

## РАСЧЁТ ТЕМПЕРАТУР И ДАВЛЕНИЙ В РОТОРНО-ЛОПАСТНОМ ДВИГАТЕЛЕ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ

*Рассмотрены принципы расчёта температуры и давления в рабочих камерах роторно-лопастного двигателя с внешним подводом теплоты. Построена математическая модель расчёта давления и температуры в рабочей камере с учётом теплообмена рабочего тела со стенками камеры. Получены графики зависимостей давления и температуры в рабочей камере от угла поворота выходного вала при минимальной и максимальной температуре стенок.*

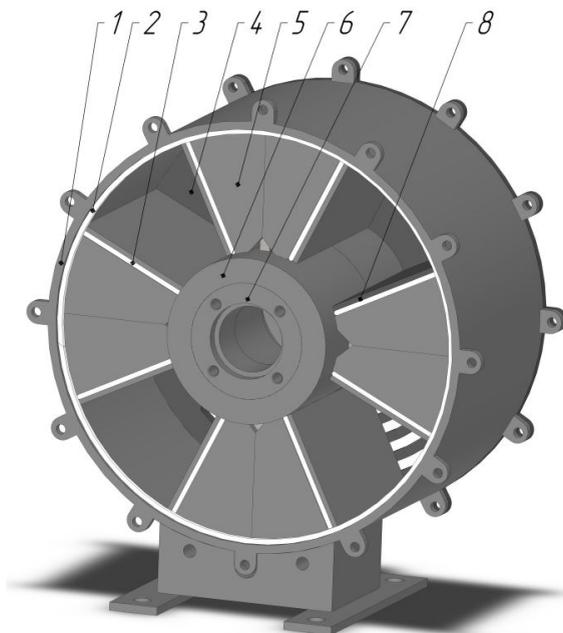
**Ключевые слова:** роторно-лопастной, теплообмен со стенками, температура в камере, давление в камере.

### Введение

Основные направления развития экономики в XXI веке — поиск перспективных технологий энергопреобразования и производство новой техники на основе высокоэффективных термодинамических циклов с использованием возобновляемых энергоресурсов. По мнению многих зарубежных специалистов, перспективным направлением при этом является разработка и широкое внедрение энергетических установок на основе двигателей с внешним подводом теплоты [1]. Одним из таких двигателей является роторно-лопастной двигатель с внешним подводом теплоты (РЛДВПТ), разработанный сотрудниками Псковского государственного университета Ю. Н. Лукьяновым, М. А. Донченко и др. [2, 3].

Лопастная группа РЛДВПТ (рис. 1) состоит из цилиндрического корпуса 1, в котором соосно установлены два ротора (внешний и внутренний), двух уплотнений корпуса 2 и двух торцевых крышек 4. Ротор внешний и ротор внутренний являются сборочными единицами, каждый из них состоит из вала 6, 7 соответственно, четырёх поршней 5, четырёх прижимных пластин 8 и четырёх уплотнений 3. Роторы образуют внутри корпуса 1 четыре рабочие камеры переменного объёма, в которых одновременно осуществляются четыре рабочих такта: сообщение рабочего тела с нагревателем через окна в торцевой крышке 4, расширение рабочего тела, сообщение рабочего тела с охладителем через окна в торцевой крышке 4 в охладитель и сжатие рабочего тела.

Таким образом, каждая рабочая камера двигателя образована следующими деталями: двумя валами 6, 7, двумя торцевыми крышками 4, двумя поршнями 5 и корпусом 1.



**Рис. 1.** Лопастная группа РЛДВПТ

1 — корпус; 2 — уплотнение корпуса; 3 — уплотнение поршня; 4 — торцевая крышка; 5 — поршень; 6, 7 — валы; 8 — прижимная пластина

При проектировании нового теплового двигателя одним из первых этапов расчёта является определение давления и температуры в его рабочих камерах.

Существующие методы расчёта параметров рабочего цикла двигателей с внешним подводом теплоты базируются, как правило, на изотермической математической модели [4]. В некоторых работах при расчётах рабочего цикла процессы, протекающие при сжатии и расширении в изолированном объёме, считают адиабатными [5]. Однако следует отметить, что при работе теплового двигателя происходит постоянный теплообмен между рабочим телом и стенками камеры, который оказывает заметное влияние на значения температуры и давления рабочего тела в камере.

В настоящей статье предлагается математическая модель расчёта основных параметров рабочего цикла двигателей с внешним подводом теплоты для тактов расширения и сжатия рабочего тела в изолированном объёме, в которой учитывается теплообмен между рабочим телом и деталями, образующими рабочую камеру.

#### **Вывод дифференциальных уравнений изменения давления и температуры в камере**

Процессы расширения и сжатия рабочего тела в изолированном объёме описываются первым законом термодинамики, записанным для случая постоянства массы [6]:

$$Mc_V dT + pdV + dQ_w = 0, \quad (1)$$

где  $M$  — масса рабочего тела в камере;  $c_V$  — удельная изохорная теплоёмкость рабочего тела;  $T$  — температура рабочего тела в камере;  $p$  — давление рабочего

тела в камере;  $V$  — объём камеры;  $dQ_w$  — теплота, отданная (полученная) рабочим телом в результате теплообмена со стенками камеры.

Также, считая рабочее тело, находящееся в камере, идеальным газом, запишем для него уравнение состояния идеального газа:

$$pV = MRT, \quad (2)$$

где  $R$  — газовая постоянная.

Проведя ряд преобразований уравнений (1) и (2) в соответствии с [6], получим два дифференциальных уравнения:

$$\frac{dT(\alpha)}{d\alpha} = -\frac{(k-1)T(\alpha)}{V(\alpha)} \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} - \frac{1}{Mc_V} \frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha} \quad (3)$$

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = -\frac{kp(\alpha)}{V(\alpha)} \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} - \frac{p(\alpha)}{Mc_V T(\alpha)} \frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha}, \quad (4)$$

где  $k$  — показатель адиабаты;  $\alpha$  — угол поворота выходного вала двигателя.

Уравнение (3) — дифференциальное уравнение изменения температуры в камере. Уравнение (4) — дифференциальное уравнение изменения давления в камере.

Объём рабочих камер РЛДВПТ определяется выражением:

$$V(\alpha) = (\psi(\alpha) - \psi_n) c, \quad (5)$$

где  $\psi(\alpha)$  — угол между осями поршней;  $\psi_n$  — угловой размер поршня;  $c$  — конструктивный параметр.

В соответствии с [2] угол между осями поршней определяется выражением:

$$\psi(\alpha) = 2(a + b \cos 2\alpha), \quad (6)$$

где  $a = \pi/4$ ;  $b = \pi/4 - \psi_{\min}/2$  и где  $\psi_{\min}$  — минимальное значение угла  $\psi$ .

С учётом (5), (6) можно записать  $\frac{1}{V(\alpha)} \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = -\frac{4b \sin 2\alpha}{2a + 2b \cos 2\alpha - \psi_n}$ .

Рассмотрим слагаемое  $\frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha}$ . В соответствии с [6]:

$$\frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\beta F (T(\alpha) - T_w)}{\omega}, \quad (7)$$

где  $\beta$  — усреднённое значение коэффициента теплоотдачи;  $F$  — площадь поверхности теплообмена;  $T_w$  — температура поверхностей деталей, образующих рабочую камеру;  $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$  — угловая скорость.

Если в процессе теплообмена температура поверхностей деталей, образующих рабочую камеру различна, то теплота  $dQ_w$  определяется следующим соотношением:

$$\frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha} = \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i F_i (T(\alpha) - T_{wi})}{\omega}, \quad (8)$$

где  $\beta_i$  — усреднённое значение коэффициента теплоотдачи для  $i$ -той поверхности теплообмена;  $F_i$  — площадь  $i$ -той поверхности теплообмена;  $T_{wi}$  — температура  $i$ -

той поверхности теплообмена;  $n$  — количество поверхностей, образующих рабочую камеру;  $i$  — порядковый номер поверхности, образующей рабочую камеру.

Для РЛДВПТ соотношение (8) имеет вид:

$$\frac{dQ_w(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\beta_1 F_1 (T(\alpha) - T_{w1})}{\omega} + \frac{\beta_2 F_2 (T(\alpha) - T_{w2})}{\omega} + 2 \frac{\beta_3 F_3 (T(\alpha) - T_{w3})}{\omega} + 2 \frac{\beta_4 F_4 (T(\alpha) - T_{w4})}{\omega}, \quad (9)$$

где  $\beta_1, F_1, T_{w1}$  — коэффициент теплоотдачи, площадь и температура поверхности теплообмена корпуса 1 (см. рис. 1);  $\beta_2, F_2, T_{w2}$  — коэффициент теплоотдачи, площадь и температура поверхностей теплообмена валов 6, 7 (рис.1);  $\beta_3, F_3, T_{w3}$  — коэффициент теплоотдачи, площадь и температура поверхностей теплообмена торцевых крышек 4 (см. рис. 1);  $\beta_4, F_4, T_{w4}$  — коэффициент теплоотдачи, площадь и температура поверхностей теплообмена поршней 5 (см. рис. 1).

Дополнив уравнения (3) и (4) в соответствии с уравнением (8), получим:

$$\frac{dT(\alpha)}{d\alpha} = - \frac{(k-1)T(\alpha) dV(\alpha)}{V(\alpha) d\alpha} - \frac{1}{M \cdot c_v} \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i F_i (T(\alpha) - T_{wi})}{\omega} \quad (9)$$

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = - \frac{k \cdot p(\alpha) dV(\alpha)}{V(\alpha) d\alpha} - \frac{p(\alpha)}{M c_v T(\alpha)} \sum_{i=1}^n \frac{\beta_i F_i (T(\alpha) - T_{wi})}{\omega}. \quad (10)$$

Уравнения (9) и (10) необходимо дополнить начальными условиями.

Основную сложность представляет определение неизвестных  $\beta_i$  и  $T_{wi}$ , входящих в уравнения (9, 10).

Коэффициент теплоотдачи  $\beta$  является сложной функцией различных величин, характеризующих процесс теплоотдачи. В общем виде эту зависимость можно представить в виде [7]:

$$\beta = f(u, T_c, T, \lambda, c_p, \rho, \mu, a, \Phi, l_1, l_2, \dots), \quad (11)$$

где  $\omega$  — скорость рабочего тела,  $T_w$  — температура стенки,  $T$  — температура рабочего тела,  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности,  $c_p$  — изобарная теплоёмкость,  $\rho$  — плотность рабочего тела,  $\mu$  — динамическая вязкость рабочего тела,  $a$  — коэффициент температуропроводности,  $\Phi$  — функция формы обтекаемого тела,  $l_1, l_2$  — размеры обтекаемого тела.

В большинстве случаев аналитически определить коэффициент теплоотдачи не представляется возможным. Поэтому его определяют экспериментально или методами численного моделирования. Методика определения коэффициента теплоотдачи для деталей лопастной группы РЛДВПТ методами численного моделирования приведена в [8].

Каждая рабочая камера двигателя образована следующими деталями (см. рис. 1): двумя валами 6, 7, двумя торцевыми крышками 4, корпусом 1 и поршнями 5.

Температура стенок деталей, образующих рабочую камеру  $T_{wi}$ , изменяется в процессе работы двигателя от  $T_{wi min}$  до  $T_{wi max}$ .

Численные значения температур стенок для всех деталей, образующих рабочую камеру, определены аналитически и приведены в таблице.

Таблица 1

Численные значения температуры стенки

Наименование детали	Номер детали, $i$	Температура стенки, $T_{wi}$ , К	
		Минимальная, $T_{wi\min}$ , К	Максимальная, $T_{wi\max}$ , К
Корпус 1 (рис. 1)	1	293	376,5
Роторы 6, 7 (рис. 1)	2	293	388,7
Торцевая крышка 4 (рис. 1)	3	293	377,2
Поршень 5 (рис. 1)	4	293	398,2

### Численное моделирование

Численное решение дифференциальных уравнений (9), (10) проводилось в системе Mathcad с помощью встроенной функции Odesolve, предназначенной для решения дифференциальных уравнений линейных относительно старшей производной методом Рунге-Кутты.

Приведем результаты расчёта для цикла сжатия в РЛДВПТ мощностью 10 кВт. Цикл сжатия в РЛДВПТ протекает при угле поворота выходного вала  $0^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ . Давление и температура в камере в начале цикла сжатия равны соответственно  $p_0 = 1$  атм и  $T_0 = 293$  К.

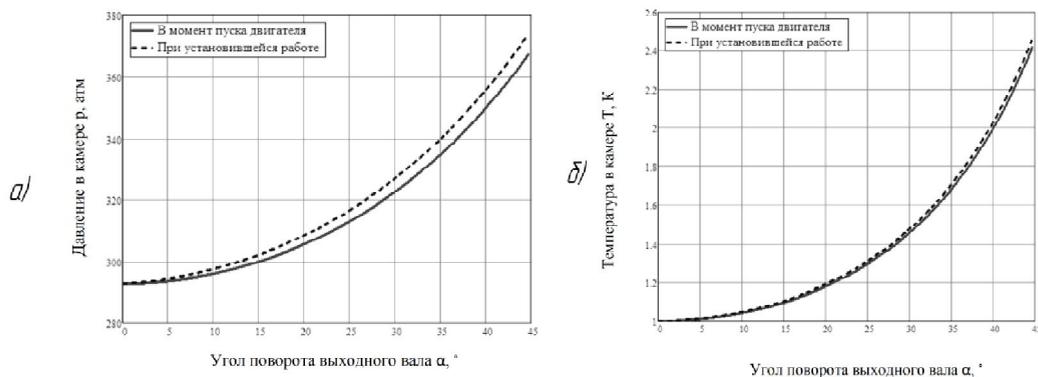
Входными параметрами для расчёта являются:  $k = 1,35$ ;  $R = 287$  Дж/(кг·К);  $c_V = 820$  Дж/(кг·К);  $M = 1,22 \cdot 10^{-3}$  кг;  $\omega = 180$  об/мин;  $\beta_1 = 38,34$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_1 = 0,019$  м<sup>2</sup>;  $\beta_2 = 38,34$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_2 = 0,0077$  м<sup>2</sup>;  $\beta_3 = 35$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_3 = 0,0085$  м<sup>2</sup>;  $\beta_4 = 46,7$  Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F_4 = 0,009$  м<sup>2</sup>.

Решаем уравнения (9), (10) при  $T_{wi}$  равной  $T_{wi\min}$ , что соответствует пуску двигателя, и при  $T_{wi}$  равной  $T_{wi\max}$ , что соответствует установившейся работе двигателя.

Графики температур и давлений в рабочей камере в процессе сжатия рабочего тела при температурах стенок  $T_{wi\min}$  и  $T_{wi\max}$  приведены на рис. 2.

Можно отметить, что при изменении температуры стенок рабочей камеры от  $T_{wi\min}$  до  $T_{wi\max}$  температура в камере в конце такта сжатия изменяется от  $T(45^\circ) = 367,7$  К до  $T(45^\circ) = 377,4$  К, то есть приблизительно на 2,7 %, а давление изменяется от  $p(45^\circ) = 2,44$  атм до  $p(45^\circ) = 2,51$  атм, то есть приблизительно на 2,8 %. Таким образом можно заключить, что нестационарность температуры стенок

камеры в процессе работы макета РЛДВПТ мощностью 10 кВт приводит к изменению температуры и давления в рабочей камере не более чем на 3 %.



**Рис. 2.** Графики зависимости температуры и давления

а) зависимость температуры в камере от угла поворота приводного вала; б) зависимость давления в камере от угла поворота приводного вала

### Выводы:

В данной статье построена математическая модель расчёта давлений и температур в камере при процессах расширения и сжатия рабочего тела в изолированном объёме с учётом теплообмена рабочего тела со стенками камеры. Построены графики зависимостей давления и температуры в рабочей камере от угла поворота выходного вала при минимальной и максимальной температуре стенок. Установлено, что нестационарность температуры стенок камеры в процессе работы макета РЛДВПТ мощностью 10 кВт приводит к изменению температуры и давления в рабочей камере не более чем на 3 %.

Данные расчёты необходимы для расчёта теплонапряженности деталей двигателя, а также для описания процессов газообмена, протекающих в роторно-лопастном двигателе.

### Литература

1. Кириллов Н. Г. Производство двигателей Стирлинга — новая отрасль в машиностроении XXI века // Турбины и дизели. Вып. 2 (март–апрель). Ярославль: ООО «Турбомашинь», 2010. С. 2–10.
2. Патент РФ 2374526 на изобретение. МПК F16H25/04. Механизм для преобразования движения / Лукьянов Ю. Н., Плохов И. В., Журавлёв Ю. Н. и др. Опубл. 27.11.2009. Бюл. № 33.
3. Патент РФ 2387844 на изобретение. МПК F01G1/077, F02G1/044. Роторно-поршневой двигатель с внешним подводом тепла / Лукьянов Ю. Н., Плохов И. В., Журавлёв Ю. Н. и др. Опубл. 27.04.2010. Бюл. № 12.
4. Ридер Г., Хупер Г. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 464 с.
5. Горожанкин С. А. Определение параметров действительных циклов двигателей Стирлинга на основе их адиабатной модели Современное промышленное и гражданское строительство // Т. 2. № 4. Макевка: Изд-во Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, 2006. С. 187–194.
6. Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Учеб. пособие. Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 244 с.
7. Цветков Ф. Ф., Григорьев Б. А. Теплообмен: Учебное пособие для вузов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МЭИ, 2005. 550 с.

8. Семёнов С. Н. Расчёт коэффициента теплоотдачи в роторно-лопастном двигателе с внешним подводом теплоты // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 6: в 2-х ч. Ч. 1. Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. С. 245–253.

*Об авторах*

**Журавлёв Юрий Николаевич** — доктор технических наук, профессор, профессор кафедры строительной механики, инженерно-строительный факультет, Псковский государственный университет, Россия.

**Семёнов Сергей Николаевич** — ассистент кафедры начертательной геометрии и компьютерной графики, механико-машиностроительный факультет, Псковский государственный университет, Россия.

E-mail: kvant93@rambler.ru

**Иванов Александр Николаевич** — старший преподаватель кафедры начертательной геометрии и компьютерной графики, механико-машиностроительный факультет, Псковский государственный университет, Россия.

E-mail: iwanbl4@list.r

*Yu. N. Zhuravlyov, S. N. Semenov, A. N. Ivanov*

## **CALCULATION TEMPERATURE AND PRESSURE OF THE ROTARY VANE ENGINE WITH AN EXTERNAL SUPPLY OF HEAT**

*The principles of calculating the temperature and pressure in the working chambers of the rotary vane engine with an external supply of heat are considered. The mathematical model for calculating the pressure and the temperature in the chamber with heat transfer between the working fluid and the chamber walls is built. The plots of the dependence of the pressure and the temperature in the chamber on the angle of rotation of the output shaft at the minimum and maximum temperature of the walls are obtained.*

**Key words:** *the rotary vane, the heat transfer with the walls, the chamber temperature, the chamber pressure.*

*About the author(s)*

**Zhuravlyov Yuriy Nikolayevich**, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Professor of the Department of Structural Mechanics, Faculty of Construction Engineering, Pskov State University, Russia.

**Semenov Sergey Nikolayevich**, Assistant of the Department of descriptive geometry and computer graphics, Faculty of Mechanical Engineering Pskov State University, Russia.

E-mail: kvant93@rambler.ru

**Ivanov Alexander Nikolayevich**, Senior Lecturer of the Department of descriptive geometry and computer graphics, Faculty of Mechanical Engineering Pskov State University, Russia.

E-mail: iwanbl4@list.ru