



DOI: 10.18721/JEST.24404  
УДК 621.514

*А.А. Котлов<sup>1</sup>, И.А. Максименко<sup>1</sup>, Ю.Л. Кузнецов<sup>2</sup>*

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,  
Санкт-Петербург, Россия

2 – АО «Компрессор», Санкт-Петербург, Россия

## **ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПРОФИЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАТОГО КОМПРЕССОРА**

Кулачково-зубчатые компрессоры без смазки имеют большие перспективы, так как объединяют преимущества поршневых и ротационных компрессоров. Профили роторов имеют сложную форму и состоят из некоторого количества однотипных кривых, выполненных так, что линия контакта при обкатывании роторов всегда параллельна их осям. Рассмотрено влияние основных геометрических параметров профиля ( $R$ ,  $\alpha R$  и  $r$ ) на величину ометаемой роторами площади, объем парной полости и величину перетечек через зазоры. Исследование проводилось по разработанной компьютерной программе, предназначенной для выбора оптимального варианта соотношения геометрических параметров профиля. Приведены результаты теоретических исследований влияния геометрических параметров профиля на интегральные характеристики роторно-шестеренчатого компрессора. Приведены оптимальные соотношения между параметрами роторов, которые определяют геометрию газораспределительных элементов.

*Ключевые слова:* кулачково-зубчатый компрессор, профиль роторов, перетечки газа, математическая модель, оптимизация.

*Ссылка при цитировании:*

А.А. Котлов, И.А. Максименко, Ю.Л. Кузнецов. Влияние геометрических параметров профиля на эффективность работы кулачково-зубчатого компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 4. С. 39–50. DOI: 10.18721/JEST.24404.

*A.A. Kotlov<sup>1</sup>, I.A. Maksimenko<sup>1</sup>, Y.L. Kuznetsov<sup>2</sup>*

1 – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university, St. Petersburg, Russia

2 – JSC «Compressor», St. Petersburg, Russia

## **INFLUENCE OF PROFILE GEOMETRY ON THE PERFORMANCE OF A CLAW COMPRESSOR**

Dry (non-lubricated) claw compressors have a promising future because they possess the advantages of both piston and rotary compressors. The rotor profiles have sophisticated form including several curves of similar type, combined so that the line of contact is always parallel to the rotor axis. We have considered the effect of the main geometric parameters of the profile ( $R$ ,  $\alpha R$  and  $r$ ) on the rotor-swept area value, on the volume of the cavity and on the amount of leakage through the clearances. The study has been carried out by the developed computer program intended for selecting the optimal variant for the ratio of geometrical parameters of the profile. We have given the results of theoretical studies on the influence of the profile's geometric parameters on integrated characteristics of a rotor-gear compressor. We have presented optimal relations between the parameters defining the geometry of gas distribution elements.

*Keywords:* claw compressor, rotor profile, gas leakage, mathematical model, optimization.

*Citation:*

A.A. Kotlov, I.A. Maksimenko, Y.L. Kuznetsov, Influence of profile geometry on the performance of a claw compressor, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(04)(2018) 39–50, DOI: 10.18721/JEST.24404

**Введение**

Кулачково-зубчатые компрессоры без смазки имеют большие перспективы, так как объединяют преимущества поршневых и ротационных компрессоров. В кулачково-зубчатом компрессоре относительная длина роторов может быть меньше, чем в других типах роторных машин. При этом оптимальные окружные скорости на периферии роторов можно получить при меньшем значении частоты вращения. Большой диаметр позволяет получить более высокие отношения площади окон всасывания к объёму рабочих полостей, что при меньшей частоте вращения уменьшает газодинамические потери. Профили роторов имеют сложную форму и выполнены так, что линия контакта при их обкатывании всегда параллельна осям роторов [1–4].

Профиль роторов должен отвечать технологическим требованиям, т. е. должен легко обрабатываться [5]. Поэтому предпочтительно использование профилей, состоящих преимущественно из прямолинейных участков и дуг

окружностей. В связи с этим в конструкции компрессора рационально использовать одинаковые однозубые роторы с прямолинейной тыльной стороной зуба.

**Цель работы** – оценка влияния геометрических параметров профиля на производительность кулачково-зубчатого компрессора.

**Объект исследования.** При проектировании профиля с прямолинейной тыльной стороной зуба выбирают следующие параметры (рис. 1): радиус с начальной окружности; относительную величину радиуса окружности выступа ( $\bar{R} = R/r$ ) и угловую толщину зуба по окружности выступа ( $\alpha_R$ ) [6].

Профиль состоит из семи кривых, припасованных друг к другу так, чтобы при вращении роторы входили в зацепление практически беззорно. Аналитическое описание кривых представляет собой систему параметрических уравнений. При выводе уравнений линий учитывалось взаимное расположение участков профиля и производилось их согласование (см. рис. 1).

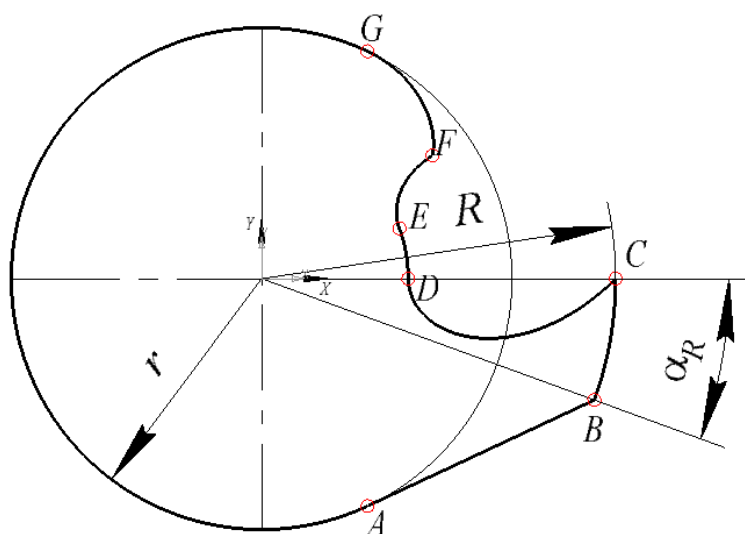


Рис. 1. Профиль с прямолинейной тыльной стороной зуба  
Fig. 1. Profile with a straight back of a tooth

Уравнения в общем виде выражены через параметры  $\bar{R}$ ,  $\alpha_R$  и  $r$ , определяющие геометрию профиля, и включают следующие выражения:

для кривой  $AB$  (исходный прямолинейный участок)

$$\begin{aligned} X &= r \cos \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right] - \\ &- r \operatorname{tg} \varphi \sin \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right]; \\ Y &= r \sin \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right] + \\ &+ r \operatorname{tg} \varphi \cos \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right]; \\ 0^\circ &< \varphi < \arccos(1/\bar{R}); \end{aligned}$$

для кривой  $BC$  (дуга окружности)

$$\begin{aligned} X &= r\bar{R} \cdot \cos \varphi \cos(-\alpha_R) - r\bar{R} \sin \varphi \sin(-\alpha_R); \\ Y &= r\bar{R} \cdot \cos \varphi \sin(-\alpha_R) + r\bar{R} \sin \varphi \cos(-\alpha_R); \\ 0^\circ &< \varphi < \alpha_R; \end{aligned}$$

для кривой  $CD$  (удлиненно-эпициклоидальный участок)

$$\begin{aligned} X &= 2r \cos \varphi - r\bar{R} \cos(2\varphi); \\ Y &= 2r \sin \varphi - r\bar{R} \sin(2\varphi); \\ \arccos(1/\bar{R}) &> \varphi > 0^\circ; \end{aligned}$$

для кривой  $DE$  (дуга окружности)

$$\begin{aligned} X &= r(2 - \bar{R}) \cos \varphi; \\ Y &= r(2 - \bar{R}) \sin \varphi; \\ 0^\circ &< \varphi < \alpha_R; \end{aligned}$$

для кривой  $EF$  (удлиненно-эпициклоидальный участок)

$$\begin{aligned} X &= \left[ 2r \cos \varphi - r\bar{R} \cos(2\varphi) \right] \cos \alpha_R + \\ &+ \left[ 2r \sin \varphi - r\bar{R} \sin(2\varphi) \right] \sin \alpha_R; \\ Y &= \left[ 2r \cos \varphi - r\bar{R} \cos(2\varphi) \right] \sin \alpha_R - \\ &- \left[ 2r \sin \varphi - r\bar{R} \sin(2\varphi) \right] \cos \alpha_R; \\ 0^\circ &< \varphi < \varphi^*; \end{aligned}$$

для кривой  $FG$  (криволинейный участок)

$$\begin{aligned} X &= r \left[ 2(1 - \operatorname{tg}^2 \varphi)^{\frac{3}{2}} - (1 - 2 \operatorname{tg}^2 \varphi) \right] \times \\ &\times \cos[\arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R] + r \left[ 2 \operatorname{tg} \varphi (1 - \sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi}) + \right. \\ &\left. + \operatorname{tg} \varphi (1 - 2 \operatorname{tg}^2 \varphi) \right] \sin[\arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R]; \\ Y &= r \left[ 2(1 - \operatorname{tg}^2 \varphi)^{\frac{3}{2}} - (1 - 2 \operatorname{tg}^2 \varphi) \right] \times \\ &\times \sin[\arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R] - r \left[ 2 \operatorname{tg} \varphi (1 - \sqrt{1 - \operatorname{tg}^2 \varphi}) + \right. \\ &\left. + \operatorname{tg} \varphi (1 - 2 \operatorname{tg}^2 \varphi) \right] \cos[\arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R]; \\ \varphi^{**} &> \varphi > 0^\circ; \end{aligned}$$

для кривой  $GA$  (дуга окружности)

$$\begin{aligned} X &= r \cos \varphi \cos \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right] - \\ &- r \sin \varphi \sin \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right]; \\ Y &= r \cos \varphi \sin \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right] + \\ &+ r \sin \varphi \cos \left[ -\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) \right]; \\ \left[ 2\left( \arccos(1/\bar{R}) + \alpha_R \right) - 360^\circ \right] &< \varphi < 0^\circ. \end{aligned}$$

Точка пересечения кривых  $EF$  и  $FG$  определяет величину  $\varphi^*$ , а точка пересечения кривых  $FG$  и  $GA$  – угол  $\varphi^{**}$ . Эти углы находятся численным методом с любой заданной точностью.

Рабочий процесс в компрессоре, т. е. давление и температура газа в рабочей камере в произвольный момент времени, определяется зависимостью объёма камеры от угла поворота, характеризующего взаимное расположение роторов. Поскольку роторы прямолинейны, т. е. незакручены, моделью сжатия газа в компрессоре будет зависимость торцевой площади рабочей камеры от угла поворота ротора –  $S(\varphi)$ .

Текущее значение  $S(\varphi)$  определяется геометрией профиля и зависит от ометаемой роторами площади, представляющей собой разность площадей нормального сечения расточки корпуса и нормального сечения роторов.

Ометаемая роторами площадь может быть найдена по формуле

$$S_{\text{ом}} = 2(r\bar{R})^2[\pi - \arccos(1/\bar{R}) + 0,5\sin(2\arccos(1/\bar{R}))] - 2S_{\text{рот}},$$

где  $S_{\text{рот}}$  – площадь нормального сечения ротора.

Для исследования влияния геометрии профиля на эффективность работы компрессора был реализован в компьютерной программе алгоритм, позволяющий рассчитать координаты теоретического профиля при любых физически обоснованных значениях  $\bar{R}$ ,  $\alpha_R$  и  $r$

для произвольного значения угла поворота роторов, взаимное расположение роторов относительно друг друга, площадь нормально-го сечения роторов и ометаемую ими площадь.

С помощью разработанной компьютерной программы были получены и аппроксимированы зависимости величины ометаемой роторами площади от каждого из трех параметров профиля ( $\bar{R}$ ,  $\alpha_R$  и  $r$ ) при прочих неизменных. В качестве исходного варианта был принят профиль с  $r = 40$  мм,  $\bar{R} = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_R = 20^\circ$  ( $S_{40}$ ). Результаты приведены на рис. 2–4.

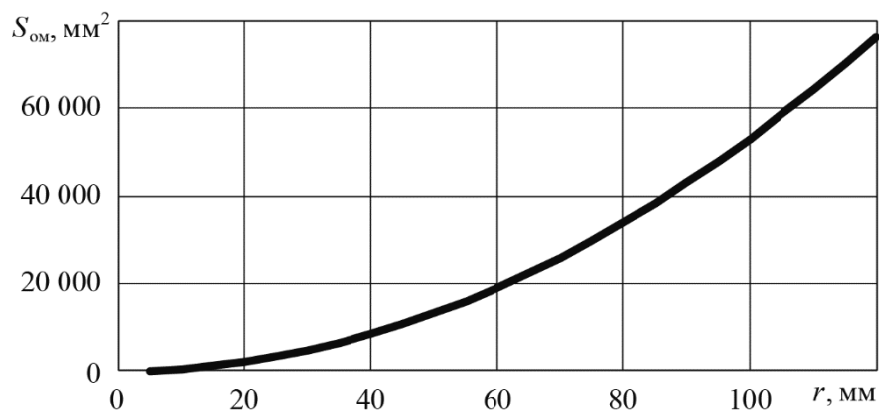


Рис. 2. Зависимость  $S_{\text{ом}}(r)$   
Fig. 2. Dependence of  $S(r)$

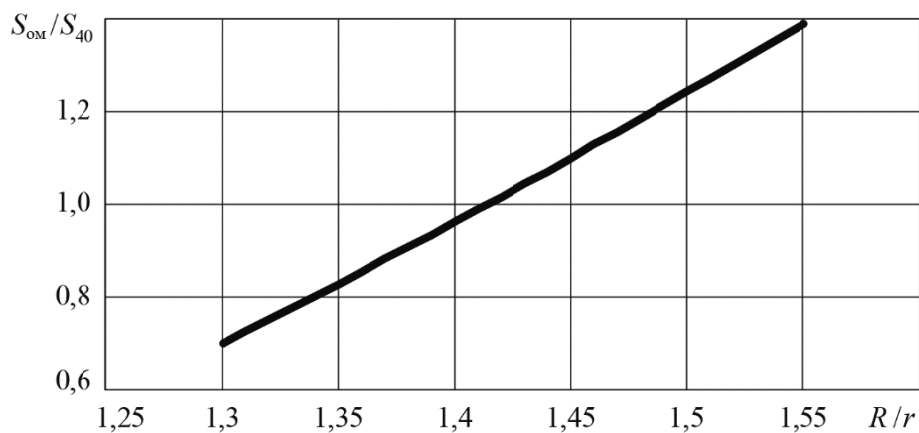


Рис. 3. Зависимость  $S_{\text{ом}}(R/r)/S_{40}$   
Fig. 3. Dependence of  $S(R/r)/S_{40}$

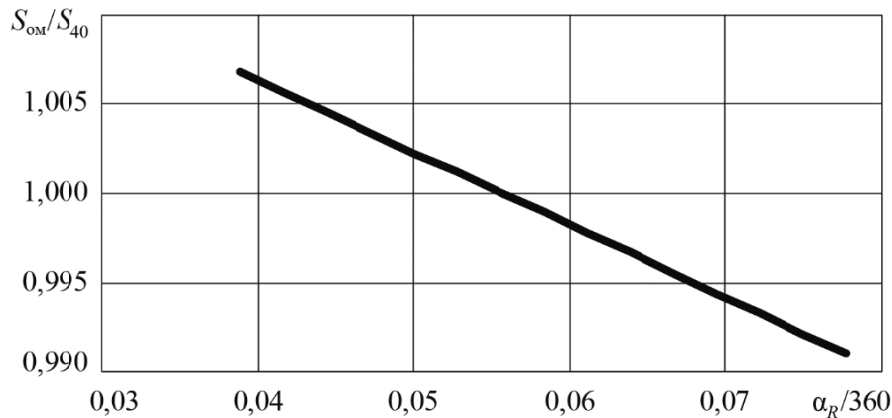


Рис. 4. Зависимость  $S_{om}(\alpha_R/360^\circ)/S_{40}$

Fig. 4. Dependence of  $S(\alpha_R/360^\circ)/S_{40}$

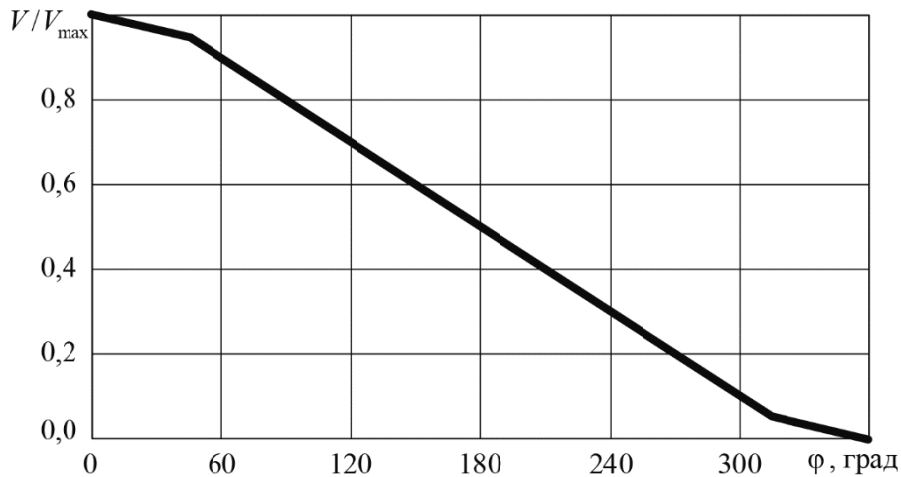


Рис. 5. Зависимость  $V/V_{max}(\varphi)$  для профиля с параметрами  $\bar{R} = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_R = 20^\circ$

Fig. 5. Dependence  $V/V_{max}(\varphi)$  for the profile with parameters  $\bar{R} = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_R = 20^\circ$

Приведенные на рис. 2–4 результаты теоретических расчётов показывают, что зависимость ометаемой роторами площади от радиуса начальной окружности  $r$  имеет практически параболическую форму. Зависимости ометаемой площади от относительной высоты  $\bar{R}$  и угловой толщины зуба  $\alpha_R$  получены в относительном виде по отношению к исходному варианту профиля и практически линейны. После аппроксимации проиллюстрированных зависимостей получена формула для вычисления ометаемой роторами площади:

$$S_{om} = 5,3r^2 \left( 2,758\bar{R} - 2,895 \right) \left( 1,023 - 0,406 \frac{\alpha_R^\circ}{360^\circ} \right).$$

Найденное по предложенной формуле значение ометаемой роторами площади используется для расчёта текущего значения площади торцевого сечения  $S(\varphi)$  рабочей камеры. Для определения объёма рабочей камеры достаточно полученную площадь умножить на длину рабочей части ротора.

На рис. 5 приведена расчётная зависимость  $V/V_{max}(\varphi)$  для профиля с параметрами  $\bar{R} = \sqrt{2}$ ,  $\alpha_R = 20^\circ$ . Максимальный объём рабочей камеры  $V_{max}$  определяется произведением длины рабочей части ротора на ометаемую роторами площадь.

Окна всасывания и нагнетания располагаются на торцевых крышках и имеют та-

кую конфигурацию, чтобы при вращении один из роторов определял открытие и закрытие окна всасывания, а другой – окна нагнетания.

Определить угол открытия окна нагнетания  $\varphi_3$  (рис. 6) можно, зная закон изменения объёма рабочей камеры:

$$V(\varphi_1)/V_{\max} = (p_1 / p_3)^{1/n},$$

где  $p_1$  – давление газа в рабочей камере в момент начала геометрического сжатия;  $p_3$  – давление газа в рабочей камере в момент открытия окна нагнетания;  $n$  – температурный показатель политропы сжатия по конечным параметрам.

Угол  $\varphi_4$  закрытия окна нагнетания (см. рис. 6) выбирается из условий уменьшения перетеканий и герметичности рабочей камеры. Этот угол определяет величину зашемлённого объёма, который приводит к увеличению индикаторной мощности.

Угол  $\varphi_1$  открытия окна всасывания (см. рис. 6) выбирается из условия обеспече-

ния технологичного, развитого по всей глубине впадины участка окна всасывания. Угловая протяжённость окна всасывания влияет на относительную величину перетеканий газа и на коэффициент недоиспользования объёма рабочей камеры, что определяет угол  $\varphi_2$  закрытия окна всасывания (см. рис. 6).

Расположение окон всасывания и нагнетания, определяющее углы  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  и  $\varphi_4$ , обосновывается геометрически. Теоретический контур окон газораспределения образуется пересечением открывающей и закрывающей кромки профиля. Действительный контур окон газораспределения имеет более простые в изготовлении кромки и незначительно отличающиеся габариты, что практически не сказывается на работе компрессора, так как отсекаются узкие и малоэффективные части газораспределительных окон. Перетекания газа из камеры сжатия можно уменьшить, изменяя относительную высоту  $\rho/r$  верхней кромки окон газораспределения (см. рис. 6).

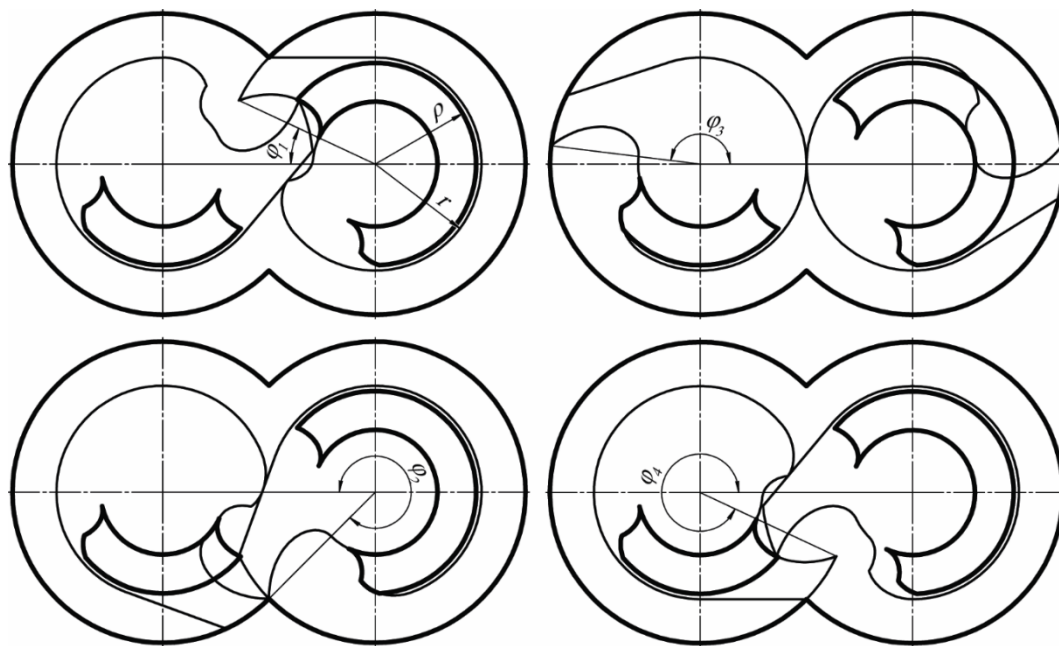


Рис. 6. Углы окон всасывания и нагнетания  
Fig. 6. Angles suction port and closing port

### Математическая модель

Для исследования влияния на работу кулачко-зубчатого компрессора геометрических соотношений профиля и других факторов, определяющих газо- и термодинамику процесса сжатия, была разработана программа расчёта интегральных характеристик, позволяющая осуществлять подбор оптимального варианта соотношения геометрических параметров профиля и газораспределительных органов. Разработанная программа позволяет оценить эффективность работы кулачко-зубчатого компрессора при различных геометрических параметрах профиля роторов и конструктивных решениях.

Термодинамический расчёт производился по методике СПБПУ, предназначенной для расчёта кулачко-зубчатого компрессора.<sup>1</sup> В основе методики лежит оценка эффективности компрессора с использованием коэффициента производительности [7–11]

$$\lambda = \lambda_d \lambda_T (1 - v_{\text{исп}}) - v_{\text{в.у}} - v_{\text{пр}},$$

где  $\lambda_d$  – коэффициент давления;  $\lambda_T$  – коэффициент подогрева;  $v_{\text{исп}}$  – коэффициент недоиспользования объёма;  $v_{\text{в.у}}$  – относительная величина внешних утечек;  $v_{\text{пр}}$  – относительная величина внутренних притечек.

В ротационных компрессорах имеют место протечки газа через зазоры, составляющие иногда значительную часть от полезной производительности [12–14]. Расчёт протечек производился по методу С.Е. Захаренко [15]. Значение массового расхода протечек (из области давления  $p_2$  в область давления  $p_1$ ) при каждом фиксированном угле поворота ротора определяется по формуле

$$\dot{m}_\phi = \mu \delta l \left( \frac{\rho_1^* p_1 (\varepsilon^2 - 1)}{2 \ln \varepsilon + \xi + \lambda_r \Sigma} \right)^{1/2},$$

где  $\rho_1^* = p_1 / (RT_2)$ ;  $\varepsilon = p_2 / p_1$ ;  $\Sigma = [b / (2\delta)] \times [1 + \delta/l]$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $\xi$  – коэффициент местных сопротивлений;  $\lambda_r$  – коэффициент шероховатости;  $\Sigma$  – коэффициент формы; параметры, определяющие геометрию

щели:  $\delta$ ,  $l$  – приведённые ширина и длина щели;  $b$  – приведённая пути газа в щели.

Значение коэффициента местных сопротивлений зависит от формы щели: для щелей с резким сужением и расширением потока  $\xi = 2,5$ ; для щелей с плавным сужением и расширением потока  $\xi = 1,418$ .

Значение коэффициента шероховатости определяется по эмпирическим зависимостям: для  $Re < 1200$  по формуле  $\lambda_r = 189,2 Re^{-1,127}$ ; для  $Re \geq 1200$  –  $\lambda_r = 3,6 Re^{-0,566}$ .

### Расчетное исследование

По разработанной компьютерной программе произвели оценку влияния геометрии профиля на эффективность работы одноступенчатого компрессора с параметрами: производительность – 2 м<sup>3</sup>/мин, конечное давление – 0,25 МПа, синхронная частота вращения роторов – 3000 об/мин.

Проектирование кулачко-зубчатого компрессора может быть реализовано двумя способами: 1) определением оптимальной длины рабочей части роторов и геометрии выступов при неизменном радиусе начальной окружности профиля ротора; 2) определением оптимальной длины рабочей части роторов и геометрии выступов при неизменном радиусе расточки корпуса. Выбор способа проектирования не влияет на формы зависимостей параметров работы компрессора, определяющих его эффективность. Разработанная программа позволяет производить расчёты при обоих способах проектирования. Ниже приведена оценка влияния геометрии профиля на эффективность работы компрессора, проектируемого первым способом. Из конструктивных соображений был принят радиус начальной окружности профиля  $r = 55$  мм.

На рис. 7–12 приведены результаты исследования. Геометрия профиля определяет длину рабочей части роторов, необходимую для обеспечения заданной производительности при выбранной частоте вращения роторов компрессора (рис. 7). При этом параметры профиля и длина рабочей части роторов определяют геометрию торцевых и продольных щелей, через которые осуществляются перетекания газа, влияющие на эффективность компрессора.

<sup>1</sup> Диментов Ю.И., Прилуцкий И.К. Винтовые компрессоры: Учебное пособие. Л., ЛПИ, 1978. 69 с.

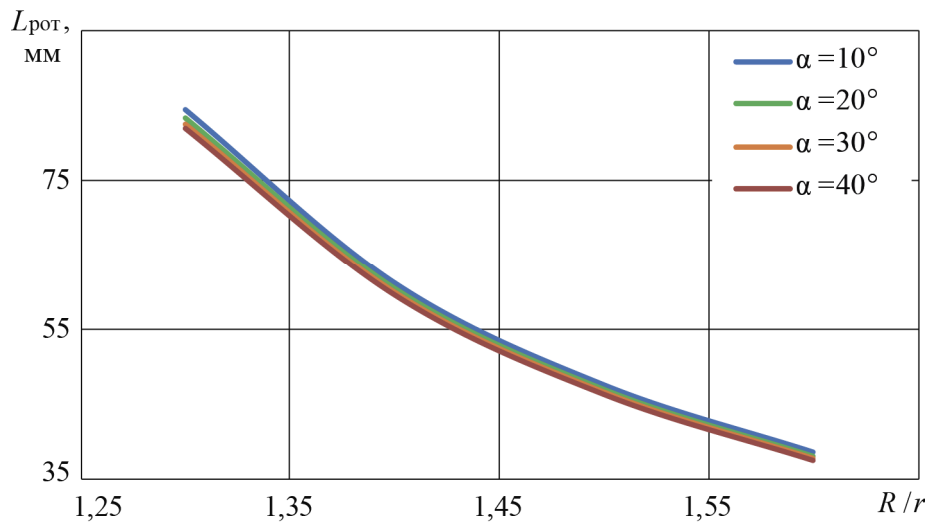


Рис. 7. Осевая протяженность рабочей части роторов в зависимости от длины ротора и угловой толщины зуба  
 Fig. 7. Axial working length of rotors depending on relative addendum and angular tooth thickness

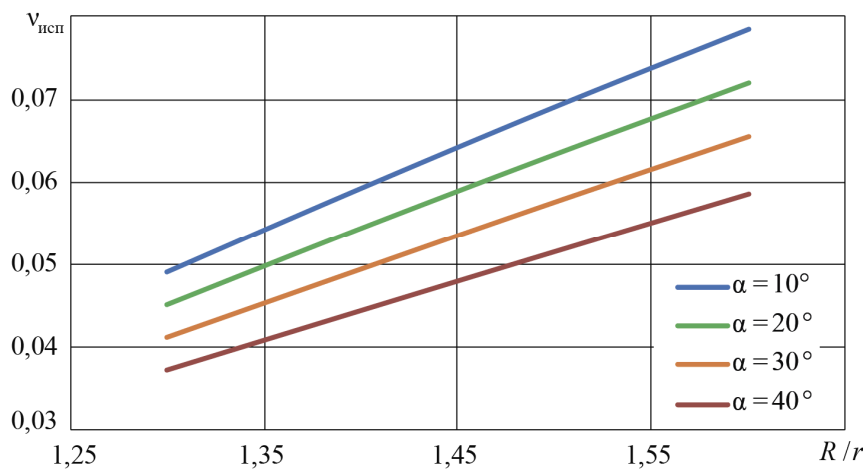


Рис. 8. Коэффициент недоиспользования объема парной полости  
 Fig. 8. Utilization factor of the steam space volume

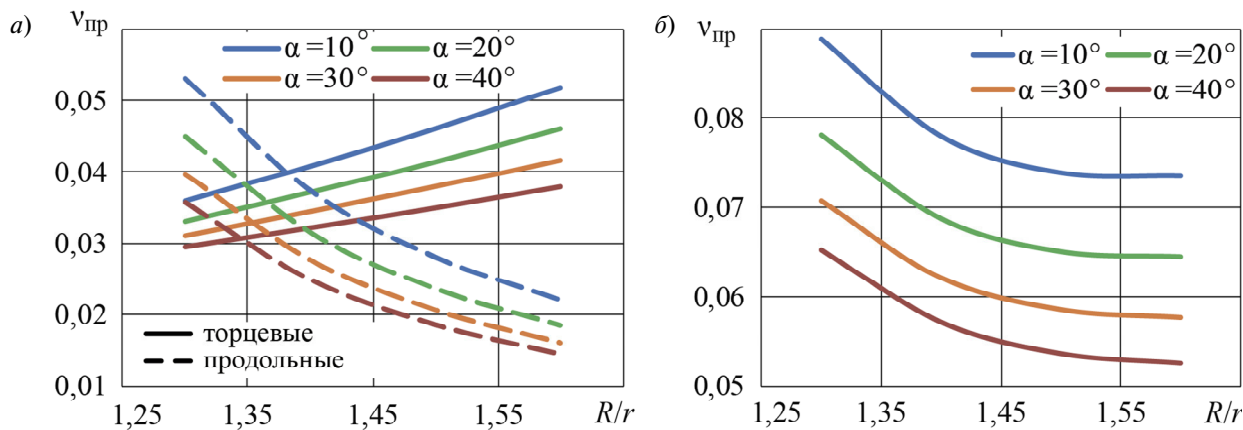


Рис. 9. Относительные протечки: а – в зависимости от типа щели; б – суммарные  
 Fig. 9. Relative value of internal inflows: a – depending on the gap type; б – total



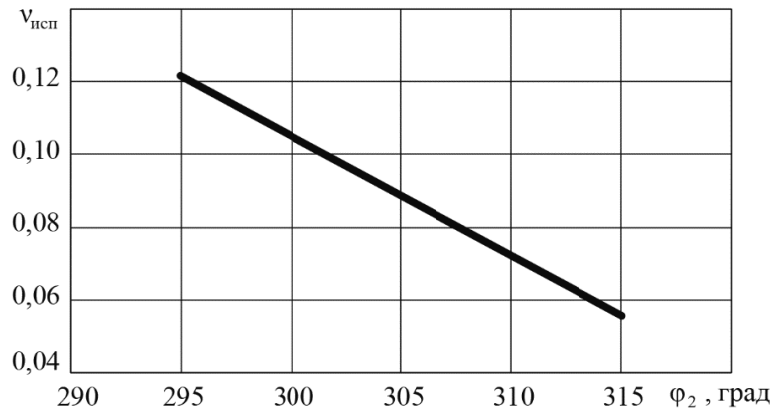


Рис. 10. Коэффициент недоиспользования объема парной полости в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ( $\alpha_R = 20$  град)

Fig. 10. The rate of underutilization of the steam space volume, depending on the axial length of the suction port ( $\alpha_R = 20$  deg)

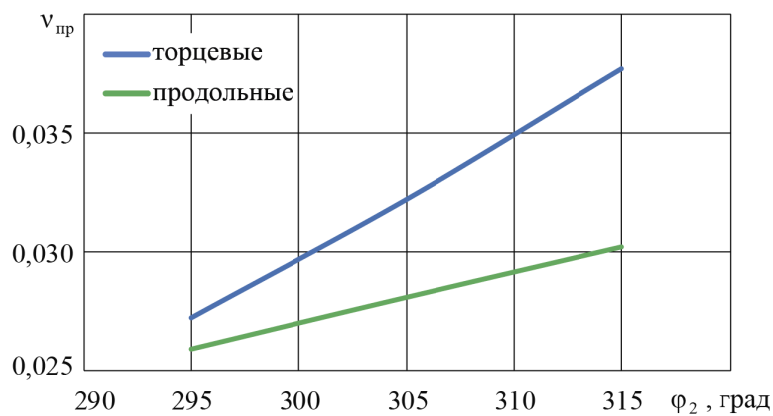


Рис. 11. Относительная величина внутренних протечек в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ( $\alpha_R = 20$  град)

Fig. 11. Relative value of internal inflows depending on the axial length of the suction port ( $\alpha_R = 20$  deg).

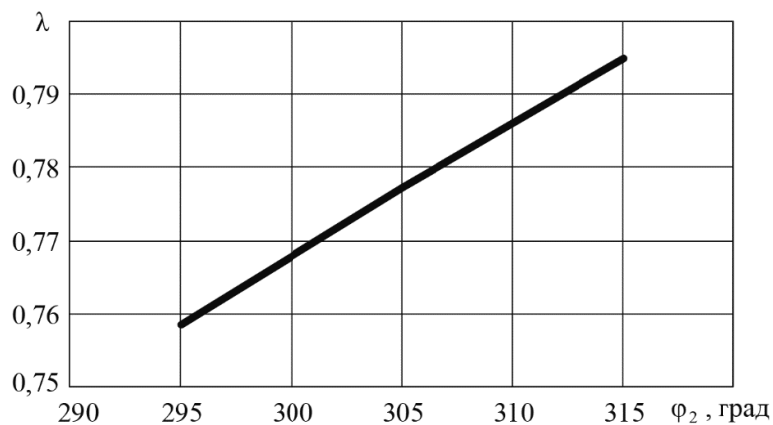


Рис. 12. Изменение коэффициента производительности в зависимости от осевой протяженности окна всасывания ( $\alpha_R = 20$  град)

Fig. 12. Variation of the coefficient of efficiency depending on the axial length of the suction port ( $\alpha_R = 20$  deg)

Изменение параметров профиля определяет изменение степени использования теоретического объёма парной полости при заполнении рабочей камеры в процессе всасывания (рис. 8), а также ведёт к перераспределению протечек между торцевыми и продольными щелями ввиду изменения высоты и толщины выступа зуба и длины рабочей части роторов (рис. 9).

На коэффициент недоиспользования и длину рабочей части роторов также оказывает влияние расположение кромок и угловая протяжённость окна всасывания (рис. 10). При уменьшении угловой протяжённости окна всасывания снижается относительная величина протечек как через торцевые, так и через продольные щели (рис. 11), что, однако, не компенсирует увеличение коэффициента недоиспользования и приводит к снижению коэффициента производительности (рис. 12).

### Заключение

Проведенный анализ показывает, что основное влияние на производительность ком-

прессора оказывают внутренние перетечки газа через щели, которые зависят от высоты и толщины выступа зуба и от длины рабочей части роторов. Установлено, что наибольшее значение имеют перетечки через торцевые зазоры между ротором и статором, поэтому в первую очередь необходимо стремиться к минимизации торцевого зазора со стороны окна всасывания. При уменьшении угловой протяжённости окна всасывания с  $315^\circ$  до  $295^\circ$  относительная величина протечек снижается на 28 % через торцевые щели и на 14 % через продольные щели. Однако коэффициент производительности при этом уменьшается, что связано с увеличением коэффициента недоиспользования, которое составляет 54 %. Разработанная компьютерная программа позволяет осуществлять как предварительное проектирование кулачково-зубчатого компрессора, так и поверочные расчеты с поиском оптимальных значений геометрических параметров профиля.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. United States Patent 2097037. Rotary compressor or vacuum pump / Northey A.J. 1937.
2. Wang J., Cui D., Pang X., Feng H., Wang Z. Geometric design and performance analysis of a novel smooth rotor profile of claw vacuum pumps // *Vacuum*. 2017. No 143. С. 174–184. DOI: 10.1016/j.vacuum.2017.06.006.
3. Wang J., Jiang X., Cai Y. Investigation of a novel circular arc claw rotor profile for claw vacuum pumps and its performance analysis // *Vacuum*. 2015. No 114, С. 66–77. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.12.029.
4. Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Кулачково-зубчатый вакуумный насос. Экспериментальные индикаторные диаграммы // *Вакуумная техника и технология*. 2011. Т. 21, № 3. С. 151–157.
5. Ksayer E., Bou L., Clodic D. Analysis and Development of a Turbivo Compressor for MVR Applications // *International Compressor Engineering Conference*. 2010. Paper 1980. <http://docs.lib.pardue.edu/icec/1980>
6. Яминский В.В. Роторные компрессоры. М.: Машгиз, 1960. 223 с.
7. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины. Л.: Судпромгиз, 1961. 252 с.
8. Докукин В.Н., Пронин В.А. К расчету протечек в рабочей части винтового компрессора // *Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование*. 2014. № 3. С. 17–23.
9. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000. 638 с.
10. Чернов Г.И. [и др.]. Теоретический анализ экономичности рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора на режимах частотного регулирования холодопроизводительности / Г.И. Чернов, А.А. Панютин, В.Л. Юша, В.К. Васильев, А.В. Зиновьева, С.Н. Михайлец // *Омский научный вестник*. 2015. № 3. С. 100–103.
11. Grieb M., Brümmer A. Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery // *International Conference on Screw Machines 2014, Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014*. P. 197–210.



12. **Kauder K., Fost C.** Improving chamber filling in screw-type engines // *Schraubenmaschinen 2002*, Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE, 25.-26. Sep, 2002. – P. 179–196.

13. **Автономова И.В., Братусь А.В., Сорокин С.Г.** Метод определения объема парной полости винтового компрессора // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2014. № 7. С. 11–19.

14. **Mustafin T.N., Yakupov R.R., Khamadullin M.S., Khisameev I.G., Uybekova L.K., Paranina O.Y.** Calculation and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors // *Oil and Gas Engineering (OGE)*. 2018. Vol. 2007. DOI: 10.1063/1.5051910.

15. **Захаренко С.Е.** К вопросу о протечках газа через щели // *Тр. ЛПИ им. М.И. Калинина. Ленинград, 1953. № 2. С. 144–160.*

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**КОТЛОВ Андрей Аркадьевич** – кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

**МАКСИМЕНКО Иван Алексеевич** – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: maximenko\_ivan@rambler.ru

**КУЗНЕЦОВ Юрий Леонидович** – кандидат технических наук первый заместитель генерального директора – директор по науке АО «Компрессор»

E-mail: Office@compressor.spb.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 24.09.2018

### REFERENCES

[1] Rotary compressor or vacuum pump / Northey A.J. 1937. United States Patent 2097037.

[2] **Wang J., Cui D., Pang X., Feng H., Wang Z.** Geometric design and performance analysis of a novel smooth rotor profile of claw vacuum pumps. *Vacuum*. 2017. No 143. S. 174–184. DOI: 10.1016/j.vacuum.2017.06.006.

[3] **Wang J., Jiang X., Cai Y.** Investigation of a novel circular arc claw rotor profile for claw vacuum pumps and its performance analysis. *Vacuum* 2015. No 114. S. 66–77. DOI: 10.1016/j.vacuum.2014.12.029.

[4] **Raykov A.A., Salikayev S.I., Burmistrov A.V.** Kulachkovo-zubchatyy vakuumnyy nasos. Eksperimentalnyye indikatornyye diagrammy. *Vakuumnaya tekhnika i tekhnologiya*. 2011. T. 21, № 3. С. 151–157. (rus.)

[5] **Ksayer E., Bou L., Clodic D.** Analysis and Development of a Turbivo Compressor for MVR Applications». *International Compressor Engineering Conference*. 2010. Paper 1980. <http://docs.lib.pardue.edu/icec/1980>

[6] **Yaminskiy V.V.** Rotornyye kompressory. M.: Mashgiz, 1960. 223 s. (rus.)

[7] **Andreyev P.A.** Vintovyye kompressornyye mashiny. L.: Sudpromgiz, 1961, – 252 s. (rus.)

[8] **Dokukin V.N., Pronin V.A.** K raschetu protechek v rabochey chasti vintovogo kompressora. *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodilnaya tekhnika i konditsionirovaniye*. 2014. № 3. S. 17–23. (rus.)

[9] **Khisameyev I.G., Maksimov V.A.** Dvukhrotornyye vintovyye i pryamozubyye kompressory. Teoriya, raschet i proyektirovaniye. Kazan: FEN, 2000. 638 s. (rus.)

[10] **Chernov G.I. [et al.].** Teoreticheskiy analiz ekonomichnosti rabocheho protsessa vintovogo maslozapolnennogo kompressora na rezhimakh chastotnogo regulirovaniya kholodoproizvoditelnosti / G.I. Chernov, A.A. Panyutich, V.L. Yusha, V.K. Vasilyev, A.V. Zinovyeva, S.N. Mikhaylets. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2015. № 3. S. 100–103. (rus.)

[11] **Grieb M., Brümmer A.** Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery. *International Conference on Screw Machines*. 2014. Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014. P. 197–210.

[12] **Kauder K., Fost C.** Improving chamber filling in screw-type engines. *Schraubenmaschinen 2002*, Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE, 25–26. Sep, 2002. P. 179–196.

[13] **Avtonomova I.V., Bratus A.V., Sorokin S.G.** Metod opredeleniya obyema parnoy polosti vintovogo kompressora. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye*. 2014. № 7. S. 11–19. (rus.)

[14] **Mustafin T.N., Yakupov R.R., Khamadullin M.S., Khisameev I.G., Uybekova L.K., Paranina O.Y.** Calcula-

tion and experimental analysis of profile clearance values in screw compressor rotors. *Oil and Gas Engineering (OGE)*. 2018. Vol. 2007. DOI: 10.1063/1.5051910.

[15] **Zakharenko S.Ye.** K voprosu o protechkakh gaza cherez shcheli. *Trydy LPI im. M.I. Kalinina*. Leningrad. 1953. № 2. S. 144–160. (rus.)

#### THE AUTHORS

**KOTLOV Andrei A.** – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: kotlov\_andrej@mail.ru

**MAKSIMENKO Ivan A.** – Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: maximenko\_ivan@rambler.ru

**KUZNETSOV Yurii L.** – «Compressor»

E-mail: Office@compressor.spb.ru

Received: 24.09.2018