УДК 621. 436

Piston Air Motors for a Hybrid Powerplant

**Dmitry V. Kalekin^a,
Vyacheslav S. Kalekin^{*b} and Andrey A. Smolin^b**

*^aOmsk State Technical University
11 Mira, Omsk, 644050, Russia*

*^bOmsk Branch of Khrulev Military Academy
of Logistics and Transport
14 Voenny Gorodok, Omsk, 644098, Russia*

Received 19.11.2015, received in revised form 29.01.2016, accepted 06.02.2016

The results of experimental and theoretical studies of the piston air motor with auto-inlet valve for the hybrid power plant.

Keywords: piston air motor, normally open automatic valve, a mathematical model, dynamic of the mechanism of movement.

Citation: Kalekin D.V., Kalekin V.S., Smolin A.A. Piston air motors for a hybrid powerplant, J. Sib. Fed. Univ. Eng. technol., 2016, 9(1), 71-85. DOI: 10.17516/1999-494X-2016-9-1-71-85.

Поршневой пневмодвигатель для гибридной силовой установки

Д.В. Калекин^a, В.С Калекин^b, А.А. Смолин^b
*^aОмский государственный технический университет
Россия, 644050, Омск, Мира, 11*

*^bОмский автобронетанковый инженерный институт
филиал Военной академии
материально-технического обеспечения
им. генерала армии А.В. Хрулёва
Россия, 644098, Омск, Военный городок, 14*

Приведены результаты экспериментальных и теоретических исследований поршневого пневмодвигателя с самодействующим впускным клапаном для гибридной силовой установки.

Ключевые слова: поршневой пневмодвигатель, нормально открытый самодействующий клапан, математическая модель, динамика механизма движения.

Введение

Проблема создания мощного, но в то же время малогабаритного, высокоэкономичного и надежного двигателя – одна из важнейших в развитии военной техники. Повышение топливной экономичности и тягово-скоростных характеристик военных гусеничных и колесных машин возможно благодаря применению в них гибридных силовых установок.

Основными компонентами гибридной силовой установки подвижных средств являются тяговые двигатели и источники энергии. В качестве тяговых двигателей, как правило, применяют двигатели внутреннего сгорания (ДВС) в сочетании с электродвигателями, либо ДВС с поршневыми пневмодвигателями, либо электродвигатели в сочетании с поршневыми пневмодвигателями. Возможно также одновременное сочетание ДВС с электродвигателями и поршневыми пневмодвигателями. Положительный эффект от их применения в каждом отдельном случае может быть достигнут благодаря комбинации сильных сторон электродвигателей, пневмодвигателей и ДВС при различных режимах движения транспортного средства.

Поршневые двигатели, использующие энергию предварительно сжатых, сжиженных газов, инертных по отношению к окружающей среде и биосистемам, в настоящее время у нас и за рубежом находят применение при разработке и создании экологически чистых двигателей в составе комбинированных силовых установок [1]. Пневмодвигатели, используемые в подобных силовых установках, как правило, выполняют на базе поршневых двигателей с принудительным газораспределением. Система принудительного газораспределения обладает рядом существенных недостатков: сложностью конструктивного исполнения, повышенным механическим трением, невысокой надежностью и др.

Эти недостатки могут быть исключены путём создания и разработки принципиально новых конструкций поршневых двигателей, отличающихся простотой конструкции, небольшой металлоёмкостью, эффективностью работы, повышенной надёжностью. Перечисленным требованиям отвечают поршневые газовые двигатели нового типа, в которых сложная принудительная система механизма газораспределения заменена самодействующими клапанами [2, 3].

Конструкция и принцип работы силовой установки и пневмодвигателя

На рис. 1-3 изображена силовая установка с приводным двигателем и поршневым пневмодвигателем с самодействующей системой газораспределения.

Гибридная силовая установка на рис. 1 и 2 включает в себя приводной двигатель 1, муфту 2, трансмиссию 3, приводные колёса 4, поршневой пневмодвигатель 5, муфту 6, зубчатую или иную передачу 7, баллон низкого давления 8, баллон высокого давления 9, газовый редуктор 10.

Поршневой пневмодвигатель (рис. 3) содержит цилиндр 11, поршень 12, связанный с кривошипно-шатунным механизмом (на чертеже не показан), в стенках цилиндра 11 выполнены выхлопные окна 13. В крышке 14 цилиндра 11 располагаются нормально открытый впускной 15 и закрытый выпускной 16 клапаны, впускной штуцер 17.

Рис. 1. Гибридная силовая установка на один вал ведущих колес

Рис. 2. Гибридная силовая установка на два вала ведущих колеса

Впускной нормально открытый клапан включает в себя ограничитель 18 с возможностью перемещения, например по резьбе, относительно крышки 14 и впускного штуцера 17, запорный элемент 19, пружину 20. Выпускной нормально закрытый клапан содержит запорный элемент 21 с пружиной 22.

Силовая установка транспортного средства и поршневой пневмодвигатель работают следующим образом. При работе приводного двигателя 1 (ДВС или электродвигатель) транспортного средства (рис. 1, 2) мощность на приводные колёса 4 передаётся через подключённую муфту 2 и трансмиссию 3, через передачу 7. При подключённой муфте 6 часть мощности приводного двигателя 1 передаётся поршневому пневмодвигателю 5, работающему в режиме компрессора.

Атмосферный воздух в этом случае поступает через выхлопные окна 13 (рис. 3) цилиндра 11 при нахождении поршня 12 в районе нижней мёртвой точки. При перемещении поршня 12 в направлении к верхней мёртвой точке после перекрытия поршнем выхлопных окон 13 он сжимает поступивший атмосферный воздух в цилиндр 11. При превышении давления

Рис. 3. Поршневой пневмодвигатель с самодействующими клапанами гибридной силовой установки

воздуха в цилиндре 11 давления в крышке 14 цилиндра открываются закрытые впускной 15 и выпускной 16 клапаны. Сжатый воздух в цилиндре 11 из крышки 14 через штуцер 17 поступает в баллон низкого давления 8. В режиме компрессора поршневой пневмодвигатель также работает в случае торможения силовой установки транспортного средства поршневым пневмодвигателем 5.

В режиме пневмодвигателя силовая установка транспортного средства работает следующим образом. Сжатый воздух из баллона давления 9 через газовый редуктор 10 поступает в баллон низкого (рабочего) давления 8 и через впускной штуцер 17 в крышку 14 цилиндра 11 (впускной клапан 15 при этом открыт, а выпускной клапан 16 закрыт), происходит впуск газа в цилиндр 11 через нормально открытый впускной клапан 15. Поршень 12 при этом начинает движение от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). При нарастании перепада давлений на запорный элемент 19 пружина 20 сжимается и клапан закрывается. Поступивший в цилиндр воздух продолжает оказывать давление на поршень 12 и при его перемещении расширяется с совершением внешней работы. При открытии торцевой поверхностью поршня 12 выхлопных окон 13 происходит выхлоп и выталкивание отработанного воздуха в атмосферу. Открытые поршнем 12 выхлопные окна 13 в продолжение его движения к НМТ способствуют освобождению цилиндра от отработанного воздуха. При обратном движении поршня к ВМТ давление в цилиндре 11 после закрытия поршнем выхлопных окон 13 растет за счет сжатия оставшегося воздуха в цилиндре. При превышении давления воздуха в цилиндре 11 над давлением в крышке 14 цилиндра запорные элементы впускного 19 и выпускного 21 клапанов открываются, и при дальнейшем приближении поршня к верхней мёртвой точке происходит выталкивание

сжатого при обратном ходе поршня воздуха из цилиндра *11* в крышку *14* через штуцер *17* в баллон низкого давления *8*. Затем цикл повторяется.

Для обеспечения эффективной работы пневмодвигателя при постоянном давлении на входе и меняющейся внешней нагрузке положение запорных элементов впускного *19* клапана относительно крышки *14* цилиндра изменяется перемещением ограничителя подъёма *18*.

С экологических позиций влияния на окружающую среду в качестве рабочего тела силовой установки с поршневым газовым двигателем может быть использован запас сжатого воздуха, жидкого азота, переведённого в газовое состояние в специальном теплообменнике, продукты сгорания водорода в специальной камере. При работе на сжатом воздухе силовую установку комплектуют двумя баллонами, соединёнными газовым редуктором. Один баллон предназначен для создания запаса сжатого воздуха с давлением 30 МПа, второй с давлением до 1,0 МПа для функционирования пневмодвигателя.

Экспериментальная установка

Для проведения экспериментальных исследований был разработан экспериментальный стенд и однорядный прямоточный пневмодвигатель на базе вертикального поршневого компрессора с диаметром цилиндра 60 мм, ходом поршня 38 мм и номинальной частотой вращения вала до 3000 мин⁻¹ [4].

В модернизированной клапанной полости ПГД был размещен нормально открытый самодействующий клапан с кольцевым запорным элементом и пружиной сжатия. В нижней части цилиндра пневмодвигателя выполнены 16 выхлопных окон диаметром 3 мм. По высоте цилиндра начало выхлопных окон от ВМТ соответствовало относительному ходу поршня 0,921, что соответствует углу поворота коленчатого вала $\varphi_3 = 144^\circ$.

Экспериментальный стенд позволял производить регистрацию мгновенного объёмного расхода воздуха для неустановившихся режимов работы пневмодвигателя поплавковым ротаметром Н250 фирмы KROHNE. Измерение среднего объёмного расхода сжатого воздуха для установившихся режимов выполнялось измерительным комплексом СГ-ЭК, снабженным ротационным счетчиком, с диапазоном измерения расхода рабочего тела 8-160 м³/ч и максимальным давлением до 5,0 МПа. Измерительный комплекс был снабжён электронным корректором объёма сжатого воздуха для параметров окружающей среды с встроенными датчиками абсолютного давления и платинового термометра сопротивления.

Расходомеры сжатого воздуха по направлению пневматической линии к пневмодвигателю соединялись последовательно. Вначале устанавливался поплавковый ротаметр, поскольку имел меньшее гидравлическое сопротивление. Поплавковый ротаметр, используемый для исследования работы двигателя в неустановившихся рабочих режимах, предварительно тарировался измерительным комплексом в установившихся условиях с введением необходимых поправок на несоответствие давлений и температур воздуха номинальным значениям, установленным в процессе градуировки прибора Н250 фирмой-изготовителем.

Пневмодвигатель приводился в действие сжатым воздухом от компрессорной установки с ресивером. В качестве нагрузки использовался соединенный с валом двигателя ременной

передачей электрогенератор постоянного тока с регулируемым блоком реостатов и автотрансформатором.

Для автоматизации экспериментальных исследований применяли измерительный комплекс, совместимый с ЭВМ. В качестве универсального интерфейсного преобразователя был выбран модуль E14-440, являющийся универсальным программно-аппаратным устройством со стандартной шиной USB, позволяющим фиксировать быстроменяющиеся параметры с выводом их на экран. Поддержку модуля E14-440 осуществлял программный продукт PowerGraph, представляющий собой многоканальный осциллограф. На осциллограф записывались быстроменяющиеся давления в цилиндре пневмодвигателя и клапанной полости, углы поворота коленчатого вала, положения ВМТ и НМТ, контактным способом фиксировались углы закрытия и повторного открытия запорного элемента впускного клапана. С помощью измерительного комплекса производили математическую обработку выделенных фрагментов осциллограмм (вычисление индикаторной мощности, отметка углов начала закрытия и открытия впускных клапанов, реперных значений относительных ходов поршня и т.п.), перевод контролируемых параметров в соответствие с тарировкой в единицы измерения физических величин.

Математическая модель

Приведём динамический режим работы на примере одноцилиндрового пневмодвигателя с кривошипно-шатунным механизмом (рис. 4) [5].

Рис. 4. Расчетная схема одноцилиндрового пневмодвигателя с кривошипно-шатунным механизмом

Основные геометрические характеристики звеньев механизма: длина кривошипа r , длина шатуна $l_{ш}$, положение центра масс шатуна $k_l = CB/AB$, диаметр маховика D_m , масса кривошипа m_A , масса шатуна m_C , масса поршня m_B , масса маховика m_M .

Простым и удобным методом составления уравнений движения механизма является метод Лагранжевых уравнений. При составлении уравнений Лагранжа второго рода предполагается, что движение механизма исследуется в системе обобщённых координат, в качестве которых принимаются независимые параметры, определяющие положение поршня. Количество уравнений Лагранжа равно числу степеней свободы механизма.

Уравнения Лагранжа второго рода имеет следующий вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E}{\partial q} + \frac{\partial \Pi}{\partial q} = Q, \quad (1)$$

где E – кинетическая энергия механизма, зависящая от масс его звеньев, скорости начального звена и его положения; q – обобщённая координата приведённого звена; $\dot{q}$ (с точкой) – обобщённая скорость; Π – потенциальная энергия системы; Q – обобщённая сила, соответствующая обобщённой координате q .

Механизм обладает одной степенью свободы, и его кинетическую энергию можно заменить кинетической энергией массы приведенного звена. Потенциальной энергией механизма вследствие малости масс его звеньев пренебрегаем.

За звено приведения принимается поршень. Условием эквивалентности механизма и его приведенной массы является равенство их кинетических энергий. Приведённая масса, сосредоточенная в точке B , может быть определена по формуле

$$m = \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{v_c}{v} \right)^2 + \sum_{i=1}^k J_{ci} \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2, \quad (2)$$

где m_i – масса i -го звена; J_{ci} – момент инерции i -го звена; v_{ci} – линейные скорости i -го звена; ω_i – угловая скорость i -го звена; v – линейная скорость звена приведения.

Для одноцилиндрового пневмодвигателя кинетическая энергия приведённой массы

$$E = \frac{1}{2} (m_A v_A^2 + m_C v_C^2 + J_C \omega_C^2 + J_M \omega_M^2 + m_B v_B^2). \quad (3)$$

В качестве неизвестного параметра в этом уравнении выступает скорость поршня v_B .

Скорости остальных звеньев, выраженные через скорость поршня:

$$\begin{aligned} v_A &= v_B \frac{\cos \psi}{\sin(\varphi + \psi)}, & \omega_C &= \frac{v_B}{l} \frac{\cos \varphi}{\sin(\varphi + \psi)}, & \omega_M &= \frac{v_A}{r} = v_B \frac{\cos \psi}{r \sin(\varphi + \psi)}, \\ \bar{v}_C &= \bar{v}_B + \bar{v}_{CB}; & v_C &= v_B^2 + v_{CB}^2 - 2v_C v_B \sin \psi; & v_{CB} &= v_B \frac{\cos \psi}{\sin^2(\varphi + \psi)} k_l, \\ v_C^2 &= v_B^2 \left(1 + \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^2(\varphi + \psi)} k_l^2 - 2 \frac{\cos \varphi \cdot \sin \psi}{\sin(\varphi + \psi)} k_l \right). \end{aligned}$$

Зависимость для кинетической энергии сосредоточенной массы

$$E = \frac{1}{2} v_B^2 \left[m_A \left(\frac{\cos \psi}{\sin(\varphi + \psi)} \right)^2 + m_C \left(1 + \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^2(\varphi + \psi)} k_l^2 - 2 \frac{\cos \varphi \cdot \sin \psi}{\sin(\varphi + \psi)} k_l + J_C \left(\frac{\cos \varphi}{l \cdot \sin(\varphi + \psi)} \right)^2 \right) + J_M \left(\frac{\cos \psi}{r \cdot \sin(\varphi + \psi)} \right)^2 + m_B \right]$$

Для кривошипно-шатунного механизма приводимая сила будет равна

$$Q = P_c - F_{тр} + \frac{M_{мех}}{r} \sin \varphi \frac{\cos \psi}{\sin(\varphi + \psi)}, \quad (4)$$

где $M_{мех}$ – момент внешних сил.

Выразив углы φ и ψ через длину кривошипа, шатуна и текущую координату хода поршня x , уравнение для кинетической энергии имеет вид

$$E = \frac{1}{2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 m(x),$$

а дифференциальное уравнение движения поршня –

$$\frac{d^2 x}{dt^2} m(x) = \frac{1}{2} \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \frac{dm(x)}{dx} + Q. \quad (5)$$

В уравнении (4) неизвестной остаётся сила давления газов $P_c = (p - p_{ам}) F_n$, которую определяют в результате дифференцирования уравнений газового состояния в рабочих камерах пневмодвигателя и динамики движения запорных органов самодействующего впускного клапана.

Для идеального газа полная система уравнений для расчета параметров состояния в рабочих полостях имеет вид:

изменение внутренней энергии

$$dU = \left(\int \alpha(T - T) dF \right) d\tau - p dV + \left(\sum_j h_j \bar{m}_j - \sum_i h_i \bar{m}_i \right) d\tau, \quad (6)$$

изменение массы

$$dM = \left(\sum_j \bar{m}_j - \sum_i \bar{m}_i \right) d\tau, \quad (7)$$

масса газа и его внутренняя энергия в заданный момент времени

$$M = M_{нач} + dM, \quad U = U_{нач} + dU, \quad (8)$$

текущий объём цилиндра (для впускных и выпускных полостей объёмы принимаются постоянными)

$$V = \frac{\pi \cdot D_y^2}{4} \cdot r \cdot \left(1 + 2 \cdot a + \frac{\lambda_{ш}}{4} - \cos \varphi - \frac{\lambda_{ш}}{4} \cdot \cos 2 \cdot \varphi \right), \quad (9)$$

текущие значения параметров процесса – плотность, давление, удельная внутренняя энергия, температура и энтальпия газа

$$\rho = M / V, \quad p = (k - 1)U / V, \quad u = U / M, \quad T = p / (R\rho), \quad h = u + p / \rho, \quad (10)$$

где $\lambda_{ш} = r / l_{ш}$, a – величина относительного мёртвого пространства; переменные с индексами j и i обозначают параметры газа, притекающего по всем направлениям в рабочую полость и вытекающего из него.

Расчётная схема для газового состояния прямооточного пневмодвигателя приведена на рис. 5.

Дифференциальное уравнение, описывающее динамику движения запорного элемента нормально-открытого кольцевого или тарельчатого самодействующего клапана пневмодвигателя, имеет вид

$$m_{нл} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} = (p_{вн} - p) \cdot \xi_{\partial} \cdot f_{нл} - z_{нр} \cdot C_{нр} \cdot (h_{\max} - h + h_0) + m_{нл} \cdot g \cdot \cos \alpha, \quad (11)$$

где $m_{нл}$ – масса запорного элемента и 1/3 часть массы пружины; h , $h_{\max}$, h_0 – текущая и максимальная высоты подъёма запорного элемента; $C_{нр}$, h_0 , $z_{нр}$ – жёсткость, предварительное поджатие, количество пружин, соответственно; $p_{вн}$ – переменное давление газа в впускной полости; $f_{нл}$ – поверхность запорного элемента.

Уравнение динамики движения пластины клапана входит в общую систему уравнений (1-10), моделирующих процессы в рабочих полостях поршневых пневмодвигателей с динамикой кривошипно-шатунного механизма.

Результаты экспериментальных и теоретических исследований

На рис. 6 показаны быстроменяющиеся давления во впускной полости (линия расположена выше) и в цилиндре и отметки углов закрытия и повторного открытия впускного клапана

Рис. 5. Расчетная схема прямооточного пневмодвигателя (стрелками показаны направления движения притекающих и утекающих потоков массы в рабочие полости)

Рис. 6. Изменение давлений воздуха во впускной полости и в цилиндре ПГД за цикл

Рис. 7. Отметки углов закрытия и открытия впускного клапана ПГД

Рис. 8. Зависимость индикаторной мощности от давления сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель

Рис. 9. Зависимость частоты вращения от давления воздуха на входе в пневмодвигатель

за цикл (рис. 7), снятые экспериментально для одного из режимов работы прямого пневмодвигателя.

Из рис. 8 следует, что у пневмодвигателей с клапанами, снабженными более жесткими пружинами, получаемая мощность ниже при одних и тех же давлениях на входе. Повышение жесткости пружин приводит к снижению частоты вращения вала двигателя (рис. 9).

Функционирование поршневого прямого пневмодвигателя и эффективность его работы связаны со своевременным закрытием и открытием нормально открытого самодействующего впускного клапана. В зависимости от меняющейся внешней нагрузки при постоянном давлении сжатого воздуха на входе в поршневой пневмодвигатель и соответствующей максимальной высоте подъема запорного элемента самодействующий клапан будет закрываться на части хода поршня при перемещении поршня от НМТ к ВМТ и открываться в районе ВМТ при обратном ходе.

Для кривошипно-шатунного механизма скорость поршня максимальна при угле поворота вала 90° , в этот момент должен создаваться наибольший перепад давлений на запорный элемент клапана. Скорость поршня определяется величиной начального давления сжатого воздуха на входе в пневмодвигатель. Если скорость поршня незначительна и газовой силы, действующей на запорный элемент, недостаточно, то закрытие впускного клапана произойдет только после открытия поршнем выхлопных окон. С повышением давления на входе клапан будет закрываться по ходу поршня раньше до открытия выхлопных окон. На закрытие клапана можно повлиять регулированием максимальной высоты подъема запорного элемента, обеспечивая закрытие при определенном относительном ходе поршня. При создании условий для закрытия клапана при углах поворота коленчатого вала $\varphi_2 = 90-110^\circ$ (отсечки наполнения $C_2=0,55-0,7$) пневмодвигатель обеспечит наилучшие показатели работы по удельному объемному расходу воздуха, приведенному к нормальным условиям.

На рис. 10 даны экспериментальные характеристики однорядного ППД (при $a = 0,3$; $h = 0,4-1,5$ мм; $C_{pr} = 400-2850$ Н/м; $P_{нач} = 0,3-0,85$ МПа) зависимости индикаторной мощности и удельного объемного расхода воздуха от степени отсечки наполнения C_2 . Обращает на себя внимание наличие экстремумов у приведенных экспериментальных зависимостей.

Рис. 10. Зависимость изменения мощности на валу и удельного расхода воздуха пневмодвигателем от степени отсечки наполнения

Рис. 11. Рабочие циклы одноцилиндрового ПД в различные моменты времени: а – при разгоне ПД – «форсированный режим» (длительность цикла 0,16 с); б – «экономичный» режим (длительность цикла 0,145 с)

Пневмодвигатели, как правило, работают в условиях непостоянной внешней нагрузки. Во время разгона пневмодвигатель совершает работу по преодолению сил трения, увеличению кинетической энергии маховика и подвижных элементов механизма движения и рабочих органов движителя.

С помощью разработанной математической модели исследованы динамические процессы во время разгона физической модели однорядного пневмодвигателя. Для одного из рассмотренных примеров наблюдалось следующее: точка отсечки наполнения цилиндра C_2 (закрытия впускного клапана) перемещалась в сторону начала рабочего цикла (с точки, соответствующей углу поворота вала в 152 градуса, до точки, соответствующей углу поворота вала в 80 градусов).

Рис. 12. Интегральные показатели работы ПД в стационарных режимах при различных начальных давлениях, жесткостях пружины и постоянной нагрузке на валу: а – угол поворота вала, соответствующий отсечке наполнения (закрытию впускного клапана); б – объемный расход воздуха; в – индикаторная мощность; г – частота вращения; I – область «форсированных» режимов; II – область «экономичных» режимов; III – область нерабочих режимов

Таким образом, режим работы двигателя изменялся с «форсированного» режима (рабочий цикл показан на рис. 11а, когда закрытие впускного клапана происходит в момент открытия выхлопных окон, характеризующегося высокими удельными затратами, к «экономичному» режиму (рабочий цикл показан на рис. 11б, в котором до процесса выхлопа отработанного воздуха имеется процесс расширения ($C_2 - C_3$)).

На рис. 12 представлены графики изменения интегральных показателей пневмодвигателя для стационарных режимов при различных жёсткостях пружин в зависимости от давления сжатого воздуха на входе.

Хорошо видно различие между группой «форсированных» и «экономичных» режимов работы пневмодвигателя. При повышении давления клапан начинает закрываться раньше, чем поршень достигнет выхлопных окон, значительно снижается расход, а также растёт мощность и частота вращения. Дальнейшее увеличение давления при неизменной внешней нагрузке при-

водит к тому, что впускной клапан закрывается практически сразу при прохождении поршнем ВМТ, расход сжатого воздуха падает до нуля и однорядный двигатель перестает функционировать (пружины жесткостью 800 и 1000 Н/м – линии синего и зелёного цвета).

Заключение

На основании результатов экспериментальных и теоретических исследований ПГД установлено следующее:

- регулирование режима функционирования пневмодвигателя при неизменном давлении на входе целесообразнее всего осуществлять изменением высоты подъёма запорного элемента;
- наиболее рациональный рабочий процесс прямоточных поршневых пневмодвигателей с наименьшими удельными затратами может быть обеспечен путём регулирования высоты подъёма запорного элемента закрытием впускного клапана при относительном ходе поршня $C_2 = 0,5-0,65$;
- форсированный режим работы пневмодвигателя достигается увеличением высоты подъёма запорного элемента, обеспечивающим закрытие нормально открытых впускных клапанов в момент прохождения поршнем выхлопных окон;
- для прямоточной схемы газораспределения пневмодвигателя обеспечивается наименьший удельный расход сжатого воздуха при расположении нижней части выхлопных окон соответственно положению поршня в нижней мёртвой точке, смещение положения окон на 0,2 относительного хода поршня в сторону верхней мёртвой точки может приводить к увеличению удельного расхода сжатого воздуха до 10 %;
- при повышенных давлениях, начиная от 0,8 МПа, отношение хода поршня к диаметру цилиндра S/D при сохранении объёма, описываемого поршнем за один оборот, должно составлять $0,8 \div 0,85$, при меньших давлениях это отношение следует принимать равным $0,6 \div 0,7$, отклонения S/D от рекомендованных значений на 0,1 в меньшую сторону приведёт к увеличению удельного расхода сжатого воздуха на $60 \div 70$ %, в большую сторону – на $20 \div 30$ %.
- величина относительного мертвого пространства a для прямоточной и комбинированной схем должна составлять 0,3-0,4, при уменьшении $a \leq 0,2$ удельный расход может возрастать в $2 \div 2,5$ раза, увеличение a до 0,6 приведёт к уменьшению мощности на $7 \div 10$ % и увеличению удельного расхода на $5 \div 10$ %;
- для функционирования пневмодвигателя при различных режимах изменения внешней нагрузки наиболее целесообразно наличие двух оппозитно расположенных цилиндров;
- при работе пневмодвигатель на сжатом воздухе может не уступать по удельным показателям современным зарубежным и отечественным образцам поршневых пневмодвигателей, при этом удельный расход воздуха, пересчитанный на нормальные условия, может составлять не более 0,8-1,2 (м³/мин)/кВт.

Список литературы

- [1] Кудрявцев И.Н., Пятак А.И., Бондаренко С.И. и др. Эффективность использования пневмодвигателя в автомобиле. *Альтернативная энергетика и экология*, 2005, 22(2), 82-88 [Kudryavcev I.n., Pyatak a.I., Bondarenko S.I. at al. Efficiency of the use of pneumatic engine is in a car. *Alternative energy and ecology*, 22(2), 2005, 82-88 (in Russian)]
- [2] Калекин В.С., Бычковский Е.Г., Ваняшов А.Д., Калекин В.В. Поршневой двигатель с самодействующим впускным клапаном. *Химическая техника*, 2002, 1, 27-29 [Kalekin V.S., Bychkovskiy E.G., Vanyashov A.D., Kalekin V.V. Piston engine with a self-acting induction-valve, *Chemical technique*, 2002, 27-29. (in Russian)]
- [3] Калекин В.С., Плотников В.А, Бычковский Е.Г., Калекин В.В. Поршневой двигатель с самодействующим впускным клапаном. *Вестник Кузбас. гос. техн. ун-та*, 2002, 3, 46-48 [Kalekin V.S., Plotnikov V.A, Bychkovskiy E.G., Kalekin V.V. Piston engine with a self-acting induction-valve, *Announcer of the Kuzbass state technical univ.*, 2002, 3, 46-48 (in Russian)]
- [4] Калекин В.С., Калекин Д.В., Загородников А.П. Экспериментальное исследование поршневого пневмодвигателя с самодействующими клапанами. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2008, 11, 26-29 [Kalekin V. S., Kalekin D. V., Zagorodnikov A. P. Experimental investigation of piston pneumatic engine with self-acting valves, *Chemical and petroleum engineering*, 2008, 11, 26-29 (in Russian)]
- [5] Калекин В.С., Калекин Д.В., Неведченко А.Н. Математическая модель поршневого пневмодвигателя с самодействующим воздухораспределением. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2014, 2, 14-19 [Kalekin V. S., Kalekin D. V., Nefedchenko A. N. A mathematical model of a piston engine with self-acting distribution, *Chemical and petroleum engineering*, 2014, 2, 14-19 (in Russian)]