

УДК 621.515

Характеристики ступени холодильного центробежного компрессора при работе на хладагонах с различными условными показателями изоэнтропы

Канд. техн. наук В. А. КОРОТКОВ¹, канд. техн. наук Ю. В. ТАТАРЕНКО²,
К. М. МАРКОВА³, А. В. ПАНЧЕНКО⁴

¹korotkova-55@bk.ru, ²lavrtat@mail.ru², ³klaramarkova@mail.ru, ⁴drinktea93@yandex.ru

Университет ИТМО
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Представлены результаты экспериментального исследования хладагонной центробежной компрессорной ступени при работе на газах с различными условными показателями изоэнтропы и при высоких числах Маха. Исследовалась смесь криптон-ксенонового концентрата при различных значениях показателя изоэнтропы $k_y = 1,62; 1,49; 1,39; 1,2$ и $1,12$. Рассмотрены газодинамические характеристики концевой ступени холодильной центробежной машины с осерадиальным колесом. Проанализировано влияние показателя изоэнтропы на характеристики ступени холодильного центробежного компрессора, а в частности, с ростом k_y плотность газа при выходе из колеса снижается, так что одному и тому же углу потока при выходе из колеса соответствуют тем меньшие значения производительности, чем выше k_y , а значит — большие значения углов натекания. Проведенное исследование показало, что влияние k_y на характеристики ступени проявляется по-разному и зависит от особенностей согласования работы элементов проточной части. Данные результаты физического эксперимента возможно перенести на все хладагенты с близкими значениями k_y и вновь создаваемые озонобезопасные смеси.

Ключевые слова: исследование, центробежная компрессорная ступень, рабочее колесо, характеристики.

Информация о статье

Поступила в редакцию 22.03.2016, принята к печати 20.04.2016

doi: 10.21047/1606-4313-2016-15-2-60-62

Ссылка для цитирования

Коротков В. А., Татаренко Ю. В., Маркова К. М., Панченко А. В. Характеристики ступени холодильного центробежного компрессора при работе на хладагонах с различными условными показателями изоэнтропы // Вестник Международной академии холода. 2016. № 2. С. 60–62.

Centrifugal compression stage performance with fluorocarbon refrigerants of different conditional isentropic exponents

Ph. D. V. A. KOROTKOV¹, Ph. D. J. V. TATARENKO²,
K. M. MARKOVA³, A. V. PANCHENKO⁴

¹korotkova-55@bk.ru, ²lavrtat@mail.ru², ³klaramarkova@mail.ru, ⁴drinktea93@yandex.ru

ITMO University
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

The article investigates fluorocarbon centrifugal compression stage performance with gases of different isentropic exponents and high Mach number as a refrigerant. The mixture of krypton-xenon concentrate with isentropic exponents (k_y) of 1.62; 1.49; 1.39; 1.2 and 1.12 was analyzed. Gas-dynamic characteristics for the last stage of refrigeration centrifugal compressor with axial-radial impeller are considered. The influence of isentropic exponent on the performance of centrifugal compression stage is analyzed. As k_y increases the output density of gas decreases. Therefore, at the same output flow angle we have lesser compressor capacity for higher k_y , i.e. higher contact angle. The influence of k_y on compression stage performance is shown to be different and to depend on the peculiarities of matching the compressor flow stage elements. The results obtained might be expended to be valid for all refrigerants of similar k_y and new ozone-safe refrigerants.

Keywords: research, centrifugal compression stage, impeller, characteristics.

Основными приоритетными направлениями в развитии холодильной техники в настоящее время являются повышение ее энергетической эффективности и эко-

логической безопасности. Данная статья служит продолжением работ [1, 2], в связи с не теряющей актуальности проблемой применения озонобезопасных хладагенов в хо-

лодильной технике [3–5], а в частности — в компрессорах динамического принципа действия. Наилучшим вариантом для исследований является симбиоз физического эксперимента и математического моделирования с использованием специальных компьютерных пакетных программ [6–9]. На данном этапе, проведено экспериментальное исследование на базе кафедры холодильных машин и низкпотенциальной энергетики Университета ИТМО с целью определения влияния физических свойств сжимаемого газа на характеристики ступени холодильного центробежного компрессора.

Отличительной чертой данного исследования, в отличие от работы [10], является испытание модельной ступени не на воздухе, а на смеси криптон–ксенонового концентрата при различных значениях показателя изэнтропы $k_y = 1,62; 1,49; 1,39; 1,2$ и $1,12$.

При данном рассмотрении индекс «у» показывает, что анализ ведется в рамках метода условных температур [11], при котором реальный газ в рассматриваемой области заменяется идеальным с индивидуальной шкалой условных температур $T_y = zT$, где z — коэффициент сжимаемости.

Рабочее колесо имеет следующие геометрические параметры, представленные в таблице. Лопаточный диффузор с числом лопаток $z_3 = 22$ имеет параллельные стенки, развитой безлопаточный участок с относительным диаметром при входе $\bar{D}_3 = 1,15$. Лопатки симметричного аэродинамического профиля относительной толщиной 7% и средней линией, изогнутой по дуге окружности, установлены под углом $\alpha_{3л} = 14^\circ$. Относительный диаметр при выходе диффузора $\bar{D}_4 = 1,385$. Отношение ширины диффузора к ширине колеса при выходе $b_3/b_2 = 1,0$. За лопаточным диффузором установлена кольцевая камера [11].

Параметры рабочей точки центробежного компрессора определяются двумя безразмерными числами подобия: условным числом Маха по окружной скорости на периферии колеса

$$M_u = \frac{u_2}{a_H^*} = \frac{u_2}{\sqrt{k_y R T_y^*}} \quad (1)$$

и условным числом Маха по расходной составляющей скорости при входе в колесо

$$M_{c0y} = \frac{c_{0y}}{a_H^*} = \frac{G}{\rho_H F_0 \sqrt{k_y R T_y^*}} \quad (2)$$

Геометрические характеристики рабочего колеса

Параметр	Размерность	Значение
Наружный диаметр колеса, D_2	м	0,305
Диаметр рабочего колеса на входе, D_1	м	0,1662
Диаметр расточки покрывающего диска колеса, D_0	м	0,163
Входной угол перед лопатками, β_1	град	30
Угол выхода лопаток рабочего колеса, β_2	град	45
Ширина рабочего колеса на входе, b_1	м	0,00252
Ширина рабочего колеса на выходе, b_2	м	0,0010
Число лопаток колеса, $z_{1,2}$	шт	12/24

Важнейшей задачей сейчас является создание новых экологически безопасных рабочих веществ с использованием производственной базы отечественной химической промышленности. Как видно из уравнений (1), (2), в оба параметра входит скорость звука в заторможенном потоке при входе в колесо a_H^* , зависящая от условного показателя изэнтропы k_y и газовой постоянной рабочего вещества. Если молекулярная масса и показатель изэнтропы, а следовательно и скорость звука, будут близки по значениям, то возможна работа холодильной центробежной ступени на новом рабочем веществе без изменения конструкции и частоты вращения ротора. При наличии нескольких экологически безопасных рабочих веществ, которые выпускаются отечественными предприятиями, возможно создание смесей, удовлетворяющих предъявляемым требованиям.

В результате физического эксперимента получены характеристики исследованной ступени при различных значениях условного коэффициента изэнтропы (рис. 1–3).

Из характеристики $h_{пол} = f(M_{c0y}, M_u)$ (см. рис. 2) видно, что максимальная величина к.п.д. при всех исследо-

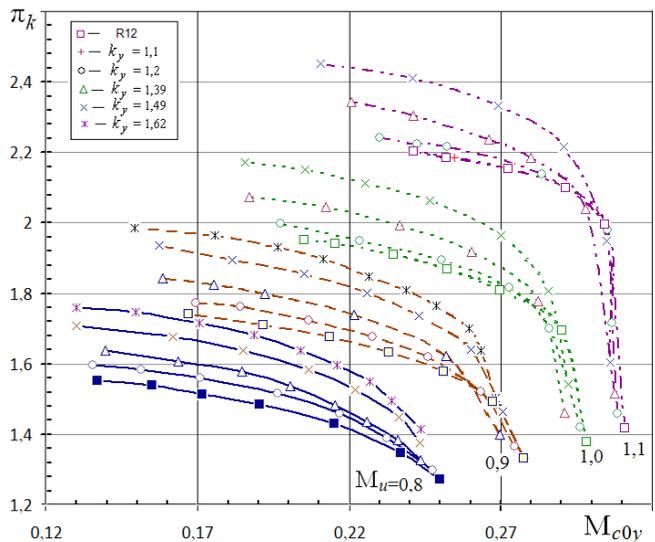


Рис. 1. Зависимость $\pi_k = f(M_{c0y}, M_u)$ при различных значениях k_y

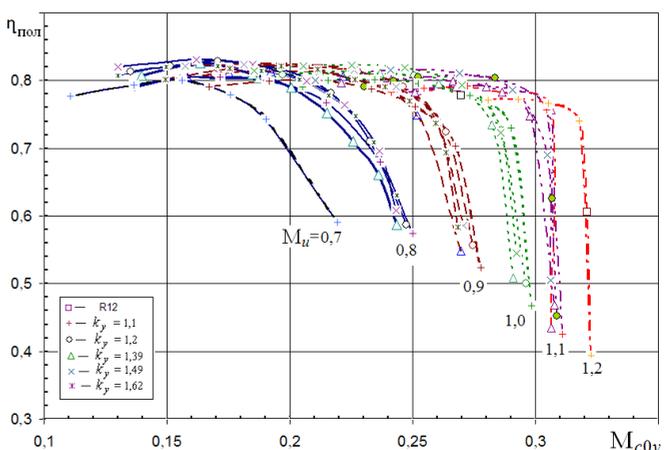


Рис. 2. Зависимость $\eta_{пол} = f(M_{c0y}, M_u)$ при различных значениях k_y

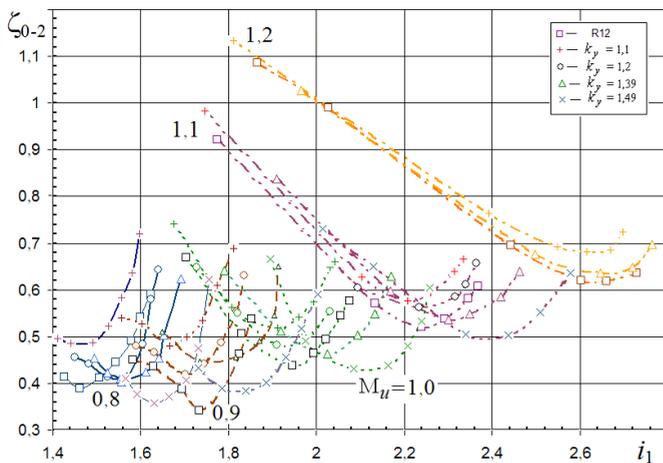


Рис. 3. Зависимость $\zeta_{0-2} = f(i_1, M_u)$ при различных значениях k_y

ванных значениях k_y практически одинакова. Увеличение числа Маха по окружной скорости до 1,2 приводит к тому, что с ростом k_y значение максимального к.п.д. также растет, однако это связано с тем, что при малых k_y характеристики ступени короче и помпаж наступает прежде, чем достигается минимум коэффициента потерь колеса. При числе Маха по окружной скорости меньше 1,2 область совместной работы колеса и лопаточного диффузора лежит в зоне минимальных значений коэффициента потерь колеса (см. рис. 3), хотя при этом с ростом k_y она сдвигается в сторону больших производительностей. Поэтому и максимальные значения к.п.д. практически не отличаются друг от друга.

Результаты проведенного экспериментального исследования совпадают с выводами, приведенными в работах [9, 12]. Проанализировав полученные экспериментальные данные можно сделать вывод, что влияние k_y на интегральные характеристики ступеней проявляется по-разному и зависит от особенностей согласования работы элементов проточной части. При $k_y \leq 1,2$ характеристики ступеней от значения показателя изоэнтропии практически не зависят. Это дает основание распространить результаты исследования ступени холодильного центробежного компрессора на все хладагенты, у которых k_y находится в этих пределах.

Список литературы

1. Коротков В. А., Татаренко Ю. В. Перспективы применения осерациальных колес во фреоновых холодильных центробежных компрессорах. // Вестник Международной академии холода. 2015. № 3. С. 50–53.
2. Коротков В. А., Татаренко Ю. В. Безразмерные характеристики осерациального колеса центробежной компрессорной ступени. // Вестник Международной академии холода. 2014. № 4. С. 44–47.
3. Лантев Ю. А., Цветков О. Б. Монреальский протокол — dura lex, sed lex. // Холодильный бизнес. 2013. № 3. С. 30–34.
4. Цветков О. Б. Экологические приоритеты российского рынка хладагентов для холодильной и климатической техники. // Холодильная техника. 2014. № 2. С. 15–17.

5. Цветков О. Б., Лантев Ю. А. Посткиотские тенденции и синдромы устойчивого развития техники низких температур. // Холодильный бизнес. 2015. № 3. С. 22–27.
6. Ozturk Tatar, Adnan Ozturk, Ali Pinarbasi. Flow analysis in centrifugal compressor vaneless diffusers. // Journal of Scientific & Industrial Research. Vol. 67, May 2008, p. 348–354.
7. Galerkin Y. B., Soldatova K. V., Drozdov A. A. New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design. / Purdue Conference 2014. USA.
8. Илына Т. Е., Пронин В. А. Предпосылки применения газостатических подшипников в винтовых компрессорах. // Вестник Международной академии холода. 2015. № 3. С. 39–45.
9. Centrifugal Compressor Surge, Modeling and Identification for Control / by Jan van Helvoirt/ Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 200 p.
10. Турбокомпрессоры: Учеб. пособие / Ю. Б. Галеркин, Л. И. Козаченко. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008. 374 с.
11. Бухарин Н. Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983. с. 214.
12. Галеркин Ю. Б. Турбокомпрессоры. Рабочий процесс, расчет и проектирование проточной части. — М.: Инф.-изд. центр «КХТ», 2010. с. 596.

References

1. Korotkov V. A., Tatarenko Yu. V. The use of axial-radial impellers in halocarbon refrigeration centrifugal compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. No 3. p. 50–53. (in Russian)
2. Korotkov V. A., Tatarenko Yu. V. The dimensionless characteristics of centrifugal compressor stage axial-radial impeller. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2014. No 4. p. 44–47. (in Russian)
3. Laptev Yu. A., Tsvetkov O. B. Montreal protocol — dura lex, sed lex. *Kholodil'nyi biznes*. 2013. No 3. p. 30–34. (in Russian)
4. Tsvetkov O. B. Ecological priorities of the Russian market of coolants for refrigerating and climatic equipment. *Kholodil'naya tekhnika*. 2014. No 2. p. 15–17. (in Russian)
5. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Post-Kyoto tendencies and syndromes of a sustainable development of equipment of low temperatures. *Kholodil'nyi biznes*. 2015. No 3. p. 22–27. (in Russian)
6. Ozturk Tatar, Adnan Ozturk, Ali Pinarbasi. Flow analysis in centrifugal compressor vaneless diffusers. *Journal of Scientific & Industrial Research*. Vol. 67, May 2008, p. 348–354.
7. Galerkin Y. B., Soldatova K. V., Drozdov A. A. New version of the Universal modeling for centrifugal compressor gas dynamic design. *Purdue Conference 2014*. USA.
8. Ilyina T. E., Pronin V. A. Background for the use of gas-static bearings in screw compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2015. No 3. p. 39–44. (in Russian)
9. Centrifugal Compressor Surge, Modeling and Identification for Control / by Jan van Helvoirt/ Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 200 p.
10. Turbocompressors: Manual. / Yu. B. Galerkin, L. I. Kozachenko. St. Petersburg, 2008. 374 p. (in Russian)
11. Bukharin N. N. Modeling of characteristics of centrifugal compressors. — Leningrad, Mashinostroenie, 1983. p. 214. (in Russian)
12. Galerkin Yu. B. Turbocompressors. Working process, calculation and design of flowing part. — Moscow, KKhT, 2010. p. 596. (in Russian)