

## Centrifugal Compressors Gas-Dynamic Characteristics Influence on the Refrigerating Machines Efficiency

Danilishin A.M., Kozhukhov Y. V.

ITMO University

Saint-Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The article is devoted to the study R134a refrigerating machine efficiency and consisting of a centrifugal compressor, a condenser, a temperature-regulating valve and an evaporator. The main purpose of the work is to analyze the centrifugal compressor gas dynamic characteristics effect on the refrigeration machine vapor-compression cycle efficiency. This goal is achieved through the study by actual working process numerical experiment in the refrigeration machine centrifugal compressor with an idealized process for other elements. The object of the study are the refrigeration machine characteristics, expressed by the theoretical refrigeration coefficient  $COP_{Rt}$ . Single-stage centrifugal compressors with the design conditional flow coefficient in the range from 0.035 to 0.12 are considered. The design of centrifugal compressors was carried out according to a new calculation method to the flow part efficiency increase. The method comprehensively combines the inviscid and viscous flow calculations with the use of the single-criteria and multiparametric optimization. Previously, the method was tested and compared with experimental data. The most important result is the results of the refrigeration cycle efficiency evaluating through the centrifugal compressors highly efficient flow parts design methodology application. An increase in  $COP_{Rt}$  was obtained taking into account the centrifugal compressor actual process in the range from 2.6% to 7.2%. The significance of the results obtained lies in the possibility of using high-efficiency centrifugal compressors gas dynamic characteristics for the chillers refrigeration cycles analysis and calculation. The level of the compressors isentropic efficiency ranges from 0.80 to 0.85, depending on the design conditional flow coefficient.

**Keywords:** chiller, refrigeration centrifugal compressor, vapor-compression cycle, CFD, flow part, R134a.

DOI: <https://doi.org/10.52254/1857-0070.2023.2-58-07>

UDC: 621.515

### Influența caracteristicilor gaz-dinamice ale compresoarelor centrifuge asupra eficienței mașinilor frigorifice

Danilișin A.M., Kozuhov Iu.V.

Universitatea ITMO, Sankt-Petersburg, Federația Rusă

**Rezumat.** Articolul este dedicat studiului eficienței unei mașini frigorifice care funcționează pe freon R134a și constă dintr-un compresor centrifugal, condensator, supapă de expansiune și evaporator. Scopul principal al lucrării este de a analiza efectul caracteristicilor gaz-dinamice ale unui compresor centrifugal asupra eficienței ciclului unei mașini frigorifice cu compresie de vapori. Acest scop este atins prin studierea, printr-un experiment numeric, a procesului efectiv de lucru în compresorul centrifugal al unei mașini frigorifice cu un proces idealizat pentru alte elemente. Obiectul studiului îl constituie caracteristicile ciclului frigorific al unei mașini frigorifice, exprimate prin coeficientul teoretic de performanță  $COP_{Rt}$ . Compresorul centrifugal al mașinii de refrigerare include o treaptă de tip final și constă dintr-un dispozitiv de admisie, un rotor axial, un difuzor fără palete și un dispozitiv de evacuare. Intervalul debitului condiționat calculat pentru gama principală de compresoare centrifuge este de la 0,035 la 0,12. Proiectarea compresoarelor centrifugale a fost realizată după o nouă metodă de calcul pentru creșterea eficienței căii de curgere. Tehnica combină în mod cuprinzător calculul fluxului inviscid și vâcos cu utilizarea optimizării multi-parametrice cu un singur criteriu. Anterior, tehnica a fost testată și comparată cu date experimentale. Experimentul numeric pentru partea de flux a fost efectuat folosind pachetul software *Ansys CFX v18.0*. S-a obținut o creștere a  $COP_{Rt}$ , luând în considerare procesul efectiv într-un compresor centrifugal, în intervalul de la 2,6% la 7,2%, în funcție de debitul condiționat calculat. Semnificația rezultatelor obținute constă în posibilitatea analizei, calculării ciclurilor de refrigerare a chillerelor folosind caracteristicile gazodinamice ale compresoarelor centrifuge de înaltă eficiență.

**Cuvinte-cheie:** chiller, compresor centrifugal frigorific, ciclu de compresie a vaporilor, CFD, parte de curgere, R134a.

**Влияние газодинамических характеристик центробежных компрессоров на эффективность холодильных машин**

**Данилишин А.М., Кожухов Ю.В.**

Университет ИТМО, Санкт-Петербург, Российская Федерация

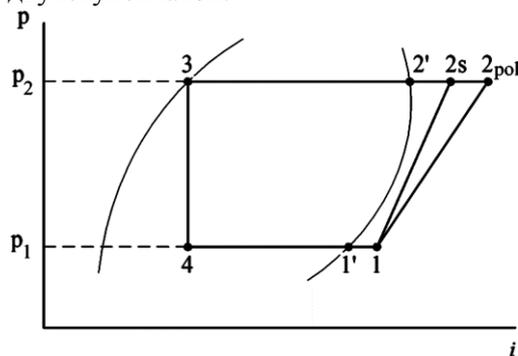
**Аннотация.** Статья посвящена исследованию эффективности холодильной машины, работающей на фреоне R134a, и состоящей из центробежного компрессора, конденсатора, терморегулирующего вентиля и испарителя. Основной целью работы является анализ влияния на эффективность цикла парокompрессионной холодильной машины газодинамических характеристик центробежного компрессора. Поставленная цель достигается за счет исследования посредством численного эксперимента действительного рабочего процесса в центробежном компрессоре холодильной машины при идеализированном процессе для других элементов. Объектом исследования являются характеристики холодильного цикла холодильной машины, выражаемые теоретическим холодильным коэффициентом  $COP_{Rt}$ . Центробежный компрессор холодильной машины включает ступень концевого типа и состоит из входного устройства, осерадиального рабочего колеса, безлопаточного диффузора и выходного устройства. Диапазон расчетного условного коэффициента расхода для основного типового ряда центробежных компрессоров составляет от 0.035 до 0.12. Проектирование центробежных компрессоров осуществлено по новой расчетной методике повышения эффективности проточной части. Методика комплексно сочетает в себе проведение расчетов невязкого и вязкого потока с применением однокритериальной многопараметрической оптимизации. Ранее методика была апробирована и сопоставлена с экспериментальными данными. Численный эксперимент для проточной части осуществлен с помощью пакета программ *Ansys CFX v18.0*. Решение проверено на сеточную независимость и сходимость. Наиболее важным результатом являются результаты оценки эффективности холодильного цикла за счет применения методики проектирования высокоэффективных проточных частей центробежных компрессоров. Получено повышение  $COP_{Rt}$  с учетом действительного процесса в центробежном компрессоре в диапазоне от 2.6% до 7.2% в зависимости от расчетного условного коэффициента расхода. Значимость полученных результатов состоит в возможности анализа, расчета холодильных циклов чиллеров при использовании газодинамических характеристик высокоэффективных центробежных компрессоров. Уровень изоэнтروпического коэффициента полезного действия компрессоров составляет от 0.80 до 0.85 в зависимости от расчетного условного коэффициента расхода.

**Ключевые слова:** чиллер, холодильный центробежный компрессор, парокompрессионный цикл, CFD, проточная часть, R134a.

**ВВЕДЕНИЕ**

Холодильные установки с центробежным компрессором применяются для систем общего кондиционирования больших объемов. Типичная схема чиллера состоит из следующих основных элементов: центробежный компрессор, конденсатор, терморегулирующий вентиль (ТРВ), испаритель [1]. В большинстве установок в качестве хладагента используется фреон R134a [2]. На рисунке 1 показан рассматриваемый цикл парокompрессионной холодильной машины — чиллера в  $p-i$  диаграмме. Здесь процесс 1—2s — изоэнтропическое сжатие в компрессоре, 1—2<sub>pol</sub> — действительный (политропный) процесс сжатия в компрессоре с учетом потерь. Процесс 2—3 — охлаждение и конденсация хладагента в конденсаторе, 3—4 — изоэнтальпийное расширение в ТРВ, 4—1 — кипение и перегрев хладагента в испарителе. Конструкция центробежного

компрессора может быть одноступенчатой или двухступенчатой.



**Рис.1.  $p-i$  диаграмма парокompрессионного цикла.**<sup>1</sup>

Часто используются две параллельно работающие одноступенчатые конструкции с двумя приводами. Существуют двухступенчатые конструкции с последовательным расположением двух ступеней (первая промежуточного типа с обратно-направляющим аппаратом, и вторая

<sup>1</sup> Appendix 1

концевого типа) или оппозитным расположением двух концевых ступеней.

Приводом служит электродвигатель с переменным или постоянным числом оборотов [3], [4]. Асинхронный (индукционный) электродвигатель с частотой вращения 3000 об/мин или 3600 об/мин (без учета скольжения) в зависимости от частоты электрического тока в сети. Для увеличения оборотов ротора компрессора используется мультипликатор. Могут применяться высокоскоростные электродвигатели, с использованием частотного преобразователя. Для исключения использования масла применяются синхронные электродвигатели с постоянными магнитами и магнитным подвесом.

Отношение давлений в одноступенчатом центробежном компрессоре варьируется от 2.0 до 3.5. При таком отношении давлений значение условного числа Маха  $M_u$  составляет от 0.9 до 1.4. Холодопроизводительность чиллеров с центробежным компрессором в промышленности обычно варьируется от 700 до 7000 кВт и выше.

В ряде работ рассмотрено использование методов вычислительной газодинамики (*CFD*) [5]–[10] для проектирования, совершенствования, исследования проточной части центробежного компрессора.

Исследование входной неравномерности потока с применением входного направляющего аппарата в одноступенчатом центробежном компрессоре с отношением давлений  $P=1.97$  и условным числом Маха  $M_u=1.011$  чиллера рассмотрено в [11]. В работе [12] рассматривается цикл с использованием экономайзера с заменой двухступенчатого компрессора на одноступенчатый с отношением давлений  $P=3.0$  и условным коэффициентом расхода  $\Phi=0.083$ . Повышение энергоэффективности достигается впрыском пара из экономайзера в ступень компрессора. В [13]–[15] с помощью *CFD* выполнено моделирование проточной части двухступенчатого центробежного компрессора для оценки осевого усилия при использовании газовых подшипников. По результатам *CFD* моделирования характеристик в [16]–[18] рассмотрены различные хладагенты в концевой центробежной компрессорной ступени.

Проведенный обзор литературы показывает актуальность задач по совершенствованию

проточной части центробежных компрессоров, применяющихся в холодильных установках — чиллерах. К сожалению, во многих исследованиях значение эффективности является приведенным и не может быть оценено в абсолютных значениях и быть применено в проектных расчетах, что также затрудняет определение текущего уровня развития техники. Основным методом исследования является моделирование при помощи вычислительной гидрогазодинамики. Это вполне обосновано, поскольку для натурного исследования требуется дорогостоящее стендовое оборудование с замкнутым контуром для циркуляции хладагента.

Учитывая вышесказанное, в данном исследовании поставлена задача анализа эффективности цикла чиллера при использовании разработанных высокоэффективных проточных частей центробежных компрессоров на основе их действительной эффективности.

## МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для анализа влияния эффективности центробежного компрессора на работу чиллера выполняется расчет идеального парокompрессионного холодильного цикла для чиллерной установки с центробежным компрессором. В данном расчете для оценки влияния компрессора принято, что все элементы, кроме компрессора работают без учета потерь. Расчет холодильного коэффициента выполнен по методике [19]. Проектирование компрессоров велось при помощи комплексной методики проектирования высокоэффективных центробежных компрессоров. Повышение эффективности проточной части центробежного компрессора достигается за счет сочетания подходов расчета невязкого квазитрехмерного потока и *CFD* моделирования с однокритериальной многопараметрической оптимизацией. Расчет невязкого потока используется для коррекции коэффициента теоретического напора при проведении газодинамического расчета, а также профилирования рабочего колеса с учетом определения рационального распределения относительных скоростей на лопатке. Обычно используется многокритериальная и многопараметрическая оптимизация формы проточной части, но

такой подход требует значительных временных и вычислительных ресурсов. Благодаря невязкому расчету существенно сокращается число вариантных расчетов при проведении многопараметрической и однокритериальной оптимизации. Оптимизация проводилась с использованием метода *ASO (adaptive single objective)* для параметризованной модели проточной части рабочего колеса и безлопаточного диффузора. Для каждого газодинамического проекта выполнено порядка 100 *CFD* расчетов для выполнения цели оптимизации — максимизации эффективности ступени.

Уравнение 1 представляет собой условный коэффициент расхода центробежного компрессора. В данной работе рассматриваются десять газодинамических проектов центробежных компрессоров с диапазоном условного коэффициента расхода на расчетном режиме  $\Phi_p$  от 0.035 до 0.12. Диаметр рабочих колес одинаковый и составляет  $D_2=0.28$  м. Номинальное число оборотов ротора для всех десяти компрессоров находится в диапазоне от 11850 об/мин до 12100 об/мин.

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 u_2}, \quad (1)$$

где  $\bar{m}$  — массовый расход;  $\rho_0^*$  — плотность на входе, рассчитанная по полным параметрам;  $D_2$  — диаметр рабочего колеса;  $u_2$  — окружная скорость на диаметре  $D_2$ .

Уравнение 2 представляет собой теоретический холодильный коэффициент или  $COP_{Rt}$ .

$$\varepsilon_r(COP_{Rt}) = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1}, \quad (2)$$

где  $i$  — энтальпия (индексы см. рис. 1).

Действительный холодильный коэффициент реальной холодильной машины определяются с учетом всех затрат на привод компрессора и выражается уравнением 3.

$$COP_R = \frac{Q_0}{W_{input}}, \quad (3)$$

где  $Q_0$  — холодопроизводительность,  $W_{input}$  — суммарная потребляемая мощность всех компонентов установки, включая

вспомогательное питание и исключая встроенные насосы.

Таким образом, чтобы учесть действительный холодильный коэффициент, требуется знание эффективности следующих элементов: компрессора, механической части, передающей крутящий момент, опор и привода. В зависимости от выбора компоновки и типа привода, изменение действительного  $COP_R$  может быть весьма существенно. Сравнение должно быть произведено для одинаковых уровней температуры и давления в холодильном цикле, так как их различие вызывает изменение  $Q_0$ . Поэтому в данной работе оценка эффективности холодильного цикла производится посредством исследования действительного рабочего процесса в центробежном компрессоре холодильной машины с помощью численного эксперимента.

Для проектирования проточной части могут использоваться различные методики проектирования [20], [21]. В качестве исходных данных принимаются рекомендации стандарта [22] *Air-Conditioning Heating and Refrigeration Institute (AHRI)* для большинства центробежных чиллеров с водяным охлаждением. Согласно стандарту, температура воды на выходе из чиллера составляет 6.67 °C, а поступающей в конденсатор 29.44 °C. Разница температур воды на входе и выходе в испарителе и конденсаторе составляет 10 °C. Перегрев в испарителе принимаем равным 2°C. Переохлаждение в конденсаторе отсутствует. Обычно для расчета цикла принимается расчетный изэнтропический коэффициент полезного действия, равный  $\eta_s=0.80$ .

Давление хладагента на входе в компрессор составляет  $p_H=0.356$  МПа, на выходе  $p_K=0.919-0.935$  МПа (конечное давление принималось по результатам численного моделирования каждого компрессора). Проектное отношение давлений в компрессоре составляет  $\Pi=2.56$ .

Окончательное моделирование рабочего процесса осуществлялось с помощью вычислительного комплекса *Ansys CFX V18.0*. Расчетная область проточной части центробежного компрессора изображена на рисунке 2 и состоит из следующих элементов: входной осевой патрубков (1), осерадиальное рабочее колесо полуоткрытого типа (2), безлопаточный диффузор (3),

выходная сборная камера постоянного сечения (4). Между корпусом и лопатками рабочего колеса устанавливался зазор 0,4 мм. В качестве граничных условий на входе выбрано давление и температура по полным параметрам. На выходе из компрессора устанавливался массовый расход от границы помпажа до начала запириания (режима максимальной производительности). Между вращающейся и неподвижными областями устанавливался интерфейс *frozen rotor*. Модель турбулентности *SST (shear stress transport)*. Размер расчетной сетки составлял порядка 5.6 млн. элементов для каждой расчетной модели.

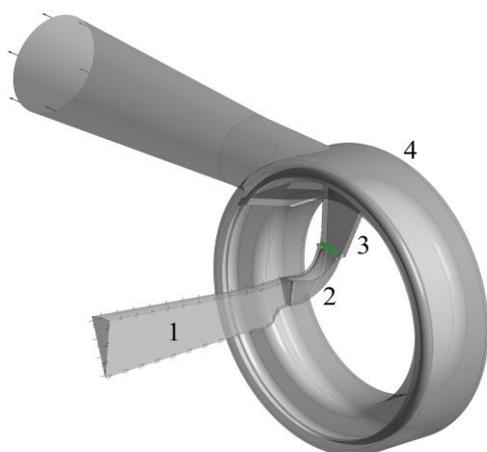


Рис.2. Расчетная область проточной части центробежного компрессора. <sup>2</sup>

Так как используется фреон R134a, то необходимо учитывать реальность газа при сжатии в центробежном компрессоре [23]. Использование термогазодинамических свойств рабочей среды в *Ansys CFX* выполнялось с помощью предварительно рассчитанных таблиц *RGP (Real Gas Property)*. Для расчета термогазодинамических свойств реального газа – фреона R134a использована методика *FES* [24]. Данный подход обеспечивает наибольшую точность в отличие от использования стандартных уравнений состояния в *CFX*.

Сходимость решения контролировалось падением уровня невязок, схождением небалансов и точек мониторинга. Все расчетные точки достигли сходимости решения.

На рисунке 3 представлены газодинамические характеристики десяти

центробежных компрессоров на фреоне R134a, полученные с помощью численного моделирования.

Газодинамические характеристики включают себя: изоэнтропический коэффициент полезного действия, отношение давлений компрессора, а также коэффициент теоретического напора, рассчитываемый по формуле 4.

$$\psi_T = \frac{c_{u2}}{u_2}, \quad (4)$$

где  $c_{u2}$  — окружная составляющая абсолютной скорости потока на диаметре  $D_2$ .

Коэффициент внутреннего напора, рассчитываемый по формуле 5.

$$\psi_i = \frac{i_{0'-0'}^* - i_{0-0}^*}{u_2^2}, \quad (5)$$

где  $i_{0'-0'}^* - i_{0-0}^*$  — перепад полных энтальпий между выходом и входом в компрессор.

Представленные характеристики имеют достаточный запас по помпажу, около 30%. Коэффициент теоретического напора составляет порядка  $\psi_T = 0.77$ .

Максимальная производительность ограничена режимом запириания межлопаточного канала рабочего колеса, вследствие чего ограничивается зона работы компрессора. Проанализируем эффективность ступеней.

На рисунке 4 представлено распределение политропного КПД по сечениям компрессоров в зависимости от расчетного условного коэффициента расхода. Сечение 2'-2' — сечение за рабочим колесом на диаметре  $1.05D_2$ , 4-4 — сечение за диффузором, 0'-0' — сечение на выходе из компрессора.

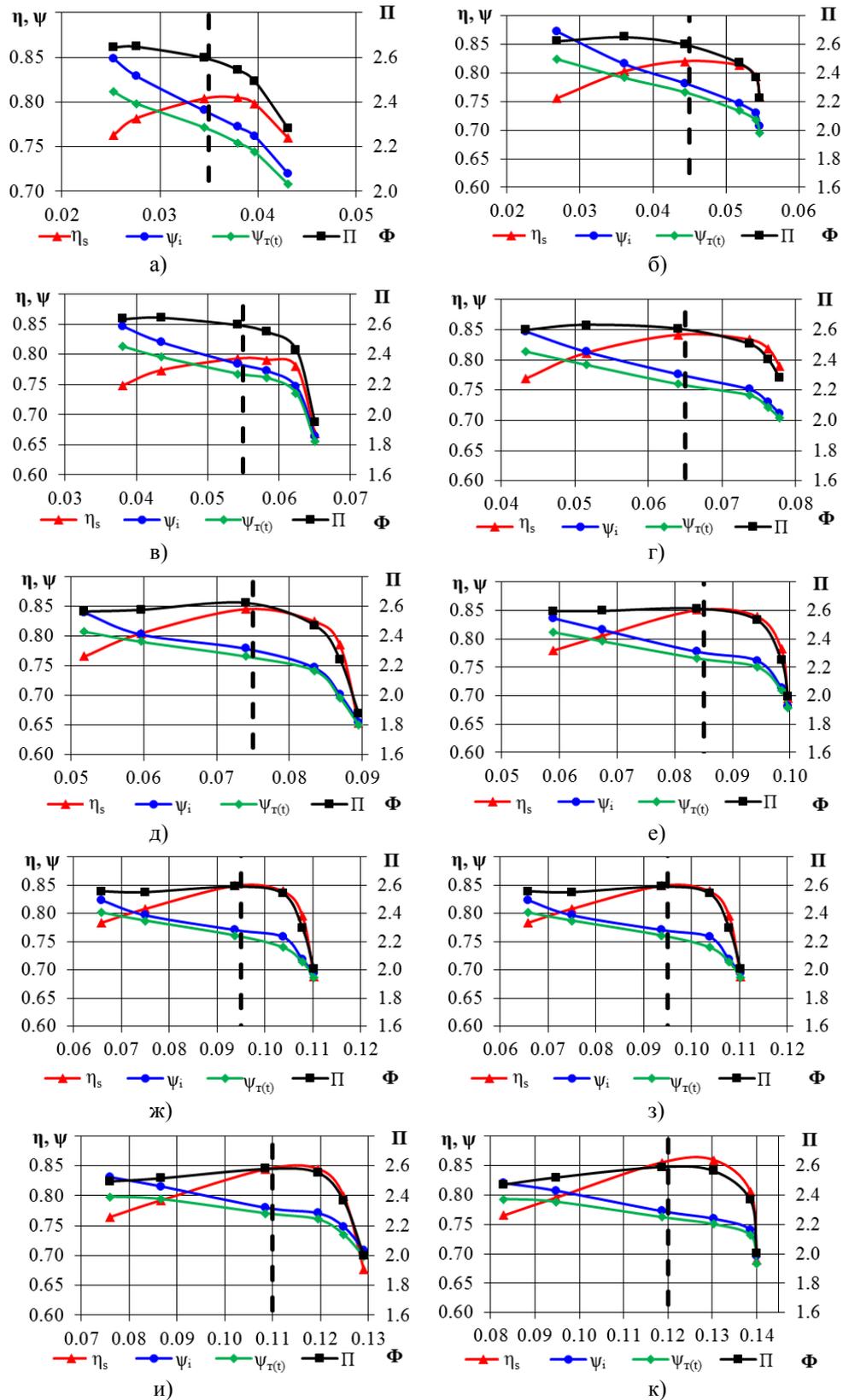
Расчеты производились от сечения на входе 0-0 до указанного выше сечения за элементом ступени.

В диапазоне расчетного коэффициента расхода от 0.035 до 0.065 наблюдается монотонное увеличение эффективности компрессора.

Начиная с 0.065 эффективность компрессора находится примерно на одном уровне около 0.85.

Максимальный уровень расчетного политропного КПД концевой ступени достигнут на уровне 0.90 для  $\Phi_p=0.12$ .

Рассмотрим подробнее структуру потока в рабочем колесе для этого компрессора.



а- $\Phi_{p1}=0.035$ , б-  $\Phi_{p2}=0.045$ , в-  $\Phi_{p3}=0.055$ , г-  $\Phi_{p4}=0.065$ , д-  $\Phi_{p5}=0.075$  е-  $\Phi_{p6}=0.085$  ж-  $\Phi_{p7}=0.095$  з-  $\Phi_{p8}=0.10$ , и-  $\Phi_{p9}=0.11$ , к-  $\Phi_{p10}=0.12$  .

Рис. 3. Характеристики холодильных центробежных компрессоров.<sup>3</sup>

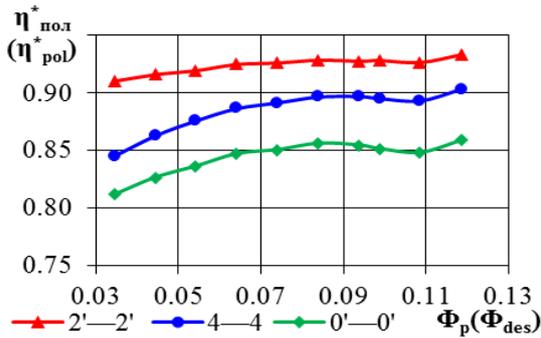


Рис.4. Распределение политропного КПД по сечениям компрессоров в зависимости от расчетного коэффициента расхода. <sup>4</sup>

На рисунке 5 представлено распределение числа Маха на средней по высоте лопатки поверхности на трех режимах от минимальной до максимальной производительности для центробежного компрессора №10.

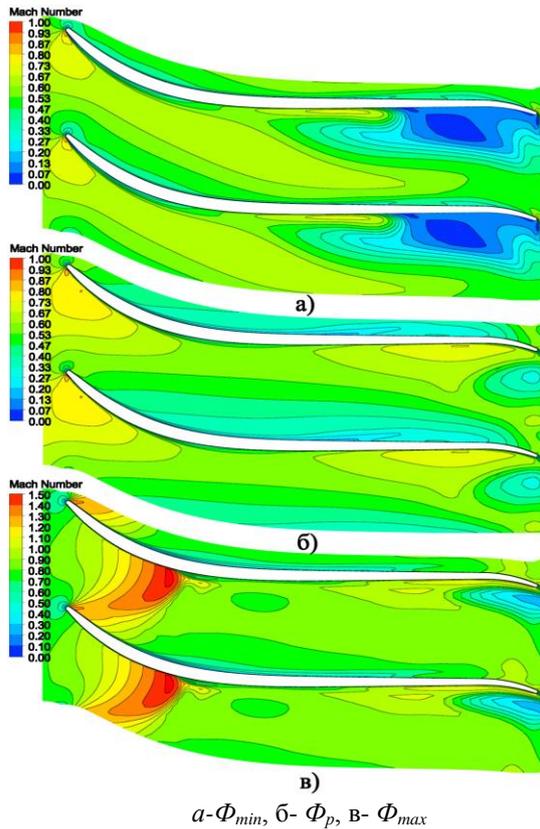


Рис. 5. Распределение числа Маха на средней по высоте лопатки поверхности в рабочем колесе центробежного компрессора №10. <sup>5</sup>

На режиме малой производительности (а) на задней поверхности лопатки у задней кромки находится крупная рециркуляционная зона — отрыв потока. На расчетном режиме (б) наблюдается безотрывный режим работы. На режиме максимальной

производительности (в) наблюдается скачок уплотнения в межлопаточном канале.

Рассмотрим уровень потенциального влияния действительной эффективности центробежных компрессоров на эффективность холодильного цикла на примере разработанных компрессоров.

На рисунке 6 показано значение относительного повышения теоретического холодильного коэффициента  $COP_R$  парокompрессионного цикла при применении высокоэффективных проточных частей центробежных компрессоров относительно базового компрессора с изоэнтропическим КПД  $\eta_s=0.80$  в зависимости от холодопроизводительности.

По результатам расчета теоретический холодильный коэффициент с учетом действительного процесса в компрессоре  $\epsilon_T(COP_{Rt})$  повышается от 2.6% до 7.2%, при повышении изоэнтропического КПД компрессора от 2% до 5.5%, за исключением компрессора №1, где изоэнтропический КПД совпадает с базовым. Диапазон холодопроизводительности чиллеров с центробежным компрессором составляет от  $Q_0=990$  кВт до  $Q_0=3317$  кВт.

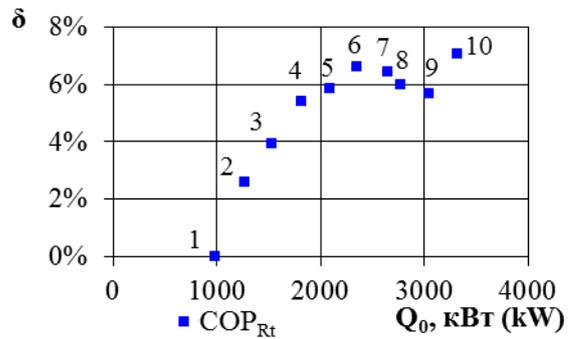


Рис.6. График относительного повышения  $COP_{Rt}$  цикла при применении высокоэффективных проточных частей центробежных компрессоров. <sup>6</sup>

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработан ряд из десяти газодинамических проектов проточных частей высокоэффективных центробежных компрессоров для чиллера. Полученные характеристики центробежных компрессоров могут быть применены для анализа влияния на эффективность холодильного цикла холодильных машин — чиллеров, работающих на фреоне R134a в

исследовательской и проектной деятельности.

Значение теоретического холодильного коэффициента  $\varepsilon_t$  ( $COP_{Rt}$ ) чиллера составило от 6.1 до 6.52 в диапазоне расчетного условного коэффициента расхода компрессора  $\Phi_p$  от 0.035 до 0.12 соответственно. Максимальное значение при идеальном цикле составляет 7.61.

Максимальное значение политропного КПД центробежного компрессора из всего ряда равно 0.86 для компрессора с условным коэффициентом расхода на расчетном режиме  $\Phi_p=0.12$ .

В дальнейшем исследовании планируется увеличить значение КПД центробежного компрессора за счет внесения конструктивных изменений: установки лопаточного диффузора и замены выходного устройства улиткой переменного сечения.

#### APPENDIX 1 (ПРИЛОЖЕНИЕ 1)

- Fig. 1.**  $p-i$  diagram of the vapor compression cycle.  
**Fig. 2.** The design area of the flow part of the centrifugal compressor.  
**Fig. 3.** Characteristics of refrigeration centrifugal compressors  
**Fig. 4.** Distribution of polytropic efficiency across compressor sections depending on the calculated flow coefficient.  
**Fig. 5.** Distribution of the Mach number on the average height of the blade surface in the impeller of the centrifugal compressor No. 10.  
**Fig. 6.**  $COP_R$  relative increase graph when using highly efficient centrifugal compressors flow parts.

#### Литература (References)

- [1] ASHRAE Handbook— Refrigeration. Ashrae, 2022.
- [2] Roytta P., Honkatukia J., and Turunen-Saaresti T. 'Centrifugal Compressor Working Fluids for Refrigeration Cycle', in Volume 4: Cycle Innovations; Industrial and Cogeneration; Manufacturing Materials and Metallurgy; Marine, Jan. 2009, pp. 89–97, doi: 10.1115/GT2009-59150.
- [3] Hsu C.-N. and Wang S.-H. 'Evaluating the Performance of Water Chillers Equipped with Constant- or Variable-Frequency Centrifugal Compressors, Processes, vol. 9, no. 6, p. 1039, Jun. 2021, doi: 10.3390/pr9061039.
- [4] Oliveira F., Ukil A., 'Comparative Performance Analysis of Induction and Synchronous Reluctance Motors in Chiller Systems for Energy Efficient Buildings', IEEE Trans. Ind. Informatics, vol. 15, no. 8, pp. 4384–4393, Aug. 2019, doi: 10.1109/TII.2018.2890270.
- [5] Lee K.-Y., Choi Y.-S., and Park W.-J. Numerical Study on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor for a R134a Turbo-Chiller, J. Fluid Mach., vol. 7, no. 2, pp. 14–20, Apr. 2004, doi: 10.5293/KFMA.2004.7.2.014.
- [6] Park H.-Y., Oh H.-T., Shin Y.-H., Lee Y.-P., Kim K.-H., and Chung J.-T. Numerical Analysis Techniques and Flow Characteristics of Two-Stage Centrifugal Compressor for R134a Turbo-Chiller, KSFM J. Fluid Mach., vol. 10, no. 4, pp. 29–38, Aug. 2007, doi: 10.5293/KFMA.2007.10.4.029.
- [7] Yu L., Cousins W. T., Shen F., Kalitzin G., Sishla V., and Sharma O. Numerical Investigation of the Effect of Diffuser and Volute Design Parameters on the Performance of a Centrifugal Compressor Stage, in Volume 2D: Turbomachinery, Jun. 2016, doi: 10.1115/GT2016-57057.
- [8] Hwang Y., Park H., Oh S., Lee H., Park Y., and Lee K. The evaluation of energy saving performance for the modular design centrifugal chiller, E3S Web Conf., vol. 111, p. 01018, Aug. 2019, doi: 10.1051/e3sconf/201911101018.
- [9] Xu C., Fan C., Zhang Z., and Mao Y. Numerical study of wake and potential interactions in a two-stage centrifugal refrigeration compressor, Eng. Appl. Comput. Fluid Mech., vol. 15, no. 1, pp. 313–327, Jan. 2021, doi: 10.1080/19942060.2021.1875887.
- [10] Kawaguchi D., Okada T., and Nakamura Y., Effect of pressure balance between multi-stages on part-load performance of centrifugal compressor for turbo chiller, J. Fluid Sci. Technol., vol. 10, no. 1, pp. JFST0010–JFST0010, 2015, doi: 10.1299/jfst.2015jfst0010.
- [11] Shen F., Yu L., Cousins W. T., Sishla V., and Sharma O. P. Numerical investigation of the flow distortion impact on a refrigeration centrifugal compressor, in Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2016, doi: 10.1115/GT2016-57063.
- [12] Cousins W. T., Sishla V., Yu L., and Shen F. Analytical and experimental results of a novel single-stage centrifugal compressor with economizer injection, in Proceedings of the ASME Turbo Expo, 2018, doi: 10.1115/GT2018-76967.
- [13] Yi K., Zhao Y., Yu G., Yang Q., Liu G., and Li L. Research on performance of refrigeration centrifugal compressor with gas bearings for water chillers, Energy Reports, vol. 8, pp. 5562–5569, Nov. 2022, doi: 10.1016/j.egy.2022.04.031.
- [14] Liu Y., Liu G., Yang Q., Zhao Y., and Li L. Research on motor cooling process of centrifugal refrigeration compressor with gas bearings, Int. J. Refrig., vol. 145, pp. 68–77, Jan. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.09.018.
- [15] Yi K., Zhao Y., Liu G., Yang Q., Yu G., and Li L. Performance Evaluation of Centrifugal

- Refrigeration Compressor Using R1234yf and R1234ze(E) as Drop-In Replacements for R134a Refrigerant, *Energies*, vol. 15, no. 7, p. 2552, Mar. 2022, doi: 10.3390/en15072552.
- [16] Hung K.-S., Ho K.-Y., Hsiao W.-C., and Kuan Y.-D., The Characteristic of High-Speed Centrifugal Refrigeration Compressor with Different Refrigerants via CFD Simulation, *Processes*, vol. 10, no. 5, p. 928, May 2022, doi: 10.3390/pr10050928.
- [17] Hung K.-S., Hsiao W.-C., Li Y.-C., and Kuan Y.-D. 150USRT Class R-513A Refrigerant Two-Stage Centrifugal Compressor Design Point and Separation Point Flow Field Simulation Analysis, *Processes*, vol. 11, no. 1, p. 253, Jan. 2023, doi: 10.3390/pr11010253.
- [18] Park J., Shin Y., and Chung J. Performance Prediction of Centrifugal Compressor for Drop-In Testing Using Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants and Performance Test Codes, *Energies*, vol. 10, no. 12, p. 2043, Dec. 2017, doi: 10.3390/en10122043.
- [19] Teplovye i konstruktivnye raschety kholodilnykh mashin: Ucheb. posobie. [Thermal and structural calculations of refrigerating machines: Textbook. manual.] / Bambushek E. M., Bukharin N. N., Gerasimov E. D., Evstafev V.A., Ilin A.Ia., Koshkin N.N., Noskov A.N., Pekarev V.I., Sakun I.A., Stukalenko A.K., Suetinov V.P., Sysoev V.L., Timofeevskii L.S. ; Pod obshch, red. I. A. Sakuna.. — L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1987. — 423 p.
- [20] Aungier, Ronald H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis, 2000.
- [21] Simonov A.M. Issledovanie effektivnosti i optimalnoe proektirovanie vysokonapornykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeni. [Efficiency research and optimal design of high-pressure centrifugal compressor stages] p. 164 – 188. / Proceedings of the scientific school of compressor engineering of SPbGPU. Edited by prof. Galerkin Yu. B. – Publishing house of SPbGPU, St. Petersburg, 2010 - 670 p.
- [22] ANSI/AHRI 550/590-2011: Performance Rating of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle.
- [23] Bukharin N.N., ‘Modelirovanie kharakteristik tsentrobezhnykh kompressorov [Centrifugal compressors characteristics simulation]. — L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1983.— 214 p.
- [24] Span W., Wagner R. Equations of State for Technical Applications. I. Simultaneously Optimized Functional Forms for Nonpolar and Polar Fluids.’, *Int. J. Thermophys.*, no. 24, pp. 1–39, 2003, doi: 10.1023/A:1022390430888.

#### Сведения об авторах.



**Данилишин Михайлович,** инженер, прикрепленное лицо для подготовки диссертации, Университет ИТМО. Область научных интересов: центробежные компрессоры, турбохолодильные машины, турбодетандеры, численное моделирование. E-mail: [danilishin\\_am@mail.ru](mailto:danilishin_am@mail.ru)



**Кожухов Юрий Владимирович,** к.т.н., доцент, Университет ИТМО. Область научных интересов: компрессорная и холодильная техника, системы транспорта и переработки газа, декарбонизация топливно-энергетического комплекса. E-mail: [kozuhkov\\_yv@mail.ru](mailto:kozuhkov_yv@mail.ru)