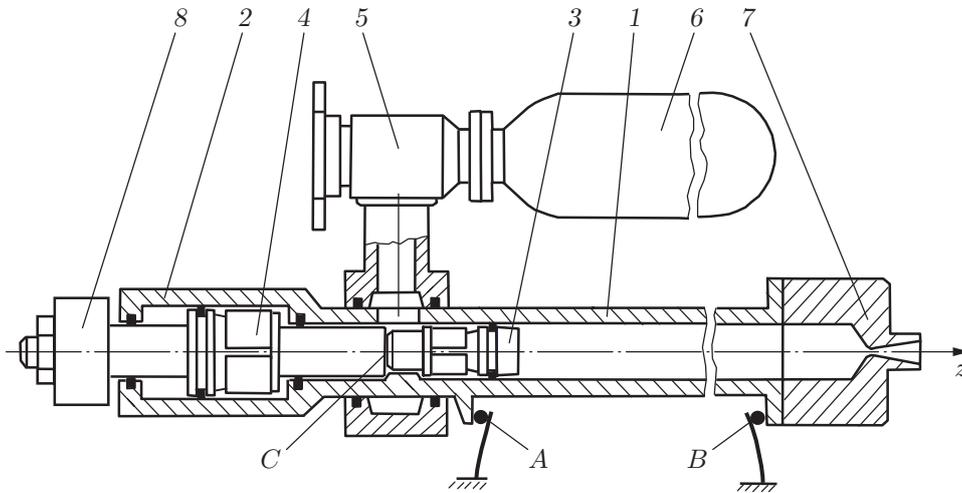


Рис. 2. Схема газодинамической установки с компенсатором импульса:  
 1 — основной ствол; 2 — ствол компенсатора; 3 — основной поршень; 4 — вспомогательный поршень; 5 — стартовый клапан; 6 — ресивер; 7 — форкамера; 8 — регулировочный груз; A — датчик перемещения центра массы общего ствола; B — датчик перемещения форкамеры; C — плоскость контакта поршней

составляет  $3360 \text{ см}^3$ , объем кольцевой полости компенсатора —  $280 \text{ см}^3$ , т. е. отношение длин, масс и объемов  $N = 12$ .

В исходном состоянии цилиндрическая полость ствола и кольцевая полость компенсатора заполнены сжимаемым газом с параметрами  $p_0 = 1 \text{ МПа}$ ,  $T_0 = 290 \text{ К}$ , действие давления в полостях обеспечивает начальный силовой контакт поршней в плоскости C (см. рис. 2). После срабатывания быстродействующего стартового клапана ресивер снабжает разгоняющим газом полость ствола между поршнями. После сжатия основным поршнем рабочий газ удерживается им в форкамере, осевое сопловое отверстие которой настолько мало, что истечение газа не влияет на динамику его сжатия. Для оптимизации массы поршня компенсатора в его конструкции предусмотрен регулировочный груз. Исследование динамики установки при сжатии газа проводилось при пусках с начальным значением давления разгонного газа в ресивере  $p_p = 13 \text{ МПа}$ , чем обеспечивалось сжатие (при указанных выше исходных параметрах газа) до давления не ниже  $200 \text{ МПа}$ . В серии пусков установки масса регулировочного груза поршня компенсатора менялась.

Перемещение элементов установки в процессе сжатия газа регистрировалось с помощью консольно закрепленных на неподвижном основании упругих стальных пластин с частотами собственных колебаний  $590$  и  $610 \text{ Гц}$ . Сигнал формировался в мостовой схеме тензорезисторов, наклеенных на пластины, и после усиления выводился на осциллограф. Датчик A регистрировал изменение координаты в плоскости центра массы общего ствола, датчик B — перемещение форкамеры (см. рис. 2).

Поскольку уплотняемый периметр поршня компенсатора в два раза больше уплотняемого периметра рабочего поршня, сила трения поршня компенсатора в два раза больше силы трения рабочего поршня. Модуль суммы векторов сил трения поршней, действующих на общий ствол, равен  $\gamma F$ . Проведя оценку сил трения бронзовых уплотнительных колец, получаем значение  $\gamma = 0,02$ .

Как сказано выше, масса рабочего поршня  $m = 4,25 \text{ кг}$ ; из (1) следует, что в первом приближении масса поршня компенсатора  $m_k = 12m = 51 \text{ кг}$ . Регистрация перемещений показывает, что при таком значении массы поршня компенсатора, как и предполагалось, рабочий поршень заканчивает ход раньше, чем поршень компенсатора. Это приводит

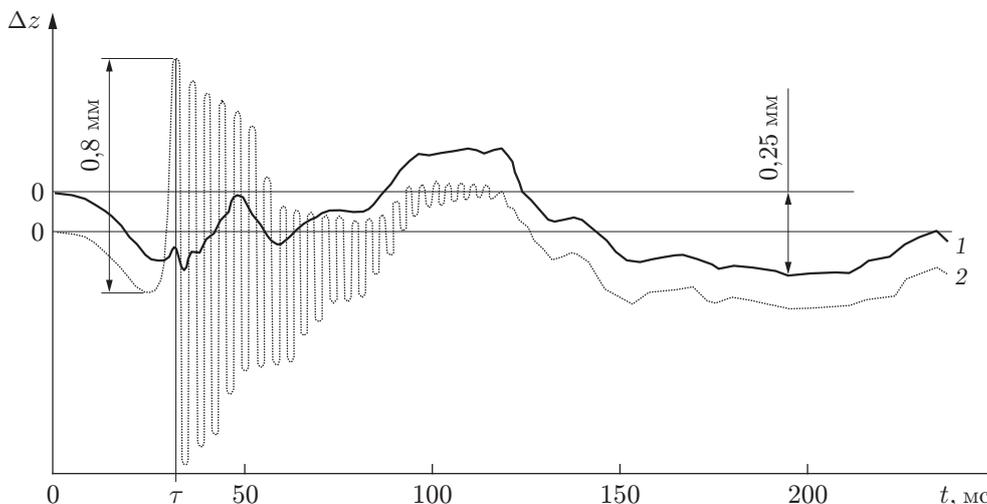


Рис. 3. Осциллограммы движения центра массы ствола (1) и форкамеры (2) при сжатии газа до давления 200 МПа

к сдвигам центра массы общего ствола сначала вперед (в направлении форкамеры), затем назад (в направлении компенсатора). Уменьшение массы поршня компенсатора на 2 кг в соответствии с (6) существенно не влияет на динамику движения ствола. Уменьшение массы поршня компенсатора до 44 кг вызывает обратный эффект: максимальное давление достигается сначала в компенсаторе, затем в форкамере, что приводит к перемещению установки сначала назад, затем вперед.

Путем целенаправленной регулировки массы поршня компенсатора определено ее значение, близкое к оптимальному:  $m_k^* = 45,8$  кг. Найденному значению массы соответствуют приведенные на рис. 3 разнесенные по ординате осциллограммы: осциллограмма 1 — перемещения центра массы общего ствола  $\Delta z_1(t) = z_1(t) - z_1(0)$ , осциллограмма 2 — перемещения форкамеры  $\Delta z_2(t) = z_2(t) - z_2(0)$ . Положительное направление  $\Delta z$  соответствует направлению движения рабочего поршня.

Осциллограмма 2 фиксирует увеличение упругой деформации ствола и пропорциональной ей осевой растягивающей силы при сжатии газа с момента времени  $t = 0$  до момента заклинивания поршней  $t = \tau$  (на рис. 3  $\tau = 31$  мс). Максимальное значение осевой растягивающей силы определяется наибольшим значением давления (при  $t = \tau$ ) и составляет приблизительно  $4 \cdot 10^5$  Н. Из анализа осциллограмм следует, что при  $t = \tau$  упругое удлинение ствола  $\Delta L = 0,8$  мм. Вычислив отношение максимальных значений силы и удлинения ствола в момент заклинивания получаем значение жесткости ствола  $k = 5 \cdot 10^8$  Н/м, которое практически совпадает с результатом достаточно простого расчета этой величины.

При заклинивании поршня происходит перераспределение осевых нагрузок, поскольку поршень запирает форкамеру подобно пробке. Статическое растяжение ствола давлением сжатого газа сохраняется только на небольшом участке от зоны заклинивания поршня до форкамеры, более длинная часть ствола разгружается как пружина, с которой внезапно снята нагрузка. При  $t > \tau$  система форкамера — поршень — ствол переходит в режим затухающих упругих колебаний с частотой 330 Гц и периодом колебаний  $\theta \approx 3$  мс. Поскольку форма оси убывающей синусоиды 2 идентична форме осциллограммы 1, полученная картина затухающих колебаний несколько искажена.

Из анализа осциллограммы 1 следует, что на начальном этапе под действием результирующей силы трения центр массы общего ствола перемещается назад с ускорением

порядка  $1 \text{ м/с}^2$ . Когда перемещение достигает  $0,2 \text{ мм}$ , направление движения меняется. В окрестности точки  $t = \tau$  фиксируется некоторое колебание центра массы, амплитуда которого составляет приблизительно  $0,05 \text{ мм}$ . В интервале  $\tau < t < \tau + \theta/2$  скорость центра массы принимает максимальное значение, существенно меньшее  $0,1 \text{ м/с}$ , следовательно, кинетическая энергия общего ствола массой  $150 \text{ кг}$  составляет менее  $1 \text{ Дж}$ . За время измерения, равное  $200 \text{ мс}$ , максимальное перемещение центра массы составило  $0,25 \text{ мм}$ .

**6.** Экспериментально полученное значение оптимальной массы поршня компенсатора  $m_k^*$  меньше значения, полученного в первом приближении, на  $10,2 \%$ . Это отклонение существенно превышает уменьшение массы, следующее из неравенств (6) ( $4 \%$ ). Такое значительное отклонение обусловлено переходом (при высоких давлениях) энергии сжимаемого газа в энергию упругой деформации деталей газодинамических установок. Это можно показать, проведя соответствующие оценки. Трением при этом пренебрегается, поскольку его влияние на энергетические параметры системы незначительно.

Проведя оценку максимальной кинетической энергии рабочего поршня при адиабатическом сжатии газа до давления  $200 \text{ МПа}$  с учетом реальных свойств газов при высоких плотностях [7], получаем значение  $18,5 \text{ КДж}$  (соответствующая скорость поршня составляет  $93 \text{ м/с}$ ).

При  $t = \tau$  объем рабочего газа минимален, высокие радиальные нагрузки, а значит, и радиальная деформация ствола сосредоточены в форкамере, длина которой на порядок меньше длины ствола. Следовательно, основную часть ( $\approx 90 \%$ ) энергии упругой деформации составляет энергия осевого растяжения ствола при давлении  $200 \text{ МПа}$ , равная  $k(\Delta L)^2/2 = 0,16 \text{ КДж}$ . Полагая полную упругую энергию ствола равной  $0,18 \text{ КДж}$ , можно сделать вывод, что приблизительно  $1 \%$  кинетической энергии поршня переходит в упругую энергию рабочего ствола.

Поскольку в первом приближении отношение масс поршней  $N = 12$ , из (3) следует, что кинетическая энергия поршня компенсатора равна  $1/12$  кинетической энергии основного поршня (т. е. приблизительно  $1,5 \text{ КДж}$ ). В конструкции компенсатора основным “поглотителем” упругой энергии является осевой шток, стягивающий детали поршня компенсатора. Расчеты показывают, что при максимальных параметрах торможения поршня компенсатора упругая энергия штока равна  $0,09 \text{ КДж}$ , а упругая энергия всего компенсатора — приблизительно  $0,11 \text{ КДж}$ , т. е. около  $7 \%$  кинетической энергии поршня компенсатора переходит в энергию упругой деформации компенсатора.

Таким образом, за счет упругих деформаций относительные “потери” кинетической энергии поршней различаются на порядок. В случае если коэффициенты относительных “упругих” потерь кинетической энергии поршней одинаковы, их безразмерная координата меняется синхронно. В рассматриваемой реальной установке (см. рис. 3) разность этих коэффициентов составляет приблизительно  $7 \% - 1 \% = 6 \%$ , что приводит к десинхронизации системы. Из (5) следует, что, увеличив кинетическую энергию поршня компенсатора путем снижения его массы на  $6 \%$ , при равных импульсах поршней это различие можно компенсировать.

При снижении массы еще на  $4 \%$  в соответствии с первым неравенством в (6) суммарное уменьшение расчетной массы вспомогательного поршня составит приблизительно  $10 \%$ , что хорошо согласуется с экспериментально полученным значением  $10,2 \%$ .

**7.** На синхронность работы поршней оказывают влияние также другие факторы, например разность относительных тепловых потерь в основном и вспомогательном стволах, однако трение и упругость являются основными причинами нарушения синхронности. Следует отметить, что во всех случаях компенсировать негативное воздействие можно путем изменения массы вспомогательного поршня.

Рассмотрим вопрос, почему не реализован вариант установки, в котором отношение масс и осевых размеров полостей перед поршнями  $N = 12$ , а диаметр полости ствола компенсатора больше диаметра основного ствола. Возможно, в этом случае (без кольцевой полости) силы трения будут симметричны. Например, при увеличении диаметра ствола компенсатора в два раза его площадь увеличивается в четыре раза, следовательно, исходное и конечное давления уменьшаются в четыре раза, поскольку значение силы, действующей со стороны газа, должно сохраняться.

При давлениях до 50 МПа возможно использование системы с увеличенным диаметром ствола компенсатора, поскольку при таком уровне давлений газ можно считать идеальным (отклонения значений его параметров от классических уравнений не превышают 1 %). При давлении 200 МПа необходимо учитывать свойства реального газа. В качестве примера оценим силы, действующие на поршни со стороны газов в установке с увеличенным в два раза диаметром ствола компенсатора. В исходном состоянии эти силы равны при условии, что в основном стволе давление газа равно 0,8 МПа, в стволе компенсатора — 0,2 МПа. При объемном адиабатическом сжатии газов в обеих полостях в 35 раз в основном стволе давление увеличивается до 200 МПа, в стволе компенсатора — до 29 МПа. Легко установить, что после адиабатического сжатия равновесие нарушается, так как сила, действующая на рабочий поршень, превышает силу, действующую на поршень компенсатора, в 1,72 раза. Это обстоятельство явилось основанием для отказа от разработки схем с различной площадью сечения стволов.

Таким образом, проведенные исследования подтверждают эффективность метода активного подавления “паразитных” колебаний газодинамических установок со свободным поршнем. Использование компенсатора импульса позволяет не только уменьшить на два порядка нежелательные перемещения ствола установки в процессе работы, но и практически ликвидировать их, поскольку перемещение ствола становится меньше амплитуды его упругой деформации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. **Топчиян М. Е., Харитонов А. М.** Аэродинамические трубы для гиперзвуковых исследований (достижения, проблемы, перспективы) // ПМТФ. 1994. Т. 35, № 3. С. 66–81.
2. **Мачехина Г. Н., Хвостов Н. И.** Аэродинамические трубы для исследования при больших числах Рейнольдса. Жуковский, 1971. (Обзоры ЦАГИ; № 353).
3. **Kislykh V. V.** Piston gasdynamic units with multicascade compression // Advanced hypersonic test facilities / Ed. by F. K. Lu, D. E. Marten. Reston: Amer. Inst. of Aeronaut. and Astronaut., 2002. V. 198. P. 255–277.
4. **А. с. 277336 СССР, МПК G 01m.** Поршень аэродинамической трубы адиабатического сжатия / Е. С. Веремьев, В. В. Кислых, А. С. Нетылев. 1972. Бюл. № 8.
5. **А. с. 390315 СССР, МПК G 01m.** Поршень установки адиабатического сжатия / А. А. Мещеряков, В. И. Пинаков. 1973. Бюл. № 26.
6. **Пат. РФ 2166186, МПК G 01m.** Аэродинамическая труба / М. Е. Топчиян, В. И. Пинаков, А. А. Мещеряков, А. П. Куршин. 2002. Бюл. № 8.
7. **Зыков Н. А., Севастьянов Р. М.** Материалы к расчету газодинамических установок с высокими параметрами торможения азота. Жуковский, 1971. (Тр. ЦАГИ; № 1329).