

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ РОТОРОВ ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ «СУХОГО» СЖАТИЯ

Т. Н. Мустафин<sup>1</sup>, Р. Р. Якупов<sup>1</sup>, О. Ю. Паранина<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Казанский национальный исследовательский технологический университет,  
Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68

<sup>2</sup>АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС),  
Россия, 420029, г. Казань, ул. Сибирский тракт, 40

Ввиду широкого применения в современной промышленности винтовых компрессоров актуальной является разработка мер по повышению эффективности их работы. Основные достоинства винтовых компрессоров «сухого» сжатия по сравнению с маслозаполненными компрессорами — их компактность ввиду отсутствия развитой системы смазки с громоздкой системой маслоотделения, а также дополнительных фильтров; экологичность; экономия обслуживания.

Одним из направлений повышения объемных и энергетических характеристик винтового компрессора является совершенствование методики расчета профильных зазоров путем учета различных факторов, возникающих при его работе. С учетом того, что винтовой компрессор «сухого» сжатия зачастую работает на режимах с повышенными значениями температур сжимаемого газа, существенно увеличивается тепловая загруженность элементов компрессора по сравнению с маслозаполненными компрессорами. Таким образом, при расчете зазоров необходимо учитывать тепловое состояние роторов, а также распределение температур по роторам в рабочих полостях.

В статье предложена методика расчета температурных полей роторов с целью уменьшения профильных зазоров роторов и улучшения характеристик винтовых компрессоров «сухого» сжатия.

**Ключевые слова:** винтовой компрессор «сухого» сжатия, профильные зазоры, тепловые деформации, тепловые поля, теплообмен в рабочей полости, теплота трения роторов о рабочее тело.

**Для цитирования:** Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Паранина О. Ю. Особенности расчета температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 63–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-63-70. EDN: VQVFJU.



© Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Паранина О. Ю., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## CALCULATIONS FEATURES OF THE TEMPERATURE FIELDS OF “DRY” SCREW COMPRESSOR ROTORS

T. N. Mustafin<sup>1</sup>, R. R. Yakupov<sup>1</sup>, O. Yu. Paranina<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>Kazan National Research Technological University, Russia, Kazan, Karl Marks St., 68, 420015  
<sup>2</sup>JSC "NIIturbocompressor n. a. V. B. Shneppe", HMS Group, Russia, Kazan, Sibirskiy trak St., 40, 420029

In case of the wildly using of screw compressors in modern industries, the compressor efficiency improving methods' development are actual. The main advance of the «dry» screw compressor comparing with oil-injected compressors is their compact due to the no needs huge oil system, which includes oil separation system and additional filters, which leads to improving an ecology and reducing the exploitation coast.

One of the way of the compressor capacity and energy efficiency improving is developing of the rotor profile gaps' calculation methodic by taken into account different factors determined by the compressor working conditions. The heating load on the «dry» screw compressor parts higher than on the oil-injected compressor parts, because their working conditions lead to the highest value of the discharge temperature. Therefore, it is necessary to take into account compressor rotors' temperature fields to calculate rotors' profile gaps correctly.

This paper presents the methodic of the rotors' temperature field calculation with the aim to reduce the rotors' profile gaps and improve the «dry» screw compressor efficiency.

**Keywords:** «dry» screw compressor, profile gaps, temperature fields, temperature deformation, heat exchanging process inside working chambers, friction heating between the gas and rotors.

**For citation:** Mustafin T. N., Yakupov R. R., Paranina O. Yu. Calculations features of the temperature fields of "dry" screw compressor rotors. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 63–70. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-63-70. EDN: VQVFJU.



© Mustafin T. N., Yakupov R. R., Paranina O. Yu., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Невозможность полностью герметизировать рабочую полость винтовых компрессоров в их рабочем цикле в значительной степени приводит к снижению эксплуатационных показателей и показателей эффективности. Особенно это актуально для винтовых компрессоров «сухого» сжатия, в которых отсутствует уплотнение зазоров впрыскиваемой жидкостью. Наличие таких «треугольных» щелей в зацеплении делает невозможным герметизацию рабочей полости даже при использовании теоретического (идеального) профиля роторов винтового компрессора. Назначение занижения действительных профилей роторов по отношению к теоретическому лишь снижает герметичность рабочей полости. Данное занижение обусловлено необходимостью учета как технологических погрешностей изготовления, так и температурных деформаций элементов компрессора. Минимизация занижения возможна при разработке более совершенных методов расчета негативных факторов, величины которых и призваны компенсировать данное занижение.

Исследование посвящено разработке методики расчета температурных полей роторов с целью уменьшения профильных зазоров роторов и улучшения характеристик винтовых компрессоров «сухого» сжатия.

## **Основная часть**

Многие методики расчета профильных зазоров роторов являются устаревшими, а в литературных источниках по данной тематике [1–6] отсутствует информация о совокупном влиянии отдельных факторов на величину зазоров. Однако в более поздних работах [7–14] учитывается влияние данных факторов, но в них представлены методики расчета с целью уменьшения профильных зазоров для маслозаполненных винтовых компрессоров.

Общая схема тепловых потоков в винтовом компрессоре представлена на рис. 1. Рабочие органы

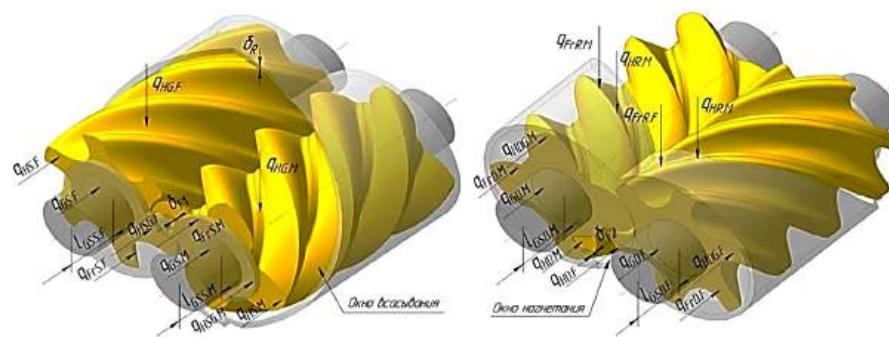
винтовых компрессоров, как и всех компрессоров объемного принципа действия, подвержены знакопеременным тепловым нагрузкам, период действия которых обусловлен рабочим процессом компрессора. Значительная тепловая инерционность роторов и корпусов компрессоров позволяет пренебречь данным фактом, используя осредненные за время рабочего цикла значения нагрузок для их различных участков. Тогда задача нахождения температурного поля сводится к решению уравнения теплопроводности, записанного в стационарной постановке:

$$\nabla^2 T = 0. \quad (1)$$

В настоящее время не существует критериальных уравнений, описывающих теплообмен непосредственно в рабочих полостях винтовых компрессоров, поэтому для их описания используются максимально адаптированные критериальные уравнения, применимые для различных участков роторов. Теплообмен с основной профильной частью роторов, образующих рабочую полость, может быть описан как теплообмен газа, протекающего в канале сложной формы. В зависимости от режима течения используются следующие уравнения [15, 16]:

$$= \left( 49,371 + \left( 1,685 \cdot (\text{Re}_{GZ} \cdot \text{Pr}_G)^{\frac{1}{3}} - 0,7 \right)^3 + \right)^{\frac{1}{3}} \\ = \left( + \left( \left( \frac{2}{1 + 22 \cdot \text{Pr}_G} \right)^{\frac{1}{6}} \cdot (\text{Re}_{GZ} \cdot \text{Pr}_G)^{\frac{1}{2}} \right)^3 \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (2) \right)$$

$$Nu_{GT, \text{Re}_{GZ}} = \frac{(\text{Re}_{GZ} - 1000) \cdot \left(\frac{f}{2}\right) \cdot \text{Pr}_G}{\left(1 + 12,7 \cdot \left(\text{Pr}_G^{2/3} - 1\right) \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{0,5}\right)}, \quad (3)$$



**Рис. 1. Схема тепловых потоков**  
**Fig. 1. Scheme of the heat flux**

$$Nu_{G0} = \begin{cases} Nu_{GL, Re_{GZ}}, & Re_{GZ} \leq 2300 \\ Nu_{GT, Re_{GZ}}, & Re_{GZ} \geq 10000 \\ Nu_{GL, 2300} + \left[ \frac{Nu_{GT, 10000} - Nu_{GL, 2300}}{2} \right] \times \frac{Re_{GZ} - 2300}{2700}, & 10000 > Re_{GZ} > 2300, \end{cases} \quad (4)$$

где  $f = (1,58 \cdot \ln(Re_{GZ}) - 3,28)^{0,5}$  — коэффициент трения;  $Pr_G$  — число Прандтля;  $Re_{GZ} = \frac{D_H \cdot \left(\frac{w_c}{2}\right) \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$  —

число Рейнольдса;  $D_H$  — гидравлический диаметр торцевого сечения межзубчатого пространства соответствующего ротора;  $w_c$  — определяющая скорость (скорость точки контакта роторов в осевом направлении, поделенная на два).

Особенностью процесса теплообмена в рабочей полости является наличие дополнительного поля центробежных сил вследствие ее вращения относительно оси роторов, что приводит к интенсификации процесса теплообмена по сравнению с условиями, описанными в уравнении (4), которые применимы только к неподвижным каналам. Данное различие в коэффициенте теплоотдачи можно учесть с помощью поправок, предложенных в работах [17, 18]:

$$\frac{Nu_G}{Nu_{G0}} = 0,262 \cdot \left( Gr \cdot \frac{Pr_G}{4} \right), \quad (5)$$

$Gr^* = Gr \cdot Nu_{G0}$  — модифицированное число Грасгофа;  $Gr = \frac{\omega^2 \cdot R_{MC} \cdot D_H^2 \cdot \rho_{MIX}^2 \cdot \beta_{MIX} \cdot \Delta T}{\eta_{MIX}^2}$  — поворотное число Грасгофа;  $\omega$  — угловая скорость соответствующего ротора;  $R_{MC}$  — радиус-вектор центра масс торцевого сечения межзубчатого пространства соответствующего ротора;  $\Delta T$  — разница температур поверхности ротора и газа в рабочей полости.

Тепловые потоки к профильной поверхности ведущего и ведомого роторов, образующих рабочую полость, соответственно определяются по формулам:

$$q_{HGM} = \frac{\alpha_{R1(M)} \cdot Nu_{G(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{D_{H(M)}} \cdot (T_g - T), \quad (6)$$

$$q_{HGF} = \frac{\alpha_{R1(F)} \cdot Nu_{G(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{D_{H(F)}} \cdot (T_g - T) \quad (7)$$

где индекс  $M$  означает, что геометрические параметры относятся к ведущему ротору, а индекс  $F$  — к ведомому ротору;  $T_g$  — средняя температура газовой среды, с которой происходит теплообмен;  $T$  — температура поверхности, с которой происходит теплообмен;  $\alpha_{R1}$  — поправочный коэффициент на наличие периода в рабочем цикле компрессора, когда отсутствует воздействие данного теплового потока на заданный участок роторов. Численно данный коэффициент равен отношению периода действия тепловой нагрузки к общему периоду рабочего цикла компрессора на участках, где образуется радиальный зазор.

Теплообмен в радиальном зазоре носит сложный характер в силу значительной неопределен-

ности картины течения среды в нем. Для упрощения процесса предлагается рассмотреть зазор как сегмент вращающегося цилиндрического тела, где течение среды может быть описано в рамках модели осевого потока в полости между вращающимся и статическим цилиндрическими элементами [19].

В рамках данной модели демонстрируется формирование тейлоровских вихрей, а также анализируются процессы теплопереноса в условиях широкого диапазона линейных и угловых скоростей и значительного разброса термодинамических характеристик проницаемой среды.

Для количественного описания теплообменных процессов авторами предложено использовать следующее соотношение:

$$Nu_R = 0,21(Ta \cdot Pr_R)^{0,25}, \quad (8)$$

$$\text{где } Ta = \frac{\left(\frac{w_c}{2}\right)^2 \cdot \delta_r^2 \cdot \rho_{MIX}^2}{\eta_{MIX}^2} \cdot \frac{\delta_r}{R} \quad \text{— число Тейлора;}$$

$Pr_R$  — число Прандтля;  $\delta_r$  — радиальный зазор;  $R^*$  — номинальный радиус расточки корпуса под ротор.

Тогда тепловые потоки к ведущему и ведомым роторам будут определяться по формулам:

$$q_{HRM} = \frac{(1 - \alpha_{R1(M)}) \cdot Nu_{R(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{\delta_{R(M)}} \cdot (T_g - T), \quad (9)$$

$$q_{HRF} = \frac{(1 - \alpha_{R1(F)}) \cdot Nu_{R(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{\delta_{R(F)}} \cdot (T_g - T). \quad (10)$$

Теплообмен торцевых поверхностей с компримируемой средой, находящейся в полостях всасывания и нагнетания, определяется по уравнению [19]:

$$Nu_{FG\_S}_{[FG\_D]} = \begin{cases} 0,616 \cdot Re_w^{0,5} \cdot Pr^{0,435}, & Re_w \leq 2300 \\ 0,0267 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{0,6}, & Re_w \geq 10000 \\ 0,616 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} + \\ + \left( 0,0267 \cdot (10000)^{0,6} \times \right. \\ \left. \times Pr^{0,6} - 0,616 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} \right) \times \\ \times \frac{Re_w - 2300}{7700}, & 10000 > Re_w > 2300 \end{cases} \quad (11)$$

где  $Re_w = \frac{R^2 \cdot \omega \cdot \rho_{MIX}}{\eta_{MIX}}$  — поворотное число Рейнольдса;  $R$  — радиус-вектор точки поверхности теплообмена.

Определяющими в данном случае будут температуры всасывания и нагнетания. Индекс  $S$  относится к стороне всасывания, а индекс  $D$  — к стороне нагнетания.

Тогда тепловой поток к роторам со стороны торцевых окон компрессора определяется как

$$q_{HSM} = \frac{\alpha_{FS_1(M)} \cdot Nu_{FGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (12)$$

$$q_{HDM} = \frac{\alpha_{FD_1(M)} \cdot Nu_{FGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (13)$$

$$q_{HSF} = \frac{\alpha_{FS_1(F)} \cdot Nu_{FGS(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (14)$$

$$q_{HDF} = \frac{\alpha_{FD_i(F)} \cdot Nu_{FGD(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (15)$$

где  $\alpha_{FS}$  и  $\alpha_{FD}$  — поправочные коэффициенты, физический смысл которых аналогичен физическому смыслу поправочных коэффициентов, определенных ранее. Они равны отношению площади сектора окон, которую пересекает при вращении ротор на торцевой поверхности корпуса к площади торцевого сечения цилиндра радиусом расточки корпуса под ротор.

Аналогично может быть определен и теплообмен в торцевом зазоре [19]:

$$Nu_{[FGG\_S]} = \begin{cases} 0,922 \cdot Re_w^{0,5} \cdot Pr^{0,435}, Re_w \leq 2300 \\ 0,0251 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr^{0,6}, Re_w \geq 10000 \\ 0,922 \cdot (2300)^{0,5} \cdot Pr^{0,435} + \\ + \left( 0,0251 \cdot (10000)^{0,6} \cdot Pr^{0,6} - \right) \times \\ \times \frac{Re_w - 2300}{7700}, \quad 10000 > Re_w > 2300, \end{cases} \quad (16)$$

$$q_{HSGM} = \frac{(1 - \alpha_{FS_i(M)}) \cdot Nu_{FGGS(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (17)$$

$$q_{HDGM} = \frac{(1 - \alpha_{FD_i(M)}) \cdot Nu_{FGD(M)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (18)$$

$$q_{HSGF} = \frac{(1 - \alpha_{FS_i(F)}) \cdot Nu_{FGGS(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T), \quad (19)$$

$$q_{HDGF} = \frac{(1 - \alpha_{FD_i(F)}) \cdot Nu_{FGD(F)} \cdot \lambda_{MIX}}{R} \cdot (T_g - T). \quad (20)$$

В качестве определяющей температуры принимается среднеарифметическая температура между температурой газовой среды в окне и температурой поверхности теплообмена. Теплота трения во многом определяется вязкостью протекаемой среды. Для наглядности проведем расчет отношений кинематической вязкости газомасляной смеси к газу при прочих равных условиях.

Кинематическая вязкость смеси определяется по следующей зависимости [20, 21]:

$$\eta_{MIX} = \left( \frac{1}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left( \frac{\xi}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{OIL}, \quad (21)$$

где  $\xi$  — газомасляное отношение (для упрощения расчетов величину можно принять постоянной для всех участков ротора), равное

$$\xi = \frac{m_{OIL}}{m_{GAS}}; \quad (22)$$

$\eta_{OIL}$  — динамическая вязкость масла;  $\eta_{GAS}$  — динамическая вязкость газа.

Тогда отношение кинематической вязкости газомасляной смеси к чистому газу при прочих равных условиях примет следующий вид

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \left[ \left( \frac{1}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{GAS} + \left( \frac{\xi}{1 + \xi} \right) \cdot \eta_{OIL} \right]. \quad (23)$$

Преобразую формулу (23), получим:

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \frac{1}{1 + \xi} \cdot \left( 1 + \xi \cdot \frac{\eta_{OIL}}{\eta_{GAS}} \right). \quad (24)$$

Для проведения сравнительного расчета в качестве газа возьмем воздух, а в качестве охлаждающей жидкости на впрыск в рабочую полость компрессора — масло марки КП-8. Рабочий режим компрессора будет характеризоваться следующими параметрами:

—  $t_{BC} = 20^{\circ}\text{C}$  — температура газа на всасывании;

—  $\rho_{BC} = 1,193 \text{ кг}/\text{см}^3$  — плотность газа на всасывании;

—  $m_{GAS} = 0,107 \text{ кг}/\text{с}$  — массовый расход газа;

—  $t_H = 100^{\circ}\text{C}$  — температура газа на нагнетании.

Динамическая вязкость сжимаемого газа определялась при его средней температуре на основании справочных данных [22]:

$$\eta_{GAS} = 20,1 \cdot 10^{-6} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 0,0000201 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2.$$

$$\text{Средняя температура газа: } t_{CP} = \frac{t_{BC} + t_H}{2} = \frac{20 + 100}{2} = 60^{\circ}\text{C}.$$

Параметры масла при средней температуре  $60^{\circ}\text{C}$ :

—  $\rho_{OIL} = 860 \text{ кг}/\text{см}^3$  — плотность масла;

—  $m_{OIL} = 0,547 \text{ кг}/\text{с}$  — массовый расход;

—  $\eta_{OIL} = 20,1 \cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2 = 0,0201 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2$  — динамическая вязкость масла на впрыск, которая определяется при средней температуре газомасляной смеси.

Подставив числовые значения, получим:

$$\frac{\eta_{MIX}}{\eta_{GAS}} = \frac{1}{1 + 5} \cdot \left( 1 + 5 \cdot \frac{0,0201}{0,0000201} \right) = 833,5,$$

где  $\xi$  — газомасляное отношение, равное

$$\xi = \frac{0,547}{0,107} = 5,1 \approx 5.$$

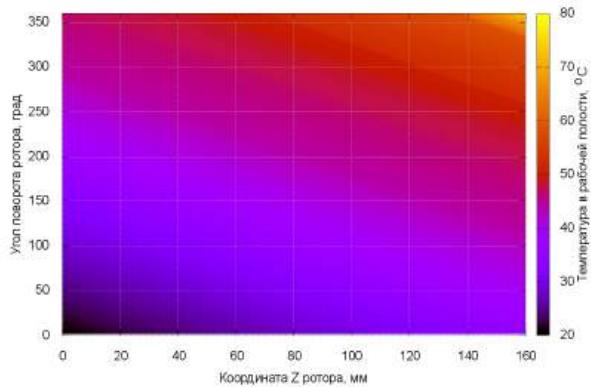
Пропорционально уменьшению вязкости смеси снижается трение роторов об нее. Силами и теплотой трения о чистый газ при расчете температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия можно пренебречь из-за значительно меньшего значения динамической вязкости газа по отношению к динамической вязкости газомасляной смеси.

Для решения указанных уравнений требуется определение граничных условий, в качестве которых используется осредненная за рабочий период температура компримируемой среды.

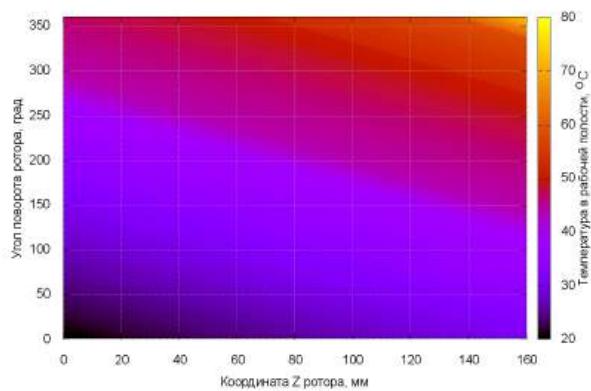
Граничные условия для расчёта уравнения (1) требуют предварительного определения средней за один рабочий цикл температуры газа в каждом торцевом сечении. Карта распределения температур сжимаемой среды для различных сечений роторов и различных периодов рабочего цикла представлена на рис. 2–5.

В качестве средней температуры компримируемой среды принимается ее среднеинтегральное значение, рассчитанное по формуле:

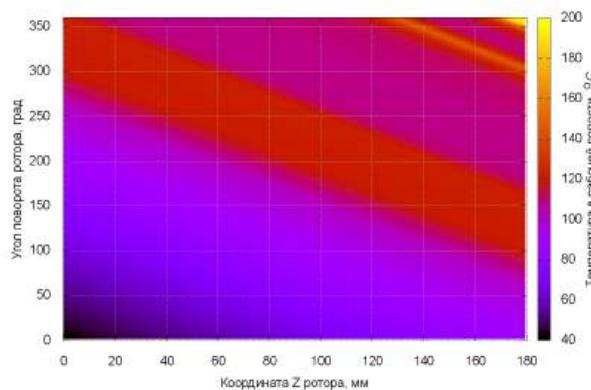
$$T_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^{360/\Delta\varphi} T_i}{360/\Delta\varphi}, \quad (25)$$



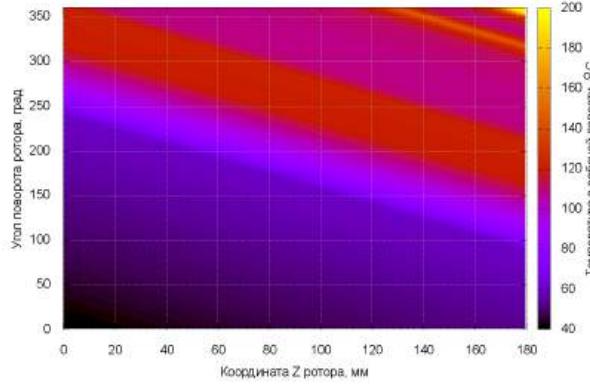
**Рис. 2. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведущего ротора и углу поворота ротора (для варианта 1)**  
**Fig. 2. Air temperature pattern inside the working chamber along the male rotor length and rotation angle (Variant 1)**



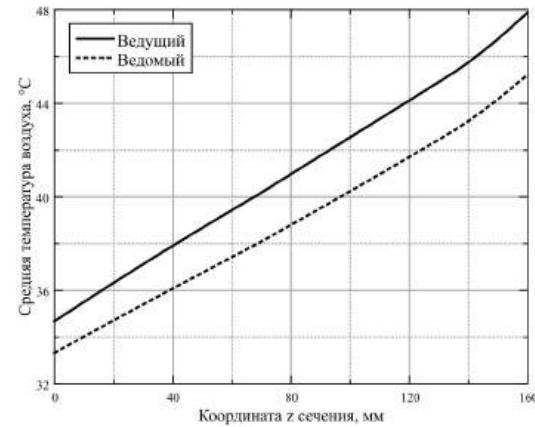
**Рис. 3. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведомого ротора и углу поворота ротора (для варианта 1)**  
**Fig. 3. Air temperature pattern inside the working chamber along the driven rotor length and rotation angle (Variant 1)**



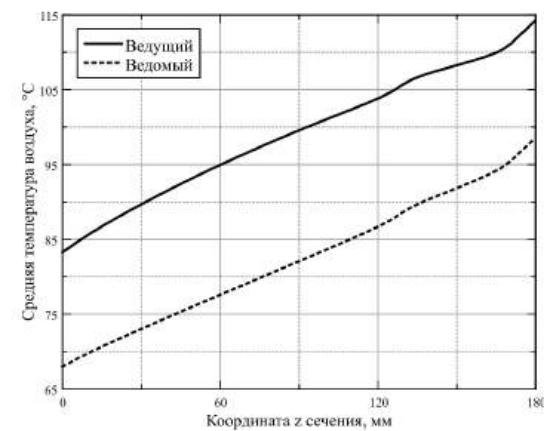
**Рис. 4. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведущего ротора и углу поворота ротора (для варианта 2)**  
**Fig. 4. Air temperature pattern inside the working chamber along the driving rotor length and rotation angle (Variant 2)**



**Рис. 5. Распределение температуры воздуха в рабочей полости по длине ведомого ротора и углу поворота ротора (для варианта 2)**  
**Fig. 5. Air temperature pattern inside the driven rotor length and rotation angle (Variant 2)**



**Рис. 6. Средняя температура воздуха в рабочей полости по длине роторов для варианта 1**  
**Fig. 6. Average air temperature inside the working chamber along the driving rotor (Variant 1)**



**Рис. 7. Средняя температура воздуха в рабочей полости по длине роторов (для варианта 2)**  
**Fig. 7. Average air temperature inside the working chamber along the driven rotor (Variant 2)**

где  $T_i$  — температура воздуха в рабочей полости сечения при  $i$ -м угле поворота ротора. Результаты осреднения представлены на рис. 6–7.

Для проведения анализа были выбраны два типа винтовых компрессоров, параметры которых пред-

ставлены в табл. 1. Результаты расчетов применительно к винтовым компрессорам маслозаполненного и «сухого» типов, а также результаты расчетов их математической модели представлены на рис. 8–9 [8].

Таблица 1. Параметры винтовых компрессоров  
Table 1. Screw compressor parameters

Вариант	1	2
Тип винтового компрессора	маслозаполненный	«сухой»
$d_1$ , мм	200	200
$z_1/z_2$	5/6	6/8
$L/d_1$	0,8	0,9
$\varepsilon_T$	5	2
$n_1$ , об/мин	3000	9120
состав газа	воздух	воздух
$P_{BC}$ , кгс/см <sup>2</sup> (абс.)	1	12,9
$P_H$ , кгс/см <sup>2</sup> (абс.)	9	19
$T_{BC}$ , °C	20	40

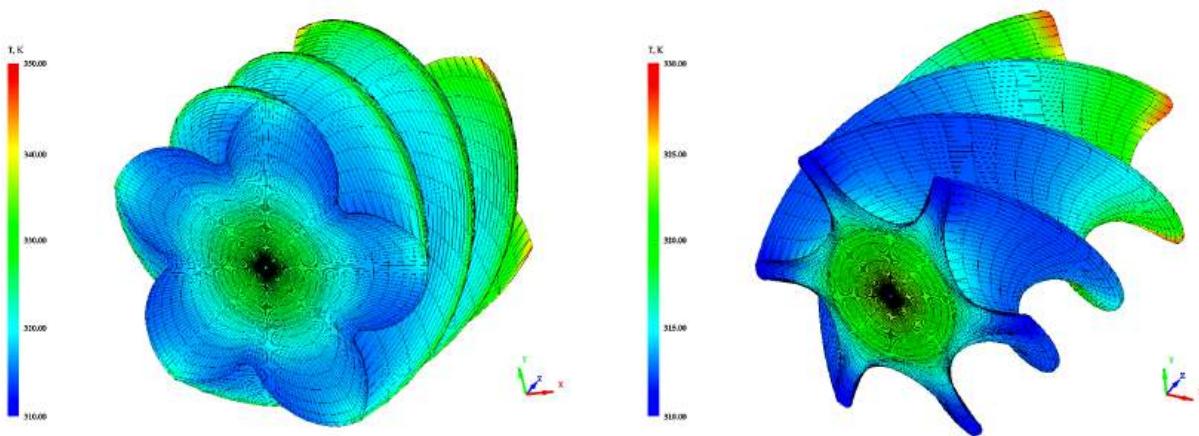


Рис. 8. Температурные поля роторов (для варианта 1)  
Fig. 8. Rotor temperature field (Variant 1)

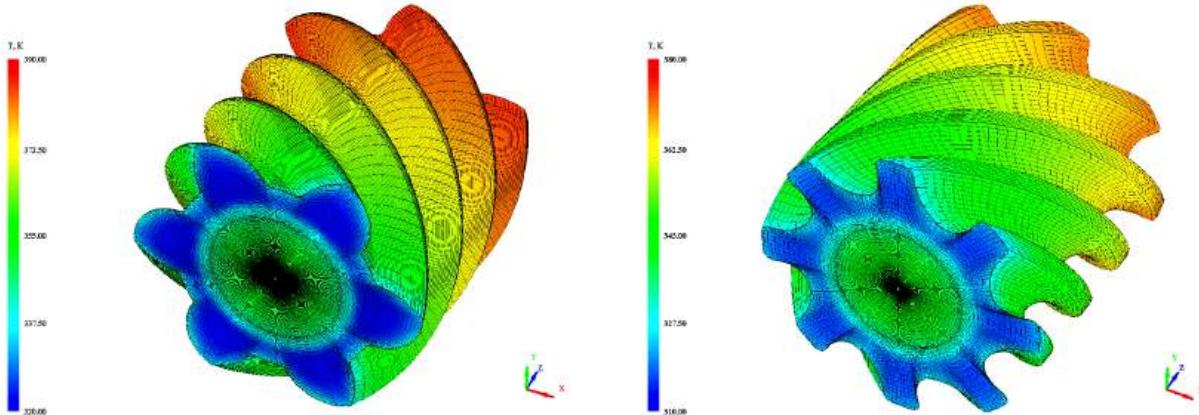


Рис. 9. Температурные поля роторов (для варианта 2)  
Fig. 9. Rotor temperature field (Variant 2)

### Выходы

Отсутствие влияния теплоты трения компримируемой среды о роторы компрессоров «сухого» сжатия на их температурное поле приводит к его сглаживанию. Градиент температур в любом торцевом сечении ротора, как в радиальном, так и в угловом направлениях, незначителен. Исключением в этом случае являются радиальные градиенты температур вблизи оси ротора в сечениях, близких к торцам роторов, что обусловлено наличием теплового потока от подшипниковых шеек.

Рабочий цикл винтового компрессора «сухого» сжатия по сравнению с винтовыми компрессорами маслозаполненного типа, как правило, характеризуется гораздо более значительным нагревом компримируемой среды, что приводит к более высокому градиенту температур в роторе в осевом направлении между торцами всасывания и нагнетания.

Опираясь на полученные результаты, можно дать следующие рекомендации:

- при расчете температурных полей роторов винтовых компрессоров «сухого» сжатия целесо-

образно отказаться от учета теплоты трения компонуемой среды о роторы компрессоров, что приводит к упрощению модели и ускорению расчетов при сохранении требуемой точности;

— отсутствие значимых градиентов температур в торцевых сечениях роторов дает предпосылки к поиску аппроксимирующих зависимостей, применяемых в инженерных расчетах, точность которых будет значительно выше по сравнению с аналогичными зависимостями, полученными для роторов маслозаполненных компрессоров.

#### Список источников / References

- Burckney D., Kovacevic A., Stosic N. Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors. *7th International Conference on Compressors and their Systems*. 2011. P. 401 – 410. DOI: 10.1533/9780857095350.8.401.
- Сакун И. А. Винтовые компрессоры / ред. А. Э. Жмудь, Б. С. Фотин. Москва: Машгиз, 1960. 359 с.
- Sakun I. A. Vintovyye kompressory [Screw compressors] / ed. by A. E. Zhmud, B. S. Fotin. Moscow, 1960. 359 p. (In Russ.).
- Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. Screw compressors. Mathematical modelling and performance calculation. Springer, 2005. 138 p. ISBN 978-354-024-27-58.
- Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. Calculation of Rotor Interference in Screw Compressors. *International Compressor Technique Conference*. 2001. URL: <https://www.researchgate.net/publication/237734421> (accessed 15.09.2025).
- Xiao D. Z., Gao Y., Wang Z. Q., Liu D. M. Mathematical basis for clearance analysis in twin systems. City University, London, 1999. P. 747 – 756.
- Holmes C. S., Williamson T. The manufacture of hardened screw compressor rotors. *International Conference on Compressors and their Systems*. 2001. P. 75 – 80. ISBN 978-1-86058-330-8.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Burmistrov A. V., Khamidullin M. S., Khisameev I. G. Analysis of the screw compressor rotors' non-uniform thermal field effect on transmission error. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2015. Vol. 90. P. 012004. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012004. EDN: UZYRBR.
- Мустафин Т. Н., Якупов Р. Р., Уйбекова Л. Х., Хамидуллин М. С., Хисамеев И. Г. Расчет температурных полей роторов винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2017. № 4. С. 22 – 27. EDN: YNMIAX.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Uybekova L. Kh., Khamidullin M. S., Khisameev I. G. Raschet temperaturnykh poley rotorov vintovogo kompressora [Screw compressor rotors' temperature fields' calculation]. Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. *Compressors and Pneumatics*. 2017. No. 4. P. 22 – 27. EDN: YNMIAX. (In Russ.).
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Khamidullin M. S., Khisameev I. G., Uybekova L. H., Paranina O. Y. Determining of actual profile clearances and screw compressor rotor positions depending on working conditions. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 232. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012023. EDN: XXUIMP.
- Mustafin T. N., Yakupov R. R., Khamadullin M. S., Khisameev I. G., Uybekova L. Kh., Paranina O. Yu. Calculation and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors. *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030049. DOI: 10.1063/1.5051910. EDN: YCLRDN.
- Hsieh S. H., Shih Y. C., Hsieh W. H., Lin F. Y., Tsai M. J. Calculation of temperature distributions in the rotors of oil-injected screw compressors. *International Journal of Thermal Sciences*. 2011. Vol. 50 (7). P. 1271 – 1284.
- Hsieh S. H., Hsieh W. H., Huang C. S., Huang Y. H. Numerical analysis of performance, rotor temperature distributions, and rotor thermal deformation of an R134a screw compressor. *International Compressor Engineering Conference*. 2012. Paper 2115.
- Gao T. Y., Yang D. F., Cao F., Jiao J. C. Temperature and thermodynamic deformation analysis of the rotors on a twin screw multiphase pump with high gas volume fractions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2011. Vol. 12. P. 720 – 730. DOI: 10.1631/jzus.A1000485.
- Sauls J., Powell G., Weathers B. Transient thermal analysis of screw compressors, Part 1: Use of thermodynamic simulations to determine boundary conditions for fine element analyses. *International Compressor Engineering Conference*. 2006. Paper 1811.
- Kandlikar S. G. Heat transfer characteristics in partial boiling, fully developed boiling, and significant void flow regions of subcooled flow boiling. *Journal of Heat Transfer*. 1998. Vol. 120 (2). DOI: 10.1115/1.2824263.
- Gnielinski V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenten Rohrströmung [New calculation procedure for the heat transfer in the transition region between laminar and turbulent pipe flow]. *Forschung im Ingenieurwesen*. 1995. Vol. 61. P. 240 – 248. DOI: 10.1007/BF02607964. (In Germ.).
- Shevchuk I. V., Khalatov A. A. Heat Transfer and hydrodynamics in straight channels rotating about a parallel or inclined axis (Review). *High Temperature*. 1996. Vol. 34, no. 3. P. 455 – 467.
- Tachibana F., Fukui S., Mitsumura H. Heat transfer in an annulus with an inner rotating cylinder. *Bulletin of JSME*. 1960. Vol. 3. P. 119 – 123. DOI: 10.1299/jsme1958.3.119.
- Дорфман Л. А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел. Москва: Физматгиз, 1960. 260 с.
- Dorfman L. A. Gidrodinamicheskoye soprotivleniye i teplootdacha vrashchayushchikhsya tel [Hydrodynamic resistance and heat transfer of rotating bodies]. Moscow, 1960. 260 p. (In Russ.).
- Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000. 638 с. ISBN 5-7544-0153-1.
- Khisameev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornyye vintovyye i priyamozubyye kompressory. Teoriya, raschet i proektirovaniye [Twin rotor screw and spur compressors. Theory, calculation, and design]. Kazan, 2000. 638 p. ISBN 5-7544-0153-1. (In Russ.).
- Rid R., Prausnitz J., Sherwood T. Svoystva gazov i zhidkostey: sprav. / per. s angл. под ред. Б. И. Соколова. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Химия, 1982. 592 с.
- Reid R., Prausnitz J., Sherwood T. Svoystva gazov i zhidkostey: sprav. [The properties of gases and liquids: handbook] / trans. from Engl. ed by B. I. Sokolov. 3rd ed., revised and suppl. Leningrad, 1982. 592 p. (In Russ.).
- Баргафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. Москва: Наука, 1972. 21 с.
- Vargaftik N. B. Spravochnik po teplofizicheskim svoystvam gazov i zhidkostey [Handbook of thermophysical properties of gases and liquids]. Moscow, 1972. 21 p. (In Russ.).

**МУСТАФИН Тимур Наильевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), заведующий кафедрой «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.  
SPIN-код: 1193-0110  
AuthorID (РИНЦ): 575778  
ORCID: 0000-0001-9511-1974  
AuthorID (SCOPUS): 55943393400

Адрес для переписки: MustafinTN@corp.knrtu.ru  
**ЯКУПОВ Руслан Равилевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань.

SPIN-код: 1985-6572

AuthorID (РИНЦ): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

Адрес для переписки: YakupovRR@corp.knrtu.ru

**ПАРАНИНА Ольга Юрьевна**, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; начальник бюро АО «НИИтурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа» (Группа ГМС), г. Казань.

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 02.09.2025; одобрена после рецензирования 30.10.2025; принята к публикации 11.11.2025.

**MUSTAFIN Timur Nailevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical

and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan.

SPIN-code: 1193-0110

AuthorID (RSCI): 575778

ORCID: 0000-0001-9511-1974

AuthorID (SCOPUS): 55943393400

Correspondence address: MustafinTN@corp.knrtu.ru

**YAKUPOV Ruslan Ravilevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan.

SPIN-code: 1985-6572

AuthorID (RSCI): 741689

ORCID: 0000-0001-5661-3517

AuthorID (SCOPUS): 55943696000

Correspondence address: YakupovRR@corp.knrtu.ru

**PARANINA Olga Yuryevna**, Postgraduate of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Head of the Bureau, JSC "NIIturbocompressor named after V. B. Shnepp", HMS Group, Kazan.

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 02.09.2025; approved after reviewing 30.10.2025; accepted for publication 11.11.2025.