

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК И ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПНЕВМОЭЛЕМЕНТОВ С РЕЗИНОКОРДНОЙ ОБОЛОЧКОЙ

В статье дается описание экспериментального стенда для определения основных термодинамических параметров, упругих и упругодемпфирующих характеристик пневматических элементов с резинокордной оболочкой.

Ключевые слова: пневматический элемент, воздушное демпфирование, экспериментальный стенд, упругодемпфирующие характеристики.

Введение. Перспективным направлением развития систем амортизации стационарных объектов и автотранспортных средств является применение пневматических элементов с воздушным демпфированием [1–3], не уступающих по своей эффективности упругим элементам (винтовым пружинам, рессорам и т.п.), работающих совместно с гидравлическими амортизаторами для демпфирования колебаний. В настоящее время наиболее полными являются исследования пневмоэлементов, работающих в режиме пневмопружины (без воздушного демпфирования) [4, 5]. Существующие исследования пневмоэлементов, работающих в режиме пневмоамортизатора с воздушным демпфированием, глубоко затрагивают в основном механические параметры пневмоэлементов, главным образом, их упругодемпфирующие характеристики, устанавливающие связь развиваемого усилия на совершаемом перемещении. При этом одним из малоизученных является температурный режим работы пневмоэлементов, напрямую связанный с условиями теплообмена с окружающей средой.

Настоящая статья посвящена описанию экспериментального стенда, предназначенного для определения не только упругодемпфирующих характеристик пневмоэлементов (с резинокордной оболочкой рукавного типа), но основных термодинамических параметров, таких как температура (совместно с давлением) газа и температура стенок пневмоэлемента на разных режимах его работы. Результаты указанных экспериментальных исследований важны для разработки математической модели пневма-

тического элемента с учётом условий протекания реальных процессов теплообмена с окружающей средой. Всё это позволит получить более достоверные данные о термодинамических параметрах пневматических элементов с воздушным демпфированием и области их практического применения.

1. Описание экспериментального стенда. Экспериментальный стенд состоит из пневматического элемента, дополнительного объёма (резервуара), компрессора и модуля коммутации (рис. 1). Компрессор служит для закачивания в систему требуемой массы газа (воздуха), а также для поддержания заданного давления в пневмоэлементе на определённых режимах испытаний, связанных, главным образом, с определением зависимости рабочего объёма от координаты, характеризующей перемещение пневмоэлемента, и величины силы сопротивления, возникающей при перекачивании резинокордной оболочки рукавного типа по металлической арматуре (наружная и внутренняя металлоарматура представляет собой направляющие в виде обечайки и плунжера соответственно). Модуль коммутации (блок управления) предназначен для обеспечения работы пневмоэлемента в режиме пневмопружины или пневмоамортизатора по заданному закону управления клапанным устройством, сообщающим (разобщающим) рабочий объём пневмоэлемента с дополнительным объёмом. Подключение дополнительного объёма выполняется через систему рукавов высокого давления. Распределительная система и управляющая аппаратура имеют достаточно большое поперечное сечение (наибольшее из всех

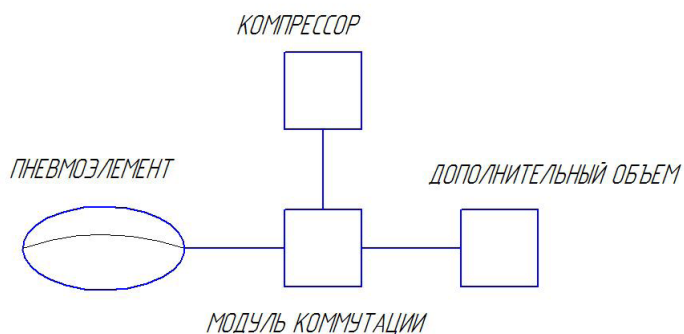


Рис. 1. Компоновка экспериментального стенда

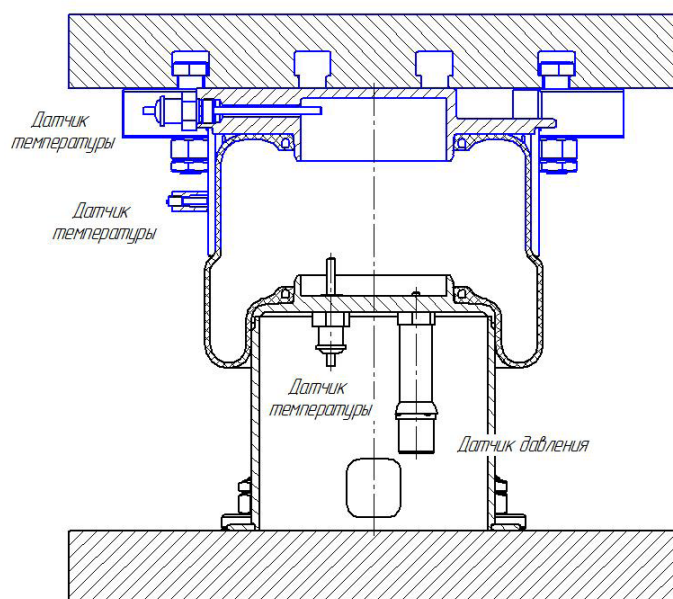


Рис. 2. Схема пневматического элемента с РКО марки Н-609

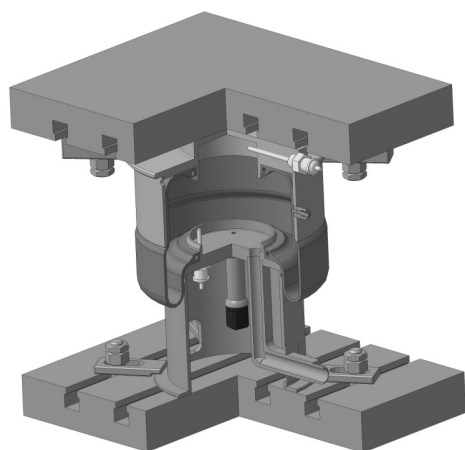


Рис. 3. Графическая 3D модель пневмоэлемента



Рис. 4. Общий вид пневмоэлемента

возможных вариантов) и малую длину, чтобы свести к минимуму гидравлическое сопротивление перетеканию воздуха из рабочего объема в дополнительный объем и обратно. Благодаря этому почти полностью исключаются нежелательные эффекты от дросселирования рабочей среды.

Экспериментальный стенд интегрирован в сервогидравлическую испытательную машину серии 8805 фирмы Instron, встроенными датчиками ко-

торой автоматически фиксируются и передаются для записи на компьютер величины усилия и перемещения пневмоэлемента. Датчик нагрузки Dupacell со встроенным акселерометром компенсирует инерционную нагрузку, вызванную тяжелым захватами и приспособлениями, с относительной погрешностью измерения 0,5%. Погрешность датчика перемещения составляет 0,02 мм. Программное обеспечение Bluehill 3, WaveMatrix сервогидравли-

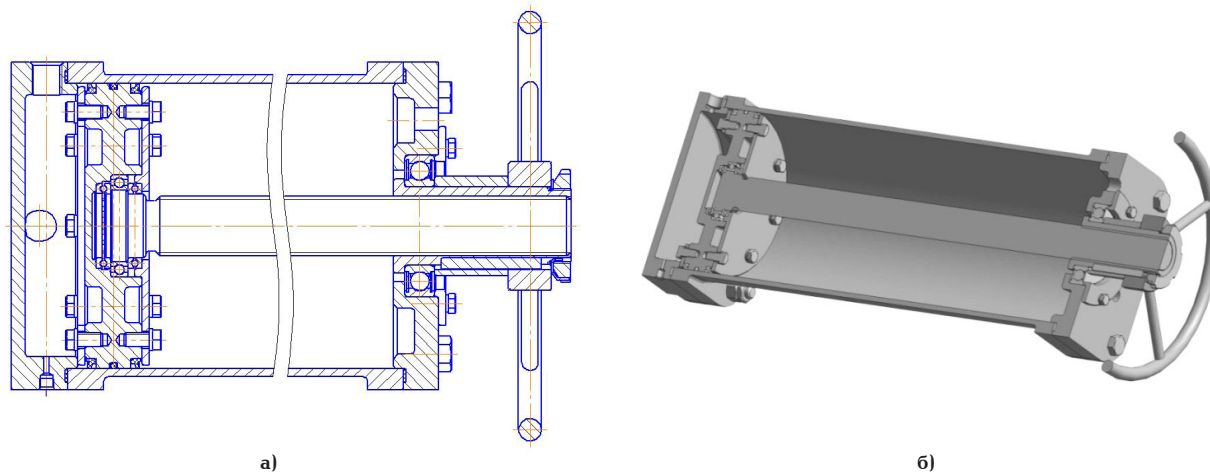


Рис. 5. Дополнительный резервуар с регулируемым объёмом:
а — общая схема; б — 3D модель

ческой машины Instron позволяет проводить квазистатические и динамические испытания практически по любой методике с управлением по нагрузке (до 100 кН) и перемещению (до 150 мм).

Схема пневматического элемента с резинокордной оболочкой (РКО) марки Н-609 [6] представлена на рис. 2, его графическая 3D модель с элементами крепления к рабочему столу сервогидравлической испытательной машины фирмы Instron — на рис. 3, а общий вид — на рис. 4. Датчик давления (рис. 2) марки DMP 331i (диапазон измерения от 0...0,4 до 0...40 бар, погрешность 0,1% диапазона измерения, температура измеряемой среды от -40 до плюс 125 °С) предназначен для измерения давления в рабочем объёме пневмоэлемента. Три датчика температуры (рис. 2) (термопреобразователи сопротивления серии ТС-1388/6-2 марки Pt100, диапазон рабочих температур от -30 до плюс 200 °С, время реакции до 4 с) позволяют измерять температуру газа в верхней и нижней частях рабочего объёма пневмоэлемента, а также температуру его стенки для оценки величины коэффициента теплообмена пневмоэлемента с окружающей средой.

Дополнительный резервуар (рис. 5) с регулируемым объёмом (от 1,4 до 14 литров) предназначен для изменения величины общего объёма газа при работе пневмоэлемента в режиме пневмопружины, а при работе пневмоэлемента в режиме пневмоамортизатора — для обеспечения эффекта воздушного демпфирования за счёт смешения газов в рабочем и дополнительном объёмах при открытии клапана в заданных положениях пневмоэлемента, определяемых назначенным алгоритмом управления.

Выводы. Разработанный экспериментальный стенд позволяет определять упругодемпфирующие характеристики пневматических элементов, работающих в режимах пневмопружины и пневмоамортизатора с воздушным демпфированием, а также устанавливать характер изменения основных термодинамических параметров, влияющих на работоспособность и целостность пневматического элемента.

Библиографический список

1. Акоюн, Р. А. Пневматическое поддресоривание авто-транспортных средств (вопросы теории и практики). В 2 ч. Ч. 1 /

Р. А. Акоюн. — Львов : Выща школа, 1979. — 218 с.

2. Калашников, Б. А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б. А. Калашников. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2008. — 344 с.

3. Хамитов, Р. Н. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 124 с.

4. Певзнер, Я. М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. — М. : ГНТИМА, 1963. — 319 с.

5. Равкин, Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. — М. : ГНТИМА, 1962. — 288 с.

6. Резинокордные изделия для городского транспорта : проспект [Электронный вариант]. — Режим доступа : <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group4> (дата обращения: 30.08.2015).

КЛИМЕНТЬЕВ Евгений Владимирович, главный конструктор комплекса № 3 отдела № 2 Научно-производственного предприятия «Прогресс»; аспирант кафедры сопротивления материалов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, заместитель генерального директора по производству — директор опытного производства Научно-производственного предприятия «Прогресс».

ПЕНЬКОВ Иван Александрович, аспирант, ассистент кафедры сопротивления материалов ОмГТУ.

КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры основ теории механики и автоматического управления ОмГТУ.

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой сопротивления материалов ОмГТУ.

Адрес для переписки: korneyev@omgtu.ru, korsa_home@mail.ru

Статья поступила в редакцию 31.08.2015 г.

© Е. В. Климентьев, А. Ю. Кондюрин, И. А. Пеньков, В. С. Корнеев, С. А. Корнеев

Научно-производственное
предприятие «Прогресс»,
г. Омск

Омский государственный
технический университет

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТАХ С ВОЗДУШНЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ

На основе общих положений механики сплошной среды и ряда упрощающих допущений предложен инженерный метод расчета термодинамических параметров газа в пневмоэлементе с воздушным демпфированием для гашения колебаний в подвесках автотранспортных средств и системах амортизации стационарных объектов. Введено понятие структурного (внутреннего) параметра, характеризующего текущее состояние клапанного устройства. Теплообмен с окружающей средой описан по закону политропного процесса. Уточнены условия существования установившегося режима работы.

Ключевые слова: пневматический элемент, воздушное демпфирование, математическое моделирование, скачок энтропии.

Введение. Обзор литературных источников (см., например, [1–9]) показывает, что перспективным направлением развития систем амортизации стационарных объектов и передвижных самоходных установок для транспортировки крупногабаритных изделий является применение упругих и упругодемпфирующих пневматических элементов с воздушным демпфированием (пневмопружин и пневмоамортизаторов соответственно), не уступающих по своей эффективности традиционным упругим элементам (винтовым пружинам, листовым рессорам, торсионам и т.п.), работающим совместно с гидравлическими амортизаторами для демпфирования колебаний.

Типовая конструкция пневматического упругодемпфирующего элемента (пневмоэлемента) состоит из крышки 1, резинокордной оболочки 2, плунжера 3, клапанного устройства 4 (рис. 1). Внутренняя полость плунжера 3 образует дополнительный объем V_* . Полость, заключенная между крышкой 1, резинокордной оболочкой 2 и плунжером 3, образует рабочий объем V . При движении корпуса 1 относительно плунжера 3 рабочий объем V изменяется за счёт перекачивания резинокордной оболочки 2 по боковым поверхностям корпуса 1 и плунжера 3, которые в общем случае могут быть криволинейными (на рис. 1 показан один из простейших вариантов). Клапанное устройство (клапан) 4, имеющее специальное (механическое или электромагнитное) управление, служит для сообщения (разобщения) рабочего и дополнительного объемов в определенных положениях относительного движения корпуса 1 и плунжера 3. При включении клапана 4 газ практически без сопротивления пере-

текает из одного объема в другой, благодаря чему происходит выравнивание давления и плотности газа, обеспечивающее эффект воздушного демпфирования.

Алгоритм управления клапаном 4 может быть организован по-разному. Зачастую реализуется алгоритм, когда клапан 4 включается в тех положениях, в которых направление относительного движения корпуса 1 и плунжера 3 меняется на противоположное [2, 3]. Через некоторый промежуток времени (малый по сравнению с периодом колебаний, но достаточный для выравнивания давления и плотности) клапан 4 выключается, разобщая рабочий и дополнительный объемы. По второму алгоритму клапан 4 включается в начале хода сжатия и выключается в его конце

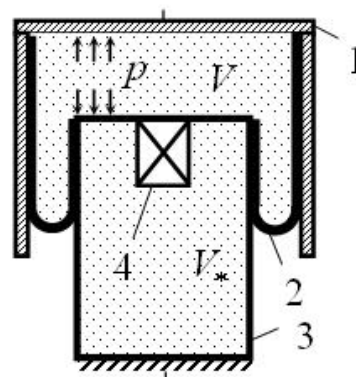


Рис. 1. Типовая схема упругодемпфирующего пневмоэлемента

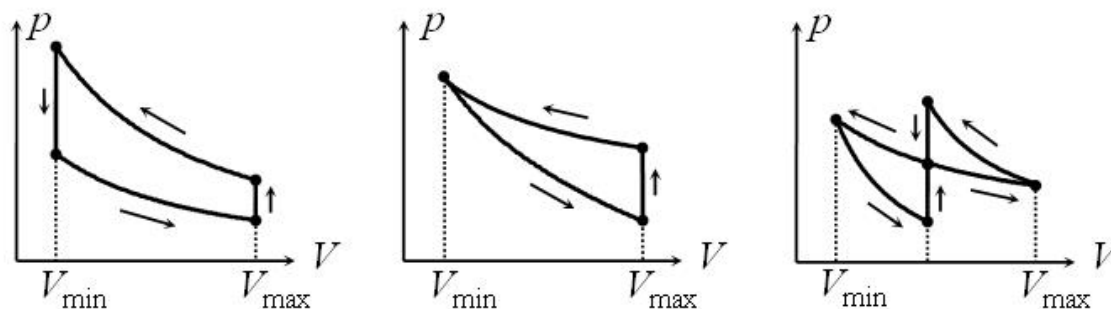


Рис. 2. Рабочие диаграммы упругодемпфирующего пневмоэлемента, соответствующие алгоритмам управления клапаном: а — первому; б — второму; в — третьему

(или, другими словами, включается в конце хода отбоя и выключается в начале следующего хода отбоя) [1]. По третьему алгоритму клапан 4 включается при прохождении фиксированного (обычно среднего) положения корпуса 1 относительно плунжера 3 и выключается в момент смены направления относительного движения корпуса 1 и плунжера 3 на противоположное [8, 10]. Возможны и многие другие алгоритмы (механического, электромагнитного и т.п.) управления клапаном [9].

Рабочие p - V диаграммы, соответствующие указанным трём алгоритмам управления клапаном, представлены на рис. 2. При их построении режим работы пневмоэлемента полагался установившимся (при периодическом изменении рабочего объёма V между своими минимальным и максимальным значениями индикаторные диаграммы замкнутые), а время выравнивания давления после включения клапана — пренебрежимо малым.

Площадь петли гистерезиса (рис. 2) определяет количество энергии, диссипатируемой за один период колебаний. При установившемся режиме работы пневмоэлемента выделяющаяся теплота отводится в окружающую среду. Очевидно, что в случае адиабатической изоляции пневмоэлемента установившийся режим существовать не может. Поэтому когда ставится цель по разработке упругодемпфирующих пневмоэлементов, не уступающих по эффективности демпфирования гидравлическим амортизаторам, тогда требуется достаточно полное теоретическое и экспериментальное исследование не только силового, но и теплового режима работы пневмоэлемента.

В настоящее время при инженерном расчёте характеристик пневматических амортизаторов полагается, что газодинамические процессы между коммутациями рабочего и дополнительного объёмов можно считать изотермическими [2] или адиабатическими [3]. С другой стороны, газодинамические процессы в пневматических пружинах рассматриваются как политропные процессы, показатель n которых зависит от скорости протекания процесса. Согласно [4] если сжатие газа (воздуха) происходит достаточно медленно (квазистатическое приложение нагрузки), то процесс можно считать изотермическим и $n = 1$.

При динамическом приложении нагрузки, которое в действительности имеет место при колебаниях, показатель политропы возрастает. Максимальное его значение, соответствующее адиабатическому процессу, для двухатомных газов, в том числе для воздуха, может быть принято 1,4. При колебаниях средней интенсивности рекомен-

дуется экспериментальное значение показателя политропы 1,3 [5] или 1,25 [11].

В этой связи актуальной является задача построения и всестороннего анализа математической модели пневматических элементов с воздушным демпфированием, которая объединяет и обобщает в себе существующие инженерные методы расчёта, основанные на (явном или неявном) предположении, что теплообмен с окружающей средой подчиняется закону политропного процесса. Это позволит прояснить ряд вопросов, которые не ставились в [1–3; 7–9].

1. Общие положения механики сплошной среды.

Любой инженерный метод расчёта пневматических элементов (пневмопружин и пневмоамортизаторов) базируется на принятии тех или иных упрощающих допущений. Прежде чем их явно сформулировать, обратимся к некоторым общим положениям механики сплошной среды [12–14].

Пусть V — некоторый индивидуальный объём среды постоянной массы m . Для него по закону изменения энергии (первому началу термодинамики)

$$dE = dQ^{ext} + dA^{ext}, \quad (1)$$

где dE — приращение полной энергии за время dt ; dQ^{ext} — элементарное количество теплоты, подведённой от внешних источников; dA^{ext} — работа внешних сил, приложенных к объёму V . Полная энергия E складывается из кинетической энергии K и внутренней энергии U : $E = K + U$. Следовательно,

$$dE = dK + dU. \quad (2)$$

По теореме об изменении кинетической энергии

$$dK = dA^{ext} + dA^{int}. \quad (3)$$

Работа внутренних сил dA^{int} определяется как интеграл по объёму V :

$$dA^{int} = -dt \int_V \text{tr}(\mathbf{T}\nabla\mathbf{v}) d'V, \quad (4)$$

где \mathbf{T} — тензор напряжений, $\nabla\mathbf{v}$ — градиент скорости среды \mathbf{v} , $\text{tr}\mathbf{A}$ — след тензора \mathbf{A} , $d'V$ — элементарный объём среды.

Перенос массы описывается уравнением неразрывности

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \text{tr}(\nabla\mathbf{v}) = 0, \quad (5)$$

где ρ — плотность среды.

Вычтем из (1) уравнение (3) и примем во внимание (2). Придём к теореме об изменении внутренней энергии

$$dU = dQ^{ext} - dA^{int}. \quad (6)$$

Согласно современным взглядам, соотношения (1) – (6) справедливы для любых процессов в сплошных средах.

Примем предположение, что тензор напряжений $\mathbf{T} \cong -p\mathbf{I}$, где p — давление, \mathbf{I} — единичный тензор. Тогда с учётом (5) выражение (4) для работы внутренних сил запишется следующим образом:

$$dA^{int} \cong -\int_V p \frac{dp}{\rho} dV. \quad (7)$$

Если принять дополнительное предположение, по которому в каждый момент времени t распределение давления p и плотности ρ по объёму V является близким к равномерному, то тогда из (7) будем иметь

$$dA^{int} \cong -p \frac{dp}{\rho} \int_V dV = -p \frac{dp}{\rho} V = pdV, \quad (8)$$

где dV — приращение объёма V за время dt . При выводе (8) было учтено, что по последнему предположению $\rho = m/V$ и поэтому

$$dp = d\left(\frac{m}{V}\right) = -m \frac{dV}{V^2} = -\rho \frac{dV}{V},$$

ибо для индивидуального объёма среды $m = const$.

2. Понятие политропного процесса. Как уже отмечалось, при описании термодинамических процессов в газах, протекающих, например, в пневмоэлементах и поршневых компрессорах, широко используется понятие политропного процесса, частным случаем которого являются изохорный, изобарный, изотермический и адиабатический процессы. В этой связи для дальнейшего изложения крайне важно уточнить основные положения, лежащие в основе понятия политропного процесса.

По определению политропным называется квазистатический процесс с постоянным значением теплоёмкости [15–17]:

$$dQ^{ext} = mcdT. \quad (9)$$

Здесь dQ^{ext} — количество теплоты, подводимой к газу массы m от внешних источников, c — удельная (на единицу массы) теплоёмкость процесса, dT — приращение абсолютной температуры газа T в ходе процесса. Альтернативным является определение, по которому количество подводимой теплоты dQ^{ext} и совершаемая газом работа $dA^{int} = pdV$ из (8) прямо пропорциональны друг другу с постоянным коэффициентом пропорциональности α [18]:

$$dQ^{ext} = \alpha dA^{int} = \alpha pdV. \quad (10)$$

Для идеальных (совершенных [19]) газов калориметрическое и термическое уравнения состояния имеют вид

$$U = mc_v T, \quad pV = mRT, \quad (11)$$

где по уравнению Майера

$$R = c_p - c_v, \quad (12)$$

— газовая постоянная; c_v , c_p — удельные (на единицу массы) изохорная и изобарная теплоёмкости газа. Из теоремы об изменении внутренней энергии (6) совместно с (8) вытекает первое начало равновесной термодинамики

$$dQ^{ext} = dU + pdV. \quad (13)$$

Подставляя в (13) выражения (9), (11), получаем

$$\frac{dT}{T} = \frac{R}{c - c_v} \frac{dV}{V}. \quad (14)$$

Точно так же, подставляя в (13) альтернативное выражение (10), находим

$$\frac{dT}{T} = (\alpha - 1) \frac{R}{c_v} \frac{dV}{V}. \quad (15)$$

Интегрирование дифференциального уравнения (14) или (15) совместно с термическим уравнением состояния (11) приводит к уравнению политропы

$$T = T_0 \left(\frac{V_0}{V}\right)^{n-1}, \quad p = p_0 \left(\frac{V_0}{V}\right)^n, \quad (16)$$

где с учётом уравнения Майера (12)

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v} = \alpha - k(\alpha - 1) \quad (17)$$

— показатель политропы; $k = c_p / c_v$ — показатель адиабаты; p_0 , V_0 , T_0 — давление, объём и абсолютная температура в некотором фиксированном состоянии газа, имеющем место при протекании политропного процесса.

И хотя полученные выражения (16) относятся к квазистатическим процессам в газах, они с успехом применяются в инженерной практике при описании динамических процессов в газах.

3. Упрощающие допущения. Сформулируем упрощающие допущения, принятия которых достаточно для проведения инженерного расчёта термодинамических параметров газа в пневматическом элементе с воздушным демпфированием.

1. Рабочее тело в пневмоэлементе является невязким, идеальным газом:

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I}, \quad pV = mRT, \quad U = mc_v T. \quad (18)$$

2. Клапанное устройство (клапан) является идеальным в том смысле, что при его включении процесс выравнивания давления и плотности происходит мгновенно и полностью. В моменты времени непосредственно перед включением и сразу после включения клапана кинетическая энергия газа пренебрежимо мала по сравнению с его внутренней энергией:

$$E = K + U \cong U. \quad (19)$$

3. В промежутках времени, когда клапан нормально включен или нормально выключен, распределение давления и плотности в рабочем и дополнительном объёмах равномерное, а теплообмен с окружающей средой подчиняется закону политропного процесса:

$$dQ^{ext} = mcdT. \quad (20)$$

Допущения (18), (20) объединяют и обобщают в себе существующие инженерные методы расчёта пневматических элементов с воздушным демпфированием [2, 3] и без него [4, 5]. С термодинамических позиций [15–17, 20, 21] принятые допущения фактически означают, что быстропротекающий процесс выравнивания давлений и плотности, протекающий в рабочем и дополнительном объёмах сразу после включения клапана, является сугубо неравновесным, тогда как термодинамические процессы (в рабочем и дополнительном объёмах) во все остальные моменты времени носят обратимый характер, подчиняясь первому и второму началам термодинамики равновесных процессов:

$$dU = dQ^{ext} - pdV, \quad dQ^{ext} = TdS,$$

где S — энтропия газа. В равновесных условиях удельная (на единицу массы) энтропия газа $s = S/m$ определяется формулой [15–17, 21]

$$s = s_0 + c_v \ln(T/T_0) - R \ln(p/p_0), \quad (21)$$

где s_0 — удельная энтропия в стандартном состоянии газа при температуре T_0 и плотности ρ_0 , значения которых могут быть выбраны произвольно. Без ограничения общности можно принять $s_0 = c_v \ln T_0 - R \ln \rho_0$. Тогда формула (21) примет более простой вид

$$s = c_v \ln T - R \ln p. \quad (22)$$

4. Математическое моделирование термодинамических процессов. Работа пневмоамортизатора сопровождается чередованием последовательных включений и выключений клапанного устройства (клапана), что изменяет характер протекания термодинамических процессов в рабочем и дополнительном объёме. Особо выделяются моменты включения (открытия) клапана, так как сразу после включения клапана протекает сугубо неравновесный процесс, в ходе которого происходит интенсивное, практически мгновенное (согласно принятым допущениям) смешение газов в рабочем и дополнительном объёмах, приводящее к полному выравниванию давлений и плотности газа. Во все остальные моменты времени газ в рабочем и дополнительном объёмах находится в состояниях термодинамического равновесия, описываемых (согласно принятым допущениям) уравнениями политропы (16).

Другими словами, если обозначить через t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) моменты времени срабатывания клапана (моменты включения-выключения или, что то же самое, моменты открытия-закрытия), то следует выделить идеализированный мгновенно протекающий в момент времени $t = t_\sigma$ термодинамический процесс при переключении клапана, который начинается, идёт и заканчивается в течение нулевого промежутка времени $[t_\sigma, t_\sigma + 0]$, и термодинамический процесс между переключениями клапана, имеющий место во все остальные моменты времени.

Замечание. Чтобы избежать возможных недоразумений, следует отличать термин «переключение» от термина «коммутация», который используется в работах [2, 3] в понимании термина «включение клапана и мгновенное последующее выключение клапана». Итоговый результат «коммутации» такой же, как при «включении клапана»: полное выравнивание давлений и плотности газа в рабочем и дополнительном объёмах. Отличие со-

стоит в том, что после «коммутации» в понимании работ [2, 3] клапан всегда выключен (рабочий и дополнительный объёмы разобщены), тогда как после «переключения» клапан может оставаться как во включенном состоянии, так и в выключенном состоянии в зависимости от того, по какому алгоритму осуществляется управление клапанным устройством пневмоамортизатора (см. рис. 2).

4.1. Параметризация структуры пневмоамортизатора. Чтобы описать в математической форме работу пневмоамортизатора, введём в рассмотрение структурный (внутренний) параметр χ , характеризующий текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора:

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт),} \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт).} \end{cases}$$

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется величиной

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0),$$

где

$$\chi(t-0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t-\varepsilon)], \quad \chi(t+0) = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} [\chi(t+\varepsilon)]$$

— левый и правый пределы функции $\chi(t)$ для момента времени t . В моменты времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$, в момент времени $t = t_\sigma$ при включении клапана $\Delta\chi(t) = 1 > 0$, а при выключении $\Delta\chi(t) = -1 < 0$.

С течением времени рабочий объём пневмоамортизатора меняется непрерывно. Поэтому левый и правый пределы функции $V(t)$ в момент времени $t = t_\sigma$ равны друг другу: $V(t_\sigma - 0) = V(t_\sigma + 0)$, т.е. сразу после переключения клапана рабочий объём пневмоамортизатора имеет такое же значение, как непосредственно перед переключением клапана. В дальнейшем будем использовать обозначение $V_\sigma = V(t_\sigma)$ для рабочего объёма пневмоамортизатора в момент времени $t = t_\sigma$.

4.2. Расчёт массы газа. Обозначим через m и m_Σ массу газа в рабочем и дополнительном объёмах соответственно. По закону сохранения массы

$$m_\Sigma = m + m_*, \quad (23)$$

где m_Σ — суммарная масса газа в пневмоамортизаторе (постоянная величина по причине отсутствия утечек газа). Для моментов времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана, когда $\Delta\chi(t) = 0$, можно записать

$$m(t) = \begin{cases} \frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} V(t), & \chi = 1; \\ \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (24)$$

Верхнее выражение (24) соответствует случаю, когда клапан открыт (включен) и поэтому плотность газа в рабочем и дополнительном объёмах одинаковая. Нижнее выражение (24) отвечает случаю, когда клапан закрыт (выключен), поэтому масса газа в рабочем объёме такая же, как в момент времени t_σ сразу после (или непосредственно перед) последнего переключения клапана из состояния «включен» в состояние «выключен».

Введём обозначения

$$m_\sigma^- = m(t_\sigma - 0), \quad m_\sigma^+ = m(t_\sigma + 0)$$

для массы газа в рабочем объёме непосредственно перед переключением клапана и сразу после переключения клапана соответственно. При $\Delta\chi(t) > 0$ для момента времени $t = t_\sigma$, когда происходит включение клапана, согласно формуле (24)

$$\begin{aligned} m_\sigma^- &= m(t_\sigma - 0)_{\chi=0} = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}, \\ m_\sigma^+ &= m(t_\sigma + 0)_{\chi=1} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \end{aligned} \quad (25)$$

При $\Delta\chi(t) < 0$ для момента времени $t = t_\sigma$, когда подаётся команда на выключение клапана, по формуле (24) находим

$$\begin{aligned} m_\sigma^- &= m(t_\sigma - 0)_{\chi=1} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma, \\ m_\sigma^+ &= m(t_\sigma + 0)_{\chi=0} = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \end{aligned} \quad (26)$$

Как видим из (25), при переключении клапана из состояния «выключен» («закрыт») в состояние «включен» («открыт») происходит скачкообразное изменение массы газа в рабочем объёме от значения

$$m_\sigma^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (27)$$

до значения

$$m_\sigma^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (28)$$

Согласно (26) при обратном переключении клапана из состояния «включен» («открыт») в состояние «выключен» («закрыт») изменения массы газа в рабочем объёме не происходит:

$$m_\sigma^- = m_\sigma^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_\sigma. \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0) \quad (29)$$

Массу газа в дополнительном объёме газа V_* можно определить по формуле

$$m_* = m_\Sigma - m,$$

вытекающей из (23) либо из формул

$$m_*(t) = \begin{cases} \frac{m_\Sigma}{V(t) + V_*} V_*, & \chi = 1, \\ \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (30)$$

$$m_{*\sigma}^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_*, \quad m_{*\sigma}^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) > 0) \quad (31)$$

$$m_{*\sigma}^- = m_{*\sigma}^+ = \frac{m_\Sigma}{V_\sigma + V_*} V_*, \quad (\Delta\chi(t_\sigma) < 0), \quad (32)$$

получаемым аналогично формулам (24), (27) – (29).

4.3. Расчёт температуры газа. Перейдём к определению абсолютной температуры газа T и T_* в рабочем и дополнительном объёмах соответственно. Для моментов времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана, когда $\Delta\chi(t) = 0$, температура газа подчиняется уравнению политропы (16), по которому для газа в рабочем объёме

$$T(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma}{V(t)} \right]^{n-1}, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (33)$$

а для газа в дополнительном объёме

$$T_*(t) = \begin{cases} T_\sigma^+ \left[\frac{V_\sigma + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_\sigma^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (34)$$

Верхние выражения в (33), (34) соответствуют случаю, когда клапан открыт (включен), поэтому газ в рабочем и дополнительном объёмах деформируется как единое целое. Нижние выражения в (33), (34) отвечают случаю, когда клапан закрыт (выключен) и поэтому деформируется только масса газа в рабочем объёме. Здесь и далее используются обозначения

$$T_\sigma^- = T(t_\sigma - 0), \quad T_\sigma^+ = T(t_\sigma + 0) \quad (35)$$

для температуры газа в рабочем объёме непосредственно перед переключением клапана и сразу после переключения клапана соответственно.

Замечание. Так как объём V_* постоянен, то температура $T_*(t)$ в дополнительной полости пневмомортизатора при закрытом клапане также является постоянной величиной, равной T_σ^+ согласно (34). Иными словами, принятие допущения (20) эквивалентно допущению об адиабатической изоляции дополнительного объёма при закрытом клапане, если только удельная теплоёмкость процесса с принимает конечные значения (неизотермический процесс).

Чтобы найти значения (35), рассмотрим сначала случай, когда в момент времени $t = t_\sigma$ происходит включение клапана: $\Delta\chi(t) > 0$ (рис. 3).

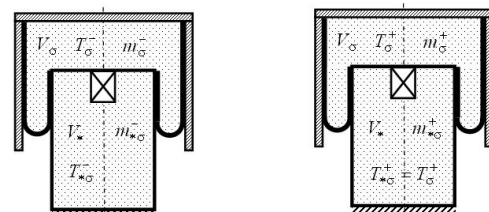
Непосредственно перед включением клапана ($t = t_\sigma - 0$) газ в рабочей полости занимает объём V_σ и имеет массу m_σ^- , определяемую выражением (27):

$$m_\sigma^- = \frac{m_\Sigma}{V_{\sigma-1} + V_*} V_{\sigma-1}; \quad (36)$$

его температура T_σ^- на основании (33) равна

$$T_\sigma^- \equiv T(t_\sigma - 0)_{\chi=0} = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1}}{V_\sigma} \right]^{n-1}. \quad (37)$$

Соответственно, газ в дополнительном объёме при $t = t_\sigma - 0$ имеет массу



а) клапан закрыт ($t = t_\sigma - 0$) б) клапан открыт ($t = t_\sigma + 0$)

Рис. 3. К определению температуры газа сразу после включения клапана

$$m_{\sigma}^- = m_{\Sigma} - m_{\sigma}^-, \quad (38)$$

а его температура T_{σ}^- , согласно (34), равна

$$T_{\sigma}^- \equiv T_{\sigma}(t_{\sigma} - 0)_{\chi=0} = T_{\sigma-1}^+. \quad (39)$$

Сразу после включения клапана ($t = t_{\sigma} + 0$) газ в рабочей полости занимает тот же объём V_{σ} . Температура газа в рабочем и дополнительном объёмах одинаковая, её значение T_{σ}^+ является искомым величиной.

По ранее принятому допущению процесс смешения газов происходит мгновенно после открытия клапана. Вследствие этого работа внешних сил A^{ext} и количество теплоты Q^{ext} , подводимой от внешних источников, принимают нулевые значения:

$$A^{ext} = \int_{t=t_{\sigma}-0}^{t=t_{\sigma}+0} dA^{ext} = 0, \quad Q^{ext} = \int_{t=t_{\sigma}-0}^{t=t_{\sigma}+0} dQ^{ext} = 0.$$

На основании закона изменения полной энергии (1)

$$\Delta E = Q^{ext} + A^{ext},$$

где

$$\Delta E = \int_{t=t_{\sigma}-0}^{t=t_{\sigma}+0} dE = E(t_{\sigma} + 0) - E(t_{\sigma} - 0)$$

— приращение полной энергии газа в рабочем и дополнительном объёмах. Таким образом, при включении клапана полная энергия газа остаётся неизменной:

$$E(t_{\sigma} + 0) = E(t_{\sigma} - 0).$$

По предположению (19) кинетическая энергия газа пренебрежимо мала по сравнению с его внутренней энергией: $E = K + U \equiv U$. Поэтому

$$U(t_{\sigma} + 0) = U(t_{\sigma} - 0). \quad (40)$$

Подставляя в (40) калориметрическое уравнение (18) и принимая во внимание используемые обозначения (рис. 3), получаем

$$m_{\Sigma} c_v T_{\sigma}^+ = m_{\sigma}^- c_v T_{\sigma}^- + m_{\sigma}^+ c_v T_{\sigma}^+$$

или

$$T_{\sigma}^+ = \frac{m_{\sigma}^-}{m_{\Sigma}} T_{\sigma}^- + \frac{m_{\sigma}^+}{m_{\Sigma}} T_{\sigma}^+.$$

Отсюда с учётом соотношений (36) – (39) окончательно находим

$$T_{\sigma}^+ = T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}. \quad (\Delta\chi(t_{\sigma}) > 0). \quad (41)$$

Как видно из (41), температура газа после включения клапана T_{σ}^+ определяется температурой газа после предшествующего выключения клапана $T_{\sigma-1}^+$ и соответствующими значениями рабочего объёма V_{σ} , $V_{\sigma-1}$.

Другой случай, когда $\Delta\chi(t) < 0$ (в момент времени $t = t_{\sigma}$ клапан выключается), более простой: для величин (35) имеет место равенство $T_{\sigma}^- = T_{\sigma}^+$, которое

в развёрнутом виде записывается так:

$$T_{\sigma}^+ \equiv T(t_{\sigma} + 0)_{\chi=0} = T_{\sigma}^- \equiv T(t_{\sigma} - 0)_{\chi=1}.$$

Но в силу верхней формулы (33)

$$T(t_{\sigma} - 0)_{\chi=1} = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*}{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*} \right]^{n-1}.$$

Поэтому

$$T_{\sigma}^+ = T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*}{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*} \right]^{n-1}. \quad (\Delta\chi(t_{\sigma}) < 0) \quad (42)$$

В совместной записи формулы (41), (42) принимают вид

$$T_{\sigma}^+ = \begin{cases} T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}, \\ \Delta\chi(t_{\sigma}) > 0; \\ T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*}{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*} \right]^{n-1}, \\ \Delta\chi(t_{\sigma}) < 0. \end{cases} \quad (43)$$

4.4. Расчёт давления газа. Давление газа в рабочем и дополнительном объёмах проще всего определяется непосредственно из уравнения состояния Менделеева – Клапейрона (18):

$$p(t) = \frac{m(t)RT(t)}{V(t)}, \quad p_{\sigma} = \frac{m_{\sigma}(t)RT_{\sigma}(t)}{V_{\sigma}}. \quad (44)$$

Однако в научной литературе, посвящённой расчёту пневмоамортизаторов, температуру газа исключают из рассмотрения. Поэтому для полноты общей картины приведём соответствующие преобразованные уравнения.

Подставим (24), (33) в первое уравнение (44). После несложных преобразований будем иметь для газа в рабочем объёме

$$p(t) = \begin{cases} p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*}{V(t) + V_{\sigma}^*} \right]^n, & \chi = 1; \\ p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right]^n, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (45)$$

Здесь

$$p_{\sigma}^+ = \frac{m_{\Sigma} R}{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*} T_{\sigma}^+ \quad (46)$$

— давление газа в рабочем объёме сразу после переключения клапана. Расчётная формула для величины p_{σ}^+ , не содержащая упоминания о температуре T_{σ}^+ , получается подстановкой в (46) выражения (41):

$$p_{\sigma}^+ = p_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_{\sigma}^*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}.$$

Аналогичным образом выводятся расчётные формулы для давления газа в дополнительном объёме. Подставив (30), (34) во второе уравнение (44), будем иметь

$$p_{\sigma}(t) = \begin{cases} p_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_{\sigma}^*}{V(t) + V_{\sigma}^*} \right]^n, & \chi = 1; \\ p_{\sigma}^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0)$$

Расчётные зависимости для давления газа в рабочем объёме (44) или (45) позволяют определять усилие, создаваемое пневмоамортизатором:

$$P = (p - p_{\text{атм}})F_3.$$

Здесь $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, F_3 — эффективная площадь пневмоамортизатора [4, 5].

4.5. Расчёт энтропии газа. Изменение энтропии газа характеризует степень необратимости процесса диссипации механической энергии в теплоту. Поэтому расчёт энтропии газа занимает важное место при анализе эффективности работы пневмоамортизатора.

Энтропия массы газа m , занимающей объём V , определяется выражением $S = ms$, где s — удельная энтропия газа (22). Отсюда на основании (24), (33) и (30), (34) получаются следующие выражения для энтропии газа в рабочем и дополнительном объёмах:

$$S = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V(t)}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma} V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \left\langle \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle \right\}, & \chi = 0; \end{cases} \quad (47)$$

$$S_* = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V_*}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \ln \left[\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right] \right\}, & \chi = 1, \\ \frac{m_{\Sigma} V_*}{V_{\sigma} + V_*} \left[c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) \right], & \chi = 0. \end{cases} \quad (48)$$

Энтропия газа в пневмоамортизаторе равна сумме энтропии газа в рабочем и дополнительном объёмах:

$$S_{\Sigma}(t) = S(t) + S_*(t). \quad (49)$$

Подстановкой (47), (48) в (49) находим

$$S_{\Sigma}(t) = \begin{cases} m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ + c_v (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] - \right. \\ \left. - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (50)$$

Наибольший интерес представляет производство энтропии за счёт внутренних источников в ходе необратимого процесса смешения газов, протекающего после включения клапана. Данное производство энтропии равно скачку суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе:

$$\Delta S_{\Sigma} = S_{\Sigma}(t_{\sigma} + 0)_{\chi=1} - S_{\Sigma}(t_{\sigma} - 0)_{\chi=0}. \quad (51)$$

На основании (50) для скачка энтропии (51) получается выражение

$$\Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln \left(\frac{T_{\sigma}^+}{T_{\sigma-1}^+} \right) + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\} \geq 0,$$

которое с учётом (41) можно переписать в эквивалентном виде

$$\Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\langle c_v \ln \left[\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right] + \right. \\ \left. + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \times \right. \\ \left. \times [c_v (n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\rangle \geq 0.$$

Замечание. С помощью формул (50), (42) нетрудно убедиться, что при выключении клапана скачка суммарной энтропии не наблюдается:

$$\Delta S_{\Sigma} = S_{\Sigma}(t_{\sigma} + 0)_{\chi=0} - S_{\Sigma}(t_{\sigma} - 0)_{\chi=1} = \\ + m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln \left(\frac{T_{\sigma}^+}{T_{\sigma-1}^+} \right) - c_v (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_{\sigma} + V_*} \right] \right\} = 0.$$

5. Условие существования установившегося режима работы. Рассмотрим детально вопрос, при каком значении коэффициента политропы осуществим установившийся режим работы пневмоамортизатора, в ходе которого от цикла к циклу повторяется одна и та же индикаторная диаграмма (рис. 2). По теореме об изменении внутренней энергии (6) для замкнутой (по массе) термодинамической системы в любом круговом процессе теплота, подведённая от внешних источников, равна работе внутренних сил:

$$\oint dQ^{\text{ext}} = \oint dA^{\text{int}}. \quad (52)$$

По определению политропного процесса теплота от внешних источников связана с работой внутренних сил соотношением (10), по которому

$$dQ^{\text{ext}} = \alpha dA^{\text{int}} = \alpha p dV. \quad (53)$$

На основании (52), (53) имеем

$$\alpha \oint dA^{\text{int}} = \oint dA^{\text{int}}.$$

или

$$(\alpha - 1) A^{\text{int}} = 0, \quad (54)$$

где A^{int} — работа внутренних сил, равная площади индикаторной диаграммы (рис. 2). При $A^{int} \neq 0$ равенство (54) выполняется только в том случае, когда $\alpha = 1$ или, с учётом (17), когда $n = 1$. Другой случай выполнения равенства (54), когда $A^{int} = 0$ и коэффициент α произволен, отвечает работе пневмоамортизатора как пневмопружины.

Выводы. Построена математическая модель пневмоамортизатора, работа которого сопровождается чередованием последовательных включений и выключений клапанного устройства (клапана), изменяющих характер протекания термодинамических процессов в рабочем и дополнительном объёме.

В математической модели отражено, что в моменты времени сразу после включения (открытия) клапана протекает сугубо неравновесный процесс, в ходе которого происходит интенсивное, практически мгновенное смещение газов в рабочем и дополнительном объёмах, приводящее к полному выравниванию давлений и плотности газа. Во все остальные моменты времени газ в рабочем и дополнительном объёмах находится в состояниях термодинамического равновесия, описываемых уравнениями политропного процесса.

Данные и другие положения, лежащие в основе разработанной инженерной методики расчёта пневмоамортизаторов с воздушным демпфированием, зафиксированы в строго сформулированных допущениях.

Введено понятие структурного (внутреннего) параметра, характеризующего текущее состояние клапанного устройства пневмоамортизатора. Благодаря этому полная система термодинамических соотношений разработанного расчётного метода позволяет единым образом описывать работу пневмоамортизатора по любым возможным алгоритмам (механического или электромагнитного) управления клапаном.

К сожалению, из-за ограничений на объём в настоящей статье не приведены результаты численных расчётов работы пневмоамортизатора применительно к двум наиболее распространённым тестовым задачам с жёстким и мягким режимами нагружения соответственно: 1) исследование работы пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма, 2) исследование динамики одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором при кинематическом возбуждении колебаний. Это предполагается сделать в ближайших публикациях авторов.

Доказано, что в рамках математической модели, базирующейся на понятии политропного процесса, установившийся режим работы пневмоамортизатора осуществим только для изотермического процесса ($n = 1$), который неявно предполагает наличие идеальных условий теплообмена между газом в пневмоамортизаторе и окружающей средой. Если $n \neq 1$, то тогда при периодическом изменении рабочего объёма давление газа будет непрерывно повышаться от цикла к циклу с соответствующим ростом температуры.

В этой связи приобретает важное прикладное значение построение математической модели пневмоамортизаторов и пневмопружины с учётом реально протекающих физических процессов теплообмена с окружающей средой, который позволит получить более достоверные данные об их механических и термодинамических характеристиках.

1. Акопян, Р. А. Пневматическое поддрессирование автотранспортных средств (вопросы теории и практики). В 2 ч. Ч. 1 / Р. А. Акопян. — Львов : Выща школа, 1979. — 218 с.
2. Калашников, Б. А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б. А. Калашников. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2008. — 344 с.
3. Хамитов, Р. Н. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 124 с.
4. Певзнер, Я. М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. — М. : ГНТИМА, 1963. — 319 с.
5. Равкин, Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. — М. : ГНТИМА, 1962. — 288 с.
6. Трибельский, И. А. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций / И. А. Трибельский, В. В. Шалай, А. В. Зубарев [и др.]. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2011. — 240 с.
7. Фитилёв, Б. Н. К расчёту характеристик пневмоэлемента с воздушным демпфированием / Б. Н. Фитилёв, В. А. Комочков, А. В. Поздеев // Прогресс транспортных средств и систем : материалы Междунар. науч.-практ. конф. В 2 ч. Ч. 2. — Волгоград, 2009. — С. 40—47.
8. Дьяков, А. С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор : автореф. дис ... канд. техн. наук / А. С. Дьяков. — Волгоград, 2009. — 16 с.
9. Поздеев, А. В. Повышение виброзащитных свойств двухполостных пневматических рессор на основе синтеза оптимальных алгоритмов коммутации полостей : автореф. дис ... канд. техн. наук / А. В. Поздеев. — Волгоград, 2012. — 16 с.
10. Пат. 2340468 РФ, МПК В 60 G 11/, F 16 F 5/00. Пневматическая подвеска / В. В. Новиков, Б. Н. Фитилев, А. С. Дьяков ; заявитель и патентообладатель ВолгГТУ. — № 2007117885/11 ; заявл. 14.05.2007 ; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 34. — 6 с.
11. Проектирование полноприводных колесных машин. В 3 т. Т. 3 / Б. А. Афанасьев, Б. Н. Белоусов, Л. Ф. Жеглов [и др.] ; под ред. А. А. Полунгина. — М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. — 432 с.
12. Ильюшин, А. А. Механика сплошной среды / А. А. Ильюшин. — М. : Изд-во МГУ, 1978. — 287 с.
13. Седов, Л. И. Механика сплошной среды. В 2 т. Т. 1 / Л. И. Седов. — М. : Наука, 1973. — 536 с.
14. Трусделл, К. Первоначальный курс рациональной механики сплошных сред / К. Трусделл. — М. : Мир, 1975. — 592 с.
15. Алексеев, Г. Н. Общая теплотехника / Г. Н. Алексеев. — М. : Высш. шк., 1980. — 552 с.
16. Вукалович, М. П. Термодинамика / М. П. Вукалович, И. И. Новиков. — М. : Машиностроение, 1972. — 672 с.
17. Техническая термодинамика / В. И. Крутов [и др.] ; под ред. В. И. Крутова. — М. : Высш. шк., 1991. — 384 с.
18. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт / П. И. Пластинин. — М. : КолосС, 2006. — 456 с.
19. Абрамович, Г. Н. Прикладная газовая динамика / Г. Н. Абрамович. — М. : Наука, 1976. — 888 с.
20. Корнеев, С. А. Понятия и основы локально-неравновесной термодинамики сплошной среды / С. А. Корнеев. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. — 284 с.
21. Кубо, Р. Термодинамика / Р. Кубо. — М. : Мир, 1970. — 304 с.

КЛИМЕНТЬЕВ Евгений Владимирович, главный конструктор комплекса № 3 отдела № 2 Научно-производственного предприятия «Прогресс»; аспирант кафедры сопротивления материалов Омского государственного технического университета (ОмГТУ).

КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры основ теории механики и автоматического управления ОмГТУ.

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой

сопротивления материалов ОмГТУ.
Адрес для переписки: korneyev@omgtu.ru, korsa_home@mail.ru

Статья поступила в редакцию 25.08.2015 г.

© Е. В. Климентьев, В. С. Корнеев, С. А. Корнеев

УДК 62-567.5:536-3

Е. В. КЛИМЕНТЬЕВ
В. С. КОРНЕЕВ
С. А. КОРНЕЕВ

Научно-производственное
предприятие «Прогресс»,
г. Омск
Омский государственный
технический университет

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО АМОТИЗАТОРА ПРИ СТАНДАРТНОМ РЕЖИМЕ НАГРУЖЕНИЯ И РАЗНЫХ АЛГОРИТМАХ УПРАВЛЕНИЯ

На примере численного решения двух тестовых задач проиллюстрирован разработанный авторами инженерный метод расчета термодинамических параметров газа в пневмоэлементе с воздушным демпфированием при разных алгоритмах управления клапанным устройством. Особое внимание уделено вопросу существования установившегося режима работы пневмоамортизатора и уровню достигаемых температур и давлений газа.

Ключевые слова: пневматический элемент, воздушное демпфирование, установившийся режим, показатель политропы.

Введение. В настоящее время большое внимание уделяется разработке конструкций и методов расчёта пневмоамортизаторов (пневматических упругодемпфирующих элементов), в которых для гашения колебаний используется воздушное демпфирование, происходящее за счёт выравнивания давления и плотности при смешении газов (воздуха), находящихся в рабочем и дополнительном объёмах пневмоэлемента, при срабатывании специальных клапанных устройств в определённых положениях амортизируемого объекта [1–7].

Алгоритм управления клапанным устройством (клапаном) может быть организован по-разному. Наиболее часто реализуется алгоритм, приводящий к четырёхугольной петле гистерезиса (рис. 1а), когда клапан включается в тех положениях, в которых направление относительного движения корпуса и плунжера пневмоамортизатора меняется на противоположное [2, 3]. Через некоторый промежуток времени (малый по сравнению с периодом колебаний, но достаточный для выравнивания давления и плотности) клапан выключается, разобщая рабочий и дополнительный объёмы. По другому алгоритму, приводящему к треугольной петле гистерезиса (рис. 1б), клапан включается в начале хода

сжатия и выключается в его конце [1]. По третьему алгоритму, приводящему к петле гистерезиса в форме «бабочки» (рис. 1в), клапан включается при прохождении фиксированного (обычно среднего) положения корпуса относительно плунжера и выключается в момент смены направления их относительного движения на противоположное [5, 6]. Возможны и многие другие алгоритмы (механического, электромагнитного и т.п.) управления клапаном [7].

При построении рабочих p – V диаграмм, представленных на рис. 1, режим работы пневмоамортизатора в [1–7] полагается установившимся (при периодическом изменении рабочего объёма V между своими минимальным и максимальным значениями индикаторные диаграммы замкнутые), а время выравнивания давления после включения клапана — пренебрежимо малым. При этом изменение абсолютного давления газа p описывается уравнением политропы $pV^n = const$, где V — объём газа.

Как известно [8, 9], показатель политропы n существенно зависит от скорости протекания процесса. Если сжатие газа происходит достаточно медленно (квазистатическое приложение нагрузки), процесс можно считать изотермическим и $n = 1$.

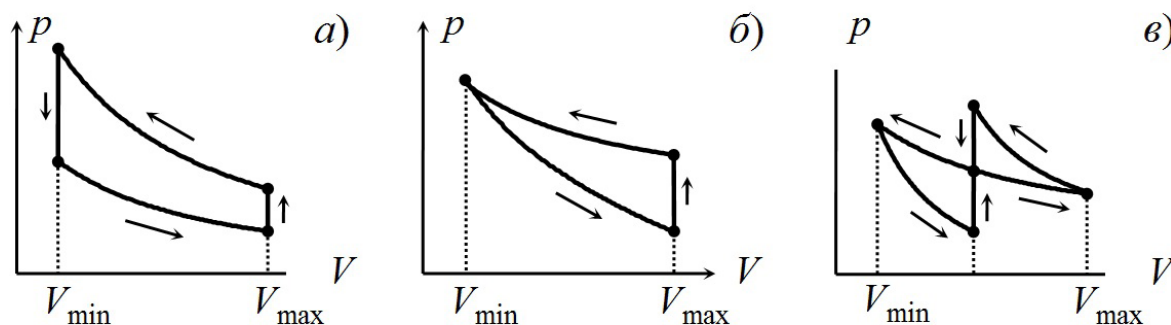


Рис. 1. Рабочие диаграммы пневмоамортизатора, соответствующие разным алгоритмам управления клапаном: а — по четырёхугольной петле гистерезиса; б — по треугольной петле гистерезиса; в — по петле гистерезиса в форме бабочки

При динамическом приложении нагрузки, которое в действительности имеет место при колебаниях, показатель политропы возрастает. Максимальное его значение соответствует адиабатическому процессу. Поэтому $1 \leq n \leq k$, где k — показатель адиабаты, который для двухатомных газов, в том числе для воздуха, может быть принят равным 1,4.

В этой связи открытым является вопрос, при каких значениях показателя политропы существует установившийся (или близкий к нему) режим работы пневмоамортизатора, а при каких значениях показателя политропы индикаторная p - V диаграмма пневмоамортизатора будет незамкнута по причине непрерывного увеличения давления и температуры от цикла к циклу при условии периодического изменения внешнего возмущающего воздействия. Так, например, заведомо можно утверждать, что при $n = 1$ (изотермический процесс) режим работы пневмоамортизатора в обозначенных условиях будет установившимся, а при $n = k$ (адиабатический процесс) — не существует установившегося режима работы пневмоамортизатора с воздушным демпфированием, поскольку диссипатируемая теплота не отводится в окружающую среду, а идёт на увеличение температуры газа.

В настоящей статье ставится задача оценить, насколько существенными являются изменения температуры газа при разных алгоритмах управления клапаном конкретной конструкции пневмоамортизатора.

Благодаря этому удастся, хоть и частично, прояснить вышеуказанный принципиально важный вопрос, который не рассматривался в [1–7] и других литературных источниках.

1. Полная система термодинамических соотношений. При проведении численных расчётов и анализе получаемых результатов будем использовать следующую систему уравнений, описывающих силовые и термодинамические параметры пневмоамортизатора [10].

Усилие пневмоамортизатора определяется выражением

$$P = (p - p_{\text{атм}})F_3, \quad (1)$$

где $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление, F_3 — эффективная площадь. Например, для схемы пневмоамортизатора (рис. 2), для которой в дальнейшем будут рассмотрены общепринятые тестовые задачи

$$F_3 = \pi D_3^2 / 4, \quad (2)$$

где

$$D_3 = \sqrt{(D_1^2 + D_2^2)} / 2 \quad (3)$$

— эффективный диаметр. Поскольку

$$F_3 = dV/dx \quad (4)$$

рабочий объём пневмоамортизатора V связан с координатой x (рис. 2) линейной зависимостью:

$$V(x) = V_0 + F_3(x - x_0). \quad (5)$$

В общем случае $F_3 = F_3(x)$ и поэтому в соответствии с (4)

$$V(x) = V_0 + \int_{x_0}^x F_3(x) dx. \quad (6)$$

Здесь V_0 — рабочий объём пневмоамортизатора в некотором положении, которому соответствует координата x_0 (обычно среднее значение, отвечающее положению статического равновесия амортизируемого объекта).

Текущее состояние клапана пневмоамортизатора характеризуется структурным (внутренним) параметром χ , принимающим значения

$$\chi = \begin{cases} 1, & \text{клапан включен (открыт),} \\ 0, & \text{клапан выключен (закрыт).} \end{cases} \quad (7)$$

Изменение структуры пневмоамортизатора определяется величиной

$$\Delta\chi(t) = \chi(t+0) - \chi(t-0). \quad (8)$$

В моменты времени $t_\sigma < t < t_{\sigma+1}$ между переключениями клапана $\Delta\chi(t) = 0$, в момент времени $t = t_\sigma$ при включении клапана $\Delta\chi(t) > 0$ (точнее $\Delta\chi(t) = 1$), а при его выключении $\Delta\chi(t) < 0$ (точнее $\Delta\chi(t) = -1$). Здесь t_σ ($\sigma = 0, 1, 2, \dots$) моменты времени срабатывания клапана.

Давление газа в рабочем и дополнительном объёмах определяется уравнениями состояния идеального газа

$$p(t) = \frac{m(t)RT(t)}{V(t)}, \quad p_* = \frac{m_*(t)RT_*(t)}{V_*}. \quad (9)$$

Здесь и далее величины с нижним индексом «*» относятся к дополнительному объёму V_* , а без

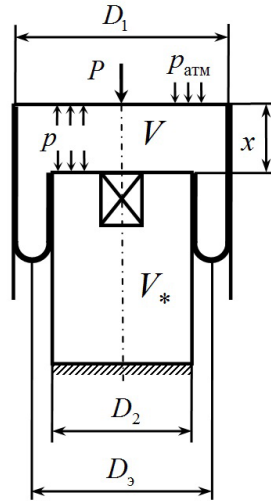


Рис. 2. Типовая схема пневмоамортизатора

индекса — рабочему объёму газа V (рис. 2); p , T , m — давление, абсолютная температура и масса газа соответственно; R — газовая постоянная; t — время.

Температура газа в рабочем объёме рассчитывается по формуле

$$T(t) = \begin{cases} T_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right]^{n-1}, & \chi = 0, \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (10)$$

а температура газа в дополнительном объёме — по формуле

$$T_*(t) = \begin{cases} T_{\sigma}^+ \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right]^{n-1}, & \chi = 1, \\ T_{\sigma}^+, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (11)$$

Значение температуры газа в рабочем объёме сразу после переключения клапана (изменения структуры пневмоамортизатора) определяется формулой

$$T_{\sigma}^+ = \begin{cases} T_{\sigma-1}^+ \left\{ \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right\}, & \Delta\chi(t_{\sigma}) > 0; \\ T_{\sigma-1}^+ \left[\frac{V_{\sigma-1} + V_*}{V_{\sigma} + V_*} \right]^{n-1}, & \Delta\chi(t_{\sigma}) < 0. \end{cases} \quad (12)$$

Масса газа в рабочем объёме описывается выражением

$$m(t) = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} V(t), & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} V_{\sigma}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (\Delta\chi(t) = 0) \quad (13)$$

Масса газа в дополнительном объёме газа V_* определяется по формуле

$$m_* = m_{\Sigma} - m, \quad (14)$$

где m_{Σ} — суммарная масса газа в пневмоамортизаторе.

Энтропия газа в рабочем объёме, энтропия газа в дополнительном объёме и суммарная энтропия газа вычисляются по формулам

$$S = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V(t)}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma} V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \left\langle \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\rangle \right\}, & \chi = 0; \end{cases} \quad (15)$$

$$S_* = \begin{cases} \frac{m_{\Sigma} V_*}{V(t) + V_*} \left\{ c_v \left\langle \ln T_{\sigma}^+ + (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] \right\rangle - \right. \\ \left. - R \ln \left[\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right] \right\}, & \chi = 1; \\ \frac{m_{\Sigma} V_*}{V_{\sigma} + V_*} \left[c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) \right], & \chi = 0; \end{cases} \quad (16)$$

$$S_{\Sigma}(t) = \begin{cases} m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ + c_v (n-1) \ln \left[\frac{V_{\sigma} + V_*}{V(t) + V_*} \right] - \right. \\ \left. - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V(t) + V_*} \right) \right\}, & \chi = 1; \\ m_{\Sigma} \left\{ c_v \ln T_{\sigma}^+ - R \ln \left(\frac{m_{\Sigma}}{V_{\sigma} + V_*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left[\frac{V_{\sigma}}{V(t)} \right] \right\}, & \chi = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Скачок суммарной энтропии газа при включении клапана за счёт необратимости процесса перемешивания характеризуется выражением

$$\Delta S_{\Sigma} = m_{\Sigma} \left\langle c_v \ln \left[\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} \left[\left(\frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma}} \right)^{n-1} - 1 \right] + 1 \right] + \right. \\ \left. + R \ln \left(\frac{V_{\sigma} + V_*}{V_{\sigma-1} + V_*} \right) + \right. \\ \left. + \frac{V_{\sigma-1}}{V_{\sigma-1} + V_*} [c_v (n-1) - R] \ln \left(\frac{V_{\sigma}}{V_{\sigma-1}} \right) \right\rangle \geq 0. \quad (18)$$

К уравнениям (1)–(18) должно быть добавлено уравнение (или уравнения), описывающее закон изменения координаты $x(t)$. Это может быть явно задаваемая зависимость, например, гармонический закон

$$x = x_0 + x_a \sin(\omega t + \alpha), \quad (19)$$

где x_0 , x_a — среднее и амплитудное значение координаты; ω — циклическая частота; α — начальная фаза. А может быть неявно задаваемая зависимость,

главным образом, через дифференциальное уравнение движения амортизируемого объекта. Оба случая будут рассмотрены в дальнейшем при сравнительном анализе эффективности работы пневмоамортизатора при разных алгоритмах управления.

Дополнительно должны быть присоединены соотношения, связывающие алгоритм управления клапаном с законом изменения координаты $x(t)$. Так, например, при управлении клапаном по алгоритму «четырёхугольная петля гистерезиса» (рис. 1а) клапан включается и тут же выключается в положениях, при которых происходит смена знака скорости $\dot{x}(t)$:

$$\begin{aligned} & [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\dot{x}(t) < 0 \vee \ddot{x}(t) > 0] \Rightarrow \\ & \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0] \end{aligned} \quad (20)$$

Здесь \wedge , \vee — знак логической операции «и» (конъюнкция) и знак логической операции «или» (дизъюнкция) в исчислении высказываний [10]. При практических численных расчётах на ЭВМ более удобной является запись

$$\begin{aligned} & [\dot{x}(t-\varepsilon)\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \Rightarrow \\ & \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = 1 \wedge \chi(t+\varepsilon) = 0] \end{aligned} \quad (21)$$

где ε — достаточно малое положительное число, подбираемое при дискретизации времени (так называемый «машинный ноль»).

При управлении клапаном по алгоритму «треугольная петля гистерезиса» (рис. 1б) в момент смены знака скорости клапан выключается на ходе отбоя и включается на ходе сжатия:

$$\begin{cases} [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\dot{x}(t) > 0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-0) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0] \\ [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\dot{x}(t) < 0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t+0) = 1] \end{cases} \quad (22)$$

При численных расчётах на ЭВМ более удобна запись

$$\begin{cases} [\dot{x}(t-\varepsilon) < 0] \wedge [\dot{x}(t+\varepsilon) > 0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 1 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 0] \\ [\dot{x}(t-\varepsilon) > 0] \wedge [\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 1] \end{cases} \quad (23)$$

Наконец, при управлении клапаном по алгоритму «петля гистерезиса в форме бабочки» (рис. 1, в) клапан выключается в момент смены знака скорости $\dot{x}(t)$ и включается в момент прохождения среднего положения с координатой x_0 :

$$\begin{cases} [\dot{x}(t) = 0] \wedge [\dot{x}(t) < 0 \vee \dot{x}(t) > 0] \wedge [x(t) \neq x_0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-0) = 1 \wedge \chi(t+0) = 0] \\ [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-0) = 0 \wedge \chi(t+0) = 1] \end{cases} \quad (24)$$

При численных расчётах на ЭВМ более удобна запись

$$\begin{cases} [\dot{x}(t-\varepsilon)\dot{x}(t+\varepsilon) < 0] \wedge [x(t) \neq x_0] \Rightarrow \\ \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 1 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 0] \\ [x(t) \neq x_0] \Rightarrow [\chi(t-\varepsilon) = 0 \wedge \chi(t) = \chi(t+\varepsilon) = 1] \end{cases} \quad (25)$$

Полная система уравнений должна также включать соотношения, уточняющие начальное состояние газа в рабочем и дополнительном объёмах. Как правило, принимается, что при $t = 0$ газ в рабочем и дополнительном объёмах имеет одинаковые давление, температуру и плотность.

2. Исходные данные для численного расчёта. В качестве примера возьмём пневмоамортизатор с резинокордной оболочкой марки Н-609 [11] при следующих исходных данных: диаметры арматуры направляющих $D_1 = 260$ мм, $D_2 = 200$ мм (рис. 2); эффективный диаметр $D_3 = 232$ мм — по формуле (3); эффективная площадь $F_3 = 422,5$ см² — по формуле (2); начальная координата x в положении равновесия амортизируемого объекта $x_0 = 60$ мм (рис. 2); начальное значение рабочего объёма $V_0 = 4,09$ л; значение дополнительного объёма $V_* = 5$ л; зависимость рабочего объёма от координаты x по формуле (5) — $V(x) = V_0 + F_3(x - x_0)$; масса амортизируемого объекта $M = 1000$ кг; начальная температура газа (температура окружающей среды) $T_0 = 300$ К; начальное абсолютное давление газа $p_0 = Mg / F_3 + p_{\text{атм}} = 0,332$ МПа (g — ускорение свободного падения); газовая постоянная (воздуха) $R = 286,7917 \cdot 10^3$ Дж/К·кг; изохорная теплоёмкость газа (воздуха) $c_v = 5R / 2 = 716,98$ Дж/К·кг; изобарная теплоёмкость газа (воздуха) $c_p = c_v + R = 1003,77$ Дж/К·кг; показатель адиабаты газа (воздуха) $k = c_p / c_v = 1,4$; суммарная масса газа (воздуха) $m_x = p_0(V_0 + V_*) / RT_0 = 35,1$ г.

В начальный момент времени $t = 0$ давление и температура газа в рабочем и дополнительном объёмах принимают одинаковые значения, равные p_0 и T_0 .

Из общих физических соображений ясно, что выбор значения показателя политропы n должен зависеть от условий теплообмена с окружающей средой и таких параметров, как амплитуда и частота изменения рабочего объёма. В используемой расчётной методике [10] теплообмен с окружающей средой описывается по закону политропного процесса. По существующим рекомендациям [8, 9], носящим сугубо качественный характер, можно только утверждать, что на достаточно низких частотах показатель политропы n близок к единице, а с ростом частоты показатель политропы увеличивается, приближаясь на высоких частотах к показателю адиабаты k (например, в [2] берётся значение $n = 1$, а в [3] — $n = 1,4$). Чтобы составить общее представление по вопросу существования установившегося (или близкого к нему) режима работы пневмоамортизатора, а также о порядке величины максимальной температуры газа, вполне достаточно при проведении численных расчётов взять промежуточное значение $n = 1,3$, которое рекомендуется в [6, 8, 9].

3. Гармонический закон изменения рабочего объёма. Первой рассмотрим задачу жёсткого нагружения пневмоамортизатора, при котором закон изменения координаты $x(t)$ подчиняется гармоническому закону (19). Периодическое изменение координаты является одним из обязательных условий, при которых реализуется установившийся режим работы пневмоамортизатора. Поэтому данная задача широко используется для анализа работы пневмоамортизаторов [2, 3, 6, 7].

Далее помимо вышеуказанных исходных данных принимаются следующие значения дополнительных параметров: амплитуда изменения координаты x

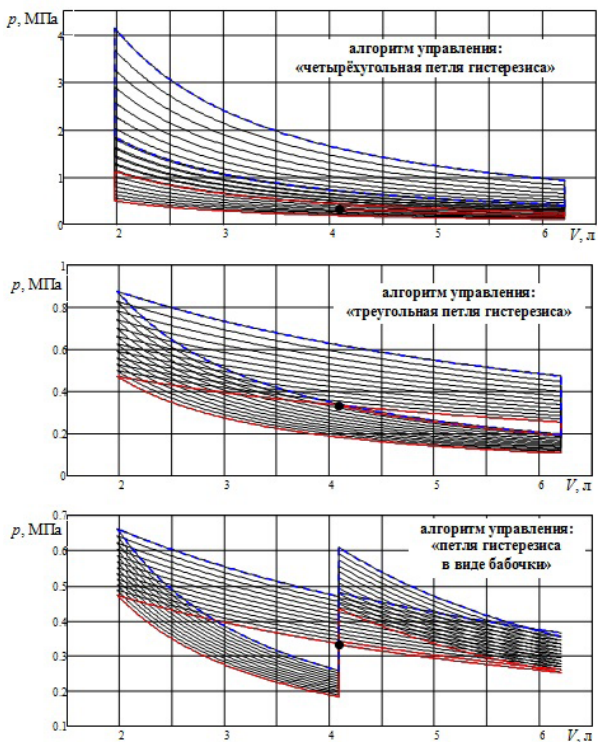


Рис. 3. Индикаторные p - V диаграммы пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма: жирная сплошная линия — первый цикл; штриховая линия — последний 12-й цикл

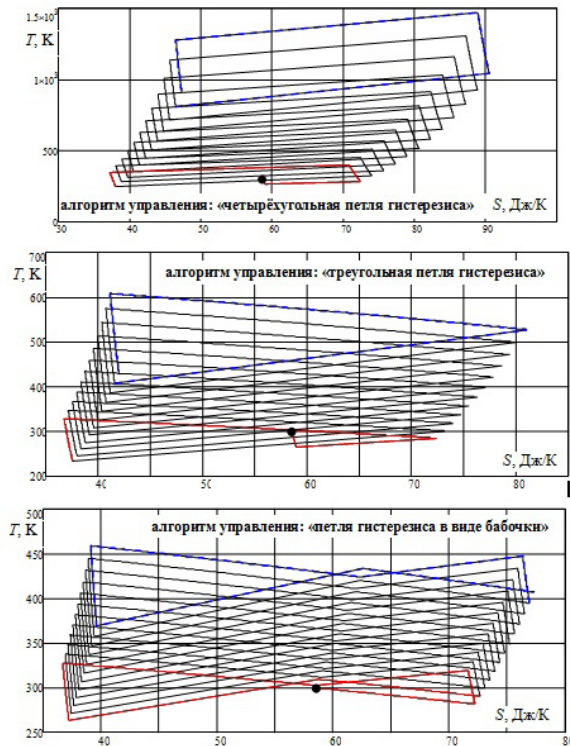


Рис. 4. Индикаторные T - S диаграммы пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма: жирная сплошная линия — первый цикл; штриховая линия — последний 12-й цикл

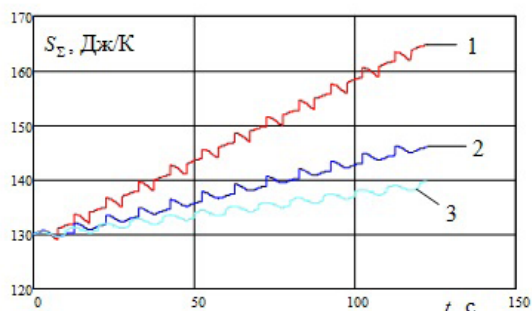


Рис. 5. Суммарная энтропия газа в пневмоамортизаторе при гармоническом законе изменения рабочего объёма: 1 — алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; 2 — алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; 3 — алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

(от положения статического равновесия амортизируемого объекта с координатой x_0) $x_a = 50$ мм; начальная фаза $\alpha = 0$; частота колебаний $f = 0,1$ Гц; период колебаний $\tau = 1 / f = 10$ с; циклическая частота колебаний $\omega = 2\pi f = 0,628$ с⁻¹. В итоге в силу (5), (19) закон изменения рабочего объёма имеет вид

$$V = V_0 + V_a \sin(\omega t)$$

с амплитудным значением $V_a = x_a F_s = 2,11$ л.

Для простоты речи далее при анализе результатов численных расчётов будем говорить коротко первый, второй, третий алгоритм управления клапаном, имея в виду алгоритм управления, который (при изотермическом режиме) приводит к петле

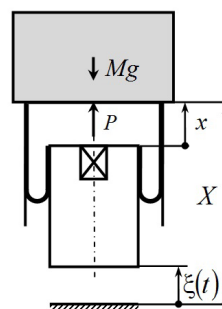


Рис. 6. Кинематическое возбуждение колебаний

гистерезиса четырёхугольной формы, треугольной формы и в форме бабочки соответственно (рис. 1).

Как видно из рис. 3–5, в течение первых 12 циклов колебаний пневмоамортизатора не заметно каких-либо тенденций плавного перехода к установившемуся режиму колебаний ни при одном алгоритме управления клапаном. Индикаторные p - V диаграммы (рис. 3) и T - S диаграммы (рис. 4) на первом и последнем (двенадцатом) циклах сильно отличаются: размеры петель гистерезиса и «обметываемая» ими площадь становятся больше. По эффективности диссипации энергии колебаний лучшим (и с большим отрывом) является первый алгоритм управления, затем следует второй алгоритм управления, от которого не так уж сильно отличается третий алгоритм управления кла-

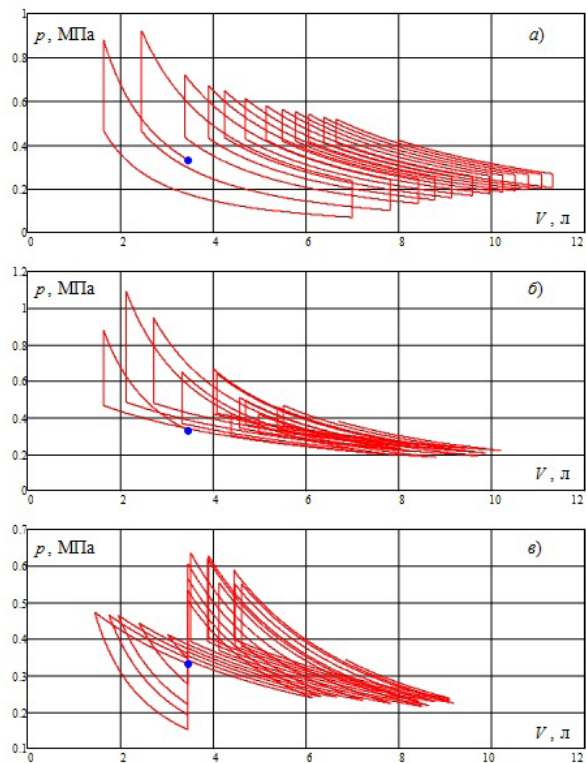


Рис. 7. Индикаторные p - V диаграммы пневмоамортизатора: а — алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; б — алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; в — алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

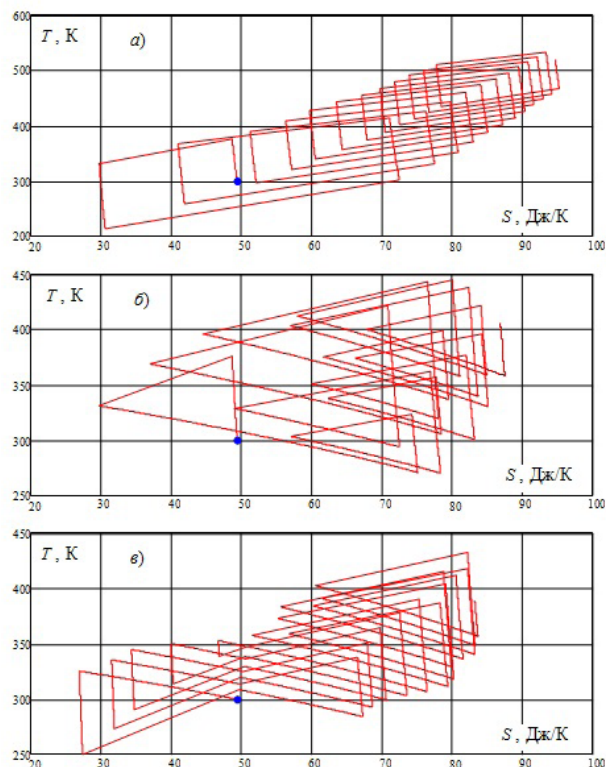


Рис. 8. Индикаторные T - S диаграммы пневмоамортизатора: а — алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; б — алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; в — алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

паном (рис. 5). Максимальные значения давления и температуры газа в рабочем объёме составляют 4,14 МПа и 1470 К, 0,88 МПа и 607 К, 0,66 МПа и 459 К соответственно для первого, второго и третьего алгоритмов управления (рис. 3, рис. 4). Такие приращения температуры газа свыше 100° являются критичными для обеспечения работоспособности и целостности резинокордной оболочки.

4. Динамика одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором при кинематическом возбуждении колебаний. В теории систем амортизации в качестве тестовой широко используется задача вынужденных колебаний одномассовой механической системы при кинематическом возмущении (рис. 6) [2, 3, 12]. По схеме данной задачи также проводятся экспериментальные исследования для сопоставления и проверки результатов теоретических исследований [13].

Запишем уравнение движения амортизируемого объекта (рис. 6)

$$M\ddot{X} = P - Mg.$$

Поскольку $\ddot{X} = \ddot{x} + \ddot{\xi}$ (рис. 6), имеем

$$\ddot{x} = P/M - g - \ddot{\xi}. \quad (26)$$

Возьмём закон кинематического возмущения, соответствующий движению автотранспортного средства с постоянной скоростью по дороге, неровность которой составляет $2\xi_a$ на длине L :

$$\xi = \xi_a \sin(2\pi vt/L).$$

В результате уравнение движения (26) примет вид

$$\ddot{x} = P/M - g + \omega^2 \xi_a \sin(\omega t), \quad (27)$$

где

$$\omega = 2\pi v/L \quad (28)$$

— циклическая частота возмущения. Дифференциальное уравнение (27) надлежит дополнить начальными условиями, которые сформулируем в виде

$$x|_{t=0} = x_0, \quad \dot{x}|_{t=0} = -\dot{\xi}(0) = \omega \xi_a,$$

что соответствует положению равновесия амортизируемого объекта при $t = 0$.

Примем следующие значения параметров возмущения: амплитуда неровности дороги $\xi_a = 50$ мм; длина неровности дороги $L = 3$ м; скорость движения $v = 60$ км/час; циклическая частота возмущающих колебаний по формуле (28) — $\omega = 34,91$ 1/с; период возмущающих колебаний $\tau = 2\pi/\omega = 0,18$ с; частота возмущающих колебаний $f = 1/\tau = 5,56$ Гц.

В рамках поставленных вопросов можно отметить следующее. На p - V диаграммах (рис. 7) и T - S диаграммах (рис. 8) видно, что от цикла к циклу петли гистерезиса располагаются каждый раз всё ближе друг от друга. Последнее характерно для медленного, но постепенного выхода на режим, близкий к установившемуся режиму. На это достаточно убедительно указывает также асимптотическое стремление к некоторому верхнему пре-

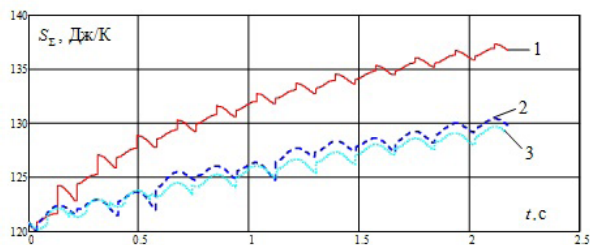


Рис. 9. Изменение суммарной энтропии газа в пневмоамортизаторе): 1 — алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; 2 — алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; 3 — алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

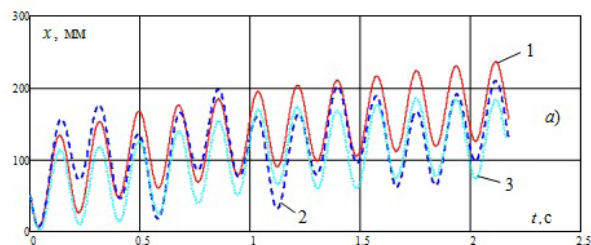


Рис. 10. Изменение координаты x пневмоамортизатора: 1 — алгоритм управления по четырёхугольной петле гистерезиса; 2 — алгоритм управления по треугольной петле гистерезиса; 3 — алгоритм управления по петле гистерезиса в форме бабочки

лу среднего значения суммарной энтропии газа S_{Σ} в пневмоамортизаторе (рис. 9). Однако если судить по изменению во времени координаты x (рис. 10), то можно заметить непрерывный рост высоты пневмоамортизатора почти по линейному закону. В течение 12 циклов колебаний (по кинематическому воздействию) максимум координаты x начинает превышать, причём существенно, свои допустимые значения для резинокордной оболочки марки Н-609 [11].

Максимальные значения давления и температуры газа в рабочем объёме пневмоамортизатора составляют 0,92 МПа и 533 К, 1,09 МПа и 445 К, 0,64 МПа и 432 К соответственно для первого, второго и третьего алгоритмов управления (рис. 7, рис. 8). Данные приращения температуры газа превышают 100° и поэтому являются критичными для резинокордной оболочки.

Выводы. С использованием ранее разработанной методики [10], которая объединяет и обобщает в себе существующие инженерные методы расчёта, проведены численные расчёты пневмоамортизатора с резинокордной оболочкой марки Н-609 применительно к двум наиболее распространённым тестовым задачам с жёстким и мягким режимами нагружения соответственно: 1) исследование работы пневмоамортизатора при гармоническом законе изменения рабочего объёма, 2) исследование динамики одномассовой системы амортизации с пневмоамортизатором при кинематическом возбуждении колебаний.

Численные расчёты показали, что работа пневмоамортизатора с алгоритмом управления клапаном по четырёхугольной петле гистерезиса обеспечивает наибольшую эффективность процесса демпфирования.

Установлено, что при значениях показателя политропы, отличных от единицы, установившегося режима колебаний не существует (при любом алгоритме управления клапаном), если только опираться на представление о политропном процессе и соответствующее ему описание процессов теплообмена между пневмоамортизатором и окружающей средой.

Максимальные значения температуры и давления газа в рабочем объёме пневмоамортизатора монотонно увеличиваются от цикла к циклу, существенно превышая допустимые значения, обеспечивающие работоспособность и целостность резинокордной оболочки. То же самое относится и к изменению габаритных размеров пневмоамортизатора.

Таким образом, на текущий момент времени приобретает важное прикладное значение задача построения математической модели пневмоамортизаторов (и пневмопружин) с учётом реально протекающих физических процессов теплообмена с окружающей средой, что позволит получать более достоверные данные о механических и термодинамических характеристиках пневмоамортизаторов в конкретных условиях их эксплуатации.

Библиографический список

1. Акопян, Р. А. Пневматическое подрессоривание автотранспортных средств (вопросы теории и практики). В. 2 ч. Ч. 1 / Р. А. Акопян. — Львов : Выща школа, 1979. — 218 с.
2. Калашников, Б. А. Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов / Б. А. Калашников. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2008. — 344 с.
3. Хамитов, Р. Н. Системы амортизации крупногабаритных объектов с активными упругими и демпфирующими элементами / Р. Н. Хамитов, Г. С. Аверьянов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 124 с.
4. Фитилёв, Б. Н. К расчёту характеристик пневмоэлемента с воздушным демпфированием / Б. Н. Фитилёв, В. А. Комочков, А. В. Поздеев // Прогресс транспортных средств и систем : материалы Междунар. науч.-практ. конф. В 2 ч. Ч. 2. — Волгоград, 2009. — С. 40–47.
5. Пат. 2340468 РФ, МПК В 60 G 11/, F 16 F 5/00. Пневматическая подвеска / В. В. Новиков, Б. Н. Фитилев, А. С. Дьяков ; заявитель и патентообладатель ВолГТУ. — № 2007117885/11. ; заявл. 14.05.2007 ; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 34. — 6 с.
6. Дьяков, А. С. Повышение демпфирующих свойств подвесок АТС путем изменения структуры и характеристик резинокордных пневматических рессор : автореф. дис ... канд. техн. наук / А. С. Дьяков. — Волгоград, 2009. — 16 с.
7. Поздеев, А. В. Повышение виброзащитных свойств двухполостных пневматических рессор на основе синтеза оптимальных алгоритмов коммутации полостей : автореф. дис ... канд. техн. наук / А. В. Поздеев. — Волгоград, 2012. — 16 с.
8. Равкин, Г. О. Пневматическая подвеска автомобиля / Г. О. Равкин. — М. : ГНТИМА, 1962. — 288 с.
9. Певзнер, Я. М. Пневматические и гидропневматические подвески / Я. М. Певзнер, А. М. Горелик. — М. : ГНТИМА, 1963. — 319 с.
10. Математика в понятиях, определениях и терминах. В 2 ч. Ч. 1 / О. В. Мантуров [и др.] ; под ред. Л. В. Саблина. — М. : Просвещение, 1978. — 320 с.
11. Резинокордные изделия для городского транспорта : проспект [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.progress-omsk.ru/constructor.php?act=group4> (дата обращения: 22.08.2015).

12. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. — М.: Высш. шк., 1975. — 248 с.

13. Калашников, Б. А. Экспериментальное исследование частотных характеристик системы с неоднозначной кусочно-нелинейной характеристикой позиционной силы / Б. А. Калашников // Вестник машиностроения. — 2009. — № 3. — С. 11–17.

КЛИМЕНТЬЕВ Евгений Владимирович, главный конструктор комплекса № 3 отдела № 2 Научно-производственного предприятия «Прогресс»; аспирант кафедры сопротивления материалов Омско-

го государственного технического университета (ОмГТУ).

КОРНЕЕВ Владимир Сергеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры основ теории механики и автоматического управления ОмГТУ.

КОРНЕЕВ Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой сопротивления материалов ОмГТУ.

Адрес для переписки: korneyev@omgtu.ru, korsa_home@mail.ru

Статья поступила в редакцию 25.08.2015 г.

© Е. В. Климентьев, В. С. Корнеев, С. А. Корнеев

УДК 621.512:621.651

А. Ю. КОНДЮРИН

Омский государственный
технический университет

К ВОПРОСУ О ВЫБОРЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ПОРШНЕВОЙ ГИБРИДНОЙ МАШИНЫ ОБЪЕМНОГО ДЕЙСТВИЯ

В работе рассмотрены конструкции поршневых гибридных энергетических машин объемного действия. На основе проведенного анализа предложена конструкция машины с поршневым уплотнением, выполненным в виде гидродиода, обеспечивающим расход жидкости из насосной секции больше, чем из компрессорной.

Ключевые слова: насос, компрессор, гибридная машина, лабиринтное уплотнение.

Прикладные научные исследования проводятся при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

Стремление к минимизации таких параметров, как удельные затраты энергии на производство сжатых газов и жидкостей, а также к снижению материалоемкости используемого для этого оборудования привело к идее объединения в одном агрегате насоса и компрессора [1]. Такой агрегат назван разработчиками «Поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия» — ПГЭМОД.

Несмотря на то что, на первый взгляд, конструкция ПГЭМОД является комбинацией поршневого компрессора и поршневого насоса, первый же этап ее исследований выявил некоторые технические проблемы, часть которых решена в процессе выполнения кандидатских диссертаций [2, 3] и описана в сопутствующих им статьях [4–7 и др.].

Накопленный опыт расчета и проектирования ПГЭМОД изложен в монографии [1], там же приведены некоторые конструктивные схемы, которые могут быть реализованы при определенных требованиях к объекту. Часть результатов получила юридическую защиту в виде патентов на изобретения и полезные модели [8–11 и др.].

На сегодняшний день известны две принципиально разные компоновки ПГЭМОД — с тронковым и с дифференциальным поршнем (рис. 1).

Конструкции с тронковым поршнем (рис. 1а) предполагают использование картера и нижней части цилиндра в качестве рабочей камеры насосной секции.

В конструкции ПГЭМОД с дифференциальным поршнем (рис. 1б) последний делит общий цилиндр на две части, причем полость, не имеющая в своем объеме штока, является компрессорной, а штоковая полость — насосной.

В первом случае (рис. 1а) охлаждение компрессорной секции с целью приближения процесса сжатия газа к изотермическому может производиться только жидкостью, которая одновременно является и смазкой для механизма движения, что существенно сужает сферу применения такой ПГЭМОД, хотя, безусловно, эта схема подкупает своей простотой и очевидно хорошими массогабаритными характеристиками.

Помимо указанного ограничения, у нее есть еще один существенный недостаток — картер машины находится под давлением нагнетаемой жидко-

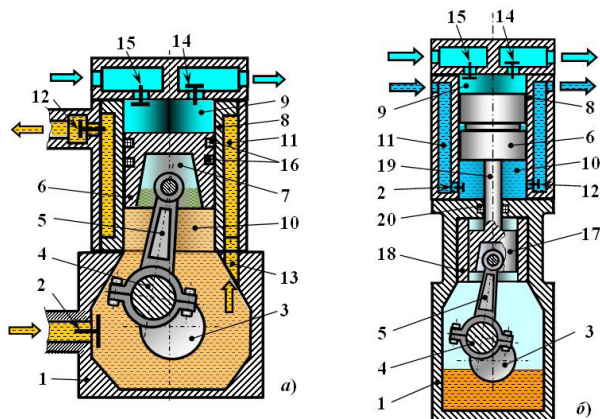


Рис. 1. Две схемы компоновки ПГЭМОД
(а — с тронковым поршнем,
б — с дифференциальным поршнем):

1. Картер. 2. Всасывающий жидкостный клапан.
3. Коленчатый приводной вал. 4. Кривошип коленчатого вала. 5. Шатун. 6. Поршень. 7. Буферная полость тронкового поршня. 8. Цилиндр. 9. Рабочая полость компрессорной секции. 10. Рабочая полость насосной секции. 11. Жидкостная рубашка охлаждения.
12. Жидкостный нагнетательный клапан. 13. Отверстие.
14. Газовый нагнетательный клапан. 15. Газовый всасывающий клапан. 16. Кольцевое поршневое уплотнение.
17. Крейцкопф. 18. Направляющая крейцкопфа. 19. Шток. 20. Уплотнение штока.

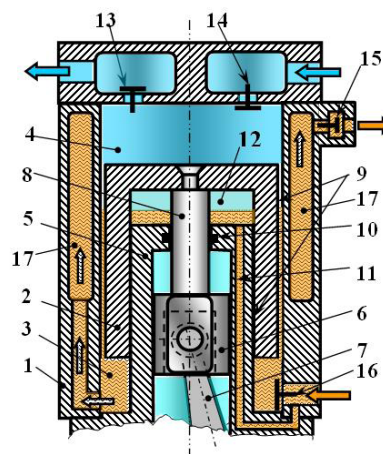


Рис. 2. Схема ПГЭМОД с П-образным поршнем:

1. Цилиндр. 2. Поршень. 3. Насосная полость.
4. Компрессорная полость. 5. Направляющая. 6. Крейцкопф.
7. Шатун. 8. Шток. 9. Щелевое уплотнение. 10. Сальниковое уплотнение. 11. Дренажный канал. 12. Полость поршня.
13. Нагнетательный газовый клапан. 14. Всасывающий газовый клапан. 15. Нагнетательный жидкостный клапан.
16. Всасывающий жидкостный клапан.
17. Жидкостная рубашка охлаждения.

сти, что накладывает дополнительные ограничения на величину развиваемого насосной секцией давления, т.к. в связи с неизбежно большой площадью действия давления на стенку картера его материал и конструкция должны выдерживать давление нагнетания. Кроме того, могут возникнуть проблемы с уплотнениями торцевых поверхностей и радиального уплотнения приводного вала, а также в ней присутствуют значительные потери на трение механизма привода в жидкости. В связи с этим очевидно, что такая ПГЭМОД может использоваться только при малых давлениях порядка 0,2–0,3 МПа.

ПГЭМОД, выполненная по второй конструктивной схеме (рис. 1б), может сжимать и подавать потребителю любую рабочую жидкость, с которой в принципе работают поршневые насосы, причем давление нагнетания может быть достаточно большим. Здесь ограничения по роду и давлению жидкости могут быть в основном в плане запрета на взаимное проникновение жидкости в сжимаемый газ и наоборот, или сжимаемой жидкости в картер. Так, например, очевидно, что нельзя сжимать в компрессорной секции кислород, а в насосной секции — органические жидкости.

Недостатком этого варианта являются большие габариты в вертикальном направлении, характерные для всех машин объемного действия с дифференциальным поршнем, если цилиндр установлен вертикально. Разместить общий цилиндр такой ПГЭМОД горизонтально проблематично, т.к. при ее остановке (особенно на длительный промежуток времени) рабочая жидкость даже при контактном уплотнении поршня неизбежно попадет в компрессорную секцию, что может вызвать гидроудар при запуске.

В принципе, эта проблема может быть решена установкой специальных устройств, которые при остановке машины будут освобождать полость

насосной секции от рабочей жидкости, но это усложнит конструкцию.

При сжатии жидкости до большого давления (более 10 МПа), очевидно, придется решать вопрос с герметичностью уплотнения штока, однако это не является неразрешимой задачей [12, 13 и др.].

Уменьшить вертикальный размер ПГЭМОД можно, используя техническое решение, опубликованное в [14], где предложено общий для насосной и компрессорной секций поршень выполнить П-образным (рис. 2).

В этой конструкции ПГЭМОД утечки в компрессорной секции практически отсутствуют. Даже если газ прорвется через наружное щелевое уплотнение 9, он в течение кратковременного процесса сжатия и нагнетания не сможет успеть вытеснить жидкость из узкого протяженного внутреннего уплотнения 9.

В то же время жидкость, динамическая вязкость которой на несколько порядков больше, чем газа, не может в процессе сжатия и нагнетания преодолеть уплотнение 9. Утечки жидкости через внутреннее уплотнение 9 стекают через дренажный канал 11 обратно в линию всасывания и не попадают в картер машины.

Высокая компактность данной схемы позволяет при незначительном росте габаритов (по сравнению с обычным компрессором) существенно увеличить эффективную длину поршня и, соответственно, повысить уплотнительную способность цилиндрической пары, благодаря чему эта схема послужила основой для способа работы ПГЭМОД, описанного в [15].

В настоящее время в цилиндропоршневых группах компрессоров в зависимости от их назначения и производительности применяются контактные и бесконтактные типы уплотнений [16–21 и др.]. Контактные уплотнения, в свою очередь, подразделяются на кольцевые и манжетные,

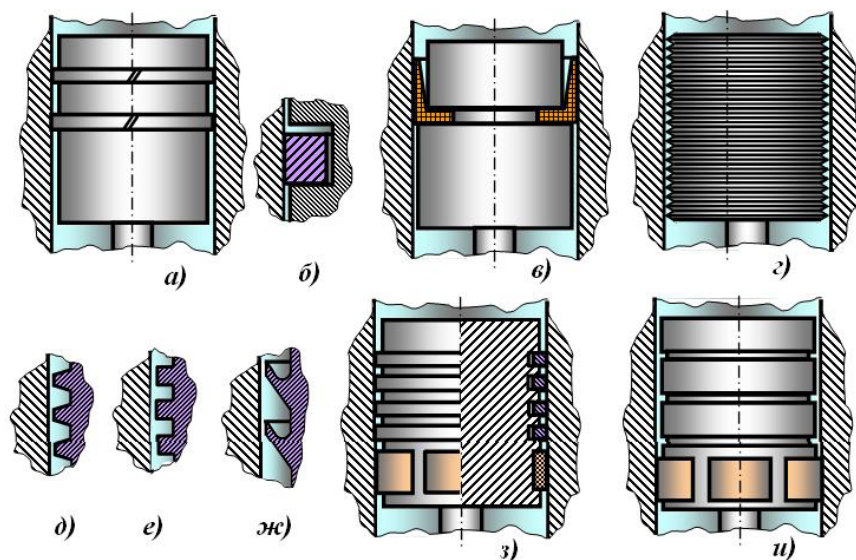


Рис. 3. Конструкции уплотнений в цилиндропоршневых группах компрессоров:
 а — кольцевое уплотнение; б — сечение разрезного поршневого кольца
 прямоугольной формы; в — манжетное уплотнение; г — лабиринтное уплотнение
 с треугольным профилем лабиринта; д — трапецидальный профиль лабиринтного
 уплотнения; е — то же прямоугольного профиля; ж — то же наклонного в сторону
 повышенного давления профиля; з — лабиринтно-щелевое уплотнение
 с направляющими поршень башмаками; и — щелевое уплотнение поршня,
 имеющего грязесборные канавки и направляющие башмаки

а бесконтактные — на гладкие щелевые, лабиринтные и лабиринтно-щелевые (рис. 3).

Наиболее широкое применение получили металлические (сталь, чугун, реже — сплавы цветных металлов) контактные кольцевые уплотнения с разрезными кольцами (рис. 3а), которые работают за счет распирающей газовой силы и силы собственной упругости (для этого их и делают разрезными — с замками разной формы). В случае применения сравнительно неупругих материалов (текстолит, композиты на основе фторопласта и др.) изнутри кольца дополнительно распираются пружинными экспандерами. Последние чаще всего применяются в несмазываемых компрессорах для сжатия чистых осушенных газов, или в компрессорах с ограниченной смазкой.

Манжетные уплотнения (рис. 3в) применяются только в том случае, если требуется практически полностью исключить утечки. Манжеты изготавливаются из кожи или фибры, имеют сравнительно большой износ вследствие повышенного трения и, соответственно, — малый ресурс работы. В объектах микрокриогенной техники их изготавливают из наполненных фторопластов для работы с осушенными чистыми газами. Чаще всего изнутри манжеты ставят распорные пружины.

Лабиринтные уплотнения (рис. 3г) в компрессорах начали использоваться, когда появилась развитая химическая и пищевая промышленность, и встал вопрос о создании компрессоров, которые были бы нечувствительны к роду сжимаемого газа и имели бы возможность сжимать чистые газы без их загрязнения [20, 21 и др.]. Как установлено исследованиями швейцарской фирмы «Зульцер» [22], которые широко проводят и отечественные специалисты, работающие в области компрессорной и уплотнительной техники [12, 13, 16, и др.], при прочих равных условиях утечки через лабиринтное уплотнение мало зависят от его формы, а больше

определяются зазором (чем он меньше, тем лучше) и количеством гребешков — чем их больше, тем более герметично уплотнение. При достаточно малых радиальных зазорах (от 20 до 70 мкм) утечки через лабиринтное уплотнение ненамного больше, чем утечки через гладкое щелевое уплотнение, изображенное на рис. 3и. В таком уплотнении обычно изготавливают неглубокие канавки для сбора продуктов износа направляющих башмаков.

Некоторым компромиссом между обычным поршневым, лабиринтным и щелевым уплотнениями является лабиринтно-щелевое уплотнение (рис. 3з). В нем вдоль образующей поршня установлены «плавающие» в радиальном направлении кольца, которые вместе с поверхностью поршня образуют лабиринт для утечек и перетечек. Кольца, как правило, изготавливаются с чуть большим диаметром, чем цилиндр и прирабатываются в процессе обкатки компрессора. При износе башмаков или другого направляющего устройства (например, крейцкопфа) кольца «отслеживают» возникшие поперечные колебания поршня, сохраняя практически первоначальную герметичность уплотнения.

Из всего многообразия выше описанных конструкций поршневых уплотнений наиболее привлекательными являются бесконтактные уплотнения — щелевые гладкие, лабиринтные и уплотнения с «плавающими кольцами» по той простой причине, что в них нет трения и связанных с ним потерь энергии и износа.

Как указывалось выше, контактные (кольцевые) уплотнения отбирают до 6 % мощности, затрачиваемой на привод компрессора, а в работе [23] показано, что со временем частицы износа настолько забивают фильтры очистки газа, что потери работы на проталкивание газа от повышенного сопротивления линии нагнетания становятся существенно больше, чем потери работы, связанные с утечками в бесконтактном уплотнении.

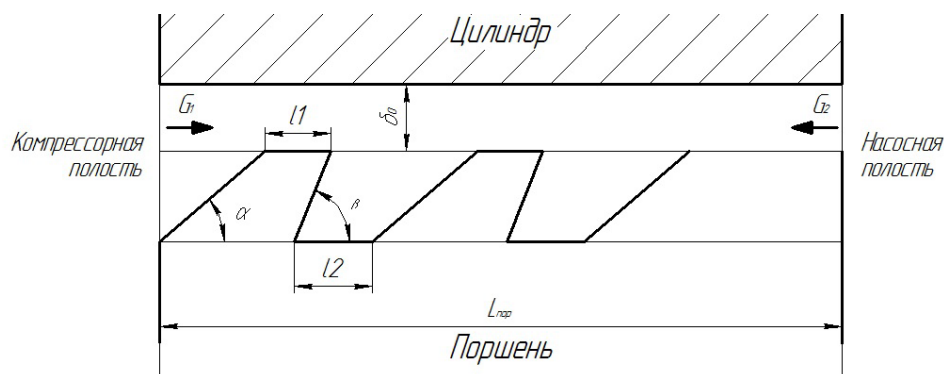


Рис. 4. Принципиальная схема поршневого уплотнения, выполненного в виде гидродиода

Одно из преимуществ от контактного уплотнения состоит в том, что кольца являются тепловым мостиком для отвода теплоты от поршня к стенкам цилиндра. Однако в ПЭГМОД низ поршня и его боковая поверхность омываются сжимаемой жидкостью, и это преимущество практически сводится на нет.

В зависимости от соотношения давлений нагнетания насосной и компрессорной секции при одинаковом давлении всасывания возможны три основных пути протекания физических процессов в поршневом уплотнении:

1. При давлении нагнетания насосной секции, большем или равном давлению нагнетания в компрессорной секции, количество жидкости, проходящей из насосной секции в компрессорную в процессах сжатия и нагнетания, будет превышать количество жидкости, проходящей обратно из компрессорной полости в насосную в соответствующих процессах. В этом случае жидкость будет накапливаться в компрессорной секции, заполнять мертвое пространство и затем будет выноситься через нагнетательный клапан в линию нагнетания компрессорной секции.

2. В том случае, если давление нагнетания в компрессорной секции намного превышает давление в насосной секции, сжатый газ будет постепенно вытеснять жидкость из поршневого уплотнения и постепенно будет накапливаться в насосной секции, создавая там газовый объем. Это приведет к ухудшению работы компрессорной секции за счет увеличения утечек компримируемого газа, ухудшению охлаждения цилиндропоршневой группы и увеличению работы сил трения. Необходимо отметить, что работа насосной секции также будет ухудшаться, так как его подача будет падать за счет увеличения процесса обратного расширения.

3. В случае, когда давление нагнетания компрессорной секции ненамного превышает давление в насосной секции, поршневое уплотнение будет полностью или частично заполнено жидкостью, что обеспечит нормальную работу поршневой гибридной энергетической машины.

Анализируя перечисленные выше варианты работы поршневой гибридной энергетической машины, можно сделать вывод, что самый неблагоприятный вариант работы — это вариант № 2, а самый благоприятный вариант работы — это вариант № 1, так как в этом случае будет повышаться не только индикаторный КПД компрессора, но и коэффициент подачи, так как мертвый объем будет отсутствовать.

Необходимо отметить, что вероятность гидроудара практически исключается. Это обусловлено

тем, что компрессорная секция работает при тех же угловых скоростях, что и насосная. Кроме того, эквивалентная площадь проходных сечений насосной и компрессорной секции сопоставимы или равны. Вследствие этого можно сделать вывод, что компрессорная секция может работать частично или даже при соответствующих условиях как насосная полость, т.е. насосную и компрессорную секцию можно менять местами.

Таким образом, встает задача организовать над поршнем слой жидкости, который обеспечит надежное уплотнение, охлаждение поршня и приведет к увеличению коэффициента подачи компрессорной секции. Эта задача решается выполнением в поршне сквозного канала, соединяющего компрессорную и насосную секцию, в котором установлены гидродиоды [24].

Гидродиоды установлены таким образом, что при движении жидкости из насосной секции в компрессорную гидравлическое сопротивление канала меньше, чем при движении из компрессорной секции в насосную. Это позволит удерживать слой жидкости над поршнем и обеспечивать 1-й режим работы ПЭГМОД.

Конструирование и изготовление такого канала требует дополнительных материальных затрат при изготовлении ПЭГМОД и нетехнологично. Представляется целесообразным заменить функции этого канала на функции поршневого уплотнения, то есть выполнить поршневое уплотнение в виде гидродиода. В этом случае гидравлическое сопротивление поршневого уплотнения при течении из насосной секции в компрессорную будет меньше, чем при течении в обратном направлении. Один из вариантов изготовления такого уплотнения представлен на рис. 4.

Вследствие плавного расширения в лабиринтно-щелевом уплотнении (угол α меньше угла β) расход жидкости G_2 превышает величину G_1 . Таким образом, представляется целесообразным проводить дальнейшее теоретическое и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины, поршневое уплотнение которой выполнено в виде гидродиода и обеспечивает расход жидкости из насосной секций больше, чем из компрессорной

Библиографический список

1. Щерба, В. Е. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштынский, В. В. Шалай, Е. В. Ходорева. — М.: Машиностроение, 2013. — 388 с.

2. Виниченко, В. С. Исследование рабочих процессов и создание конструкции газожидкостного агрегата с гладким и профилированным поршневым бесконтактным уплотнением : дис ... канд. техн. наук / В. С. Виниченко. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2014. — 201 с.
3. Кужбанов, А. К. Расчет рабочих процессов и конструкция насосной секции газожидкостного агрегата с газовой полостью : дис. ... канд. техн. наук / А. К. Кужбанов. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2014. — 179 с.
4. Щерба, В. Е. Математическая модель рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым демпфером / В. Е. Щерба, Е. А. Павлюченко, Г. А. Нестеренко, В. С. Виниченко, А. К. Кужбанов // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2013. — № 1 (117). — С. 82–87.
5. Щерба, В. Е. Повышение быстродействия поршневого форвакуумного насоса с гидравлическим затвором / В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, А. К. Кужбанов, В. С. Вихарев // Вакуумная наука и техника : материалы Междунар. науч.-техн. конф. — М. : МИЭМ, 2012. — С. 54–58.
6. Щерба, В. Е. Расчет поршневого уплотнения насос-компрессора, выполненного в виде концентричной щели с отделительной канавкой / В. Е. Щерба, Г. А. Нестеренко, Е. А. Павлюченко, В. С. Виниченко // Химическое и нефтяное машиностроение. — 2014. — № 2. — С. 25–29.
7. Алтынцев, М. П. Влияние отношения давления нагнетания к давлению всасывания компрессорной полости на характеристики поршневого насос-компрессора / М. П. Алтынцев, Г. С. Аверьянов, В. И. Суриков, В. С. Виниченко // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. — 2012. — № 1 (107). — С. 133–135.
8. Пат. 118371 РФ, МПК F 04 В 19/06. Поршневой насос-компрессор / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Нестеренко Г. А., Виниченко В. С. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 20121077932/06 ; заявл. 01.03.12 ; опубл. 20.07.12, Бюл. № 20. — 5 с.
9. Пат. 131817 РФ, МПК F 04 В 35/00. Поршневой компрессор / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Кузеева Д. А., Лысенко Е. А. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013108498/06 ; заявл. 26.02.13 ; опубл. 27.08.13, Бюл. № 24. — 5 с.
10. Пат. 2518796 РФ, МПК F 04 В 19/06. Машина объемного действия / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Виниченко В. С. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013100631/06 ; заявл. 09.01.13 ; опубл. 10.06.14, Бюл. № 18. — 5 с.
11. Пат. 2538371 РФ, МПК F 04 В 19/06. Способ работы насос-компрессора и устройство для его осуществления / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Кужбанов А. К. [и др.] ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013138950/06 ; заявл. 20.08.13 ; опубл. 10.01.15, Бюл. № 1. — 5 с.
12. Макаров, Г. В. Уплотнительные устройства / Г. В. Макаров. — Л. : Машиностроение, 1973. — 232 с.
13. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник / Л. А. Кондаков [и др.] ; под ред. : Л. А. Кондакова, А. И. Голубева. — М. : Машиностроение, 1986. — 464 с.
14. Пат. 2518796 РФ, МПК F 04 В 19/06. Машина объемного действия / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Виниченко В. С. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013100631/06 ; заявл. 09.01.13 ; опубл. 10.06.14, Бюл. № 18. — 5 с.
15. Пат. 2534655 РФ, МПК F 04 В 39/04. Способ работы насос-компрессора и устройство для его осуществления / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Нестеренко Г. А. и др. ; заявитель и патентообладатель Омский гос. техн. ун-т. — № 2013125073/06 ; заявл. 29.05.13 ; опубл. 10.12.14, Бюл. № 34. — 5 с.
16. Поршневые компрессоры / Б. С. Фотин [и др.] ; под общ. ред. Б. С. Фотина. — Л. : Машиностроение, 1987. — 372 с.
17. Щерба, В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия / В. Е. Щерба. — М. : Наука, 2008. — 319 с.
18. Пластинин, П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. — М. : Колос, 2000. — 456 с.
19. Поршневые компрессоры с бесконтактным уплотнением / А. П. Болштянский, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, Т. А. Ивахненко. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 416 с.
20. Поршневые компрессоры / С. Е. Захаренко [и др.] ; под ред. С. Е. Захаренко. — М. — Л. : ГНТИ Машиностроит. лит., 1961. — 457 с.
21. Новиков, И. И. Бесшмазочные поршневые уплотнения в компрессорах / И. И. Новиков, В. П. Захаренко, Б. С. Ландо. — Л. : Машиностроение, 1981. — 238 с.
22. Zurcher, M. H. Labyrinth und Kunststoffring — Trockenlaufkompressoren // Techn. Rudschau Sulzer. — 1967. — 49, № 1. — P. 25–29.
23. Болштянский, А. П. Компрессоры с газостатическим центрированием поршня / А. П. Болштянский, В. Д. Белый, С. Э. Дорошевич. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2002. — 406 с.
24. Щерба, В. Е. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого компрессора с интенсивным охлаждением цилиндра-поршневой группы / В. Е. Щерба, В. В. Шалай, Е. А. Павлюченко [и др.] // Химическое и нефтегазовое машиностроение. — 2015. — № 4. — С. 28–32.

КОНДЮРИН Алексей Юрьевич, соискатель по кафедре гидромеханики и транспортных машин Омского государственного технического университета; заместитель генерального директора по производству — директор опытного производства Научно-производственного предприятия «Прогресс», г. Омск.

Адрес для переписки: grigorev.84@list.ru

Статья поступила в редакцию 09.09.2015 г.

© А. Ю. Кондюрин