

УДК 621.514.54

## Оптимизация параметров профилей холодильного винтового компрессора с целью увеличения ресурса работы подшипников

*Д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ<sup>1</sup>, М. ШАПОШНИКОВА<sup>2</sup>*<sup>1</sup>dn.noskoff@rambler.ru, <sup>2</sup>shaposhnikova.mariya@gmail.com*Университет ИТМО*

*С целью увеличения эффективности работы холодильного винтового компрессора предложена замена подшипников скольжения подшипниками качения. Модернизация обоснована упрощением конструкции винтового компрессора, уменьшением профильных зазоров между винтами и сокращением балластных утечек. Определена необходимость увеличения ресурса работы, ограничивающего области применения подшипников качения, путем сокращения реакций на опорах. В работе предоставлен результат анализа хладагентов, пропан (R290) выбран и предложен для использования, как наиболее экологичная и эффективная альтернатива ГФУ хладагентам. Произведены расчеты геометрических характеристик профилей винтов и получены оптимальные значения параметров профилей винтового компрессора, обеспечивающие минимальные реакции на опорах.*

**Ключевые слова:** холодильный винтовой компрессор, балластные утечки, геометрические характеристики профилей винтов, подшипники винтового компрессора, минимальные реакции на опорах компрессора.

### Информация о статье:

Поступила в редакцию 14.06.2019, принята к печати 12.09.2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-4-32-36

Язык статьи — русский

### Для цитирования:

*Носков А. Н., Шапошникова М. Оптимизация параметров профилей холодильного винтового компрессора с целью увеличения ресурса работы подшипников // Вестник Международной академии холода. 2019. № 4. С. 32–36.*

## Optimization of the parameters of refrigeration screw compressor profiles in order to increase the service life of bearings

*D. Sc. A. N. NOSKOV<sup>1</sup>, M. SHAPOSHNIKOVA<sup>2</sup>*<sup>1</sup>dn.noskoff@rambler.ru, <sup>2</sup>shaposhnikova.mariya@gmail.com*ITMO University*

*In order to increase the efficiency of the refrigeration screw compressor, the replacement of sliding bearings with rolling bearings is proposed. The modernization is justified by the simplification of the screw compressor design, the reduction of the profile gaps between the screws, and the reduction of ballast leakage. The need to increase the service life limiting the areas of rolling bearings use by reducing the reactions on the supports is determined. The paper presents the result of the analysis of refrigerants, and propane (R290) is selected and proposed for use as the most environmentally friendly and effective alternative to HFC refrigerants. The geometrical characteristics of the screw profiles were calculated and the optimum values of the parameters of the screw compressor profiles are obtained, ensuring minimal reactions on the supports.*

**Keywords:** refrigeration screw compressor, ballast leakage, geometric characteristics of screw profiles, screw compressor bearings, minimal reactions on compressor bearings.

### Article info:

Received 14/06/2019, accepted 12/09/2019

DOI: 10.17586/1606-4313-2019-18-4-32-36

Article in Russian

### For citation:

*Noskov A. N., Shaposhnikova M. Optimization of the parameters of refrigeration screw compressor profiles in order to increase the service life of bearings. Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda. 2019. No 4. p. 32-36.*

### Введение

В настоящее время, в сфере охлаждения и кондиционирования воздуха существует ряд факторов, способ-

ствующих исследованиям и разработкам, которые ставят перед собой цель соответствия требованиям энергоэффективности, показателям воздействия на климат и окру-

жающую среду, потребностям уровня комфорта у потребителей, ожиданиям надежных и долгосрочных установок и снижению общей стоимости установки и эксплуатации оборудования [1, 2].

Массообмен внутри холодильного винтового компрессора (ВК) влияет на эффективность работы самого компрессора и холодильной машины в целом. Масло поступает в полости компрессора в процессе всасывания из полостей с высоким давлением и из подшипников и разгрузочных устройств, при понижении давления масла выделяется газообразный холодильный агент – балластные утечки, уменьшающие эффективность компрессора [3].

Уменьшение реакций на опорах компрессора позволит применить в качестве опор подшипники качения, что приведет к большей стабильности шеек роторов и возможности уменьшения рабочих зазоров между профильными частями винтов, что в свою очередь приведет к уменьшению внутреннего массообмена между рабочими полостями и балластных утечек.

Проблема оптимизации параметров профилей холодильного винтового компрессора, позволяющих уменьшить реакции на опорах подшипников, на решение которой и нацелена данная работа, является актуальной.

### Методы исследования

Для выяснения данной проблемы авторами предлагается назначать соотношение длины и шага винтов, обеспечивающее уменьшение реакции на наиболее нагруженной опоре компрессора.

Особенностью работы винтового компрессора является наличие массообмена внутри компрессора. В винтовом компрессоре работа осуществляется в парной полости, непосредственно между полостями компрессора. Чем качественнее изолированы парные полости, пребывающие в различной степени сжатия, друг от друга и от полостей, в которых происходит процесс всасывания, тем меньше потери энергии на рабочий процесс ВК [4].

Внутренние протечки зависят от длин линий контактов между винтами и величин зазоров. Эффективность работы компрессора зависит, также, и от потери давления при всасывании и нагнетании пара хладагента, которые, в свою очередь, зависят от площади окна всасывания и нагнетания. Эти вопросы рассмотрены в работах многих авторов.

В работах [2, 5] приводится сравнение теоретических профилей зубьев винтов, при котором достигается беззазорное их зацепление при номинальном межцентровом расстоянии.

По относительной длине линии контакта

$$\sum_i l_i = \frac{\sum_i l_i}{\sqrt[3]{K_{\text{и}} \cdot z_1 \cdot \sum_{i=1}^2 f_{i\Pi} \cdot l_{\text{в}}}}; \quad (1)$$

по относительной площади окна всасывания или нагнетания

$$\bar{F}_i = \frac{F_i}{\sqrt[3]{(K_{\text{и}} \cdot z_1 \cdot \sum_{i=1}^2 f_{i\Pi} \cdot l_{\text{в}})^2}}, \quad (2)$$

где  $\sum_i l_i$  — суммарная длина линии контакта между винтами;  $K_{\text{и}}$  — коэффициент использования объема парной

полости, показывающий насколько полезный объем парной полости меньше максимально возможного объема при угле закрутки ведущего винта больше предельного

$\tau_{13} > \tau_{13,\text{пред}}; z_1$  — число зубьев ведущего винта;  $\sum_{i=1}^2 f_{i\Pi}$  —

суммарная площадь впадин винтов;  $l_{\text{в}}$  — длина винтов,  $F_i$  — абсолютная величина площади окна всасывания или нагнетания, соответственно.

Геометрические характеристики профиля винтов зависят от соотношения чисел зубьев ведущего и ведомого винтов  $z_1, z_2$ , высоты зубьев винтов, ширины зуба ведущего винта [5], относительной длины винтов  $K_l = l_{\text{в}}/D_1$  и относительного хода ведущего винта  $K_H = H_1/D_1$  [4]. Здесь:  $D_1$  — внешний диаметр ведущего винта;  $H_1$  — ход ведущего винта.

На рис. 1 показан профиль винтов с соотношением числа зубьев  $z_1/z_2 = 5/6$ , геометрические характеристики которого, обеспечивая высокий КПД холодильного винтового компрессора.

Основные геометрические характеристики винтов: диаметр внешней и начальной окружности ведущего винта  $D_1 = 137,5$  мм,  $d_{1\text{н}} = 88$  мм; диаметр внешней и начальной окружности ведомого винта  $D_2 = 107,6$  мм,  $d_{2\text{н}} = 105,6$  мм; ход ведущего винта  $H_1 = 215$  мм; длина винтов  $l_{\text{в}} = 187,5$  мм; угол закрутки ведущего винта  $\tau_{13} = 327,3^\circ$ ; межцентровое расстояние  $A = 193,6$  мм; теоретическая объемная производительность  $V_1 = 0,0833$  м<sup>3</sup>/с при частоте вращения ведущего винта  $n_1 = 49$  с<sup>-1</sup>. Величины центральных углов профиля приведены на рис. 1 [6].

Относительные длины винтов  $K_l$ , при которых величина  $\sum_i l_i$  имеет минимальное значение для этих винтов, равны 1,45...1,7. Площадь окна нагнетания уменьшается с ростом  $K_l$ . Винты, имеющие меньшую длину линии контакта, имеют большую площадь окна нагнетания.

Наличие зазоров между винтами нарушает герметичность и приводит к внутреннему массообмену между сопряженными парными полостями.

Величины зазоров по нормали к винтовой поверхности работающего компрессора зависят от геометрических размеров винтов, вида щели, начального зазора, т. е.

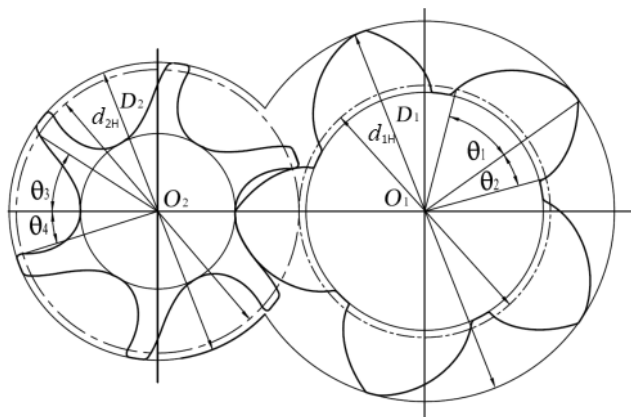


Рис. 1. Теоретический профиль винтов в торцевом сечении:  $\theta_1 = 40,68^\circ$ ;  $\theta_2 = 21,01^\circ$ ;  $\theta_3 = 33,90^\circ$ ;  $\theta_4 = 17,51^\circ$ ;  $2\gamma_{23} = 8,59$

Fig. 1. The theoretical profile of the screws in the end section  $\theta_1 = 40,68^\circ$ ;  $\theta_2 = 21,01^\circ$ ;  $\theta_3 = 33,90^\circ$ ;  $\theta_4 = 17,51^\circ$ ;  $2\gamma_{23} = 8,59$

зазора, замеренного при сборке компрессора, температуры роторов и корпуса компрессора, местоположения рассматриваемой щели по длине винта, величины угла  $\beta$  между нормалью к винтовым поверхностям и нормалью к профилям винтов в торцевом сечении в точке их взаимного касания. В настоящее время, технология производства винтов позволяет получать необходимые зазоры между винтами с достаточной точностью.

Следовательно, при выборе величины  $K_I$  необходимо учитывать результаты расчета объемных и энергетических показателей работы компрессора [5, 7]. Для компрессора с соотношением зубьев 5/6, с учетом геометрии винтов и рабочего процесса компрессора, рекомендуется выбирать  $K_I = 1,4 \dots 1,7$  [5].

Кроме упомянутых выше рекомендаций следует учесть влияние балластных утечек на эффективность компрессора [8].

Масло из подшипников и разгрузочных устройств поступает на всасывание компрессора и из него, при понижении давления, выделяется холодильный агент – балластные утечки. Чем меньше масла поступает из узлов компрессора на всасывание, тем выше КПД компрессора.

Замена в винтовых компрессорах подшипников скольжения на подшипники качения позволит уменьшить рабочие зазоры между профилями и уменьшить балластные потери, что повысит КПД компрессора [9]. Применение подшипников качения ограничено частотой вращения роторов, а также ресурсом работы. В маслозаполненных ВК оптимальные окружные скорости роторов ниже предельно допустимых скоростей вращения подшипников.

Для разгрузки осевых сил используются думмисы, протечки через которые не достигают существенной величины. Использование разгрузочных камер для разгрузки радиальных сил в маслозаполненных винтовых компрессорах средней и малой производительности приводит к значительным протечкам хладагента и масла на всасывание. Использование подшипников качения позволит исключить протечки через разгрузочные камеры.

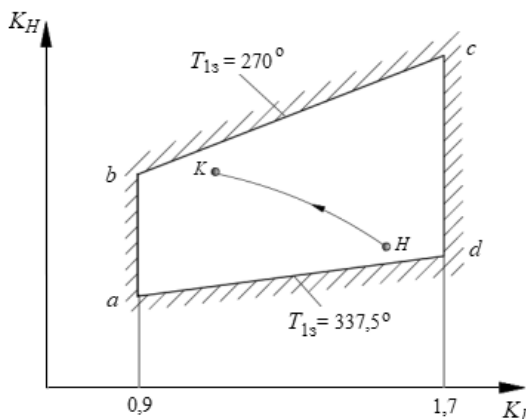


Рис. 2. Область допустимых значений относительной длины винтов  $K_I$  и относительного хода ведущего винта  $K_H$

Fig. 2. The range of permissible values of the relative length of the screws  $K_I$  and the relative stroke of the male screw  $K_H$

Таким образом, для повышения КПД винтового компрессора необходимо стремиться к уменьшению величин реакций на опорах, что позволит применить подшипники качения.

На величины реакций на опорах компрессора оказывает влияние величины  $K_I$  и  $K_H$ . У винтового компрессора, как правило, наибольшее значение реакции на опоре ротора достигается на ведущем винте со стороны нагнетания  $H_I$ .

Расчеты величин  $H_I$  для компрессоров средней и малой производительности показывают, что минимальное значение этой реакции достигается при минимуме разности реакций стороне нагнетания и всасывания  $B_I$ . Таким образом, в качестве целевой функции можно выбрать величину  $R = |H_I - B_I|$ .

Для нахождения минимума  $R$  использован метод градиентного спуска [10, 11]. В качестве оптимизируемых переменных, для профиля винтов, показанных на рис. 1, выбраны переменные  $K_I$  и  $K_H$ .

При величине  $K_I = 0,9$  при  $K_H = 1,2$  угол закрутки винтов  $\tau_{13} = 360^\circ$ ,  $K_I/K_H = 270^\circ$ . При  $K_I = 1,5$  при  $K_H = 1,6$  угол закрутки винтов  $\tau_{13} = 337,5^\circ$ . Такие углы закрутки винтов обеспечивают уменьшение полезного объема парной полости не более чем на 6%. Выберем диапазон изменения величины  $K_I = 0,9 \dots 1,7$ . Область допустимых значений  $K_I$  и  $K_H$  ограничена фигурой  $a-b-c-d$  и показана на рис. 2.

В основе градиентного метода лежит вычисление и анализ производных целевой функции  $R(X^{(k)}) = R(x_1, x_2)$ , где  $x_1 = K_I$ ;  $x_2 = K_H$ .

Алгоритм метода можно записать следующим образом

$$x_i^{(k+1)} = x_i^{(k)} - h^{(k)} \cdot \frac{\partial R(X^{(k)})}{\partial x_i} / \sqrt{\sum_{i=1}^k \left[ \frac{\partial R(X^{(k)})}{\partial x_i} \right]^2}$$

Шаг метода выбираем постоянным  $h^{(k)} = \text{const}$ . Так как определение  $H_I$  и  $B_I$  производится по программе расчета реакций на опорах, определение значений производных производится численным методом по приближенным соотношениям

$$\frac{\partial R}{\partial x_1} = \frac{\partial R}{\partial K_{Ii}} = \frac{\Delta R}{\Delta K_{Ii}} = \frac{R(K_{Ii} + \Delta K_{Ii}) - R(K_{Ii})}{\Delta K_{Ii}},$$

$$\frac{\partial R}{\partial x_2} = \frac{\partial R}{\partial K_{Hi}} = \frac{\Delta R}{\Delta K_{Hi}} = \frac{R(K_{Hi} + \Delta K_{Hi}) - R(K_{Hi})}{\Delta K_{Hi}}.$$

Критерий остановки процесса нахождения минимума целевой функции  $R$  происходит либо при выполнении

условия  $|R^{(k+1)} - R^{(k)}| \leq \varepsilon$ , где  $\varepsilon$  — наперед заданная малая

величина, либо при достижении границы области допустимых значений (рис. 2).

При определении начальных значений процесса итерации выбраны величины  $K_I$  и  $K_H$  для профиля винтов с соотношением числа зубьев  $z_1/z_2 = 5/6$ , приведенных на рис. 1. Расчеты проведены для компрессора, работающего на озонобезопасных хладагентах R717, R404a и R290 [12–16] на режиме с температурой конденсации  $t_k = 30^\circ\text{C}$ , при температурах кипения  $t_0 = -15 \dots -30^\circ\text{C}$ .

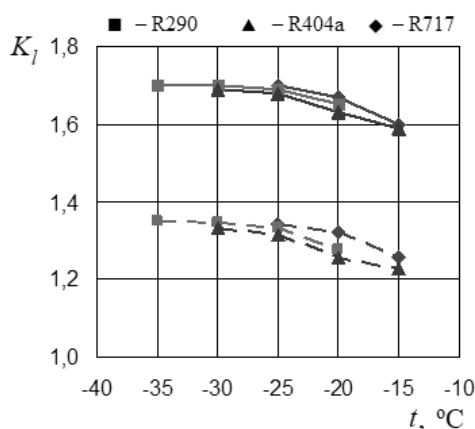


Рис. 3. Зависимость относительной длины винтов от температуры кипения  $t_0$ : — значения параметров в начале процесса оптимизации; - - - значения параметров в конце процесса оптимизации

Fig. 3. The dependence of the relative length of the screws  $K_l$  on the boiling point  $t_0$ : — parameter values at the beginning of the optimization process; - - - parameter values at the end of the optimization process

Хладагент R717 — аммиак, хладагент, имеющий перспективы в области применения промышленных установок.

Хладагент R404A — распространенный и наиболее часто применяемый и хладагент в случаях, когда существенную роль играет снижение энергозатрат или простота применения.

Ряд работ зарубежных авторов и выполненные исследования показали, что R290 (пропан) — это лучшая альтернатива ГФУ хладагентам [14, 15]. Пропан экологически безопасен, его потенциал глобального потепления равен трем, потенциал воздействия на озоновый слой равен нулю. Как холодильный агент, пропан имеет высокую производительность, а его термодинамические свойства очень близки к ГФУ хладагентам [16].

На рис. 3 и 4 представлены результаты расчетов. На рис. 3 представлены зависимости величин  $K_l$  в начале оптимизации и при минимальных реакциях  $H_1$  от температуры кипения. На рис. 4 — зависимости изменения величин реакций на опоре ведущего винта  $H_1$  от температуры кипения  $t_0$  от начальных значений до минимальных.

Расчеты показали, что минимальные реакции  $H_1$  достигаются при значении величины  $K_l$  в диапазоне

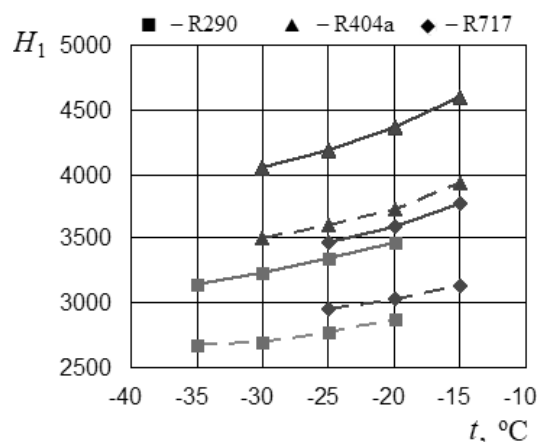


Рис. 4. Зависимости реакций на опоре ведущего винта  $H_1$  от температуры кипения  $t_0$

Fig. 4. Dependencies of the reactions on the male screw support  $H_1$  values on the boiling point  $t_0$

1,25...1,35. При этом величины реакций на опорах ведущего винта уменьшаются на 15...20%.

## Выводы

По результатам анализа основных характеристик рассмотренных хладагентов R717, R290 и R404a, пропан (R290) выбран и предложен для использования, как наиболее экологичная и эффективная альтернатива ГФУ хладагентам. Рассмотрена связь увеличения эффективности винтового компрессора с применением подшипников качения вместо подшипников скольжения путем уменьшения зазора между винтами и сокращения балластных утечек. Установлено, что для возможности долгосрочного применения подшипников качения необходимо уменьшить величины реакции на опорах. Произведен расчет оптимальных значений параметров профилей винтового компрессора: относительной длины винтов  $K_l$  и относительного хода ведущего винта  $K_H$ , влияющих на минимальные реакции на опорах. Обоснована необходимость учёта не только особенности рабочего процесса холодильного винтового компрессора, но и возможность применения в качестве опор подшипников качения.

## Литература

1. Системы охлаждения и кондиционирования. «Danfoss» (Дания). [Электронный ресурс]: <https://www.danfoss.com/ru-ru/markets/refrigeration-and-air-conditioning/>
2. Носков А. Н., Шапошникова М. Выбор параметров профилей винтового компрессора с целью уменьшения реакций на опорах. // Материалы 9-ой международной научно-технической конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства», Омск, 26–28 февраля 2019 г. С. 76–77.
3. Бараненко А. В. Холодильные машины: Учеб. для студентов вузов специальности «Техника и физика низких темпера-

## References

1. Refrigeration and air conditioning. «Danfoss» (Denmark). [Electronic resource]: <https://www.danfoss.com/ru-ru/markets/refrigeration-and-air-conditioning/> (in Russian)
2. Noskov A. N., Shaposhnikova M. Selection of parameters of screw compressor profiles in order to reduce reactions on supports. *Proceedings of the 9th international scientific and technical conference "Technique and technology of petrochemical and oil and gas production"*, Omsk, 26–28 February 2019, Pp. 76–77. (in Russian)
3. Baranenko A. V. Refrigerators: The textbook for students of higher education institutions of specialty «Technique and Physics

- тур» / А. В. Бараненко, Н. Н. Бухарин, В. И. Пекарев, Л. С. Тимофеевский; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. — СПб.: Политехника, 2006. 944 с.
4. Петухов В. В. Повышение эффективности холодильных винтовых компрессоров на основе совершенствования профилей роторов; дис... канд. техн. наук: 05.04.03. — СПб., 2007 133 с.
  5. Носков А. Н., Петухов В. В. Оценка эффективности теоретического профиля винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2004. № 4. с. 4–7.
  6. Носков А. Н., Зимков А. А. Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора // Холодильная техника и кондиционирование. 2013, № 1.
  7. Ilie K., Subic A. Parametric modelling of helical rotors for efficient design of twin-screw superchargers. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C — Journal of Mechanical Engineering Science. 2006. 221. pp. 1–6.
  8. Носков А. Н., Зимков А. А., Тарасенков Д. С. Регулирование производительности холодильного винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2015. № 4. С. 66–70.
  9. Носков А. Н. Расчет сил и моментов, действующих на роторы винтового компрессора // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 1997. № 6. С. 39–41.
  10. Boyd S., Vandenberghe L. Convex optimization. Cambridge University Press, 2004.
  11. Bubeck S. Convex optimization: algorithms and complexity // In Foundations and Trends in Machine Learning. 2015. V. 8. no. 3–4. P. 231–357.
  12. Nocedal J., Wright S. Numerical optimization. — Springer, 2006.
  13. Cavallini A. Working Fluids for Mechanical Refrigeration // Proc. 19 th Int. Congress of Refrig., The Hague, The Netherlands, August 20–25, 1995. p. 25–42.
  14. Sibley H. W. Alternative refrigerants: Potential impact on system design // Proc. of Int. Conf. CFCs, The Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2, Padova, 21–23 Sept., 1994. p. 49–55.
  15. UNEP. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. As adjusted and amended by the second meeting of the parties: London, 1990.
  16. Younglove B. A., Ely J. F. Thermophysical properties of fluids. II. Methane, ethane, propane, isobutene and normal butane // J. Phys. Ref. Data. 1987. Vol. 16, N 40. P. 577–798.
  - of Low Temperatures» / A. V. Baranenko, N. N. Bukharin, V. I. Pekarev, L. S. Timofeevsky. SPb: Politekhnik, 2006. 944 p. (in Russian)
  4. Petukhov V. V. Increase of efficiency of refrigerating screw compressors on the basis of improvement of profiles of rotors; thesis PhD: 05.04.03. — SPb., 2007 133 p. (in Russian)
  5. Noskov A. N., Petuhov V. V. Evaluation of the effectiveness of the theoretical profile of the screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii kholoda*. 2004. No 4. p. 4–7. (in Russian)
  6. Noskov A. N., Zimkov A. A. Calculation of process of compression of the oil-flooded refrigerating screw compressor. *Kholodil'naya tekhnika i kondicionirovanie*. 2013, No 1. (in Russian)
  7. Ilie K., Subic A. Parametric modelling of helical rotors for efficient design of twin-screw superchargers. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part C — Journal of Mechanical Engineering Science*. 2006. 221. pp. 1–6.
  8. Noskov A. N., Zimkov A. A., Tarasnikov D. S. Regulation of efficiency of the refrigerating screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii kholoda*. 2015, No. 4. p. 66–70. (in Russian)
  9. Noskov A. N. Calculation of the forces and moments acting on the rotors of the screw compressor. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*. 1997. No 6. p. 39–41. (in Russian)
  10. Boyd S., Vandenberghe L. Convex optimization. Cambridge University Press, 2004.
  11. Bubeck S. Convex optimization: algorithms and complexity. *In Foundations and Trends in Machine Learning*. 2015. V. 8. no. 3–4. P. 231–357.
  12. Nocedal J., Wright S. Numerical optimization. Springer, 2006.
  13. Cavallini A. Working Fluids for Mechanical Refrigeration. *Proc. 19 th Int. Congress of Refrig.*, The Hague, The Netherlands, August 20–25, 1995, p. 25–42.
  14. Sibley H. W. Alternative Refrigerants: Potential Impact on System Design. *Proc. of Int. Conf. CFCs, The Day After Joint Meeting of IIR Commissions B1, B2, E1 and E2, Padova*, 21–23 Sept., 1994, p. 49–55.
  15. UNEP. Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. As adjusted and amended by the second meeting of the parties: London, 1990.
  16. Younglove B. A., Ely J. F. Thermophysical properties of fluids. II. Methane, ethane, propane, isobutene and normal butane. *J. Phys. Ref. Data*. 1987. Vol. 16, N 40. P. 577–798.

### Сведения об авторах

#### Носков Анатолий Николаевич

д. т. н., профессор, доцент факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, dn.noskoff@rambler.ru

#### Шапошникова Мария

аспирант, инженер факультета низкотемпературной энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, shaposhnikova.mariya@gmail.com

### Information about authors

#### Noskov Anatolii Nikolaevich

D. Sc., Professor, Associate professor of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, dn.noskoff@rambler.ru

#### Shaposhnikova Mariya

Graduate student, Engineer of Faculty of Cryogenic Engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, shaposhnikova.mariya@gmail.com