

Транспортное и энергетическое машиностроение

УДК 621.43

DOI 10.18698/0536-1044-2016-9-18-25

Моделирование пневматического пуска поршневого двигателя

Ю.А. Гришин, Н.С. Маластовский, В.С. Семенчукова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

Modelling the Pneumatic Start of a Piston Engine

Y.A. Grishin, N.S. Malastovskiy, V.S. SemenchukovaBMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

e-mail: grishin@power.bmstu.ru, abk-85@mail.ru, vsemen2008@mail.ru



Одной из актуальных задач при разработке поршневых двигателей внутреннего сгорания является обеспечение надежного пуска. Для судовых и транспортных двигателей большой и средней мощности применяют пневматические системы пуска. Представлена методика расчета внутрицилиндровых процессов при подаче пускового воздуха высокого давления с одновременным расчетом соответствующего разгона двигателя до выхода на устойчивую частоту вращения коленчатого вала. С использованием методов Эйлера реализована программа численного моделирования пуска. Эта программа позволяет проводить анализ влияния параметров пневматической пусковой системы на основные характеристики пуска двигателя.

Ключевые слова: пусковая система, поршневой двигатель, математическая модель, программа численного моделирования пуска.



Providing a reliable run-up is a relevant task in the development of reciprocating internal combustion engines. Pneumatic start systems are used for running-up marine and medium or high power cargo engines. The article presents the calculation methods for in-cylinder processes when high-pressure air is supplied, with simultaneous calculation of the dynamics of the engine acceleration until a stable rotation frequency of the crankshaft is achieved. The program based on Euler numerical methods is implemented. Using this program, the analysis of influence of the pneumatic start system parameters on the main characteristics of the engine run-up can be performed.

Keywords: starting system, piston engine, mathematical model, start-up numerical modeling system.

Пусковые системы являются неотъемлемой частью силовых установок с поршневыми и комбинированными двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Повышение надежности пуска, улучшение эксплуатационных и экономических качеств таких систем — важное направление совершенствования ДВС.

В настоящее время наибольшее распространение получили системы электростартерного и пневматического (воздушного) пуска [1, 2]. Для сравнительно небольших двигателей автотракторного типа используются, как правило, компактные электрические системы, а для более мощных ДВС тепловозного и судо-

вого назначения — пневматические [3], ввиду того они являются более надежными, пожаробезопасными и дешевыми из-за меньшей относительной металлоемкости. Помимо этого в них нет необходимости применять дорогостоящие цветные металлы — медь для электромашинок и свинец для аккумуляторных батарей. Важным достоинством также является то, что при уменьшении температуры окружающей среды пусковые свойства этих систем не ухудшаются, в то время как в аккумуляторах электрических систем наблюдается падение силы пускового тока, определяющей надежность пуска ДВС в условиях, характерных для зимнего периода [4].

На быстроходных форсированных дизельных двигателях судового назначения непосредственная подача воздуха в их цилиндры применяется и как основная, и как дублирующая система пуска [5]. Данная система (рис. 1) включает в себя компрессор, пусковые баллоны 4, понижающий редуктор, воздухораспределитель 3 и пусковые клапаны 1, подающие сжатый воздух в цилиндры 2 двигателя. Пусковые баллоны вместимостью 10...20 л заряжаются от компрессора во время работы ДВС. Исходное давление воздуха обычно не превышает 5...8 МПа, хотя для некоторых моделей с высокими пусковыми требованиями достигает 10...15 МПа [1, 2].

Воздух подается в цилиндры в конце такта сжатия или начале такта расширения. Воздействуя на поршни, сжатый воздух проворачивает с ускорением коленчатый вал, обеспечивая пуск двигателя. Одновременно через механизм передачи от коленчатого вала проворачивается диск распределителя, обеспечивая подачу воздуха в следующие цилиндры в соответствии с их порядком работы [6].

Разгон двигателя, обладающего инерционными характеристиками, до пусковых оборотов осуществляется в условиях нелинейности сил сопротивления и неидентичных термодинамических процессов в цилиндрах. Поэтому математическое описание динамических процессов, протекающих как в самой пусковой системе, так и в поршневой части двигателя, представляет значительную сложность и требует согласования, что, в свою очередь, определяет актуальность теоретических и расчетных исследований их совместной работы.

Цель работы — разработка методики и программы численного моделирования пневматического пуска перспективного двигателя.

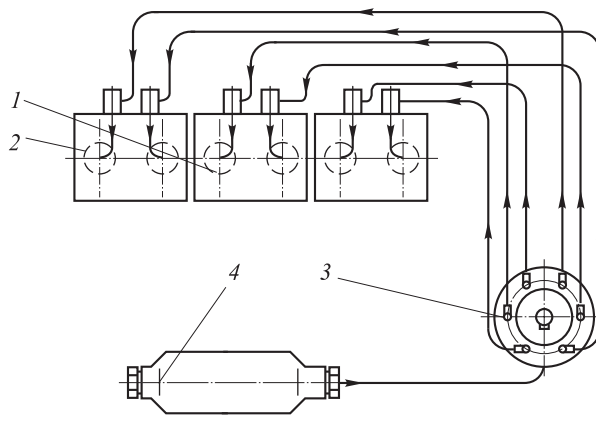


Рис. 1. Система пуска ДВС

Для ее достижения должны быть решены следующие задачи:

- разработка математической модели совместного расчета внутрицилиндровых и динамических процессов пуска;
- создание алгоритма расчета для моделирования пуска ДВС;
- выполнение поверочного расчета пуска перспективного двигателя с учетом имеющихся исходных данных.

Математическая модель для описания процессов, протекающих во время пуска ДВС, представляет собой замкнутую систему уравнений термодинамики и динамики ускоренно движущихся поступательных и вращающихся масс двигателя записанных относительно угла поворота коленчатого вала.

Для расчета внутрицилиндровых процессов использована система, состоящая из уравнения сохранения энергии для открытой системы, уравнения расхода и уравнения состояния [7–9].

Уравнение сохранения энергии в дифференциальной форме имеет вид [5]

$$dQ + dH^* = dU + dL. \quad (1)$$

Здесь dQ — подведенная к системе теплота, определяемая в соответствии с законом Ньютона–Рихмана [7]; dH^* — энтальпия заторможенного потока, поступившая в систему с массой рабочего тела; dU — изменение внутренней энергии газа в цилиндре двигателя, $dU = d(C_v GT)$, где C_v — теплоемкость воздуха при постоянном объеме, G — количество воздуха в цилиндре, T — температура воздуха, находящегося в цилиндре; dL — элементарная работа, совершенная рабочим телом, $dL = pdV$ (p и V — давление и объем в цилиндре двигателя).

В уравнении (1)

$$dH^* = \sum dH_i^* = \sum \left(u_i + \frac{w_i^2}{2} + \frac{p_i}{\rho} \right) dG_i,$$

где i — индекс соответственно для впускного (1), выпускного (2) и пускового (3) клапанов; u_i — удельная внутренняя энергия газа, проходящая через соответствующий клапан; p_i — давление в минимальном сечении клапана; $w_i^2/2$ — удельная кинетическая энергия газа, поступившего в цилиндр или покинувшего его (w_i — скорость потока); ρ — плотность.

Уравнение расхода воздуха через клапаны [5]:

$$\begin{aligned} dG_i &= \mu f_i \rho w_i dt = \mu f_i \psi \sqrt{(p_{\text{вх}}^* \rho_{\text{вх}}^*)_i} dt = \\ &= \mu f_i \psi \frac{(p_{\text{вх}}^*)_i}{\sqrt{(RT_{\text{вх}}^*)_i}} dt, \end{aligned} \quad (2)$$

где μf_i — эффективное проходное сечение соответствующего клапана; t — время; $(p_{\text{вх}}^* \rho_{\text{вх}}^*)_i$ — произведение давления и плотности заторможенного потока воздуха на входе в i -й клапан (см. рис. 1); R — универсальная газовая постоянная; $T_{\text{вх}}^*$ — температура заторможенного потока на входе.

Параметр ψ в зависимости от режима течения принимает следующие значения:

- для докритической области

$$\psi = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}^*} \right)_i^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_{\text{вых}}}{p_{\text{вх}}^*} \right)_i^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

- для закритической области

$$\psi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

где k — показатель адиабаты; $(p_{\text{вых}}/p_{\text{вх}}^*)_i$ — перепад давлений между выходом и входом i -го клапана.

Уравнение состояния, связывающее термодинамические параметры в цилиндре двигателя:

$$pV = GRT. \quad (3)$$

Уравнение динамики для двигателя, разгоняющегося под действием пускового крутящего момента $M_{\text{кр}}$ и препятствующего момента сопротивления $M_{\text{сопр}}$ [10, 11] (уравнение сохранения моментов):

$$J_{\text{д}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{кр}} - M_{\text{сопр}}, \quad (4)$$

где

$$M_{\text{кр}} = p \frac{S \pi D^2 \sin(\varphi + \beta)}{2 \cdot 4 \cos \beta};$$

$$M_{\text{сопр}} = F_{\text{т}} \frac{S}{2} =$$

$$= \mu \left\{ N \frac{c_m}{\omega} + K \left[r_1 \frac{\omega_2}{\omega} + (r_2 + r_3) \left(1 \pm \frac{\omega_2}{\omega} \right) \right] \right\}.$$

Здесь $J_{\text{д}}$ — момент инерции вращающихся масс двигателя; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; S и D — ход и диаметр поршня; φ — угол поворота коленчатого вала; β — угол качания шатуна, $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$, где λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; $F_{\text{т}}$ — сила трения в деталях цилиндропоршневой группы; μ — коэффициент трения; N — нормальная сила давления поршня на поверхность цилиндра двигателя, $N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta$ (P_{Σ} — суммарная сила, действующая на поршень, $P_{\Sigma} = pD + P_{j1}$, где P_{j1} — сила инерции первого порядка, $P_{j1} = m_{\text{п.д}} R \omega^2 \cos \alpha$ ($m_{\text{п.д}}$ — масса поступательно движущихся частей)); c_m — скорость поршня, $c_m = Sn/30$ (n — частота вращения коленчатого вала); K — сила, действующая вдоль оси шатуна, $K = P_{\Sigma} / \cos \beta$; r_1 — радиус поршневого кольца; $\omega_2 = d\beta/dt$ — угловая скорость качания шатуна; r_2 и r_3 — радиусы соответственно шатунной и коренной шейки коленчатого вала.

Итоговая система замыкается уравнением связи угловой скорости с углом поворота коленчатого вала:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5)$$

При создании математической модели приняты следующие допущения:

- пусковой клапан закрывается в момент выравнивания давлений в цилиндре и пневмосистеме перед клапаном;

- процессы газообмена рассматриваются в квазистационарной постановке задачи;

- коэффициент теплоотдачи в уравнении Ньютона–Рихмана для уравнения (1) определяют по зависимости Розенблита [12].

Схема расчета, реализованного на базе численного метода Эйлера, представляет собой два блока. В первом решают уравнения термодинамики (1)–(3), во втором рассчитывают динамику разгона двигателя по уравнениям (4)–(5).

Связь значений термодинамических параметров на текущем и предыдущем шагах осу-

ществляется через значение температуры по уравнению (1), при этом количество воздуха в цилиндре определяют на основании закона сохранения массы (2). Текущее значение крутящего момента $M_{кр}$, создаваемого давлением в цилиндре 2 (см. рис. 1), передается во внешний цикл программы, после чего с помощью уравнения (4) может быть получена угловая скорость вращения коленчатого вала. Далее процедура повторяется до момента достижения пусковой частоты вращения коленчатого вала.

В качестве объекта исследования рассмотрен двигатель типа ЧН26,5/31 [13], параметры которого приведены ниже.

Ход поршня, мм	310
Диаметр цилиндра, мм	265
Степень сжатия	14
Среднее эффективное давление, МПа	2,58
Номинальная мощность, кВт	4 410
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ :	
номинальная	1 000
пусковая	100

Давление в ресивере воздушной пусковой системы — 2,5 МПа. Моменты инерции моторных масс двигателя определяли на основе твердотельных моделей кривошипно-шатунного механизма. Момент инерции генератора с маховиком составлял 600 кг·м², тогда суммарный момент инерции двигателя — 900 кг·м².

Отладка программы проведена на одноцилиндровом отсеке двигателя, так как для всего двенадцатицилиндрового ДВС эта задача осложнена неидентичностью рабочих процессов в цилиндрах.

Для расчета внутрицилиндровых процессов определена граница устойчивости метода Эйлера. При шаге меньше $t = 0,075$ мс колебание давления в период газообмена не превосходит принятого значения (5 %). В результате расчета получены зависимости давления в цилиндре двигателя, крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала от угла его поворота (рис. 2). Максимальная частота вращения $n_{max} = 138$ мин⁻¹ достигается через 2,5 с.

При рассмотрении процессов, протекающих в цилиндре, отмечен активный рост частоты вращения коленчатого вала в период открытия пускового клапана, когда $M_{\Sigma} = M_{кр} - M_{сопр} > 0$. Во время газообмена крутящий момент становится равным нулю за счет поддержания давле-

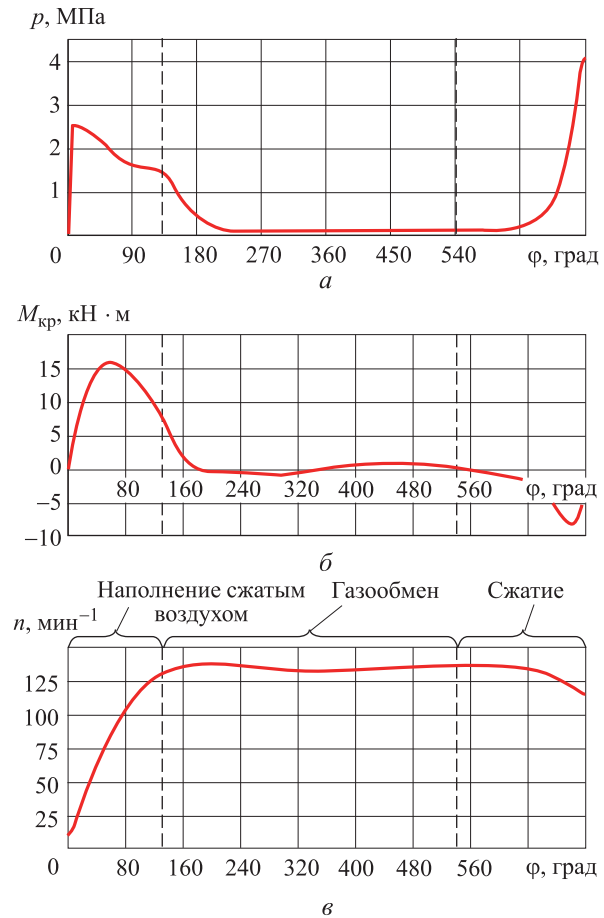


Рис. 2. Зависимости давления p в цилиндре (а), крутящего момента $M_{кр}$ (б) и частоты n вращения коленчатого вала (в) от угла ϕ его поворота

ния на уровне атмосферного. После закрытия клапанов при движении поршня к верхней мертвой точке и сжатия заряда (давление в цилиндре достигает 4 МПа) возникает отрицательный крутящий момент, вызывающий торможение двигателя (см. рис. 2, б).

Процесс наполнения цилиндра воздухом из пневмосистемы можно разделить на несколько характерных участков (рис. 3). В начальный момент значительный перепад давления определяет критический режим истечения из пускового клапана, который в дальнейшем переходит в докритический при незначительном изменении положения поршня. Далее поршень начинает ускоряться, создавая разрежение, которое увеличивает перепад давлений, а следовательно, и расход воздуха через пусковой клапан (формула (2)).

Основные параметры работы пневматической системы были исследованы в следующих диапазонах: угол закрытия пускового клапана $\phi_{пн} = 90...130^\circ$ (шаг 10°); давление в воздушной

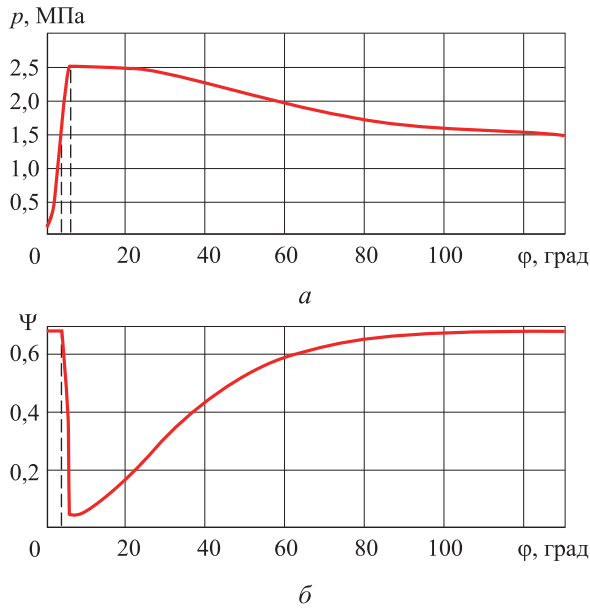


Рис. 3. Зависимости давления p в цилиндре (а) и функции ψ (б) в период открытия пускового клапана от угла φ поворота коленчатого вала

магистрالی $p_{\text{пн}} = 1,0 \dots 2,5$ МПа; эквивалентный диаметр проходного сечения пускового клапана $D_{\text{пн}} = 9,0 \dots 17,9$ мм.

Уменьшение угла закрытия пускового клапана приводит к более раннему падению давления в цилиндре при движении поршня к нижней мертвой точке (рис. 4). Однако это изменение не влияет на начальную динамику разгона двигателя. Здесь анализ показывает, что целесообразно подавать сжатый воздух в цилиндры двигателя вплоть до момента открытия выпускных органов.

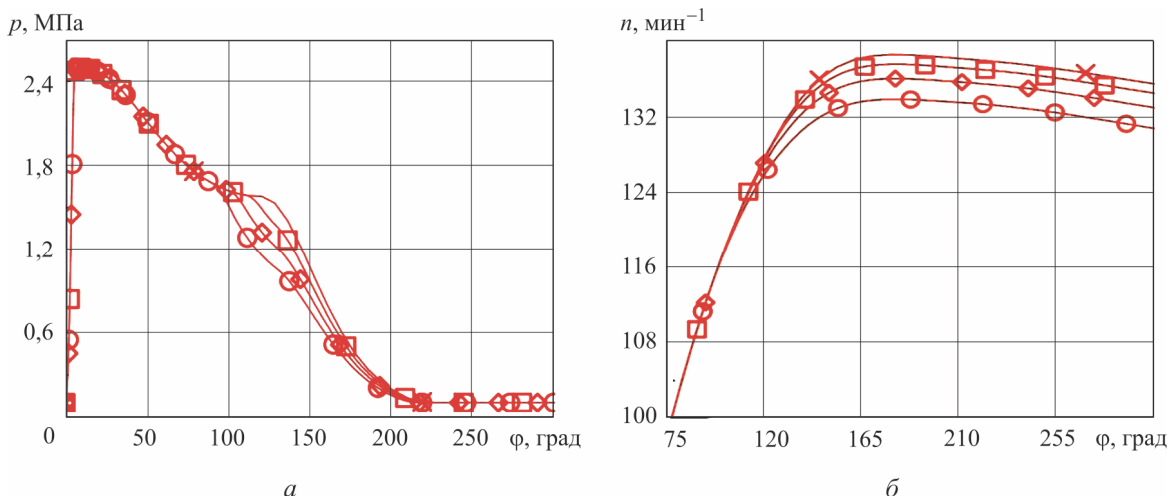


Рис. 4. Зависимости давления p в цилиндре (а) и частоты n вращения коленчатого вала (б) от угла φ его поворота при различных значениях угла закрытия пускового клапана:

* — $\varphi_{\text{пн}} = 130^\circ$; \square — $\varphi_{\text{пн}} = 120^\circ$; \diamond — $\varphi_{\text{пн}} = 110^\circ$; \ominus — $\varphi_{\text{пн}} = 100^\circ$

Увеличение проходного сечения клапана (рис. 5) и давления (рис. 6) в пневмосистеме можно рассматривать в качестве регулировочных параметров, определяющих количество поступившего в цилиндр воздуха за период наполнения сжатым воздухом. При этом максимальное давление обеспечивает пуск двигателя, а проходное сечение клапана выбирают исходя из компоновки крышки цилиндра двигателя. Следует отметить, что все эти параметры не влияют на снижение отрицательного крутящего момента на линии сжатия.

Созданная программа и выполненное с ее помощью моделирование пневматического пуска одноцилиндровой установки сжатым воздухом позволили решить следующие задачи:

- определение времени разгона исследуемого двигателя до пусковой частоты;
- получение зависимостей частоты вращения коленчатого вала и термодинамических параметров в цилиндре двигателя от времени;
- оценка влияния основных параметров пневматической системы на разгон двигателя;
- выделение в процессе пуска этапов наполнения цилиндра воздухом, газообмена и сжатия, определяющих характерные значения создаваемого крутящего момента;
- определение границы устойчивости реализованного в программе метода Эйлера.

Выводы

1. Разработанная программа позволяет анализировать динамику разгона двигателей,

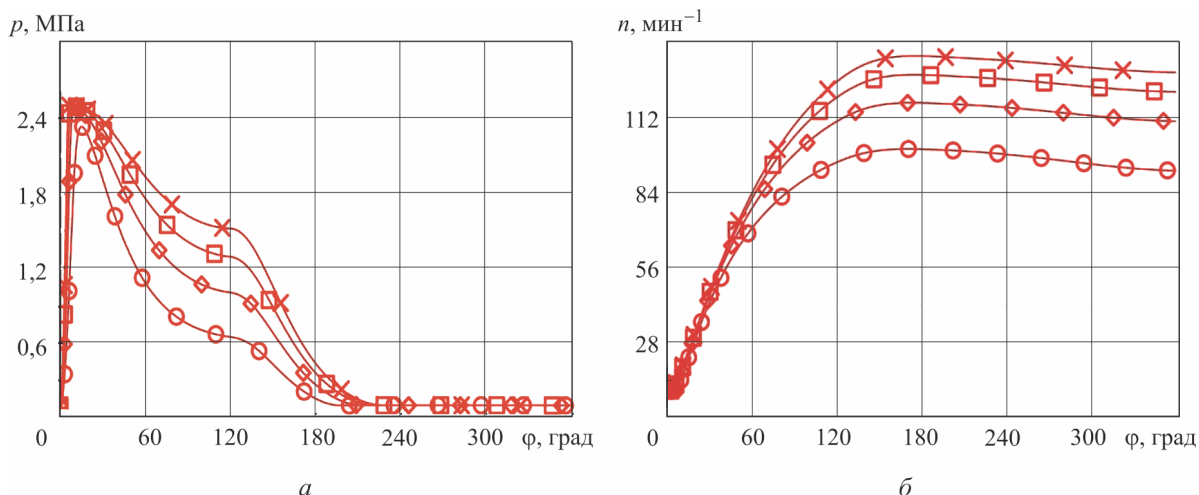


Рис. 5. Зависимости давления p в цилиндре (а) и частоты n вращения коленчатого вала (б) от угла φ его поворота при различных значениях диаметра проходного сечения пускового клапана:
 \times — $D_{\text{пл}} = 17,9$ мм; \square — $D_{\text{пл}} = 15,6$ мм; \diamond — $D_{\text{пл}} = 12,7$ мм; \odot — $D_{\text{пл}} = 9,0$ мм

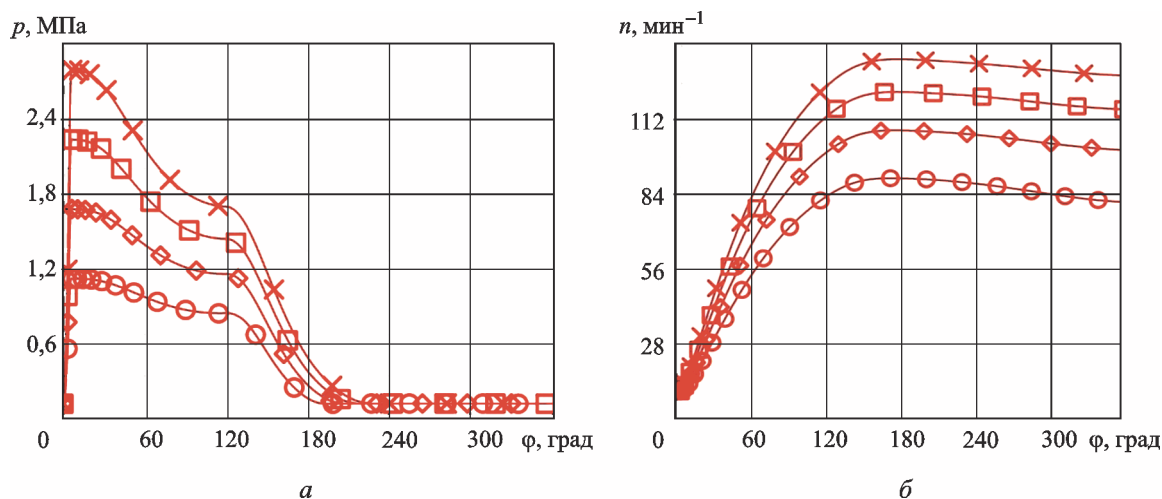


Рис. 6. Зависимости давления p в цилиндре (а) и частоты n вращения коленчатого вала (б) от угла φ его поворота при различных значениях давления в пневмосистеме:
 \times — $p_{\text{пн}} = 2,5$ МПа; \square — $p_{\text{пн}} = 2,0$ МПа; \diamond — $p_{\text{пн}} = 1,5$ МПа; \odot — $p_{\text{пн}} = 1,0$ МПа

оснащенных системой пневматического пуска с непосредственной подачей воздуха в цилиндр до стартовой частоты вращения, и принимать обоснованные решения и конструктивные рекомендации при ее проектировании;

2. Параметры пневматической системы оказывают воздействие на разгон двигателя только

в период наполнения цилиндра воздухом из баллона, в дальнейшем избыточная масса свежего заряда продувается в период газообмена и не влияет на создаваемый на линии сжатия крутящий момент, препятствующий прокручиванию коленчатого вала.

Литература

[1] Александров А.А., Иващенко Н.А., ред. *Системы пуска и реверсирования двигателей. Двигатели внутреннего сгорания*. Москва, Машиностроение, т. IV-14, 2013, с. 461–479.
 [2] Beater P. *Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control*. New York, Elsevier Science Ltd., 2007. 324 p.
 [3] Москалев И.В. *Пуск дизельного двигателя с помощью вихревого турбостартера*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2013. 129 с.

- [4] Квайт С.М., Менделевич Я.А., Чижков Ю.П. *Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1990. 256 с.
- [5] Trond Inge Eide. *Modelling and control of a pneumatic starting system for medium-speed gas engines*. Norwegian University of Science and Technology, 2011. 121 p.
- [6] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 1988. 676 p.
- [7] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 720 с.
- [8] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Papers*, 2013, no. 2013-01-0882.
- [9] Барченко Ф.Б. *Расчет рабочего цикла дизеля с учетом локальных температур поверхностей камеры сгорания*. Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2012. 164 с.
- [10] Поликер Б.Е., Михальский Л.Л., Марков В.А., Васильев В.К., Буханец Д.И. *Дизельные двигатели для электроагрегатов и электростанций*. Москва, Легион-Автodata, 2006. 328 с.
- [11] Isermann R. *Engine Modeling and Control: Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines*. Berlin, Elsevier Science Ltd., 2014. 646 p.
- [12] Кавтарадзе Р.З. *Локальный теплообмен в поршневых двигателях*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
- [13] Рыжов В.А. Разработка дизелей нового поколения на Коломенском заводе. *Двигателестроение*, 2009, № 2, с. 18–20.

References

- [1] *Sistemy puska i reversirovaniia dvigatelei. Dvigateli vnutrennego sgoraniia* [Start System and reversing engines. Internal combustion engines]. Ed. Aleksandrov A.A., Ivashchenko N.A. Moscow, Mashinostroenie publ., vol. 4-14, 2013, pp. 461–479.
- [2] Beater P. *Pneumatic Drives: System Design, Modelling and Control*. New York, Elsevier Science Ltd., 2007. 324 p.
- [3] Moskalev I.V. *Pusk dizel'nogo dvigatelia s pomoshch'iu vikhrevogo turbostartera*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Start the diesel engine with a vortex turbine starter. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 2013. 129 p.
- [4] Kvait S.M., Mendeleovich Ia.A., Chizhkov Iu.P. *Puskovyye kachestva i sistemy puska avto-traktornykh dvigatelei* [Start-quality and starting systems of automotive engines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1990. 256 p.
- [5] Trond Inge Eide. *Modelling and control of a pneumatic starting system for medium-speed gas engines*. Norwegian University of Science and Technology, 2011. 121 p.
- [6] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw Hill, 1988. 676 p.
- [7] Kavtaradze R.Z. *Teoriia porshnevyykh dvigatelei. Spetsial'nye glavy* [The theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, Bauman Press, 2008. 720 p.
- [8] Kuleshov A.S., Grekhov L.V. Multidimensional Optimization of DI Diesel Engine Process Using Multi-Zone Fuel Spray Combustion Model and Detailed Chemistry NO_x Formation Model. *SAE Technical Papers*, 2013, no. 2013-01-0882.
- [9] Barchenko F.B. *Raschet rabocheho tsikla dizelia s uchetom lokal'nykh temperatur poverkhnostei kamery sgoraniia*. Diss. kand. tekhn. nauk [Calculation working diesel cycle, taking into account the local temperature of the combustion chamber surfaces. Cand. of tech. sci. diss.]. Moscow, 2012. 164 p.
- [10] Poliker B.E., Mikhalskii L.L., Markov V.A., Vasil'ev V.K., Bukhanets D.I. *Dizel'nye dvigateli dlia elektroagregatov i elektrostantsii* [Diesel engines for generating sets and power stations]. Moscow, Legion-Avtodata publ., 2006. 328 p.
- [11] Isermann R. *Engine Modeling and Control: Modeling and Electronic Management of Internal Combustion Engines*. Berlin, Elsevier Science Ltd., 2014. 646 p.
- [12] Kavtaradze R.Z. *Lokal'nyi teploobmen v porshnevyykh dvigateliakh* [Local heat transfer in piston engines]. Moscow, Bauman Press, 2001. 592 p.
- [13] Ryzhov V.A. *Razrabotka dizelei novogo pokoleniia na Kolomenskom zavode* [New Generation of Kolomna Diesel Engines]. *Dvigatellestroenie* [Engine]. 2009, no. 2, pp. 18–20.

Информация об авторах

ГРИШИН Юрий Аркадьевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

МАЛАСТОВСКИЙ Николай Сергеевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: abk-85@mail.ru).

СЕМЕНЧУКОВА Валерия Сергеевна (Москва) — инженер кафедры «Поршневые двигатели». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: vsemen2008@mail.ru).

Information about the authors

GRISHIN Yuriy Arkadievich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: grishin@power.bmstu.ru).

MALASTOVSKIY Nikolay Sergeevich (Moscow) — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: abk-85@mail.ru).

SEMENCHUKOVA Valeriya Sergeevna (Moscow) — Engineer, Piston Engine Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: vsemen2008@mail.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет 4-е издание учебника

«Теплотехника»

под общей редакцией **А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева**

В четвертом издании учебника рассмотрены основы термодинамики и теории теплообмена, топливо и его горение, схемы и элементы расчета котлов, промышленных печей, паро- и газотурбинных, когенерационных и микрогазотурбинных установок, газоперекачивающих станций магистральных газопроводов, поршневых двигателей внутреннего и внешнего сгорания, ракетных, ракетно-прямоточных и авиационных двигателей, холодильных установок, компрессоров и вакуумных насосов, атомных и плазменных энергоустановок. Приведены расчеты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. Включены разделы, касающиеся космических энергоустановок, теплообменных аппаратов, гидромашин, фотонных энергосистем, криогенных систем для ожижения газов, разделения воздуха, получения неона, криптона и ксенона, а также систем регулирования. Большое внимание в книге уделено вопросам экологии, защиты окружающей среды и возобновляемым источникам энергии.

Содержание учебника соответствует курсам лекций, которые авторы читают в МГТУ им. Н.Э. Баумана и других крупных российских и зарубежных университетах.

По вопросам приобретения обращайтесь:

**105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru**