

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-105-112

# Математическое описание поршневого компрессора с учетом влияния параметров подвески на его выходные характеристики

М.Ю. Елагин, Р.Н. Хмелев

Тульский государственный университет

## Mathematical description of a reciprocating compressor taking into account the suspension parameters influence on its output characteristics

M.Y. Elagin, R.N. Khmelev

Tula State University

Приведена математическая модель поршневого компрессора, состоящего из системы движущихся твердых тел, центр масс которой перемещается, что приводит к колебаниям корпуса компрессора, находящегося на подвеске, относительно неподвижного основания. Элементы подвески обладают диссипативными свойствами и рассеивают сообщаемую им энергию, вследствие чего часть механической энергии, вырабатываемая электрическим двигателем, теряется. Колебания поршневой машины на подвеске определяет вибрационная скорость, которая является одним из важнейших экологических показателей. В связи с этим становятся актуальными оценка и при необходимости минимизация этих потерь, а также исследование влияния параметров подвески на выходные характеристики поршневого компрессора. Предлагаемая математическая модель базируется на методологии термодинамики открытых систем, законах механики, описывающих относительное движение поршня, и законах, определяющих движение центра масс системы подвижных элементов, а также движение системы относительно центра масс. Математическая модель апробирована на компрессоре бытового холодильника КХ-0,125. Полученные результаты подтвердили адекватность разработанной математической модели.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, математическая модель, диссипативные свойства, вибрационная скорость, параметры подвески

The paper presents mathematical model of the piston compressor consisting of a system of the moving solids with the moving center of mass, which leads to vibrations of the suspended compressor housing relative to the stationary base. Suspension elements have dissipative properties and dissipate the energy imparted to them; as a result, portion of the mechanical energy generated by the electric motor is being lost. The piston machines vibrations on the suspension are determined by their vibration rate, which is one of the most important ecologic indicators. Therefore, it is relevant to evaluate and, if necessary, minimize these losses, as well as to study the suspension parameters influence on the compressor output characteristics. The proposed mathematical description is based on the open system thermodynamics methodology and laws of mechanics describing the piston relative movement and the laws that determine motion of the center of mass of the moving elements system, as well as the system motion relative to the center of mass. The mathematical model was tested on the

KKh-0.125 household refrigerator compressor. The results obtained confirmed adequacy of the developed mathematical description.

**Keywords:** reciprocating compressor, mathematical model, dissipative properties, vibration rate, suspension parameters

Поршневой компрессор (ПК) состоит из системы движущихся твердых тел, центр масс которой перемещается, что приводит к колебаниям корпуса ПК, находящегося на подвеске, относительно неподвижного основания. Элементы подвески обладают диссипативными свойствами и рассеивают сообщенную им энергию. В результате возникают потери механической энергии, выработанной электрическим двигателем (ЭД). Колебания ПМ на подвеске определяют их виброскорость, которая является одним из важнейших экологических показателей [1–4].

В связи с этим становятся актуальными оценка и при необходимости минимизация этих потерь.

Цель работы — исследование влияния параметров подвески на выходные характеристики ПК как тепломеханической колебательной системы.

Особенность предлагаемого подхода заключается в том, что ПК и его подвеска к неподвижному основанию рассматриваются как единая динамическая система [5–11] с возможностью исследования функционирования системы при переходных и установившихся режимах.

#### Допущения и исходные уравнения модели.

При построении модели ПК приняты следующие допущения:

- рабочее тело (РТ) — идеальный газ;
- клапаны — безынерционные и мгновенно срабатывающие;
- мертвый объем ПК равен 4 % рабочего объема цилиндра;
- температура стенки цилиндра — постоянная и принята средней по величине;
- кривошипно-шатунный механизм представляет собой систему из двух сосредоточенных масс и невесомых недеформируемых стержней, причем одна из масс совершает возвратно-поступательное движение, а другая — вращательное.

Исходная система уравнений ПК, разработанная в рамках тепломеханики, основана на законах [12] сохранения энергии

$$\frac{dU}{dt} = G_{\text{вп}} h_{\text{вп}} - G_{\text{вып}} h_{\text{вып}} - G_{\text{ут}} h_{\text{ут}} + \dot{Q} - p \frac{dW}{dt};$$

и сохранения массы

$$\frac{dm}{dt} = G_{\text{вп}} - G_{\text{вып}} - G_{\text{ут}},$$

где  $U$  — внутренняя энергия;  $t$  — время;  $G_{\text{вп}}$  и  $G_{\text{вып}}$  — секундный приход и расход РТ;  $h_{\text{вп}}$  и  $h_{\text{вып}}$  — удельная энтальпия втекающего и вытекающего РТ;  $G_{\text{ут}}$  — секундные утечки РТ;  $h_{\text{ут}}$  — удельная энтальпия РТ при утечках;  $\dot{Q}$  — секундный приход (расход) энергии в форме теплоты;  $p$  — давление над поршнем;  $W$  — текущий объем РТ;  $m$  — приведенная масса частей ПК, совершающих возвратно-поступательное движение.

Система уравнений ПК состоит из двух основных подсистем. Первая подсистема, описывающая изменение состояния РТ, включает в себя следующие уравнения:

- для скорости изменения удельной внутренней энергии РТ

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\rho W} \left[ G_{\text{вп}} (h_{\text{вп}} - u) - G_{\text{вып}} (h_{\text{вып}} - u) - G_{\text{ут}} (h_{\text{вып}} - u) + \dot{Q} - p \frac{dW}{dt} \right];$$

- для скорости изменения плотности РТ

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{W} \left[ G_{\text{вп}} - G_{\text{вып}} - G_{\text{ут}} - \rho \frac{dW}{dt} \right];$$

- для состояния РТ в калорической форме

$$u = f(\rho, T),$$

где  $u$  — удельная внутренняя энергия;  $\rho$  — плотность РТ;  $T$  — температура РТ.

Вторая подсистема, описывающая движение твердых звеньев, содержит следующие уравнения движения:

- для поршня

$$\frac{dv_{\text{п}}}{dt} = \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{M} \right) F + \frac{1}{M} (\xi X + HV);$$

$$\frac{dx_{\text{п}}}{dt} = v_{\text{п}};$$

- для кривошипа (коленчатого вала — КВ)

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (M_{\text{д}} - M_{\text{с}}); \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega;$$

• для корпуса

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{1}{M}(F + \xi X + HV);$$

$$\frac{dX}{dt} = V,$$

где  $v_{п}$  и  $x_{п}$  — скорость и координата поршня;  $M$  — масса корпуса;  $F$  — равнодействующая сил, приложенных к поршню в абсолютном движении, т. е. в движении относительно неподвижной системы координат,  $F = (p - p_0)f_{п} - F_{тр} - F_{ш} \cos \beta$  ( $p_0$  — давление под поршнем;  $f_{п}$  — площадь поршня;  $F_{тр}$  — сила трения;  $F_{ш}$  — сила, действующая вдоль оси шатуна;  $\beta$  — угол отклонения кривошипа);  $\xi$  — упругость подвески;  $X$  и  $V$  — координата и скорость корпуса;  $H$  — коэффициент демпфирования;  $\omega$  и  $\varphi$  — угловая скорость и угол поворота КВ;  $J$  — приведенный момент инерции вращающихся частей ПК;  $M_d$  и  $M_c$  — момент движущий и сопротивления.

**Рабочие уравнения модели.** После известных преобразований [13, 14] запишем систему уравнений в виде

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{W}[G_{вп} - G_{вып} - G_{ут} - \rho f_{п} \omega a_2];$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{c_v \rho W}[G_{вп}(h_{вп} - u) - G_{вып}(h_{вып} - u) - G_{ут}(h_{вып} - u) - \dot{Q}_т - \rho f_{п} \omega a_2];$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M_d - a_4 \left[ (p - p_0) f_{п} - F_{тр} - \frac{mM}{m+M} a_3 \omega^2 \right]}{\frac{mM}{m+M} a_4 a_2 + J} - \frac{a_4 \frac{m}{m+M} (\xi X + HV)}{\frac{mM}{m+M} a_4 a_2 + J};$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega;$$

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{m}{m+M} \left( a_2 \frac{d\omega}{dt} + a_3 \omega^2 \right) - \frac{1}{m+M} (\xi X + HV);$$

$$\frac{dX}{dt} = V;$$

$$p = \rho RT.$$

Здесь  $c_v$  — удельная изохорная теплоемкость;  $\dot{Q}_т$  — секундный приход (расход) энергии в

форме теплоты в результате теплообмена;  $R$  — газовая постоянная;

$$a_2 = R_k \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right);$$

$$a_4 = R_k \sin \varphi \left[ 1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{1 - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi)} \right];$$

$$a_3 = R_k (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где  $R_k$  — радиус кривошипа;  $\lambda = R_k/L_{ш}$  ( $L_{ш}$  — длина шатуна).

Движущий момент определяется по формуле Клосса [15]

$$M_d = \frac{2M_{max}}{S_{max}/S + S/S_{max}};$$

$$S = \frac{\omega_s - \omega}{\omega_s},$$

где  $M_{max}$  и  $S_{max}$  — максимальные момент и скольжение (получаемые из каталога на ЭД);  $\omega_s$  — синхронная скорость вращения ротора ЭД.

Расход РТ через сечение окна вычисляется по уравнению Сен-Венана — Ванцеля

$$G = \mu S_{окн} k_0 \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} Y(p_2/p_1),$$

где  $\mu$  — коэффициент расхода;  $S_{окн}$  — площадь проходного сечения окна;

$$k_0 = \sqrt{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}};$$

$Y(p_2/p_1)$  — газодинамическая функция,  $p_1$  и  $p_2$  — давление РТ перед полостью и в полости, куда происходит истечение.

Сила трения

$$F_{тр} = -V h_{тр} = -\omega a_2 h_{тр},$$

где  $h_{тр}$  — коэффициент гидродинамического трения, определяемый экспериментальным путем.

Конвективная теплоотдача в ПК определяется по уравнению Ньютона — Рихмана

$$\dot{Q} = \alpha_{т} (T - T_{ст}) S_{т.п},$$

где  $\alpha_{т}$  — коэффициент теплоотдачи от РТ к стенке;  $S_{т.п}$  — площадь тепловоспринимающей поверхности;  $T_{ст}$  — температура поверхности стенки, соприкасающейся с горячим РТ.

Коэффициент теплоотдачи вычисляется с использованием эмпирической формулы Нуссельта — Брилинга [16]

$$\alpha_T = 5,42 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{p^2 T} (1 + B);$$

$$B = 1,45 + 0,09 \omega r_k,$$

где  $r_k$  — радиус кривошипа.

**Реализация модели на ЭВМ.** Для реализации математической модели на ЭВМ приняты исходные данные — конструктивные параметры компрессора бытового холодильника КХ-0,125, характеристики РТ и показатели рабочих процессов, приведенные в табл. 1.

Алгоритм решения системы уравнений математической модели ПК реализован средствами

Таблица 1

Исходные данные

Параметр	Значение
Радиус кривошипа $R_k$ , м	$8,2 \cdot 10^{-3}$
Длина шатуна $L_{ш}$ , м	$3,65 \cdot 10^{-2}$
Диаметр поршня $D$ , м	$2,95 \cdot 10^{-2}$
Площадь проходного сечения на впуске $S_{вп}$ /выпуске $S_{вып}$ , м <sup>2</sup>	$1,753 \cdot 10^{-5} / 5,529 \cdot 10^{-6}$
Площадь зазора, определяющая утечки $S_{ут}$ , м <sup>2</sup>	0
Приведенная масса частей ПК, совершающих возвратно-поступательное движение $m$ , кг	0,1243
Масса корпуса $M$ , кг	3,1
Приведенный момент инерции частей ПК, совершающих вращательное движение $J$ , кг·м <sup>2</sup>	$1,84 \cdot 10^{-3}$
Мертвый объем $W_m$ , м <sup>3</sup>	$2,47 \cdot 10^{-7}$
Площадь поверхности мертвого объема $S_m$ , м <sup>2</sup>	$2,6 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент расхода $\mu$	0,85
Упругость подвески $\xi$ , Н/м	$5 \cdot 10^3$
Коэффициент демпфирования подвески $H$ , Н·с/м	80
Синхронная скорость вращения ротора ЭД $\omega_s$ , рад/с	157
Максимальный момент ЭД $M_{max}$ , Н·м	1,463
Максимальное скольжение ЭД $S_{max}$	0,2
Коэффициент трения $h_{тр}$	18
Температура стенки цилиндра $T_{ст}$ , К	293
Газовая постоянная $R$ , Дж/(кг·К)	287
Давление внешней среды $p_{вн}$ , Па	$1,01 \cdot 10^5$
Температура внешней среды $t_{вн}$ , К	293
Давление РТ в кожухе ПК $p_0$ , Па	$1,01 \cdot 10^5$
Давление РТ на входе $p_1$ /выходе $p_2$ , Па	$1,01 \cdot 10^5 / 10,00 \cdot 10^5$
Начальная плотность РТ в цилиндре $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	1,2
Начальная температура в цилиндре $T_0$ , К	293
Начальная угловая скорость КВ $\omega$ , рад/с	0
Начальный угол поворота КВ $\varphi$ , рад	0
Начальная координата корпуса $X$ , м	0
Начальная скорость движения корпуса $V$ , м/с	0

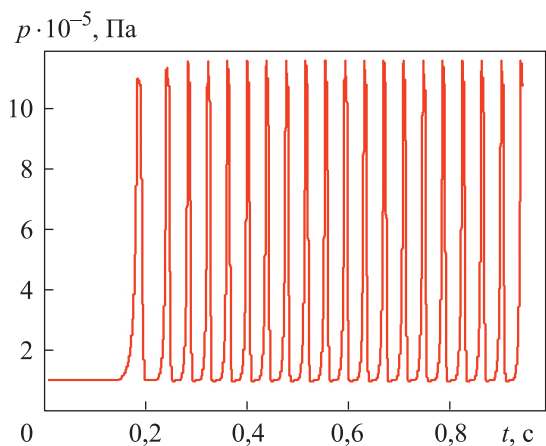


Рис. 1. Зависимость давления  $p$  от времени  $t$

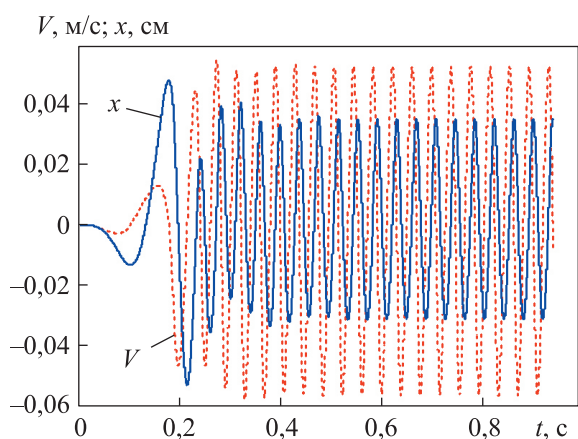


Рис. 2. Зависимости скорости движения  $V$  и координаты  $X$  корпуса ПК от времени  $t$

языка программирования TMT Pascal. Решение дифференциальных уравнений выполнено методом Рунге — Кутты четвертого порядка точности.

Результаты математического моделирования, иллюстрирующие процесс функционирования ПК, в виде зависимостей давления  $p$ , скорости движения  $V$  и координаты  $X$  корпуса ПК от времени  $t$  приведены на рис. 1 и 2.

**Проверка адекватности математической модели.** Адекватность разработанной математической модели проверяли путем сопоставления результатов расчетов с паспортными данными компрессора КХ-0,125 и результатами экспериментальных исследований.

При расчете функционирования ПК с давлением РТ на выходе  $p_2 = 10$  ат получены следующие результаты:

массовая производительность  $G = 0,000258$  кг/с;

объемная производительность  $V_d = 10^3 \cdot 60G/\rho_{вс} = 10^3 \cdot 60 \cdot 2,58 \cdot 10^{-4}/1,17 = 13,2$  л/мин;  
 индикаторная мощность  $N_{ПК} = 82,3$  Вт, потребляемая мощность  $N_s = N_{ПК}/0,55 = 149,6$  Вт;  
 средняя угловая скорость КВ  $\omega_{ср} = 157,1$  рад/с;  
 средняя частота вращения КВ  $n_{ср} = 60\omega_{ср}/(2\pi) = 60 \cdot 157,1/(2\pi) = 1500$  мин<sup>-1</sup>.

Согласно паспортным данным компрессора КХ-0,125,  $V_d = 12$  л/мин,  $N_s = 160$  Вт,  $n_{ср} = 1440$  мин<sup>-1</sup>.

Погрешность определения производительности ПК составила 10 %, потребляемой мощности — 6,4 %, средней частоты вращения КВ — 4,2 %. Завышенные значения производительности и средней частоты вращения КВ и заниженное значение потребляемой мощности объясняются неполным учетом всех видов потерь, имеющих место при функционировании ПК. При необходимости модель можно легко уточнить, что подтверждают результаты, приведенные далее.

При экспериментальных исследованиях использован ПК, имеющий длительный срок эксплуатации и характеризуемый низкой производительностью и высокой потребляемой мощностью. Покажем, что математическую модель можно применять для анализа подобных ПК. Для учета утечек РТ площадь зазора  $S_{ут}$  принята равной  $5 \cdot 10^{-7}$  м<sup>2</sup>. Расчетные и экспериментальные значения массовой производительности компрессора КХ-0,125 приведены в табл. 2.

Анализ результатов расчета позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели реальному объекту. При этом математическую модель и программное обеспечение можно использовать не только для создания новых ПК, но и для совершенствования существующих ПК.

Таблица 2

Расчетные и экспериментальные значения массовой производительности компрессора КХ-0,125

Давление РТ на выходе $p_2$ , ат	Массовая производительность $G \cdot 10^4$ , кг/с	
	расчетная	экспериментальная
2	2,45	2,26
3	2,22	2,02
4	2,02	1,90
5	1,84	1,79
6	1,68	1,70

**Исследование влияния параметров подвески ПК на его выходные характеристики.** В результате проведенных расчетов установлены следующие закономерности влияния параметров подвески компрессора КХ-0,125 на его выходные характеристики (вибрационные скорость и перемещение):

- при упругости подвески  $\xi < 5 \cdot 10^3$  Н/м абсолютные максимальные значения координаты  $X$  и скорости  $V$  корпуса остаются практически неизменными;

- при увеличении упругости  $\xi$  подвески от  $5 \cdot 10^3$  до  $5 \cdot 10^4$  Н/м абсолютные максимальные значения координаты  $X$  и скорости  $V$  корпуса возрастают почти в 2 раза;

- при уменьшении коэффициента демпфирования подвески  $H$  от 80 Н·с/м до 0 абсолютное максимальное значение координаты корпуса  $X$  увеличивается в 2,5 раза, а скорости корпуса  $V$  — в 1,2 раза;

- при увеличении коэффициента демпфирования подвески  $H$  с 80 до 800 Н·с/м абсолютное максимальное значение координаты корпуса  $X$  уменьшается почти в 2 раза, а скорости корпуса  $V$  — в 2,5 раза.

Полученные закономерности изменения координаты  $X$  и скорости  $V$  корпуса от параметров  $\xi$  и  $H$  согласуются с данными, приведенными в работах [17–19].

## Выводы

1. Построена математическая модель ПК как тепломеханической колебательной системы, состоящей из системы твердых тел, центр масс которой перемещается.

2. Результаты исследований могут быть использованы для определения влияния параметров подвески на выходные характеристики ПК.

## Литература

- [1] Васильев А.В. Об опыте исследования и снижения вибрации компрессорных установок. *Noise Theory and Practice*, 2016, № 2, с. 27–34.
- [2] Козлов А.А., Бураков А.В., Кузнецов Л.Г. Снижение вибрации поршневого компрессора за счет обеспечения знакопостоянства диаграммы крутящего момента. *Материаловедение. Энергетика*, 2020, т. 26, № 4, с. 64–74, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.26405>
- [3] Науменко А.П. Виброакустическая модель диагностического сигнала поршневого компрессора. *Динамика систем, механизмов и машин. Мат. VII межд. науч.-тех. конф.* Кн. 2. Омск, ОмГТУ, 2009, с. 39–44.
- [4] Яманин А.И. О критериях уравновешенности поршневых машин. *8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса. Сб. тр. межд. науч.-тех. конф.* Москва, МАИ, 2019, с. 588–596.
- [5] Малиованов М.В., Федина Т.О., Хмелев Р.Н. Об определении реакции опор двигателя внутреннего сгорания при учете неравномерности вращения коленчатого вала. *Автомобиль и техносфера. ICATS '2005. Мат. IV межд. науч.-практ. конф.* Казань, КГТУ, 2005, с. 165.
- [6] Малиованов М.В., Хмелев Р.Н. Иерархическая система моделей ДВС. *Двигатель — 2007. Сб. науч. тр. по мат. межд. конф.* Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007, с. 113–118.
- [7] Малиованов М.В., Федина Т.О., Хмелев Р.Н. О влиянии параметров подвески двигателя внутреннего сгорания на внутрицилиндровые процессы в нем. *Прогресс транспортных средств и систем — 2005. Мат. межд. науч.-практ. конф.* Волгоград, ВолГТУ, 2005, с. 342–343.
- [8] Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. *Курс теоретической механики. Т. 2. Динамика.* Москва, Наука, 1983. 640 с.
- [9] Попов А.Н. *Исследование реакций опор двигателей внутреннего сгорания на основе общих теорем динамики системы с применением ЭЦВМ.* Горький, Изд-во ТПИ, 1975. 35 с.
- [10] Малиованов М.В., Плешанов А.А., Хмелев Р.Н. и др. Об определении реакции опор ДВС с учетом подвижности корпуса, неравномерности вращения и частичной неуравновешенности коленчатого вала. *Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей. Мат. X МНПК.* Владимир, ВлГУ, 2005, с. 64.

- [11] Попов И.В., Толмачев П.В., Хмелев Р.Н. Виртуальный стенд для снятия статических и динамических характеристик двигателей внутреннего сгорания. *Известия ТулГУ. Технические науки*, 2016, № 3, с. 164–170.
- [12] Мамонтов М.А. *Основы термодинамики тела переменной массы*. Тула, Приокское книжное изд-во, 1970. 87 с.
- [13] Елагин М.Ю. *Термодинамика открытых систем. Практическое применение*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2020. 480 с.
- [14] Елагин М.Ю. *Математическое моделирование рабочих процессов компрессоров объемного принципа сжатия*. Тула, Изд-во ТулГУ, 2022. 154 с.
- [15] Важнов А.И. *Электрические машины*. Ленинград, Энергия, 1969. 769 с.
- [16] Розенблит Г.Б. *Теплопередача в дизелях*. Москва, Машиностроение, 1977. 216 с.
- [17] ГОСТ 30938–2002. *Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик малых и средних поршневых компрессоров и нормы вибрации*. Минск, ЕАСС, 2002. 14 с.
- [18] Розенберг Г.Ш., ред. *Вибродиагностика*. Санкт-Петербург, ПЭИПК, 2003. 284 с.
- [19] Видякин Ю.А., Кондратьева Т.Ф., Петрова Ф.П. и др. *Колебания и вибрации в поршневых компрессорах*. Ленинград, Машиностроение, 1972. 224 с.

## References

- [1] Vasilyev A.V. About the experience of research and reduction of vibration of compressor plants. *Noise Theory and Practice*, 2016, no. 2, pp. 27–34. (In Russ.).
- [2] Kozlov A.A., Burakov A.V., Kuznetsov L.G. Reducing vibration of a reciprocating compressor by ensuring the constant sign of the torque diagram. *Materialovedenie. Energetika* [Materials Science. Power Engineering], 2020, vol. 26, no. 4, pp. 64–74, doi: <https://doi.org/10.18721/JEST.26405> (in Russ.).
- [3] Naumenko A.P. [Vibroacoustic model of piston compressor diagnostic signal.]. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin. Mat. VII mezhd. nauch.-tekh. konf.* Kn. 2 [Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines. Proc. VII Int. Sci.-Tech. Conf. Vol. 2.]. Omsk, OmGTU Publ., 2009, pp. 39–44. (In Russ.).
- [4] Yamanin A.I. [About criteria of equilibrium of piston machines]. *8-e Lukaninskie chteniya. Problemy i perspektivy razvitiya avtotransportnogo kompleksa. Sb. tr. mezhd. nauch.-tekh. konf.* [8<sup>th</sup> Lukanin Readings. Problems and Prospects of Development of Motor Transport Complex. Proc. Int. Sci.-Tech. Conf.]. Moscow, MAI Publ., 2019, pp. 588–596. (In Russ.).
- [5] Maliovanov M.V., Fedina T.O., Khmelev R.N. [On determining the reaction of internal combustion engine supports when taking into account the irregular rotation of the crankshaft]. *Avtomobil i tekhnosfera. ICATS '2005. Mat. IV mezhd. nauch.-prakt. konf.* [Automobile and Technosphere. ICATS '2005. Proc. IV Int. Sci.-Pract. Conf.]. Kazan, KGTU, 2005, pp. 165. (In Russ.).
- [6] Maliovanov M.V., Khmelev R.N. [Hierarchical system of internal combustion engine models.]. *Dvigatel — 2007. Sb. nauch. tr. po mat. mezhd. konf.* [Engine — 2007. Proc. Int. Conf.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007, pp. 113–118. (In Russ.).
- [7] Maliovanov M.V., Fedina T.O., Khmelev R.N. [On influence of parameters of a suspension of the internal combustion engine on intra-cylinder processes in it]. *Progress transportnykh sredstv i sistem — 2005. Mat. mezhd. nauch.-prakt. konf.* [Progress of Vehicles and Systems — 2005. Proc. Int. Sci.-Pract. Conf.]. Volgograd, VolGTU Publ., 2005, pp. 342–343. (In Russ.).
- [8] Loytsyanskiy L.G., Lurye A.I. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki*. T. 2. *Dinamika* [Course of theoretical mechanics. Vol. 2. Dynamics.]. Moscow, Nauka Publ., 1983. 640 p. (In Russ.).
- [9] Popov A.N. *Issledovanie reaktsiy opor dvigateley vnutrennego sgoraniya na osnove obshchikh teorem dinamiki sistemy s primeneniem ETsVM* [Investigation of reactions of internal combustion engine supports on the basis of general system dynamics theorems with the use of computer]. Gorkiy, Izd-vo TPI Publ., 1975. 35 p. (In Russ.).
- [10] Maliovanov M.V., Pleshanov A.A., Khmelev R.N. et al. [On determination of reaction of ice supports in view of casing motion, rotation unevenness and partial crankshaft unbalance]. *Fundamentalnye i prikladnye problemy sovershenstvovaniya porshnevnykh dvigateley. Mat. X MNPK* [Fundamental and Applied Problems of Improving of Piston Engines. Mat. X ISPK.]. Vladimir, VIGU Publ., 2005, p. 64. (In Russ.).

- [11] Popov I.V., Tolmachev P.V., Khmelev R.N. The virtual stand for removal of static and dynamic characteristics of internal combustion engines. *Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki* [News of the Tula State University. Technical Sciences], 2016, no. 3, pp. 164–170. (In Russ.).
- [12] Mamontov M.A. *Osnovy termodinamiki tela peremennoy massy* [Fundamentals of thermodynamics of a body of variable mass]. Tula, Priokskoe knizhnoe izd-vo Publ., 1970. 87 p. (In Russ.).
- [13] Elagin M.Yu. *Termodinamika otkrytykh sistem. Prakticheskoe primeneniye* [Thermodynamics of open systems. Practical application]. Tula, Izd-vo TulGU Publ., 2020. 480 p. (In Russ.).
- [14] Elagin M.Yu. *Matematicheskoe modelirovaniye rabochikh protsessov kompressorov obemnogo printsipa szhatiya* [Mathematical modelling of working processes of compressors of volume principle of compression]. Tula, Izd-vo TulGU Publ., 2022. 154 p. (In Russ.).
- [15] Vazhnov A.I. *Elektricheskie mashiny* [Electric machines]. Leningrad, Energiya Publ., 1969. 769 p. (In Russ.).
- [16] Rozenblit G.B. *Teploperedacha v dizelyakh* [Heat transfer in diesel engines]. Moscow, Mashinostroeniye Publ., 1977. 216 p. (In Russ.).
- [17] GOST 30938–2002. *Kompressornoye oborudovaniye. Opredeleniye vibratsionnykh kharakteristik малыkh i srednikh porshnevnykh kompressorov i normy vibratsii* [State standard GOST 30938–2002. Compressing equipment. Determination of vibration characteristics of few and middle piston compressors and norms vibration]. Minsk, EASS, 2002. 14 p. (In Russ.).
- [18] Rozenberg G.Sh., ed. *Vibrodiagnostika* [Vibrodiagnostics]. Sankt-Petersburg, PEIPK Publ., 2003. 284 p. (In Russ.).
- [19] Vidyakin Yu.A., Kondratyeva T.F., Petrova F.P. et al. *Kolebaniya i vibratsii v porshnevnykh kompressorakh* [Oscillations and vibrations in piston compressors]. Leningrad, Mashinostroeniye Publ., 1972. 224 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.05.2023

## Информация об авторах

**ЕЛАГИН Михаил Юрьевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы». Тульский государственный университет (300012, Тула, Российская Федерация, пр. Ленина, д. 92, e-mail: elaginmy@rambler.ru).

**ХМЕЛЕВ Роман Николаевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Транспортно-технологические машины и процессы». Тульский государственный университет (300012, Тула, Российская Федерация, пр. Ленина, д. 92, e-mail: hrn@yandex.ru).

## Information about the authors

**ELAGIN Mikhail Yuryevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Transport and Technological Machines and Processes. Tula State University (300012, Tula, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 92, e-mail: elaginmy@rambler.ru).

**KHMELEV Roman Nikolaevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Transport and Technological Machines and Processes. Tula State University (300012, Tula, Russian Federation, Lenin Ave., Bldg. 92, e-mail: hrn@yandex.ru).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Елагин М.Ю., Хмелев Р.Н. Математическое описание поршневого компрессора с учетом влияния параметров подвески на его выходные характеристики. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 12, с. 105–112, doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-105-112

### Please cite this article in English as:

Elagin M.Y., Khmelev R.N. Mathematical description of a reciprocating compressor taking into account the suspension parameters influence on its output characteristics. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2023, no. 12, pp. 105–112, doi: 10.18698/0536-1044-2023-12-105-112