

УДК 621.515

Перспективы применения осерадиальных колес во фреоновых холодильных центробежных компрессорах

Канд. техн. наук В. А. КОРОТКОВ¹, канд. техн. наук Ю. В. ТАТАРЕНКО²

¹malishev.zav.kaf@irbt-itmo.ru, ²lavrtat@mail.ru

Университет ИТМО

191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Проведен анализ эффективной работы ступени холодильного центробежного компрессора (ХЦК) с рабочими колесами двух типов: радиального и осерадиального. Вследствие запыриания входных сечений радиальных колес, уменьшается зона эффективной работы ступени ХЦКМ, также начинает уменьшаться к.п.д. Проанализированы характеристики транспортных центробежных компрессоров с осерадиальными колесами. Приведены результаты физического эксперимента концевой хладоновой ступени с осерадиальным рабочим колесом. Приводятся геометрические параметры исследуемого осерадиального рабочего колеса. Также в составе концевой ступени было проведено исследование лопаточного диффузора, геометрические параметры которого также приведены в тексте статьи. В результате физического эксперимента получены газодинамические характеристики ХЦКМ с осерадиальным колесом. Рассматривается характеристика полной удельной работы ступени, которая подтверждает, что в исследованном диапазоне производительностей нет признаков запыриания исследуемого осерадиального рабочего колеса. После анализа характеристик следует, что наибольший к.п.д. исследуемой концевой ступени 0,8 соответствует числу Маха 1,0 при отношении давлений 2,2. Произведен расчет и анализ условного коэффициента расхода при изменении чисел Маха от 0,8 до 1,5. Приводятся рекомендации области применения исследованной модельной ступени для нескольких типоразмеров осерадиальных колес.

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

The use of axial-radial impellers in halocarbon refrigeration centrifugal compressors

Ph. D. V. A. KOROTKOV¹, Ph. D. Yu. V. TATARENKO²

¹malishev.zav.kaf@irbt-itmo.ru, ²lavrtat@mail.ru

ITMO University

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

The article analyses effective work of refrigeration centrifugal compressor stage with radial and axial-radial impellers. Due to blockage of radial impeller inlets effective work area of refrigeration centrifugal compressor stage decreases, coefficient of performance decreasing also. Transport centrifugal compressors with axial-radial impellers are analyzed in terms of refrigerant stream characteristic and losses. Experimental results for halocarbon end stage with axial-radial impeller are given. Geometric parameters of the axial-radial impeller in question are given. Vaned diffuser is also analyzed as a part of end compressor stage, its geometric parameters being given in the article. Gas-dynamic characteristics for refrigeration centrifugal compressor with axial-radial impeller are obtained experimentally. Characteristics for full specific work of the stage prove the absence of axial-radial impeller blockage signs in performance range being analyzed. Analysis of the characteristics proves that maximum coefficient of performance for the end stage in question is 0.8 is for $M_u=1.0$ at $\pi_k^=2.2$. Conditional discharge coefficient is calculated and analyzed when M_u changes from 0.8 to 1.5. Application domain of model stage in question for different sizes of axial-radial impellers is recommended.*

Keywords: research, centrifugal compressor stage, impeller, diffuser, characteristics, cooling capacity.

Для фреоновых холодильных центробежных компрессорных машин характерно применение рабочих колес радиального типа с выходными лопаточными углами $\beta_{2n} \leq 45^\circ \div 60^\circ$. Область эффективной работы таких колес ограничивается условными числами Маха $M_u = 1,0 \div 1,2$, причем большим значениям относительной ширины b_2 соответствуют меньшие величины M_u [1]. Это связано с особенностью геометрии входных сечений межлопаточных каналов, площадь которых у радиальных

колес ограничена конструктивными соображениями [2, 3]. При таких значениях M_u , отношение давлений в ступени с колесами радиального типа невелико, что заставляет выполнять фреоновые холодильные компрессорные машины двух и трехступенчатыми. Это приводит к увеличению массы и габаритов холодильных центробежных компрессорных машин (ХЦКМ) и, кроме того, снижает эффективность регулирования производительности с помощью входного регулиро-

Таблица 1

$\pi^*_к$	η_s	$\eta_{пол}$	$\pi^*_к$	η_s	$\eta_{пол}$
2,9	0,75	0,784	4,5	0,78	0,821
2,9	0,76	0,793	5,0	0,75	0,8
4,2	0,8	0,835	6,0	0,74	0,795

ющего аппарата (ВРА), который обычно расположен перед первой ступенью.

Низкие скорости звука во фреонах позволяют ХЦКМ работать при значительно более высоких M_u , однако даже небольшое увеличение M_u до 1,3 ÷ 1,4 обычно вызывает уменьшение к.п.д. и зоны эффективной работы ступеней с радиальными колесами, как правило, вследствие запираания входных сечений колес.

Работы по повышению эффективности работы радиальных колес при высоких M_u показали, что при увеличении M_u до 1,3 можно незначительно улучшить к.п.д. ступени за счет специального профилирования входных кромок лопаток. Однако, отношение давлений в таких ступенях все же остается недостаточным для одноступенчатой холодильной машины.

В то же время, в транспортных центробежных компрессорах широко применяются осерадиальные колеса. Они имеют осевой вращающийся направляющий аппарат, площадь проходного сечения которого, путем специального профилирования, может быть выполнена значительно большей, чем у колес радиального типа. В осерадиальных колесах поворот потока из осевого направления в радиальное происходит в межлопаточных каналах [4–6]. Вследствие этого он лучше организован, чем в радиальных колесах, и сопровождается меньшими потерями. Поэтому транспортные ступени с осерадиальными колесами способны эффективно работать при $M_u > 1,3$ [7], обеспечивая отношение давлений до 2,8÷5 при значениях изоэнтропного к.п.д. порядка 0,75÷0,81.

Так, центробежные компрессоры агрегатов наддува, применяемые в отечественных турбопоршневых двигателях, имеют эффективные высоконапорные ступени с осерадиальными колесами. Например, компрессор турбоагнетателя ТК-40 имеет отношение давлений $\pi^*_к = 2,9$ при изоэнтропном к.п.д. $\eta_s = 0,76$ [6]. Компрессор турбоагнетателя ТКР-11В при таком же $\pi^*_к$ имеет $\eta_s = 0,75$ [7].

Хорошими показателями отличаются ступени с осерадиальными колесами, применяемые в транспортных газотурбинных двигателях (ГТД) малой мощности. Ступень центробежного компрессора ГТД "Крейслер 120" [9] имеет отношение давления $\pi^*_к = 4,5$ при изоэнтропном к.п.д. $\eta_s = 0,78$. Ступень компрессора ГТД "Боинг" при $\pi^*_к = 5$ имеет к.п.д. $\eta_s = 0,75$. Увеличение $\pi^*_к$ до 6 приводит к снижению к.п.д. всего на 1% до 0,74. Ступень компрессора ГТД "Турмо-11" фирмы "Турбомека" имеет $\pi^*_к = 4,2$ при $\eta_s = 0,8$.

Сопоставление ступеней, имеющих разные $\pi^*_к$ по энергетической эффективности правильнее производить, используя политропный к.п.д., зависящий только от показателя политропы сжатия. Связь между политропным и изоэнтропным к.п.д. представлена выражением

$$\eta_{пол}^* = \frac{\frac{k-1}{k} \ln \pi^*_к}{\ln \left(\frac{\frac{k-1}{\pi^*_к k} - 1}{\eta_s} + 1 \right)}$$

В табл. 1 приводится сопоставление только, что рассмотренных ступеней с осерадиальными колесами по политропному к.п.д., из которого видна эффективность

этих ступеней. У более совершенных высоконапорных ступеней, транспортных ГТД при $\pi^*_к = 4 \div 6$ значения к.п.д. $\eta_{пол} = 0,795 \div 0,835$ выше на 2–5% абсолютных, чем у ступеней турбоагнетателей, при меньших $\pi^*_к = 2,8 \div 2,9$. Такие значения $\eta_{пол}$ имеют отработанные ступени стандартных центробежных компрессоров с радиальными колесами, но при меньших значениях $\pi^*_к = 1,5 \div 1,7$.

Все это указывает на большие возможности ступеней с радиальными колесами, которые вполне могут быть применимы в одноступенчатых ХЦКМ, работающих в широком диапазоне температур кипения.

Существенным преимуществом одноступенчатых ХЦКМ является возможность с наименьшими затратами применить высокоэффективный способ регулирования производительности поворотом лопаток диффузора. Конструктивное решение механизма поворота лопаток и системы регулирования только для одной ступени будет наиболее простым.

Проведено экспериментальное исследование концевой ступени фреоновой ХЦКМ с осерадиальным колесом, имеющим следующие геометрические параметры: наружный диаметр колеса $D = 0,305$ м; относительная ширина меридианного сечения при выходе $\bar{b}_2 = 0,044$; относительные диаметры втулки и периферии вращающегося направляющего аппарата (ВНА) $\bar{d}_0 = 0,262$, $\bar{D}_0 = 0,557$; число лопаток колеса $z_2 = 18$, из них при входе в ВНА половина лопаток укорочена [10, 11]. Профиль лопаток ВНА параболический. 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 $\alpha_{3д} = 14^\circ$. 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 [12]. Интегральные характеристики исследованной ступени представлены на рис. 1.

На режиме $M_u = 1,0$ при $\pi^*_к = 2,2$ получен наибольший к.п.д. ступени $\eta_{пол}^* = 0,8$. Увеличение M_u до 1,5 сопровождается повышением $\pi^*_к$ до 5. С ростом M_u к.п.д. снижается и составляет при $M_u = 1,3$ $\eta_{пол}^* = 0,78$, при $M_u = 1,4$ $\eta_{пол}^* = 0,76$ и при $M_u = 1,5$ $\eta_{пол}^* = 0,75$.

Из графика зависимостей полной удельной работы ступени, показанного на рис. 2, видно, что во всем исследуемом диапазоне производительностей и чисел M_u нет признаков запираания рабочего колеса, которое обычно проявляется в том, что при предельных производительностях полная удельная работа ступени уменьшается.

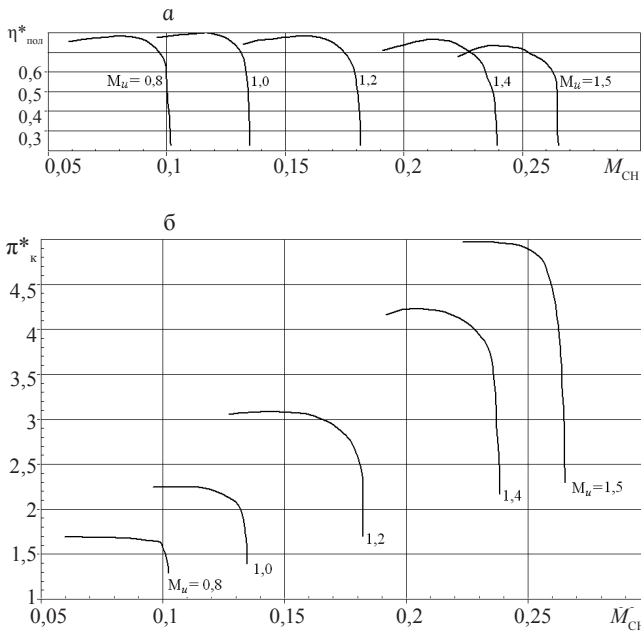


Рис. 1. Газодинамические характеристики ступени ХЦКМ с осерадиальным колесом: а — $\eta_{\text{пол}}^* = f(M_{\text{сн}}, M_u)$; б — $\pi_{\text{к}}^* = f(M_{\text{сн}}, M_u)$

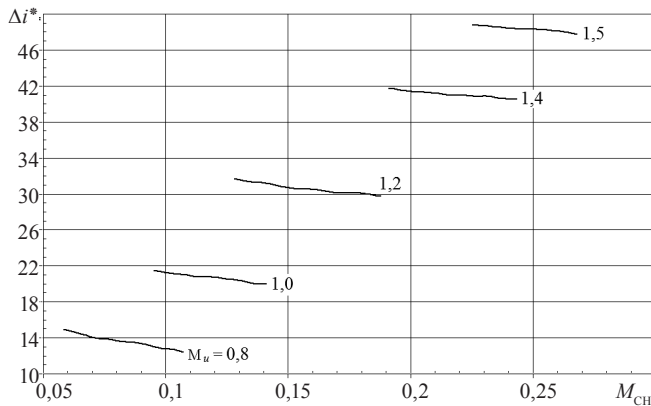


Рис. 2. Зависимость полной удельной работы ступени ХЦКМ от $M_{\text{сн}}$ при различных значениях M_u

В связи с тем, что в последнее время возрос интерес к высокорасходным колесам, которые можно применять в первых ступенях многоступенчатых ХЦКМ, следует отметить, что при $M_u = 1,2 \div 1,5$ получен довольно высокий условный коэффициент расхода, который при оптимальных производительностях находится в пределах $\Phi_{\text{орт}} = 0,6 \div 0,74$.

Диапазон изменения Φ на всех режимах работы показан в табл. 2. При данном сравнении $\Phi_{\text{мин}}$ — соответствует началу помпажа, $\Phi_{\text{макс.эф}}$ — наибольшей производительности, при которой к.п.д. не ниже 0,7 и $\Phi_{\text{макс}}$ — предельной производительности ступени.

Значение условного коэффициента расхода рассчитывалось как в работах [11, 12]:

$$\Phi = 4 \frac{M_{\text{сн}} F_{\text{н}}}{M_u \pi D_2^2}$$

где $F_{\text{н}}$ — площадь входного сечения ступени, для которого определялась приведенная производительность $M_{\text{сн}}$.

Диапазон изменения Φ на всех режимах работы

M_u	$\Phi_{\text{мин}}$	$\Phi_{\text{орт}}$	$\Phi_{\text{макс.эф}}$	$\Phi_{\text{макс}}$
0,8	0,0333	0,0370÷0,0427	0,0534	0,0557
1,0	0,0422	0,0454÷0,0499	0,0590	0,0597
1,2	0,0504	0,0569÷0,0607	0,0663	0,0681
1,4	0,0628	0,0680÷0,0700	0,0754	0,0770
1,5	0,0686	0,0712÷0,0742	0,0782	0,0802

Для оценки возможной области применения исследовательской модельной ступени с осерадиальным колесом для трех значений температуры конденсации $t_{\text{к}} = 30, 40$ и 50°C были рассчитаны температуры кипения, которые можно получить при $\pi_{\text{к}}^*$, соответствующих оптимальным к.п.д. и холодопроизводительности, в диапазоне изменения $M_u = 1,0 \div 1,5$.

По полученным данным можно сделать вывод, что одноступенчатая ХЦКМ при $D_2 = 0,25$ м обеспечивает холодопроизводительность $Q_0 = 800 \div 1200$ кВт, при $D_2 = 0,35$ м — $Q_0 = 1600 \div 2300$ кВт и при $D_2 = 0,48$ м — $Q_0 = 3000 \div 4400$ кВт.

Таким образом, открывается возможность создания на основе типоразмерного ряда семейства фреоновых холодильных машин с одноступенчатыми ХЦКМ, способных работать как в режимах кондиционирования воздуха, так и при более низких температурах кипения до -15°C в диапазоне холодопроизводительностей от 800 до 4400 кВт. Применение одноступенчатых компрессоров позволит значительно упростить конструкцию, улучшить технологию изготовления, сборки и сократить металлоемкость ХЦКМ.

Это указывает на перспективность ступеней с осерадиальными колесами и делает необходимым расширение научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по их применению в холодильном машиностроении.

Список литературы (References)

1. Бухарин Н. Н., Евстафьев В. А., Коротков В. А. Моделирование характеристик ступени центробежного компрессора при работе на газах с различными физическими свойствами // Химическое и нефтяное машиностроение. 1995. № 11. С. 24–29. [Bukharin N. N., Evstaf'ev V. A., Korotkov V. A. Modeling of characteristics of a step of the centrifugal compressor during the work on gases with various physical properties. *Khimicheskoe i nefyanoie mashinostroenie*. 1995. No 11. p. 24–29. (in Russian)]
2. Aungier, R. H. Centrifugal Compressor: a strategy for aerodynamic design and analysis ASME Press (2000), pp.99–101.
3. Tamaki, H., Masaru, U., Tomoki, K., Yutaka, H. Aerodynamic Design of Centrifugal Compressor for AT14 Turbocharge. *IHI Engineering Review*. 2010. Vol. 43. No 2. pp.70–76.
4. Tamaki, H., Yamaguchi, S. The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impellers and Vaneless Diffuser for Turbochargers Proceedings of ASME TURBO EXPO 2007 GT2007–28300 (2007).

5. Sarevski, M. N., Sarevski, V. N. Characteristics of water vapor turbocompressors applied in refrigeration and heat pump systems. *International Journal of Refrigeration*. United Kingdom, 2012.08. vol. 35. No 5. P. 1484–1496.
6. Centrifugal Compressor Surge, Modeling and Identification for Control/ by Jan van Helvoirt / Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 200 p.
7. Kowalski S., Fakhri S., Pacheco J., Sorokes J. Centrifugal Stage Performance Prediction and Validation for High Mach Number Applications. *Turbomachinery Symposium Proceedings*, Houston, USA, 2012.
8. Иванов Г. И. Некоторые результаты испытаний центробежной ступени компрессора с регулируемым лопаточным диффузором. — Энергомашиностроение, 1972. № 8. с. 15–18. [Ivanov G. I. Some results of tests of a centrifugal step of the compressor with the adjustable scapular diffuser. *Energomashinostroenie*, 1972. No 8. p. 15–18. (in Russian)]
9. Бейков Б. П., Бордусков В. Г., Иванов П. В., Дейч Р. С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. — Л.: Машиностроение, 1975. 200 с. [Beikov B. P., Borduskov V. G., Ivanov P. V., Deich R. S. Turbocompressors for pressurization of diesels. Leningrad: Mashinostroenie, 1975. 200 p. (in Russian)]
10. Бухарин Н.Н., Коротков В. А., Татаренко Ю. В. Новые странственные колеса для холодильных центробежных компрессоров, работающих при высоких числах M_u . // Холодильная техника и кондиционирование. 2008. № 1. С. 26–27. [Bukharin NN, Korotkov V. A., Tatarenko Yu. V. New spatial wheels for the refrigerating centrifugal compressors working in case of high numbers M_u . *Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovanie*. 2008. No 1. p. 26–27. (in Russian)]
11. Коротков В. А., Татаренко Ю. В. Безразмерные характеристики осерадиального колеса центробежной компрессорной ступени. // Вестник Международной академии холода. 2014. № 4. с. 44–47. [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)]
12. Бухарин Н. Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983. с. 214. [Bukharin N. N. Simulation of characteristics of centrifugal compressors. Leningrad. 1983. p. 214. (in Russian)]

Статья поступила в редакцию 13.02.2015



14-я международная специализированная выставка КРИОГЕН-ЭКСПО Промышленные Газы

27 - 29 октября 2015 | Москва, ЦВК "Экспоцентр", пав. 5



Организатор

Мир-Экспо
Выставочная компания

Проводится при содействии

Международного института холода

Международной академии холода

Украинской ассоциации производителей технических газов «УА-СИГМА»



ТЕМАТИКА ВЫСТАВКИ:

- Криогенное оборудование
- Воздухоразделительные установки
- Вакуумное оборудование
- Насосное, компрессорное и теплообменное оборудование
- Метрология и средства измерения при низких температурах
- Оборудование для хранения, транспортировки, распределения и потребления промышленных газов и СПГ
- Промышленные и редкие газы, СУГ, попутный нефтяной газ
- СПГ-технологии
- Водородные технологии
- Гелиевые технологии
- Производство CO2
- Технологии генерации и использования озона
- Газовые смеси
- Микрокриогенная техника

ДЕЛОВАЯ ПРОГРАММА 27 - 28 октября 2015 (Москва, ЦВК "Экспоцентр" павильон 5, зал 2):

12-я международная конференция «Криогенные технологии и оборудование. Перспективы развития»

Международная конференция «Промышленные Газы»

Международная конференция «Сжиженный Природный Газ»

Информационная поддержка:



Русский: youtube.com/user/cryoexpo
English: youtube.com/user/cryoexporusia

Дирекция выставки:

Москва, Хлебозаводский пр., д. 7, стр. 10, оф. 507
Тел/факс: 8 495 988-1620
E-mail: info@cryogen-expo.ru
Сайт: www.cryogen-expo.ru

www.cryogen-expo.ru
www.cryogen-expo.com



@cryoexpo_ru
@cryoexpo