

УДК 621.515

Безразмерные характеристики осерадиального колеса центробежной компрессорной ступени

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

Одним из перспективных направлений в холодильной технике является усовершенствование конструкции компрессоров, и создание отдельных элементов проточной части центробежных компрессоров для повышения их эффективности. Данная статья посвящена освещению результатов физического эксперимента концевой хладоновой ступени с полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом, имеющим лопатки с углом выхода 90°. Межлопаточные каналы рабочего колеса спрофилированы так, что в относительном движении поворот потока в них минимален. В составе концевой ступени также исследовался лопаточный диффузор с лопатками крыловидной формы и переменным углом их установки от 5° до 23°. Представлены безразмерные характеристики исследуемого рабочего колеса: коэффициента потерь, коэффициента мощности и коэффициента реактивности в широком диапазоне изменения коэффициента расхода. На основании полученных характеристик можно сделать вывод, что для рассматриваемого рабочего колеса возможно получить выигрыш в КПД, но в определенном диапазоне расходов. Изменение числа Маха по окружной скорости мало влияет на данные характеристики. При малых углах установки лопаток диффузора для достижения максимальных значений КПД необходимо применять принудительную закрутку потока на входе в рабочее колесо в сторону вращения колеса. Закрутка потока на входе в колесо не влияет на коэффициент потерь выходных элементов ступени.

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

The dimensionless characteristics of centrifugal compressor stage axial-radial impeller

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 improvement of compressor design is one of the major trends in the refrigerating engineering nowadays, developing parts of centrifugal compressor flow channel to improve their efficiency being one of them. The article deals with the experimental results of the halocarbon compressor end stage with single shrouded axial-radial impeller. The outlet angle of the compressor impeller vanes is 90°. The profile shape of the impeller interblade channel is adjusted to minimize flow channel in relative motion. Vaned diffuser with the wing shaped blades is also analyzed as part of the compressor end stage. The angle of incidence of the blade is from 5° to 23°. The dimensionless characteristics of the impeller in question (loss factor, power factor, reactivity coefficient) are shown. They allow us to draw a conclusion on performance gain for the impeller but for a particular range of discharge coefficient only. The changes in Mach number of the peripheral velocity don't make a significant impact on these factors. When the angles of incidence of the diffuser blades are small one should imply forced whirl at the impeller inlet in the direction of rotation. Whirl at the impeller inlet doesn't affect the loss factor of the stage output element.

Keywords: analysis, centrifugal compressor stage, impeller, diffuser, characteristics.

В настоящее время многие работы посвящены переводу центробежных компрессорных машин на озонобезопасные рабочие вещества [1]. Очень интересное направление также связано с исследованиями центробежного компрессора в составе теплового насоса [2], а также математическим моделям центробежных компрессоров [3], но мало уделяется внимания профилированию проточной части компрессоров.

Российские и зарубежные компании изготавливают холодильные центробежные компрессоры, но именно их конструкции редко представляются на всеобщее обсуждение [4, 5].

Систематические данные о работе стационарных ступеней с осерадиальными колесами на фреонах в литературе практически отсутствуют.

В связи с этим, в Университете ИТМО на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики была разработана методика расчета рабочих колес, которая позволяет так спрофилировать межлопаточные каналы, что в относительном движении поворот потока в них минимален. Это способствует лучшей организации его при движении в межлопаточном канале [6]. На основании данной методики было проведено экспериментальное исследование концевой хладоновой центробежной компрессорной ступени с полуоткрытым осерадиальным рабочим колесом. Исследование проведено в диапазоне изменения чисел Маха $M_u = 0,81 \div 1,42$ на реальном рабочем веществе.

В качестве диффузора был использован лопаточный диффузор с переменным углом установки лопаток $\alpha_{3л}$ от 5° до 23°. Лопатки диффузора крыловидной формы, профиль 5%-ный. Угол установки лопаток изменялся через 3° [7].

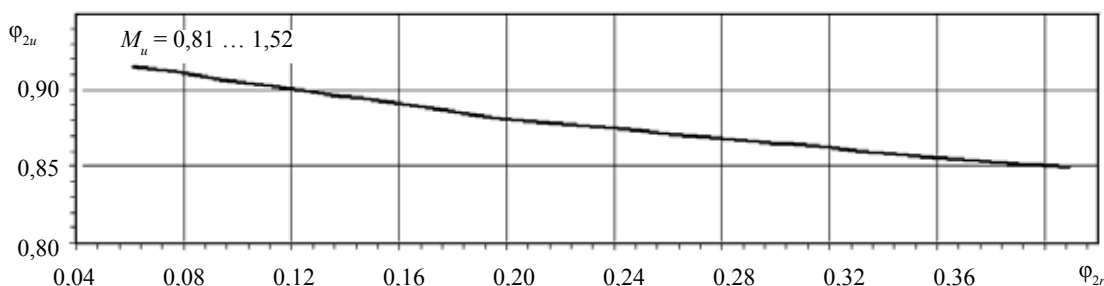


Рис. 1. Зависимость изменения φ_{2u} от φ_{2r} при различных M_u

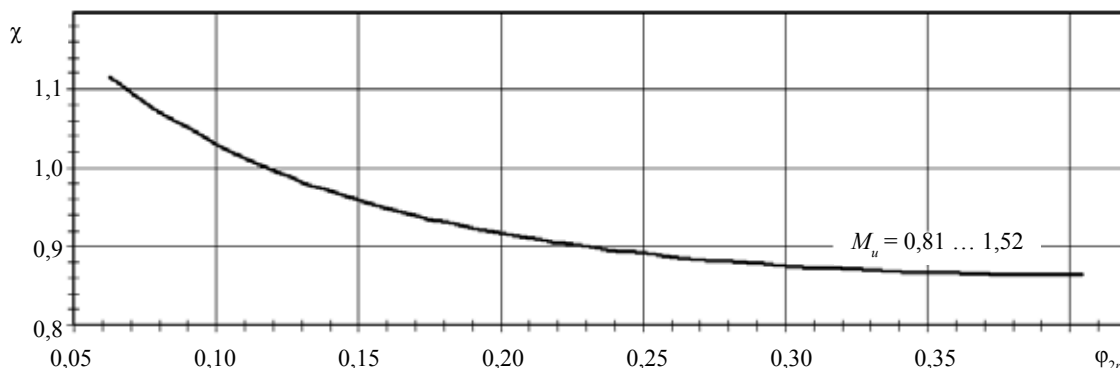


Рис. 2. Зависимость изменения χ от φ_{2r} при различных M_u

Рабочее колесо имело лопатки с углом выхода $\beta_{2л} = 90^\circ$, диаметр колеса $D_2 = 0,305$ м, количество лопаток — 18.

Были получены безразмерные характеристики рабочего колеса: коэффициента потерь ζ_{0-2} , коэффициента мощности χ и коэффициента реактивности Ω_{0-2} в широком диапазоне изменения коэффициента расхода φ_{2r} от 0,05 до 0,41 [8].

Безразмерные зависимости φ_{2u} , χ , ζ_{0-2} и Ω_{0-2} от коэффициента расхода φ_{2r} рабочего колеса, исследованного в составе центробежной компрессорной ступени с лопаточным диффузором, показаны на рис. 1–4.

Анализ приведенных зависимостей показывает, что полуоткрытое рабочее колесо мало чувствительно к изменению числа M_u . Из графиков, представленных на рис. 1, 2, хорошо видно, что во всем исследованном диапазоне изменения значений $M_u = 0,81 \div 1,52$ теоретический коэффициент напора φ_{2u} и коэффициент мощности χ представляют собой одну линию для всей области коэффициентов расхода $\varphi_{2r} = 0,05 \div 0,41$, не зависящую от M_u . Причем следует отметить, что зависимость φ_{2u} от φ_{2r} имеет очень пологий характер. Отсутствие рас-

слоения зависимостей φ_{2u} и χ от φ_{2r} объясняется тем, что скорость течения в межлопаточных каналах исследованного колеса не достигает критических значений, то есть местные числа Маха M_u в каналах меньше 1,0.

Зависимость коэффициентов потерь ζ_{0-2} от числа Маха M_u , представленная на рис. 3, выражена более ярко. Особенно это хорошо видно при больших и средних значениях коэффициента расхода φ_{2r} . Так, например, при $M_u = 0,81 \div 1,02$ минимум коэффициента потерь лежит в области значений $\varphi_{2r} = 0,36 \div 0,40$ и близких к $\zeta_{0-2 \min} = 0,57$, при $M_u = 1,22$ коэффициент потерь достигает своего минимума при $\varphi_{2r} = 0,32 \div 0,35$ и равняется 0,58. При дальнейшем увеличении чисел M_u минимальные значения ζ_{0-2} продолжают расти при одновременном сдвиге в область меньших коэффициентов расхода: при $M_u = 1,30$ имеем $\zeta_{0-2 \min} = 0,59$ для $\varphi_{2r} = 0,2 \div 0,29$, а при $M_u = 1,42$ величина $\zeta_{0-2 \min} = 0,615$ — для $\varphi_{2r} = 0,21 \div 0,22$. Интересно отметить, что область значений $\zeta_{0-2 \min}$ с увеличением M_u уменьшается. При дальнейшем уменьшении коэффициентов расхода φ_{2r} происходит резкий рост коэффициента ζ_{0-2} , причем зависимость от M_u практически отсутствует.

От коэффициента реактивности Ω_{0-2} (рис. 4) существенно зависит к. п. д. ступени в целом, так как согласно зависимости

$$\Delta\eta_{2-к} = \zeta_{2-к} (1 - \Omega_{0-2} + 0,5 \varphi_0 / \chi),$$

при одинаковых коэффициентах потерь неподвижных элементов колеса с большими коэффициентами реактивности меньше снижают к. п. д. ступени. Исследованное рабочее колесо во всем изученном диапазоне чисел Маха обладает довольно низким коэффициентом $\Omega_{0-2} = 0,56 \div 0,65$. Меньшие значения Ω_{0-2} получены для режима работы ступени при $M_u = 0,81$, а большие — при $M_u = 1,52$. При уменьшении коэффициента расхода φ_{2r} , диапазон изменения коэффици-

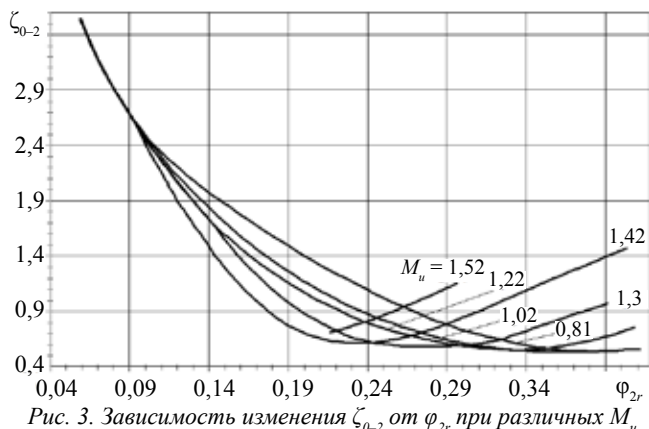


Рис. 3. Зависимость изменения ζ_{0-2} от φ_{2r} при различных M_u

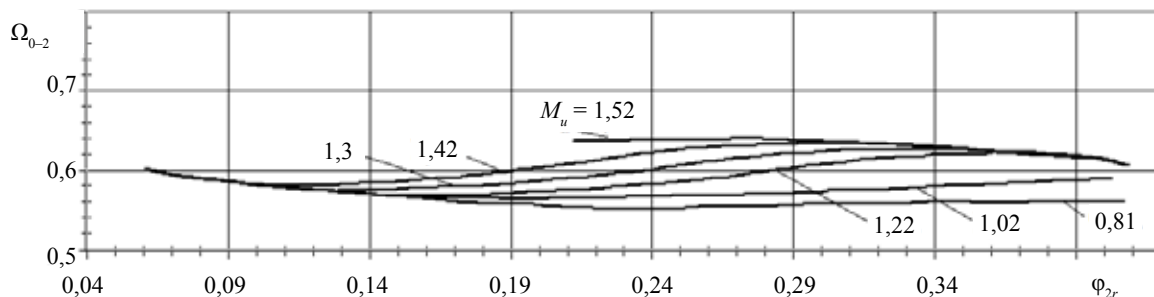


Рис. 4. Зависимость изменения коэффициента реактивности рабочего колеса Ω_{0-2} от φ_{2r} при различных M_u

ента Ω_{0-2} сужается, влияние чисел M_u ослабевает при значениях $\varphi_{2r} \leq 0,12$, кривые сливаются в одну линию.

В настоящее время широко используются рекомендации об ограничении скорости потока перед лопаточной решеткой колеса в относительном движении [9, 10] значениями $M_{w0} = 0,8 \div 0,9$. В связи с этим особый интерес представляет анализ влияния чисел M_{w0} на характер изменения коэффициентов потерь ζ_{0-2} .

На рис. 5 показан характер изменения коэффициента ζ_{0-2} в зависимости от угла атаки $i_{рк}$ рабочего колеса при постоянных значениях M_{w0} . Из графика хорошо видно, что при постоянном значении угла атаки $i_{рк}$ коэффициент потерь ζ_{0-2} монотонно возрастает при росте M_{w0} . Наименьшие значения коэффициентов потерь лежат в диапазоне изменения чисел $M_{w0} = 0,45 \div 0,70$ при углах атаки $i_{рк} = -2 \pm 2$. При числах M_{w0} более $0,7 \div 0,8$ наблюдается интенсивный рост коэффициента потерь ζ_{0-2} тем более резкий, чем меньше угол $i_{рк}$. Увеличение угла атаки свыше $i_{рк} = 6^\circ$ приводит к росту коэффициента при $M_{w0} = \text{const}$, так при $M_{w0} = 0,5$ и $i_{рк} = 6^\circ$ имеем $\zeta_{0-2} = 0,59$, тогда как при $i_{рк} = 14^\circ$ коэффициент ζ_{0-2} достигает величины 0,88.

Следует отметить, что величина M_{w0} , при которой наступает резкий рост ζ_{0-2} , для каждого угла атаки есть величина определена, и с ростом значений $i_{рк}$ зависимость $\zeta_{0-2}(M_{w0})$ смещается в область меньших M_{w0} .

Анализ графика, представленного на рис. 6 показывает, что величина M_u не является параметром, характеризующим работу колеса. Режим работы колеса и потери в межлопаточных каналах зависят от двух параметров, например, от угла атаки $i_{рк}$ и числа M_{w0} .

Одной из пар параметров, определяющих режим работы колеса, является коэффициент косого среза рабочего колеса $n_{кск}$ и число M_{w0} .

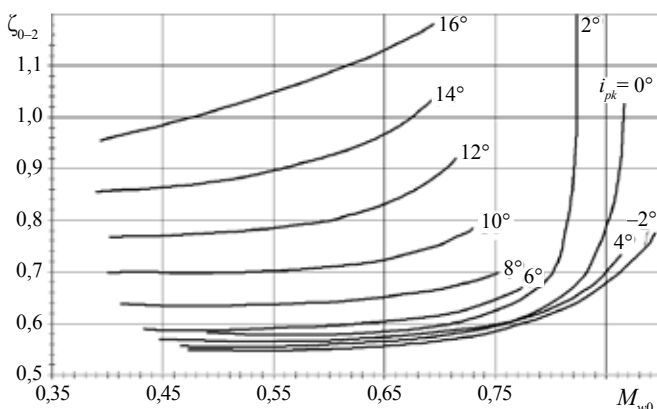


Рис. 5. Зависимость изменения коэффициента ζ_{0-2} от угла атаки рабочего колеса

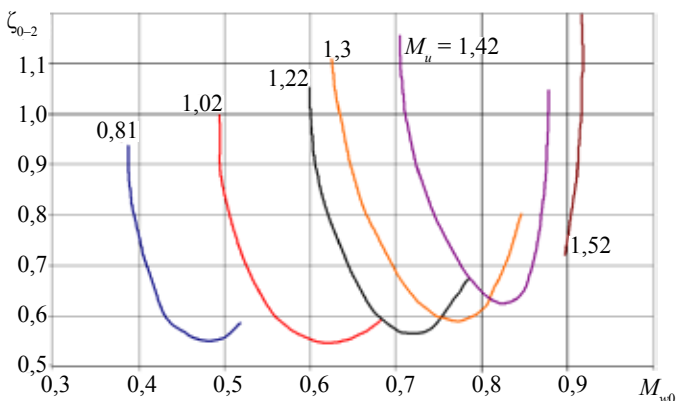


Рис. 6. Зависимость изменения коэффициента ζ_{0-2} от чисел M_{w0} при различных значениях M_u

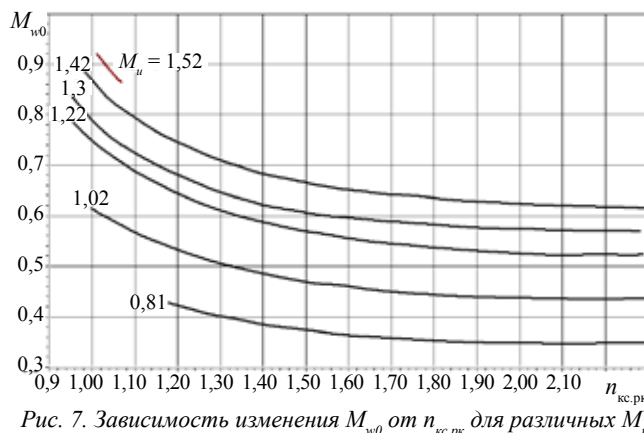


Рис. 7. Зависимость изменения M_{w0} от $n_{кск}$ для различных M_u

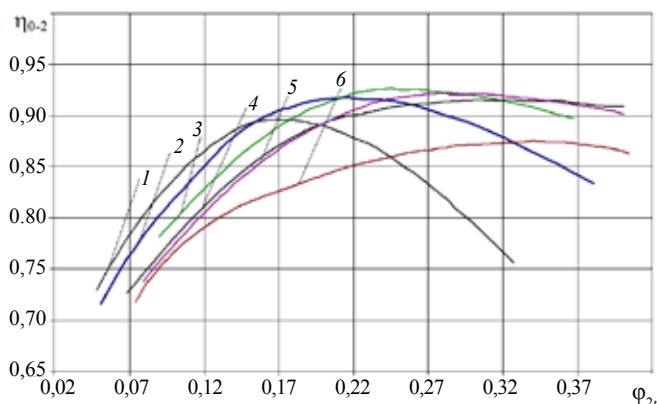


Рис. 8. Зависимость к. п. д. рабочего колеса η_{0-2} от φ_{2r} при различных углах закрутки потока θ_n (1 — 60° , 2 — 45° ; 3 — 30° ; 4 — 15° ; 5 — 0° ; 6 — -15°) на входе в колесо для $M_u = 1,02$

Из графика, представленного на рис. 7, видно, что несмотря на довольно высокие значения $M_{\text{н0}} = 0,65 \div 0,90$, минимальные величины лежат в ограниченной области $n_{\text{кр}} = 1,00 \div 1,07$, что хорошо согласуется с данными работ [11, 12].

Максимальное значение к. п. д. существенно зависит от коэффициента расхода φ_{2r} и от угла закрутки потока θ_n (рис. 8). При больших коэффициентах φ_{2r} закрутка потока вызывает снижение максимального значения к. п. д. колеса. Уменьшение расхода приводит к тому, что к. п. д. колеса достигает своих максимальных значений при положительных углах закрутки. При этом угол закрутки должен быть тем больше, чем меньше коэффициент расхода φ_{2r} . Отрицательная закрутка потока снижает к. п. д. колес во всей области φ_{2r} при небольшом (на 1–2%) увеличении зоны работы ступени по производительности в области больших коэффициентов φ_{2r} .

Из полученных зависимостей можно сделать вывод, что выигрыш к. п. д. рабочего колеса, обеспечиваемых принудительной закруткой потока на входе в колесо, зависит от того, в какой области расходов работает колесо.

Список литературы

1. Сухомлинов И. Я., Головин М. В., Иванов В. Ю., Славуцкий Д. Л. Перевод холодильных центробежных компрессоров на озонобезопасные хладагенты. // Компрессорная техника и пневматика в XXI веке: XIII Международная научно-техническая конференция по компрессоростроению. — Сумы: Изд — во СумГУ, 2004. 252 с.
2. 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.
3. Centrifugal Compressor Surge, Modeling and Identification for Control/by Jan van Helvoirt/Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 200 p.
4. Axial and Centrifugal Compressors and Expander — compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services./American Petroleum Institute, 2009, API STD617.
5. 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
6. Бухарин НН, Коротков В. А., Татаренко Ю. В. Новые пространственные колеса для холодильных центробежных компрессоров, работающих при высоких числах M_u . // Холодильная техника и кондиционирование. 2008. № 1. С. 26–27.
7. Бухарин Н. Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983. С. 214.
8. К вопросу о применении осерадиальных колес во фреоновых холодильных центробежных компрессорах./Н. Н. Бухарин, Д. А. Капелькин, В. А. Коротков — В кн.: Повышение эффективности холодильных машин. Межвуз. сб. научн. тр. — Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1980. С. 111–117.
9. Селезнев К. П., Подобуев Ю. С., Анисимов С. А. Теория и расчет турбокомпрессоров. — Л.: Машиностроение, 1968. С. 406.
10. Чистяков Ф. М. Холодильные турбоагрегаты. — М.: Машгиз, 1967. С. 288.
11. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1970. С. 610.
12. Захаров Ю. В., Шквар А. Я., Гапонов С. А. Экспериментальное исследование фреонового турбокомпрессора в широком диапазоне чисел M . // Холодильная техника. 1979. № 2. С. 18–23.

References

1. Sukhomlinov I. Ya., Golovin M. V, Ivanov V. Yu., Slavutskii D. L. Transfer of refrigerating centrifugal compressors to ozone-safe coolants. //Compressor technique and pneumatics in the XXI century: XIII International scientific and technical conference. Sumy, 2004. 252 p. (in Russian)
2. 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.
3. Centrifugal Compressor Surge, Modeling and Identification for Control/by Jan van Helvoirt/Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007. 200 p.
4. Axial and Centrifugal Compressors and Expander — compressors for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services. American Petroleum Institute, 2009, API STD617.
5. 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
6. 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 konditsionirovaniye*. 2008. No 1. p. 26–27. (in Russian)
7. Bukharin N. N. Simulation of characteristics of centrifugal compressors. Leningrad. 1983. p. 214. (in Russian)
8. Bukharin N. N., Kapel'kin D. A., Korotkov V. A. To a question of application the oseradialnykh of wheels in freon refrigerating centrifugal compressors. Leningrad. 1980. p. 111–117. (in Russian)
9. Seleznev K. P., Podobuev Yu. S., Anisimov S. A. Theory and calculation of turbocompressors. Leningrad. 1968. p. 406. (in Russian)
10. Chistyakov F. M. Refrigerating turbine units. Moscow. 1967. p. 288. (in Russian)
11. Kholshchevnikov K. V. Theory and calculation of aviation impeller machines. Moscow. 1970. p. 610. (in Russian)
12. Zakharov Yu. V., Shkvar A. Ya., Gaponov S. A. The pilot study of a freon turbocompressor in broad range of numbers M . *Kholodil'naya tekhnika*. 1979. No 2. p. 18–23. (in Russian)