

УДК 621.514

Выбор величины профильных зазоров холодильного маслозаполненного винтового компрессора

Д-р техн. наук А. Н. НОСКОВ¹, Д. С. ТАРАСЕНКОВ²

¹dn.noskoff@rambler.ru, ²d.tarasenkov@mail.ru

Университет ИТМО

Для расчета протечек между винтами необходимо выбрать зазоры по нормали к профильным поверхностям винтового компрессора, которые должны обеспечить безопасную работу компрессора на всех режимах его работы. Величины зазоров в торцевой плоскости зависят от вида щели, начального зазора, температуры винтов и деталей компрессора и расстояния от щели до торца нагнетания. Величины зазоров по нормали к профильным поверхностям винтов связаны с зазорами в торцевой плоскости через угол между нормалью к винтовой поверхности и проекцией этой нормали на торцевую плоскость. Этот угол зависит от типа профиля и углов закрутки винтов. Начальные зазоры между винтами в торцевой плоскости принято получать путем занижения профиля впадины ведомого винта, причем величина занижения одинакова по передней и задней части впадины. У маслозаполненного компрессора отсутствуют шестерни связи между винтами, а момент газовых сил на ведомом винте направлен в сторону вращения. Вследствие этого происходит контакт поверхностей профилей винтов и увеличение зазора по передней части впадины ведомого винта. Предлагается уменьшать зазор в торцевой плоскости ведомого винта с учетом контакта профилей. Такой выбор зазора между профилями позволит уменьшить величину зазоров по нормали к винтовой поверхности, что улучшит характеристики холодильного винтового маслозаполненного компрессора.

Ключевые слова: холодильный маслозаполненный винтовой компрессор, профильные зазоры, контакт поверхностей профилей винтов, передняя часть впадины ведомого винта.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 26.06.2017, принята к печати 24.11.2017

doi: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-41-45

Ссылка для цитирования:

Носков А. Н., Тарасенков Д. С. Выбор величины профильных зазоров холодильного маслозаполненного винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 41–45.

The choice of profile gaps for oil-filled screw compressor

D. Sc. A. N. NOSKOV¹, D. S. TARASENKOV²

¹dn.noskoff@rambler.ru, ²d.tarasenkov@mail.ru

ITMO University

To calculate the leakage between the screws one should to select gaps along the normal to the profile surfaces of the screw compressor, which must ensure safe operation of the compressor in all modes of its operation. The gaps in the end plane depend on the type of slot, the initial clearance, the temperature of the screws and compressor parts, and the distance from the slot to the discharge end. The values of the gaps along the normal to the profile surfaces of the screws are related to the gaps in the end plane through the angle between the normal to the helical surface and the projection of this normal to the end plane. This angle depends on the type of profile and the angles of screw tightening. The initial gaps between the screws in the end plane are usually obtained by lowering the profile of the depression of the driven screw, the amount of understatement being the same for the front and back sides of the cavity. The oil-filled compressor has no gears between the screws, and the moment of the gas forces on the driven screw is directed towards the rotation. As a result, the surfaces of the screw profiles contact and increase the clearance along the front of the cavity of the driven screw. It is suggested to reduce the clearance in the end plane of the driven screw, taking into account the contact of the profiles. This selection of the gap between the profiles will allow reducing the size of the gaps along the normal to the helical surface, which will improve the characteristics of the cooling screw oil-filled compressor.

Keywords: refrigeration oil-filled screw compressor, profile gaps, contact of the screw profile surfaces, front part of the driven screw cavity.

Article info:

Received 26/06/2017, accepted 24/11/2017

DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-41-45

Article in Russian

For citation:Noskov A. N., Tarasenkov D. S. The choice of profile gaps for oil-filled screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2017. No 4. p. 41–45.**Введение**

Актуальной задачей дальнейшего совершенствования холодильных винтовых маслозаполненных компрессоров является разработка эффективных теоретических профилей винтов и выбор минимально безопасных зазоров между профильными поверхностями [1–4].

Процесс сжатия пара в холодильном винтовом компрессоре осуществляется в парной полости, состоящей из впадин ведущего (ВЩ) и ведомого (ВМ) винтов. При хорошей изоляции парных полостей с высоким давлением от полостей, в которых происходит процесс всасывания, более эффективно происходит и процесс сжатия в винтовом компрессоре [5–7].

Винтовой компрессор в составе паровой холодильной машины работает при различных теплопритоках на охлаждаемый объект, что требует регулирования холодопроизводительности компрессора. В настоящее время одним из эффективных способов регулирования производительности холодильных винтовых компрессоров является изменение частоты вращения роторов компрессора. При уменьшении частоты вращения относительная доля утечек между рабочими полостями компрессора возрастает, что увеличивает влияние величин рабочих зазоров [8].

Важные геометрические параметры компрессора и их влияние на производительность были изучены рядом авторов в работах [9, 10]. Было исследовано влияние относительных площадей окон всасывания и нагнетания и относительной длины линии контакта на эффективность работы винтовых компрессоров и предложены методы их оптимизации.

При изучении теоретических профилей винтов, геометрические параметры рассчитываются из условия беззазорного зацепления при номинальном расстоянии между осями винтов. Для получения зазоров между рабочими частями винтов занижают отдельные участки профилей зубьев винтов или увеличивают межцентровое расстояние. Увеличение межцентрового расстояния использовали при недостаточно развитой технологии нарезки винтов. При таком методе невозможно получить необходимое распределение зазоров по периметру впадины ВМ винта [7]. Как правило, зазоры между винтами получают занижением теоретического профиля зуба ведомого винта в торцевом сечении [7, 11]. Такой метод получения зазоров позволяет достичь необходимое распределение зазоров, большую величину зазоров в нижней точке впадины, а меньшую в районе близком к начальной окружности [7]. Однако у маслозаполненного винтового компрессора при этом возникает повышенный зазор по передней части впадины ВМ винта из-за его поворота до касания с ведущим винтом.

В работе [10] рассмотрен расчет люфта роторов в воздушном винтовом компрессоре, в котором действитель-

ный профиль ВМ ротора эквидистантно занижен по отношению к теоретическому. Величина этого занижения в торцевой плоскости переменна по длине и меняется от максимальной величины в нижней точке впадины до минимальной величины у вершины зуба. Режим работы на воздухе от 0,1 до 0,7 МПа при температурах на всасывании и нагнетании $t_{bc} = 20^\circ\text{C}$, $t_n = 90^\circ\text{C}$. Приведены значения углов поворота ВМ винта до его касания с ВЩ винтом. В опубликованных ранее работах не приводились величины увеличения зазоров холодильных винтовых компрессоров по нормали к профильной поверхности из-за поворота профиля ВМ винта в направлении вращения ротора в результате действия газовых сил.

Цель исследования

Целью проводимого исследования являлось определение величины зазоров по нормали к профильным поверхностям винтового компрессора от угла поворота ведущего (ВЩ) винта $\delta_i^N = f(\varphi_1)$, применительно для расчета протечек между винтами, и установление допустимого уменьшения зазора с учетом поворота профиля ВМ винта.

Методика расчета. Результаты расчета

Для расчета протечек между винтами необходимо определить величины зазоров по нормали к профильным поверхностям винтового компрессора от угла поворота ведущего (ВЩ) винта $\delta_i^N = f(\varphi_1)$.

Величины зазоров между профилями винтов в торцевой плоскости зависят от вида щели, начального зазора, температуры винтов и деталей компрессора, расстояния от щели до торца нагнетания. Величина зазоров по нормали к профильной поверхности винтов зависит, кроме того, от величины угла между нормалью к винтовой поверхности и нормалью к профилю винтов в торцевом сечении β . Методика определения этого угла приведена в работе [12].

Взаимосвязь этих зазоров вычисляется по формуле [7, 12]:

$$\delta_i^N = \delta_i^T \cos \beta.$$

Такой же вид имеет зависимость для расчета изменения этих зазоров:

$$\Delta \delta_i^N = \Delta \delta_i^T \cos \beta.$$

Рассмотрим зазоры между профилями винтов, полученные занижением теоретического профиля ведомого винта [11]. На рис. 1 показана впадина ВМ винта

в торцевом сечении. Пунктирной линией изображен теоретический профиль, а сплошной линией — номинальный. Для точки Q торцевой зазор равен длине отрезка QQ' .

Определим величины рабочих зазоров между винтами на примере холодильного маслозаполненного винтового компрессора (ВКМ) ВХ-130 [11, 13]. Компрессор имеет следующие геометрические характеристики: профиль зубьев — асимметричный, с зазорами, выполненными по [11], наружные диаметры профилей винтов — 160 мм, относительная длина нарезанной части винтов 0,9.

На рис. 2 приведена зависимость изменения зазоров по торцу и по нормали к профильной поверхности ($\Delta\delta^T$ и $\Delta\delta^N$) от угла ψ между осью впадины и лучом, проведенным из полюса зацепления P к точке касания профилей Q (см. рис. 1). Линии, показывающие $\Delta\delta^T$ — сплошные, а линии показывающие $\Delta\delta^N$ — пунктирные.

1-2 — линия контакта по задней части зуба ВМ винта; 2-3 — линия контакта по передней части ВМ винта; 3-4 и 5-6 — линии контакта по головке зуба ВМ винта. Обозначения линий контакта см. в работе [7].

Сплошная линия I показывает начальный зазор после занижения профиля ВМ винта. Линии III показывают изменение зазоров $\Delta\delta^T$ и $\Delta\delta^N$ при работе компрессора с температурой нагнетания 110 °С и температурой всасывания 0 °С.

Крутящий момент у ВКМ передается от ВМ винта к ВЦ винту контактом профильных поверхностей. Момент газовых сил на ВМ винте направлен в сторону его вращения, следствием чего является передача момента задней по направлению вращения частью впадины ВМ винта. До касания с профилем ВЦ винта ВМ винт повернется на некоторый угол $\Delta\varphi_2$, и произвольная точка Q' сместится вдоль нормали к радиус-вектору \vec{T}_r на величину

$$\Delta T_r = \Delta\varphi_2 r, \tag{1}$$

где r — длина радиус-вектора $O_2 Q'$.

Проекция этого смещения ΔT_r на направление \vec{N} равна торцевому изменению зазора между профилями винтов из-за поворота ВМ винта:

$$\Delta\delta_{\Delta\varphi_2}^T = \Delta T_r \cos \chi, \tag{2}$$

где χ — угол между \vec{T}_r и \vec{N} .

Угол χ равен углу α_1 между касательной $Q'L$ к профилю в точке контакта винтов и радиус-вектором $O_2 Q'$. Угол α равен разности углов между радиус-вектором $O_2 Q'$ и осью y_2 (α_2) и α_3 между касательной $Q'L$ и осью y_2 (α_3). Таким образом угол χ можно рассчитать как

$$\chi = \alpha_2 - \alpha_3 = \arcsin \frac{x_2}{r} - \arctg \left| \frac{dx_2}{dy_2} \right|,$$

где r — расстояние от центра винта до точки касания профилей.

Итак, для ВКМ изменение зазора между профилями винтов торцевой плоскости определяется формулой:

$$\Delta\delta^T = \Delta\delta_{ВЦ}^T + \Delta\delta_{ВМ}^T - \Delta\delta_A^T - \Delta\delta_{\Delta\varphi_2}^T \tag{3}$$

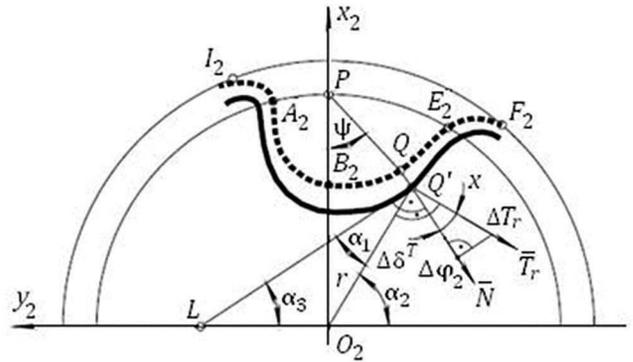


Рис. 1. Ведомый ротор в торцевом сечении

Fig. 1. End section of the driven rotor

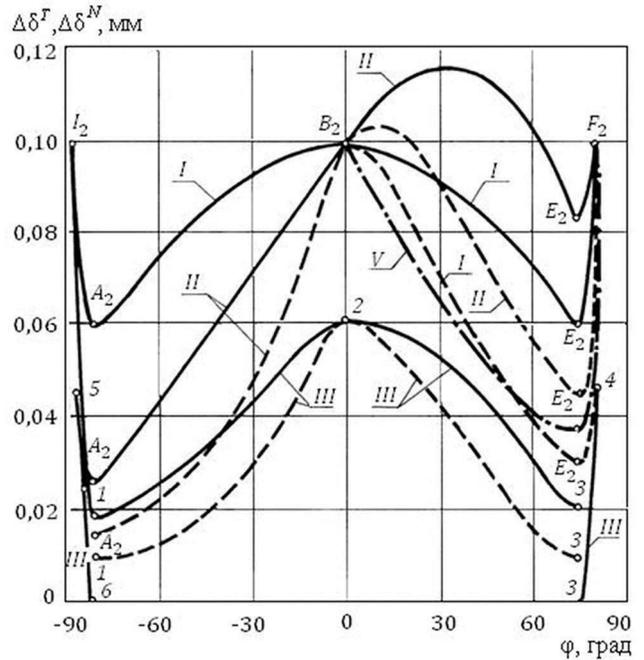


Рис. 2. Изменение зазоров между винтами ВКМ в торцевой плоскости и по нормали к профильной поверхности

Fig. 2. The changes of the gaps between the screws of oil-filled screw compressor in the end surface and along the normal to the profile surface

где изменение зазоров от температурной деформации ВЦ и ВМ винтов и изменения межцентрового расстояния $\Delta\delta_{ВЦ}^T$, $\Delta\delta_{ВМ}^T$, $\Delta\delta_A^T$ определяются по формулам из работ [11, 14], а $\Delta\delta_{\Delta\varphi_2}^T$ определяется по выражению (2), причем для задней кривой $I_2 B_2$ знак у этого изменения зазора положительный, а для передней кривой $B_2 F_2$ — отрицательный.

Все составляющие суммарного изменения зазора в торцевой плоскости в формуле (3) связаны с аналогичными составляющими изменения зазора по нормали к винтовой поверхности через косинус угла β .

Определим величину занижения профиля ВМ винта для ВХ-130 при его работе на самом тяжелом режиме, учитывая поворот винта на угол $\Delta\varphi_2$:

$$\delta_0^T = \delta_0^T - \Delta\delta_{\Delta\varphi_2}^T$$

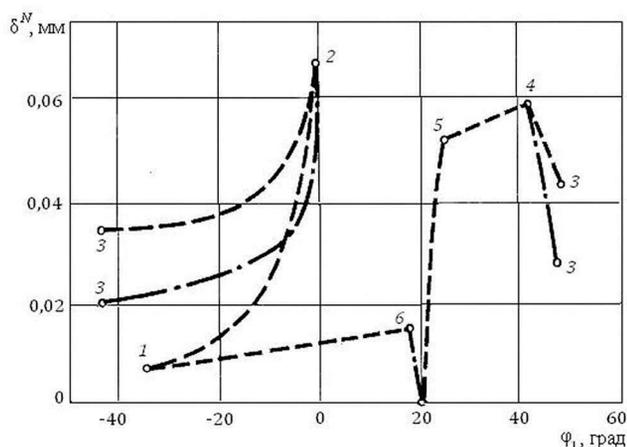


Рис. 3. Зависимость величины зазоров по нормали к профильной поверхности $\Delta\delta^N$ от угла поворота φ_1

Fig. 3. The dependence of gaps along the normal to the profile surface $\Delta\delta^N$ on the angle of rotation φ_1

где δ_0^T — величина занижения профиля ВМ винта, выполненного по [11], причем знак у $\Delta\delta_{\Delta\varphi_2}^T$ такой же, как в формуле (3). Величина зазоров определяется кривыми II. Увеличим угол $\Delta\varphi_2$ таким образом, что кривые III и II соприкоснутся между собой в некоторой точке. Касание кривых произошло на участке I_2A_2 профиля ведомого винта. Угол $\Delta\varphi_2^*$, при повороте на который произошло касание кривых III и II, и есть необходимый угол поворота ВМ винта. Разность ординат сходственных точек сплошных линий III и II равна рабочему зазору в торцевой плоскости δ^T , а разность ординат между сходственными точками пунктирных линий — зазору по нормали к профильной поверхности.

Из рассмотрения рис. 2 видно, что с уменьшением угла ψ рабочие зазоры увеличивается от точки касания профилей. Максимальное увеличение зазора происходит в точке 5. Зазор по задней части впадины ВМ винта A_2B_2 мал, но по части B_2E_2 — достигает большого значения в результате поворота профиля ВМ винта.

Предлагается торцевой зазор по задней части I_2B_2 определять по рекомендациям авторов работы [11], а зазор по передней части B_2F_2 выбирать таким образом, чтобы величина уменьшения δ_0^{T*} определялась зависимостью:

$$\delta_0^{T*} = \delta_0^T - \Delta\delta_{\Delta\varphi_2^*}^T$$

где $\Delta\delta_{\Delta\varphi_2^*}^T$ — уменьшение торцевого зазора из-за поворота ВМ винта на угол $\Delta\varphi_2^*$.

Величина уменьшения торцевого профиля ВМ винта будет находится по штрих-пунктирной линии V.

При работе компрессора с температурой нагнетания 110°C и температурой всасывания 0°C в результате поворота ведомого винта кривая V будет занимать положение сплошной кривой I. Разность ординат в сходственных точках пунктирных кривых I и III равна величине зазора по нормали к винтовой поверхности.

На рис. 3 представлены величины зазоров по нормали к профильной поверхности винтового компрессора ВХ-130 при его работе на самом тяжелом режиме. Пунктирная линия соответствует зазору между профильными поверхностями винтов при выполнении профиля ведомого винта по указаниям [11]. Штрих-пунктирная линия соответствует зазору по линиям контакта 2–3 и 3–4 при выполнении участков B_2E_2 и E_2F_2 по разработанному методу.

Величины зазоров по передней части впадины ведомого винта (линии контакта 2–3 и 3–4) при занижении участков B_2E_2 и E_2F_2 по предлагаемому способу уменьшаются. Например, величина δ^N уменьшилась в точке 3 с $0,0365$ мм до $0,0205$ мм, т.е. на 56%.

Выводы

Величина утечек на всасывание в холодильном винтовом компрессоре существенно влияет не только на величину коэффициента подачи компрессора, но и на величину индикаторного КПД, определяющего энергетическую эффективность его работы. У огибающей участка B_2E_2 впадины ведомого винта передней частью зуба ведущего винта (линия контакта 2–3), зазор по нормали к винтовой поверхности уменьшился в среднем на величину $0,012$ мм. Относительная длина этого участка составляет 29,8% от суммарной длины линии контакта между винтами, т.е. величина суммарной площади щели по линии контакта винтов уменьшилась на 7,9%. Пропорционально этой величине уменьшается и масса хладагента поступившего в парную полость в процессе всасывания. Например, при работе винтового компрессора ВХ-130 на хладоне R22 при температуре на всасывании $t_0 = -20^\circ\text{C}$ и наружной степени повышения давления $\pi_H = 4$ коэффициент подачи λ увеличится с $0,71$ до $0,737$, т.е. на 3,8%, а эффективный КПД η_e увеличится с $0,521$ до $0,534$, т.е. на 2,7%. Таким образом, уменьшение зазора между профильными поверхностями по предлагаемому методу позволит улучшить рабочие характеристики холодильного винтового маслозаполненного компрессора.

Литература

1. Almasi A. Oil-flooded screw compressor for coal seam gas applications. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2012, Vol. 226, Iss. 3, P. 250–255.
2. Burckney D., Kovacevic A., Stosic N. Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors, 7th International Conference on Compressors and their Systems, City University, London. 2011.

References

1. Almasi, A. Oil-flooded screw compressor for coal seam gas applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*. 2012, Vol. 226, Iss. 3, P. 250–255.
2. Burckney, D., Kovacevic, A., Stosic, N. Consideration of clearances in the design of screw compressor rotors, 7th International Conference on Compressors and their Systems, City University London. 2011.

3. Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation, Springer Berlin Heidelberg, New York. 2005.
4. Tang Y., Fleming J. S. Obtaining the Optimum Geometrical Parameters of Refrigeration Helical Screw Compressor, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue, USA. 1992. Vol. I, p. 221–227.
5. Носков А. Н., Зимков А. А. Расчет процесса сжатия маслозаполненного холодильного винтового компрессора. // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 1.
6. Носков А. Н., Зимков А. А., Тарасенков Д. С. Регулирование производительности холодильного винтового компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2015. № 4. С. 66–70.
7. Сакун И. А. Винтовые компрессоры: монография. — Л.: Машиностроение, 1970. 400с.
8. Панютин А. А., Юша В. Л., Чернов Г. И. Анализ экономичности работы частотно регулируемого винтового маслозаполненного компрессора водоохлаждающей холодильной машины. Труды VII МНТК «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке»: СПб.: Университет ИТМО, 2015. С. 123–125.
9. Huang, R., Li, T., Yu, X.-L., Liu, F.-L., Feng, Q.-K. An optimization of the star-wheel profile in a single screw compressor. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. 2015. Vol. 229. Iss. 2. P. 139–150.
10. Мустафин Т. Н. Геометрический анализ зацепления роторов винтового компрессора / Т. Н. Мустафин, Р. Р. Якупов, В. В. Акшинская, М. С. Хамидуллин, И. Г. Хисамеев // Вестник Казанского технологического университета. 2013. Т. 16. № 19. С. 273–277.
11. Амосов П. Е. и др. Винтовые компрессорные машины: справочник. — Л.: Машиностроение, 1977. 256 с.
12. Носков А. Н. Расчет изменения зазоров между профильными поверхностями винтового компрессора. // Вестник Международной академии холода. 2013. № 3. С. 27–29.
13. Быков А. В. и др. Холодильные компрессоры: справочник. — М.: Колос, 1992. 304 с.
14. Пекарев В. И. Методика расчета объемных и энергетических показателей холодильного винтового компрессора сухого сжатия. — М.: Минхимнефтемаш, 1987. 164 с.
3. Stosic, N., Smith, I. K., Kovacevic, A. Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation, Springer Berlin Heidelberg, New York. 2005.
4. Tang, Y., Fleming, J. S. Obtaining the Optimum Geometrical Parameters of Refrigeration Helical Screw Compressor, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference, Purdue, USA. 1992. Vol. I, p. 221–227.
5. Noskov A. N., Zimkov A. A. The calculation of the compression process of the refrigeration oil flooded screw compressor. *Nauchnyj zhurnal NIU ITMO. Seriya: Holodil'naya tekhnika i kondicionirovanie*. 2014. No 1. (in Russian)
6. Noskov A. N., Zimkov A. A., Tarasenkov D. S. Capacity control of screw refrigerating compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. No. 4. p. 66–70. (in Russian)
7. Sakun I. A. Screw compressors: monograph. L.: Mashinostroenie, 1970. 400 p. (in Russian)
8. Panyutich A. A. Yusha V. L., Chernov G. I. Analysis of the efficiency of a variable frequency oil flooded screw compressor water cooled chillers. Proceedings of the VII conference «Low temperature and food technologies in the XXI century». Sankt-Peterburg, 2015. p. 123–125. (in Russian)
9. Huang, R., Li, T., Yu, X.-L., Liu, F.-L., Feng, Q.-K. An optimization of the star-wheel profile in a single screw compressor. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2015, Vol. 229, Iss. 2, P. 139–150.
10. Mustafin T. N. Geometric analysis of meshing of rotors of screw compressor / R. R. Y. Akupov, V. V. Akshinskaya, M. S. Hamidullin, I. G. Hisameev. *Vestnik Kazanskogo tekhnologicheskogo universiteta*. 2013. vol. 16. No 19. p. 273–277. (in Russian)
11. Amosov P. E., etc. Screw compressor machine: Handbook. L.: Mashinostroenie, 1977. 256 p. (in Russian)
12. Noskov A. N. Calculate the change of the gaps between the profile surfaces of screw compressor. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2013. No 3. p. 27–29. (in Russian)
13. Bykov A. V., etc. Refrigeration compressors: Handbook. Moscow: Kolos, 1992. 304 p. (in Russian)
14. Pekarev V. I. The method of calculation of volumetric and energy performance of refrigeration screw compressors. Moscow: Minhimneftemash, 1987. 164 p.

Сведения об авторах

Носков Анатолий Николаевич

д.т. н., профессор кафедры холодильной техники и возобновляемой энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, dn.noskoff@rambler.ru

Тарасенков Даниил Сергеевич

аспирант кафедры холодильной техники и возобновляемой энергетики Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, d.tarasenkov@mail.ru

Information about authors

Noskov Anatolii Nikolaevich

D. Sc., professor of department of refrigerating technique and renewable power engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, dn.noskoff@rambler.ru

Tarasenkov Daniil Sergeevich

graduate student of department of refrigerating technique and renewable power engineering of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, d.tarasenkov@mail.ru