

ПРОФИЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ГЕРОТОРНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

В. А. Пронин¹, П. А. Белов¹, В. А. Цветков^{1,2}, М. Х. Джумаев¹, П. А. Егоров¹

¹Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

²АНО «Уральский научный центр»,

Россия, 190005, г. Санкт-Петербург, ул. 7-я Красноармейская, д. 16, лит. А

Героторный винтовой компрессор с внутренним зацеплением роторов представляет собой инновационный тип машин объемного принципа сжатия различных газовых сред, обладающий значительным потенциалом для расширения области применения технологии винтовых компрессоров. Основным компонентом данного типа компрессора является винтовая пара с внутренним зацеплением, методология профилирования которой до настоящего времени оставалась недостаточно изученной. В статье представлена расчетная модель профилирования рабочих органов на основе теории циклоидального зацепления, включающая получение координат торцовых профилей и винтовых образующих для роторов с различными типами профиля. Разработан алгоритм генерации геометрических 3D моделей с использованием программы твердотельного моделирования.

Ключевые слова: героторный винтовой компрессор, рабочие органы, роторы, внутреннее зацепление, объемное сжатие, торцовый профиль, винтовые образующие, CAD-модель.

Для цитирования: Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., Егоров П. А. Профилирование рабочих органов героторного винтового компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 5–12. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-5-12. EDN: YIUTDG.



© Пронин В. А., Белов П. А., Цветков В. А., Джумаев М. Х., Егоров П. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

PROFILING OF OPERATING ELEMENTS OF GEROTOR SCREW COMPRESSOR

V. A. Pronin¹, P. A. Belov¹, V. A. Tsvetkov^{1,2}, M. H. Dzhumaev¹, P. A. Egorov¹

¹ITMO University, Russia, St. Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

²AUO "Ural Scientific Center", Russia, St. Petersburg, 7th Krasnoarmeyskaya St., 16, lit. A, 190005

The gerotor screw compressor with internally meshing rotors is an innovative type of machines of the volumetric principle of compression of various gas media, which has a significant potential for expanding the applications of screw compressor technology. The main component of this compressor model is an internally meshed screw pair, the methodology of profiling of which has remained insufficiently studied. The paper presents a computational model for the operating element profiling based on the theory of cycloidal meshing, including the generation of front profile coordinates and helical formations for rotors with different profile types. The article develops an algorithm for generating geometric 3D models using solid modeling software.

Keywords: gerotor screw compressor, operating elements, rotors, internal meshing, volumetric compression, front section, screw formers, CAD-model.

For citation: Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumaev M. H., Egorov P. A. Profiling of operating elements of gerotor screw compressor. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket*



© Pronin V. A., Belov P. A., Tsvetkov V. A., Dzhumayev M. H., Egorov P. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные тенденции развития технологий, таких как станкостроение с числовым программным управлением (ЧПУ) и аддитивные технологии 3D-печати, позволили значительно упростить и удешевить процесс изготовления сложных винтовых конструкций с высокой точностью. Также использование селективного лазерного спекания (SLM) и электронно-лучевой плавки (EBM) позволяют создавать винтовые роторы с различными геометрическими параметрами, обладающими специализированной топологией и улучшенными эксплуатационными характеристиками [1]. Такие современные методы производства открыли новые возможности для разработки винтовых пар с переменным шагом, переменным профилем и различными режимами зацепления.

Одним из направлений развития винтовых технологий, является разработка героторного винтового компрессора. Принципиальная схема такой конструкции представлена на рис. 1.

Героторный винтовой компрессор с внутренним зацеплением в своей конструкции содержит внутренний ротор с внешними винтовыми зубьями и внешний ротор с внутренними винтовыми зубьями. Внутренний ротор вращается относительно своей оси и приводит в движение внешний ротор, вращающийся относительно своей оси. В каждом плоском сечении роторов образуется циклоидальное зацепление. Пересекающиеся поверхности роторов формируют непрерывные линии контакта между зубьями винтов, создавая ряд герметично замкнутых камер. При вращении роторов каждая из камер уменьшается в размерах по мере продвижения от области всасывания к области нагнетания, обеспечивая компримирование рабочей среды [2–5].

В данном варианте реализации представленной конструкции передача крутящего момента от двигателя (электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания) к компрессору передается через внутренний ротор.

Машина такого типа — маслозаполненная. Масло используется для привода внешнего ротора, уменьшения трения, уплотнения рабочих зазоров и охлаждения вращающихся частей компрессора.

Такая машина может оснащаться двумя типами рабочих органов:

1. Роторы с переменным профилем и постоянным шагом винтов [2–5].
2. Роторы с постоянным профилем и переменным шагом винтов [6–7].

Каждый из типов имеет свои особенности в геометрии и профилировании.

Благодаря внутреннему зацеплению и современным методам производства данная технология может превзойти не только традиционные однороторные и двухроторные винтовые, но и спиральные компрессоры по энергоэффективности, компактности и уровню звукового давления [4]. Это предоставляет возможность использовать геротор-

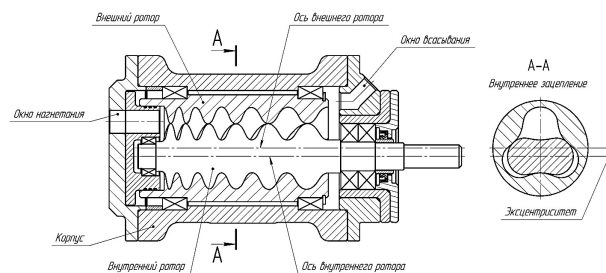


Рис. 1. Принципиальная схема героторного винтового компрессора

Fig. 1. Basic scheme of the gerotor screw compressor

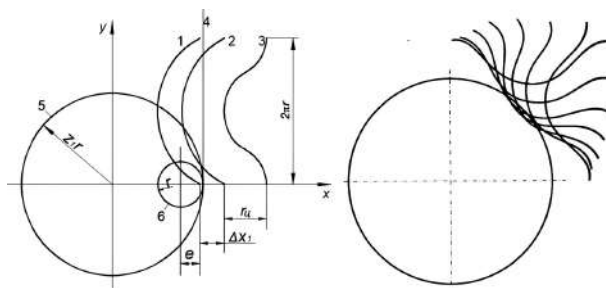


Рис. 2. Метод образования торцового профиля рабочих органов: 1 — укороченная циклоида; 2 — смещенная циклоида; 3 — эквидистанта смещенной циклоиды; 4 — направляющая прямая; 5 — направляющая окружность; 6 — производящая окружности радиуса r ; e — эксцентриситет; Δx_1 — смещение циклоиды; r_n — радиус эквидистанты; z_1 — число зубьев ротора
Fig. 2. Method of forming the front profile of working tools: 1 — shortened cycloid; 2 — displaced cycloid; 3 — equidistant of displaced cycloid; 4 — guiding straight line; 5 — guiding circle; 6 — producing circle of radius r ; e — eccentricity; Δx_1 — displacement of cycloid; r_n — radius of equidistant; z_1 — number of rotor teeth

ный винтовой компрессор в мобильных установках для компримирования воздуха и в холодильных системах, где критически важны малые габариты, низкое энергопотребление и минимальная виброакустическая нагрузка.

Принцип построения торцового профиля роторов

В винтовых компрессорах особое внимание уделяется обеспечению герметичности и минимизации потерь на трение, что требует точного расчета геометрии зацепления [8].

Профилирование рабочих органов героторного винтового компрессора основано на теории циклоидального зацепления, которое находит широкое применение в проектировании героторных механизмов, таких как однороторные жидкостные насосы, планетарные редукторы и винтовые забойные двигатели. Профили таких машин формируются на основе общих принципов, определяемых условиями зацепления [9–12]. Принцип построения торцового профиля роторов представлен на рис. 2.

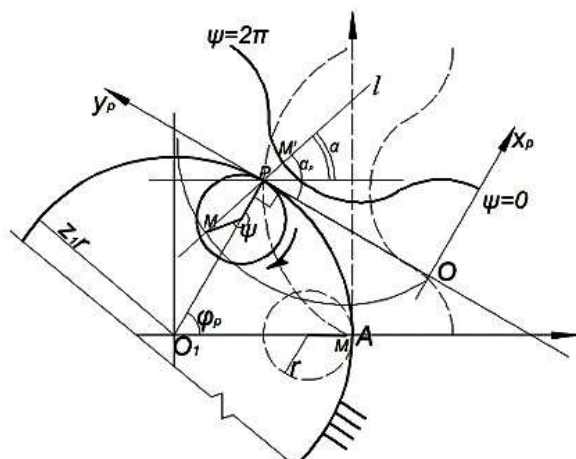


Рис. 3. Положение эквидистанты смещенной циклоиды при обкатке

Fig. 3. Equidistant position of the displaced cycloid at rolling-in

Профилирование рабочих органов компрессора выполняется на основании циклоидального торцового профиля, представляющего собой огибающую эквидистанты смещенной циклоиды, которая образуется при обкатке направляющей прямой по неподвижной базовой окружности 5 радиуса $z_1 r$. Для построения применяются исключительно укороченные циклоиды ($e < r$). При этом удлинённые ($e > r$) и классические ($e = r$) не применяются из-за образования негладких поверхностей и самопересечений кривой [9].

Циклоида — кривая, описываемая точкой, связанной с окружностью, катящейся по заданной линии. Если катящаяся окружность 6 находится внутри направляющей окружности 5, то в процессе обкатки образуется гипоциклоидальная кривая, если же катящаяся окружность расположена снаружи направляющей, то происходит построение эпициклоидальной кривой. Параметры исходного и сопряженного профилей обозначаются соответственно индексами 1 и 2.

В начальном положении (рис. 3) направляющая прямая 4 (ось y_p подвижной системы координат x_p, y_p), заданная с контуром эквидистанты смещенной циклоиды, расположена перпендикулярно к неподвижной горизонтальной оси x , при этом профиль может иметь нулевое ($\Delta x_1 = 0$), положительное ($\Delta x_1 > 0$) или отрицательное ($\Delta x_1 < 0$) смещение в зависимости от расположения эквидистанты смещенной циклоиды относительно направляющей прямой [10], тогда относительно осей x_p, y_p параметрические уравнения циклоиды имеют вид:

$$x_p = ueq(c_0 - \cos \psi) + \Delta x_1; \quad (1)$$

$$y_p = e(c_0 \psi - q \sin \psi). \quad (2)$$

Здесь ψ — угловой параметр циклоиды (относительный угол поворота катящейся окружности), изменяющийся в диапазоне $0 \dots 2\pi$.

Коэффициент типа профиля u принимает следующие значения: $u = 1$ для эпициклоидального профиля (когда направления вращения катящейся окружности и направляющей прямой совпадают); $u = -1$ для гипоциклоидального профиля.

Коэффициент внецентренности:

$$c_0 = \frac{r}{e}, \quad (3)$$

Коэффициент формы зуба:

$$c_e = \frac{r_u}{e}. \quad (4)$$

Коэффициенты для расчета торцового контура:

$$q = 1 - \frac{c_e}{W}, \quad (5)$$

$$W = \sqrt{1 + c_0^2 - 2c_0 \cos \psi}. \quad (6)$$

Торцовый контур эквидистанты смещенной циклоиды в общем случае является проекцией, при этом плоскость контура наклонена под углом γ относительно торцовой плоскости.

Координаты торцового контура в системе осей x_p^*, y_p^* (где x_p^* — горизонтальная ось; y_p^* — новое положение направляющей прямой с учетом угла наклона γ) связаны с координатами исходного контура рейки следующими соотношениями:

$$\dot{x}_p = x_p + rz_1(1 - \cos \gamma), \quad (7)$$

$$\dot{y}_p = y_p \cos \gamma. \quad (8)$$

При использовании плоско-пространственной коррекции формулы, описывающие условия обкатки эквидистанты смещенной циклоиды и координаты её профиля, преобразуются к следующему виду.

Угол поворота направляющей прямой:

$$\varphi_p = \frac{\psi - \Delta_1}{z_1}. \quad (9)$$

Угловое смещение направляющей прямой:

$$\Delta_1 = -\frac{1}{\cos \gamma} \left[\frac{\xi}{c_0} A + \frac{\cos \gamma t g^2 \gamma}{c_0} \sin \psi + z_1(1 - \cos \gamma) A \right], \quad (10)$$

где коэффициент A равен

$$A = \frac{u}{\cos \gamma} \frac{\sin \psi}{c_0 - \cos \psi}. \quad (11)$$

Конечные формулы образования торцового профиля ротора в поперечном сечении:

$$X_1 = (\dot{x}_p + z_1 r \cos \gamma) \cos \varphi_p - (y_p - z_1 r \cos \gamma) \sin \varphi_p; \quad (12)$$

$$Y_1 = (\dot{x}_p + z_1 r \cos \gamma) \sin \varphi_p - (y_p - z_1 r \cos \gamma) \cos \varphi_p; \quad (13)$$

Необходимым условием сопряжения профилей внутреннего и внешнего ротора является соотношение между их смещениями:

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 - u(c_0 - 1)e. \quad (14)$$

Уравнения сопряженного профиля аналогичны уравнениям исходного профиля, с учетом эксцентриситета и количества зубьев внешнего ротора:

$$X_2 = (\dot{x}_p + z_2 r \cos \gamma) \cos \varphi_p - (y_p - z_2 r \cos \gamma) \sin \varphi_p - e; \quad (15)$$

Таблица 1. Исходные данные для расчета торцового профиля
Table 1. Initial data for the front profile calculation

Параметр	Буквенное обозначение	Значение	
Число зубьев внутреннего ротора	z_1	2	4
Число зубьев внешнего ротора	z_2	3	5
Коэффициент типа профиля	u	1	
Эксцентриситет	e	10 мм	
Коэффициент внецентроидности	c_0	2	
Коэффициент формы зуба	c_e	3	
Смещение исходного профиля	x_1	0 мм	
Угол пространственной коррекции	γ	25°	

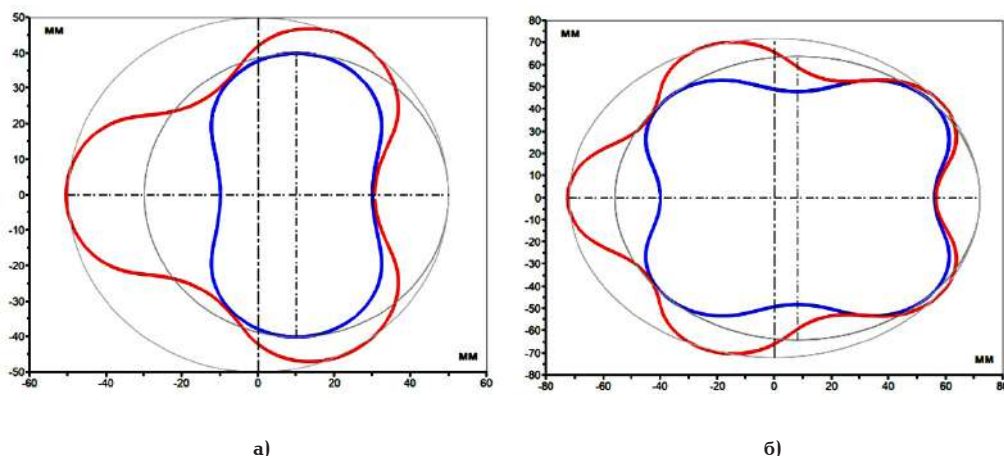


Рис. 4. Рассчитанные исходные профили: а — количество зубьев внутреннего и внешнего роторов 2 и 3; б — количество зубьев внутреннего и внешнего роторов 4 и 5
Fig. 4. Calculated initial profiles: а — number of teeth of inner and outer 2 and 3 rotors; б — number of teeth of inner and outer 4 and 5 rotors

$$Y_2 = (x_p + z_2 r \cos \gamma) \sin \varphi_p - (y_p - z_2 r \sin \gamma) \cos \varphi_p. \quad (16)$$

Данные уравнения являются общими и справедливы для любого профиля на всем интервале изменения угла поворота φ_p .

При этом наружный (описывающий) диаметр исходного профиля:

$$D_1 = 2e[(z_1 + u)c_0 + 1 - uc_e]. \quad (17)$$

Наружный (описывающий) диаметр сопряженного профиля:

$$D_2 = D_1 + 2e. \quad (18)$$

Такая методика профилирования торцовых профилей роторов позволяет рассчитать различные геометрические размеры в зависимости от параметров эксплуатации компрессора [5].

Проведем расчет для следующих параметров, представленных в табл. 1. Графическая интерпретация результатов расчета координат профилей при различных числах зубьев роторов представлена на рис. 4.

Принцип построения винтовых образующих роторов

После проведения расчета координат торцовых профилей производится расчет геометрических параметров винтовой образующей, которая определя-

ет пространственную форму рабочих поверхностей роторов.

Поверхности внутреннего и внешнего ротора формируются за счет винтового движения торцового профиля.

При этом траектории всех точек профилей представляют собой винтовые линии (постоянного или переменного шага), расположенные на соосных цилиндрических поверхностях или на поверхностях усеченного конуса (в случае с переменным профилем) [13–14].

Основными исходными параметрами при проектировании являются диаметр, который задается через описанную и вписанную окружности исходного профиля, длина ротора, шаг винтов.

В случае использования переменного торцового профиля, когда геометрические размеры профиля роторов меняются вдоль их длины, необходимо дополнительно задать конечный диаметр на противоположном конце винтовой образующей. Конечный диаметр может быть выбран с учетом требуемых эксплуатационных характеристик компрессора, таких как степень сжатия и производительность.

Шаг винтовой образующей представляет собой расстояние между одинаковыми точками соседних витков и является важным параметром, влияющим на объемную производительность компрессора [15]. На заданной длине можно получить как постоянный, так и переменный шаг в зависимости от выбранной конструктивной схемы.

Параметрические уравнения винтовых образующих:

$$X = \frac{1}{2} \left(D_1 - \frac{t(D_1 - D_{1k})(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k} \right) \cos(at); \quad (19)$$

$$Y = \frac{1}{2} \left(D_1 - \frac{t(D_1 - D_{1k})(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k} \right) \sin(at); \quad (20)$$

$$Z = \frac{Lt(2s_n - t(s_n - s_k))}{s_n + s_k}, \quad (21)$$

где D_1 и D_{1k} — начальный и конечный наружный (описывающий) диаметр торцового профиля (в роторе с постоянным профилем $D_1 = D_{1k}$); L — длина ротора; s_n и s_k — начальный и конечный шаг винтовой поверхности; t — параметр винтовой образующей, изменяющийся в диапазоне 0...1.

Угол развертки винтовой образующей:

$$\alpha = \frac{4\pi L}{s_n + s_k}. \quad (22)$$

Проведем расчет винтовых образующих для параметров, представленных в табл. 2.

На рис. 5–6 представлена графическая интерпретация расчета координат винтовых образующих для двух типов рабочих органов.

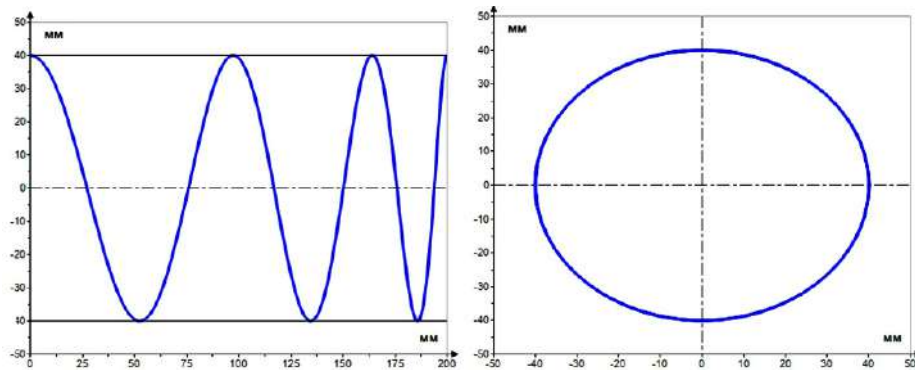
Построение твердотельных моделей роторов

Современные методы проектирования роторных машин требуют высокой точности генерации 3D-моделей, что особенно критично для героторных компрессоров с внутренним зацеплением. Использование параметрического моделирования в CAD-системах позволяет значительно сократить время разработки и минимизировать ошибки, связанные с ручным вводом данных.

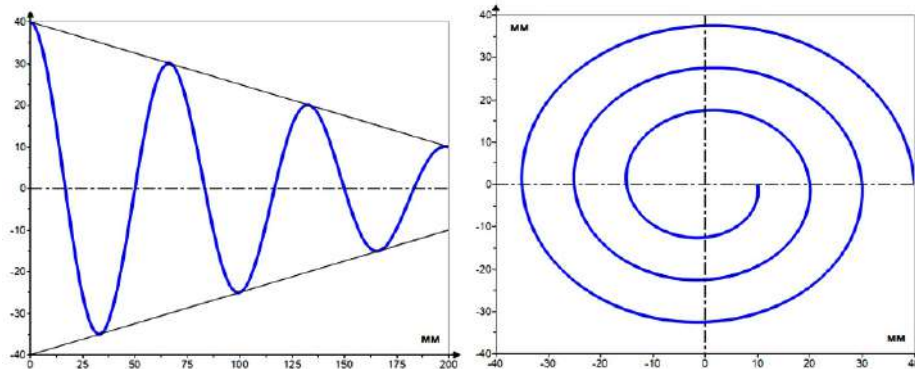
После проведения расчетов полученные координаты исходного профиля и винтовых образующих импортируются в специализированное программное обеспечение для твердотельного параметрического моделирования (например, CAD-системы, такие как SolidWorks, Компас-3D или Creo).

Таблица 2. Исходные данные для расчета винтовой образующей
Table 2. Initial data for screw formations calculation

Параметр	Буквенное обозначение	Значение	
		Постоянный шаг	Переменный шаг
Начальный шаг	s_n	100 мм	100 мм
Конечный шаг	s_k		40 мм
Начальный диаметр	D_1	80 мм	80 мм
Конечный диаметр	$D_{1к}$	40 мм	
Длина ротора	L	200 мм	



а)



б)

Рис. 5. Винтовые образующие: а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянных шаг винтов

Fig. 5. Screw formations: а — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

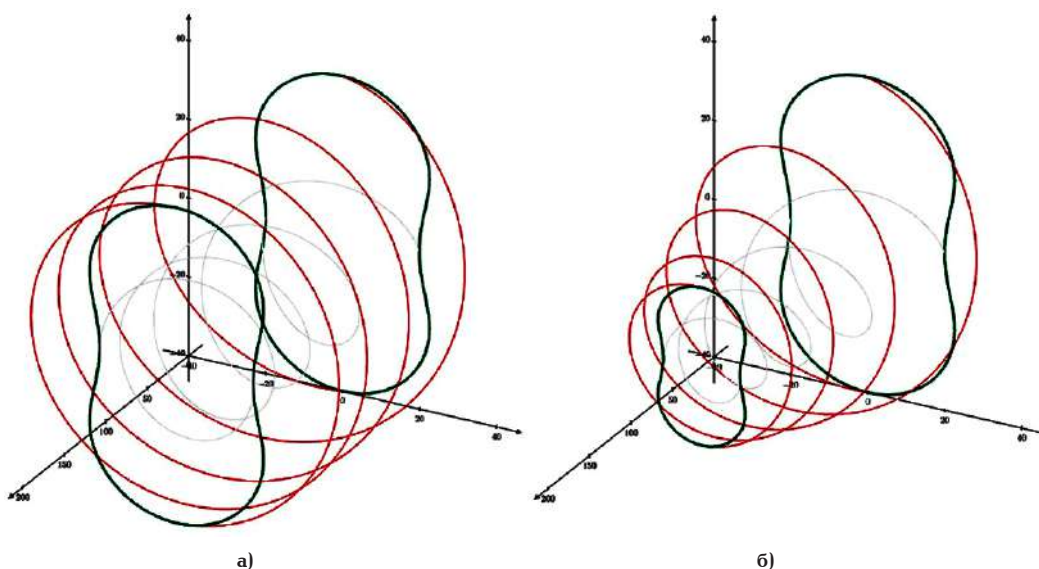


Рис. 6. Пространственная интерпретация координат исходного профиля и винтовых образующих ($z = 2$): а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянный шаг винтов

Fig. 6. Dimensional interpretation of the initial profile coordinates and screw formations ($z = 2$): а — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

На первом этапе формируется скелетный профиль роторов (рис. 7), который служит основой для генерации трехмерной геометрии. Затем, посредством методов поверхностного моделирования, включая NURBS аппроксимацию и алгоритмы сшивания поверхностей (surface stitching), создается высокоточная твердотельная модель (рис. 8) [16–18].

Данная методика обеспечивает точное представление топологии взаимодействующих поверхностей, что является важным для последующего анализа газовых сил, моментов, газодинамических характеристик компрессора методом конечно-элементного анализа (FEA), активно используемого в современном винтовом компрессоростроении [19], а также оптимизации геометрических параметров винтовой пары.

Применение такого подхода позволяет минимизировать погрешности, связанные с дискретизацией геометрии, и повышает достоверность результатов при исследовании контактных напряжений, гидродинамических характеристик и кинематики взаимодействия роторов. Кроме того, использование параметризованных моделей обеспечивает возможность проведения многокритериальной оптимизации с применением методов машинного обучения и метаоптимизации, что соответствует современным тенденциям в области компьютерного инжиниринга [18].

Заключение

В работе представлена методика профилирования рабочих органов героторного винтового компрессора с внутренним зацеплением, основанная на обкатке укороченных циклоид. Разработанный метод расчета позволяет формировать поверхности роторов с различными вариациями шага винтовых образующих и геометрии торцовых профилей.

Разработанная расчетно-аналитическая модель представляет собой эффективный инструмент для параметрического проектирования и структурного анализа рабочих органов подобных машин, что открывает возможности для проведения численных экспериментов с последующей многокритериальной

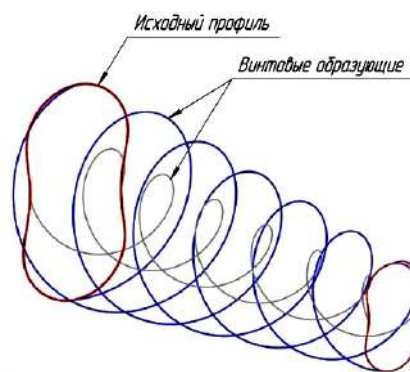


Рис. 7. Скелетный профиль ротора в программе твердотельного моделирования

Fig. 7. Rotor skeleton profile in a solid modeling program



Рис. 8. Твердотельные модели рабочих органов винтовой машины: а — постоянный профиль и переменный шаг винтов; б — переменный профиль и постоянный шаг винтов

Fig. 8. Solid state model of the operating elements of a screw machine: а — constant profile and variable screw pitch; б — variable profile and constant screw pitch

ной оптимизацией геометрических и кинематических параметров.

Результаты работы могут быть использованы для проектирования не только компрессоров, но и других машин, таких как винтовые насосы и гидровигатели. Дальнейшие исследования в этой области направлены на экспериментальную верификацию

Список источников / References

1. Wang Y., Xiong L., Feng D. Research progress on the manufacturing of screw-shaped parts in screw compressors. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 5. P. 1945. DOI: 10.3390/app14051945.
2. Dmitriev O., Tabota E. A working conical screw compressor. *Fluid Machinery Congress*. Woodhead Publishing Boston, 2014. P. 103–108. DOI: 10.1016/B978-0-0810-0109-7.50010-8.
3. Dmitriev O., Tabota E., Eurling I. A. A miniature rotary compressor with a 1: 10 compression ratio. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2015. Vol. 90, no. 1. 012055. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012055.
4. Dmitriev O., Arbon I. M. D. Comparison of energy-efficiency and size of portable oil-free screw and scroll compressors. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 232, no. 1. P. 2–9. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012057.
5. Lu Y., Balodimos N., Calder B. [et al.]. Experimental Study of conical rotary compressor for high pressure ratio applications. *13th International Conference on Compressors and their Systems*. 2023. P. 515–525. DOI: 10.1007/978-3-031-42663-6_42.
6. Read M. G., Stosic N., Smith I. K. The influence of rotor geometry on power transfer between rotors in gerotor-type screw compressors. *Journal of Mechanical Design*. 2020. Vol. 142, no. 7. 073501. DOI: 10.1115/1.4045508.
7. Read M. G., Smith I. K., Stosic N. Influence of rotor geometry on tip leakage and port flow areas in gerotor-type twin screw compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 236, no. 1. P. 94–102. DOI: 10.1177/0954408920962412.
8. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: основы теории, методы расчета, конструкции. 2-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.
9. Sakun I. A. Vintovyye kompressory: Osnovy teorii, metody rascheta, konstruktzii [Screw compressors: fundamentals of theory, calculation methods, designs calculations, designs]. 2nd., rev. and suppl. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).
10. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Одновинтовые гидравлические машины. В 2 т. Т. 1. Одновинтовые насосы. Москва, 2005. 488 с.
11. Baldenko D. F., Baldenko F. D., Gnoyevykh A. N. Odnovintovyye gidravlicheskiye mashiny. V 2 t. T. 1. Odnovintovyye nasosy [Single-screw hydraulic machines. In 2 vols. Vol. 1. Single screw pumps]. Moscow, 2005. 488 p. (In Russ.).
12. Балденко Д. Ф., Балденко Ф. Д., Гноевых А. Н. Винтовые забойные двигатели: справочное пособие. Москва: ОАО Изд-во «Недра», 1999. 375 с.
13. Baldenko D. F., Baldenko F. D., Gnoev A. N. Vintovyye zaboynyye dvigateli: spravochnoye posobiye [Screw downhole motors: a reference guide]. Moscow, 1999. 375 p. (In Russ.).
14. Яо Ян. Исследование и оптимизация циклоидального зацепления рабочих органов винтовых забойных двигателей для бурения скважин: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2022. 151 с.
15. Yao Yang. Issledovaniye i optimizatsiya tsikloidal'nogo zatspleneniya rabochikh organov vintovykh zaboynykh dvigateley dlya bureniya skvazhin [Research and optimization of cycloidal meshing of operating elements of screw downhole motors for drilling wells]. Moscow, 2022. 151 p. (In Russ.).
16. Рязанцев В. М. Теоретические основы проектирования роторно-вращательных насосов с циклоидальными зацеплениями: дис. ... д-ра техн. наук. Тула, 2009. 395 с.
17. Ryzantsev V. M. Teoreticheskiye osnovy proyektirovaniya rotornno-vrashchatel'nykh nasosov s tsikloidal'nyimi zatspleniyami [Theoretical basis for design of rotary pumps with cycloidal gears]. Tula, 2009. 395 p. (In Russ.).
18. Васильев А. С. Специальная стратегия обработки сложнопрофильных конических винтовых поверхностей рабо-

чих органов одновинтовых компрессоров // Записки Горного института. 2019. Т. 235. С. 60–64. DOI: 10.31897/PMI.2019.1.60. EDN: ZDTUQX.

Vasil'yev A. S. Spetsial'naya strategiya obrabotki slozhnopofil'nykh konicheskikh vintovykh poverkhnostey rabochikh organov odnovintovykh kompressorov [Special strategy of treatment of difficulty-profile conical screw surfaces of single-screw compressors working bodies]. *Zapiski Gornogo instituta. Journal of Mining Institute*. 2019. Vol. 235. P. 60–64. DOI: 10.31897/PMI.2019.1.60. EDN: ZDTUQX. (In Russ.).

14. Айметдинов Б. И., Сызранцев В. Н., Черная Л. А. Расчет образующих поверхностей рабочих элементов конусно-винтовых компрессоров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 8 (653). С. 44–51. EDN: SJUVSX.

Aimetdinov B. I., Syzrantsev V. N., Chernaya L. A. Calculation of forming surfaces of working elements of cone-screw compressors [Calculation of the generating lines of working surfaces of conical screw compressors]. *Izvestiya vysshee obrazovaniya vysshee obrazovaniya. Mechanical Engineering. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2014. No. 8 (653). P. 44–51. EDN: SJUVSX. (In Russ.).

15. Wu H. Research on performance of variable-lead rotor twin screw compressor. *Energies*. 2021. Vol. 14, no. 21. 6970. DOI: 10.3390/en14216970.

16. Baroiu N., Viorel P., Teodor V. [et al.]. Geometrical analysis, for rapid prototyping, of the compressor's helical conic rotor model. *MATEC Web of Conferences. EDP Sciences*. 2018. Vol. 176. P. 02006. DOI: 10.1051/mateconf/201817802006.

17. Baroiu N., Viorel P., Teodor V. [et al.]. Comparative study regarding two constructive solutions for conical worm from pump construction. *Technologies in Machine Building*. 2018. Vol. 36. P. 41–48. DOI: 10.35219/tmb.2018.1.06.

18. Aissa M. H., Verstraete T. Metamodel-assisted multidisciplinary design optimization of a radial compressor. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*. 2019. Vol. 4, no. 4. P. 35. DOI: 10.3390/ijtp4040035.

19. Цветков В. А., Пронин В. А., Иванов Л. В., Белов П. А. Совершенствование конструкции внутреннего регулятора объемной производительности винтового однороторного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2024. № 2. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK.

Tsvetkov V. A., Pronin V. A., Ivanov L. V., Belov P. A. Sovershenstvovaniye konstruktzii vnutrennego regul'yatora ob'yemnoy proizvoditel'nosti vintovogo odnorotornogo kompressora [Improving design of internal regulator of volumetric capacity for a screw single-rotor compressor]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 2. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-2-3-12. EDN: JTLBCK. (In Russ.).

ПРОНИН Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

БЕЛОВ Павел Андреевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. Адрес для переписки: mr.beloff99@gmail.com

ЦВЕТКОВ Вадим Александрович, кандидат технических наук, ассистент образовательного центра

«Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; доцент АНО «Уральский научный центр», г. Санкт-Петербург.

AuthorID (РИНЦ): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Адрес для переписки: wadimtsvetkov@mail.ru

ДЖУМАЕВ Мухаммед Хемраевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: genri001@mail.ru

ЕГОРОВ Павел Алексеевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0009-0006-1529-8104

Адрес для переписки: e-mail: egorovpavel331@mail.ru

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

Статья поступила в редакцию 18.04.2025; одобрена после рецензирования 25.05.2025; принята к публикации 03.06.2025.

PRONIN Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

ORCID: 0000-0002-9278-5903

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

BELOV Pavel Andreevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: mr.beloff99@gmail.com

TSVETKOV Vadim Alexandrovich, Candidate of Technical Sciences, Assistant at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg; Associate Professor at the AUO "Ural Scientific Center", Saint Petersburg.

AuthorID (RSCI): 8455-6307

ORCID: 0000-0003-4357-0022

Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

DZHUMAЕV Mohammed Khemraevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

Correspondence address: genri001@mail.ru

EGOROV Pavel Alekseevich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg.

ORCID: 0009-0006-1529-8104

Correspondence address: egorovpavel331@mail.ru

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

The article was submitted 18.04.2025; approved after reviewing 25.05.2025; accepted for publication 03.06.2025.