

И. Г. Хисамеев, Г. Н. Чекушкин, А. Ф. Сарманаева

РАЗРАБОТКА МЕХАНИЗМА ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТУПЕНИ

Ключевые слова: поршневой компрессор с бесшатунным механизмом, самодействующий клапан, моделирование рабочих процессов.

В статье приведены результаты исследования поршневого компрессора с бесшатунным механизмом движения. Представлен анализ параметров цилиндропоршневой группы, включая механизм газораспределения. Разработана методика моделирования рабочих процессов на основе экспериментальных исследований самодействующих клапанов.

Key words: piston compressor, mechanism without connecting rod, self-acting valve, and simulation of the working processes.

Design of multi-cylinder piston compressor with improved mechanism of the motion has been presented. Results have been presented for the analysis of the piston group parameters, including the gas distribution mechanism. Method of the working processes simulation using the result of experimental research has been developed.

Анализ конструктивных схем поршневых компрессоров показывает общие тенденции современного компрессоростроения: улучшение энергетики, снижение металлоемкости и габаритов, снижение вибрации и звукового давления, повышение надежности работы, уменьшение трудоемкости изготовления и монтажа.

В данной работе приведены некоторые результаты научно исследовательской и опытно конструкторской работы, направленной на улучшение механизма движения компрессора. Представлены результаты анализа цилиндропоршневой группы, включая механизм газораспределения. Разработана методика моделирования самодействующих клапанов с привлечением результатов экспериментальных исследований [1; 2; 3; 4].

Исследована схема многоцилиндрового компрессора с расположением осей цилиндров в одной плоскости. В механизме движения компрессора введена взаимная связь поршней, оппозитно расположенных по отношению к валу. Это дает возможность улучшить динамические показатели, снизить потерь мощности.

Предлагаемая конструктивная схема изображена на рис. 1. Поршневой компрессор содержит две пары цилиндров 1 с углами между осями оппозитных пар 90° . Газораспределение компрессора выполнено в виде комбинированных самодействующих клапанов 2. Для возврата поступательного движения поршней 3 разработан бесшатунный механизм, в состав которого входит вал 4 с подшипниками 5. В составе вала выполнен эксцентрик 7 с установленным на нем ротором 8, который взаимодействует с поршнями. Поршни оппозитно расположенных цилиндров соединены стяжками 9 и 10, которые изготовлены в форме звеньев цепи. Для балансировки сил инерции на валу симметрично расположены противовесы 6.

Прямой ход поршней реализуется во взаимодействии с ротором, который катится по площадкам поршней в плоскости, перпендикулярной оси вала. Площадки взаимно связанных поршней параллельны и находятся на расстоянии, равном диаметру ротора. Обратный ход обеспечивается соответствующими стяжками, которые, в отличие от шатунов, совершают поступательное движение.

Предлагаемая конструкция дает возможность снизить габариты и массу компрессора по сравнению с машинами шатунно-поршневого типа. Уменьшается количество узлов трения, сокращаются механические потери, увеличивается надежность и долговечность компрессора.

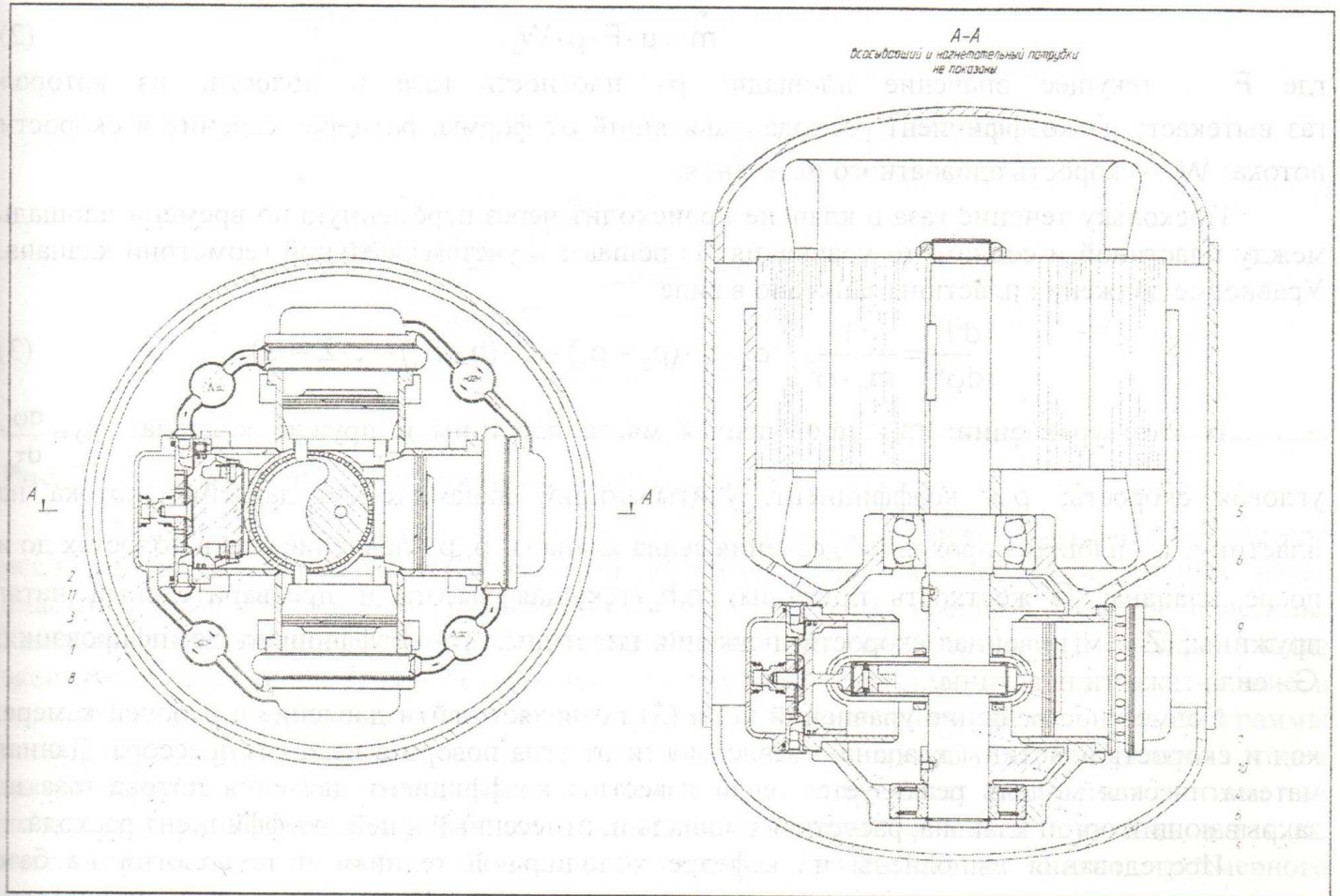


Рис. 1 – Поршневой компрессор с бесшатунным механизмом: 1 - цилиндр; 2 - клапан; 3 - поршень; 4 - вал; 5 - подшипник; 6 - противовес; 7 - эксцентрик; 8 - ротор; 9, 10 - стяжки; 11 - направляющая

Одним из узлов компрессора, во многом определяющим экономичность и надежность работы, обычно считают самодействующие клапаны. В конструкции холодильного компрессора принято решение использовать комбинированные клапаны с кольцевыми пластинами [1, 6]. Это позволяет уменьшить мертвое пространство ступени.

Анализ работы клапана в составе предлагаемой конструкции компрессора выполняется на математической модели с учетом основных факторов влияния. Работа клапана, установленного в рабочей камере, описываются системой уравнений в форме (1), удобной для анализа. В этом виде уравнения используют для термодинамических процессов с переменной массой рабочего тела в камерах объемных машин [3, 5].

$$\begin{cases} \frac{dp}{d\varphi} = \frac{(k-1)}{V \cdot \omega} \cdot \left(\frac{dQ}{d\varphi} \cdot \omega + \sum_{i=1}^n (i_{ni} \cdot m_{ni}) - \sum_{j=1}^m (i \cdot m_{yj}) - \frac{\omega \cdot k \cdot p}{(k-1)} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right) \\ \frac{dT}{d\varphi} = \frac{(k-1) \cdot T}{p \cdot V \cdot \omega} \cdot \left(\frac{dQ}{d\varphi} \cdot \omega + \sum_{i=1}^n ((i_{ni} - i) \cdot m_{ni}) + i \cdot \left(\frac{k-1}{k} \right) \cdot \left(\sum_{i=1}^n (m_{ni}) - \sum_{j=1}^m (m_{yj}) \right) - p \cdot \omega \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right) \end{cases} \quad (1)$$

В уравнениях (1): p , T , i – давление, температура, удельная энтальпия газа; V – объем камеры; Q – тепловой поток через стенки камеры, т.е. внешний теплообмен. Второе и третье слагаемые определяют энергию входящего газа вследствие подвода (индекс « n ») или отвода некоторой (i -ой) массы (индекс « y ») через элементы с ограниченной площадью проходного сечения. Последняя составляющая уравнений характеризует скорость изменения объема рабочей камеры.

Массовый расход газа через определяющее сечение клапана принято рассчитывать по формуле адиабатного истечения в докритическом режиме

$$\dot{m} = \mu \cdot F \cdot \rho \cdot W_a, \quad (2)$$

где F – текущее значение площади; ρ – плотность газа в полости, из которой газ вытекает; μ – коэффициент расхода, зависящий от формы, размеров сечения и скорости потока; W_a – скорость адиабатного истечения.

Поскольку течение газа в клапане происходит через переменную по времени площадь между пластиной и седлом, то уравнения (1) решают с учетом реальной геометрии клапана. Уравнение движения пластины записано в виде

$$\frac{d^2 h}{d\varphi^2} = \frac{1}{m_n \cdot \omega^2} \cdot (\rho_d \cdot f_c \cdot (p_2 - p_1) - C \cdot (h + h_0) - \tau \cdot Z - G) \quad (3)$$

В этом уравнении: m_n – приведенная масса пластины и пружин клапана; $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ – угловая скорость; ρ_d – коэффициент, учитывающий динамическое давление потока на пластину; f_c – площадь проходного сечения седла клапана; p_1, p_2 – давление газа в полостях до и после клапана; C – жесткость пружины; h, h_0 – текущая высота и предварительный натяг пружины; Z – мгновенная скорость движения пластины; τ – коэффициент демпфирования; G – сила тяжести пластины.

Совместное решение уравнений (1) и (3) позволяет найти давление в рабочей камере, ход и скорость пластины клапана в зависимости от угла поворота вала компрессора. Данная математическая модель реализуется, если известны коэффициент давления потока газа на закрывающий орган клапана, расчетная площадь и, отнесенный к ней, коэффициент расхода.

Исследования выполнены на кафедре холодильной техники и технологий на базе компрессора, укомплектованного кольцевыми клапанами. Получены новые результаты, дополняющие ранее проведенные исследования [5]. Исследование клапанов на различных хладагентах выполнили на герметичном стенде замкнутого контура. Основные результаты представлены в виде графических зависимостей на рисунках 2, 3.

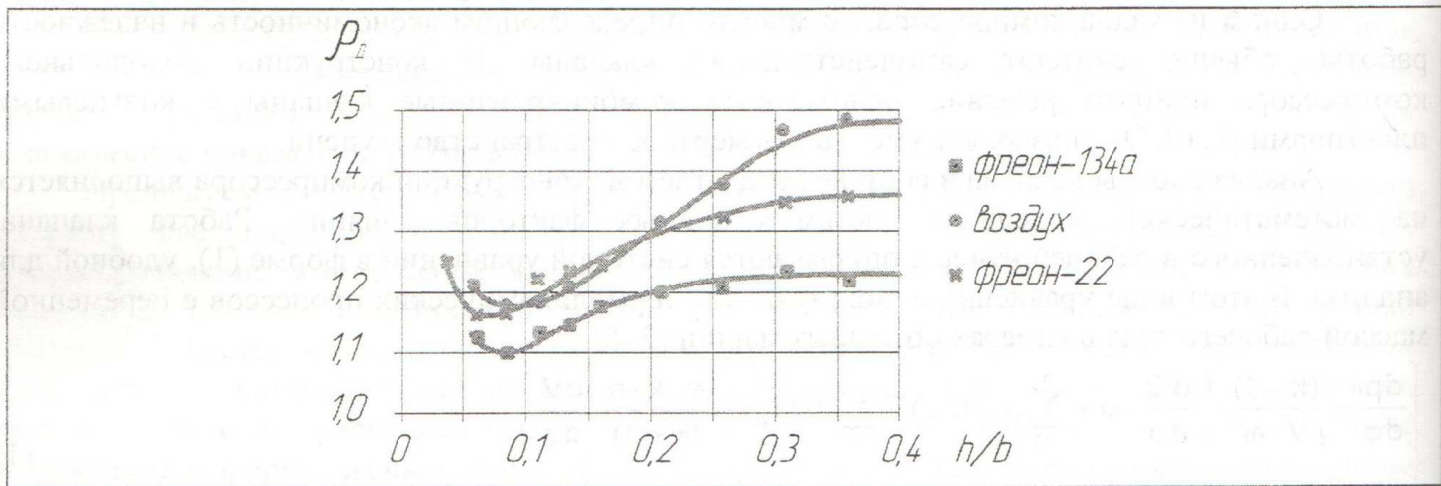


Рис. 2 – Зависимость коэффициента давления потока ρ_d от величины относительного хода пластины

Экспериментальные исследования показывают, что коэффициент ρ_d в функции относительного хода пластины для различных геометрических параметров пластин можно считать одинаковым. Анализ этого коэффициента в условиях разных рабочих тел, в соответствии с рисунком 2, показывает, что в реальных условиях при моделировании работы клапана необходимо учитывать род, параметры и давление рабочего тела (см. также рис. 3).

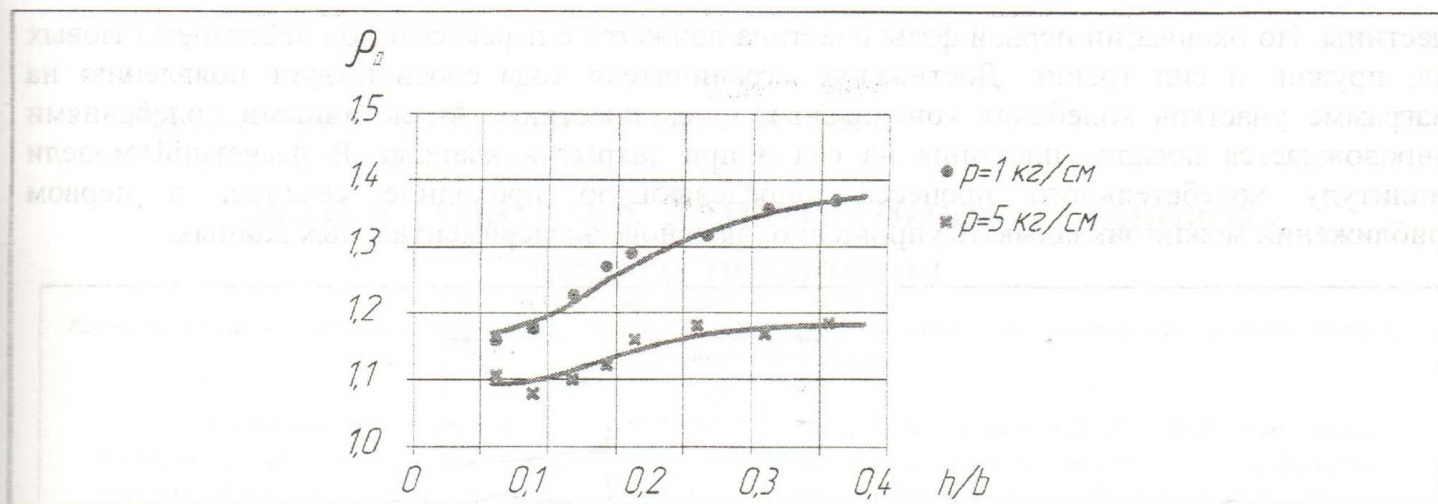


Рис. 3 – Коэффициент давления потока для фреона R22

Динамика кольцевой пластины с учетом неоднородности движения отдельных участков исследована по экспериментальным осциллограммам. Датчики хода контрольных точек пластины были расположены равномерно по окружности на среднем диаметре пластины. Каждым из датчиков зафиксирован индивидуальный вид диаграммы хода. Анализ экспериментальных диаграмм показывает, что наиболее характерным является движение в виде прецессии в виде перекачивания по наружному уплотняющему пояску. Эти диаграммы сложны для аналитического решения, и не подчиняются общей для контрольных точек закономерности. Тем не менее, анализ свидетельствует о перекосах движения пластины при посадке на седло или ограничитель хода, что вызвано спецификой потока газа, а так же неоднородностью характеристик пружин клапана. Аналогичный анализ трехмерного движения дисковых пластин выполнен в работе [4].

В наших исследованиях получены осциллограммы хода контрольных точек пластин всасывающих и нагнетательных клапанов на различных режимах по давлениям и частоте привода компрессора. Типичная диаграмма представлена на рисунке 4. Здесь показана диаграмма хода нагнетательного клапана «а» и индикаторная диаграмма «б». Также зафиксировано положение поршня в мертвых точках (ВМТ), (НМТ). Для отдельно взятого цикла выделены углы, соответствующие фазам работы клапана. В целом, диаграмма хода состоит из участков, описание которых отражено в литературных источниках. Исключение составляют участки предварительного открытия, когда $\varphi_1 < \varphi < \varphi_2$ и позднего закрытия в пределах углов $\varphi_7 < \varphi < \varphi_8$.

Для описания работы клапана на этих участках произведена ревизия клапанов после приработки на эксплуатационных режимах. Геометрия проточной части кольцевого клапана с учетом изнашивания свидетельствует о том, что наружная кромка пластины и наружный уплотняющий поясок седла изнашиваются интенсивнее, чем внутренние участки. Исследования клапанов показывают, что предельный относительный зазор (δ/b) , возникающий вследствие неравномерного износа уплотняющих кромок, можно принять в интервале $0,10 \div 0,15$.

Этот фактор неравномерного изнашивания оказывает существенное влияние на показатели ступени, его необходимо учитывать в построении модели. Моделирование движения пластины клапана целесообразно проводить по участкам, которые характеризуются соответствующими положениями пластины. На участке закрытого клапана пластина находится в деформированном состоянии под действием распределенной нагрузки, определяемой разностью давлений, как описано в работе [7].

Начало открытия клапана после первой фазы отыскивается из условия равенства противоположно направленных сил упруго деформированной пластины, пружины, и от разности давлений. На первом участке течение газа происходит только по наружной кромке

пластины. По окончании первой фазы пластина движется с перекосом под действием газовых сил, пружин и сил трения. Достижение ограничителя хода соответствует появлению на диаграмме участков колебания контрольных точек пластины. Аналогичными колебаниями сопровождается посадка пластины на седло при закрытии клапана. В расчетной модели амплитуду колебательного процесса, определяющую проходное сечение, в первом приближении можно закладывать упрощенно, на основе экспериментальных данных.

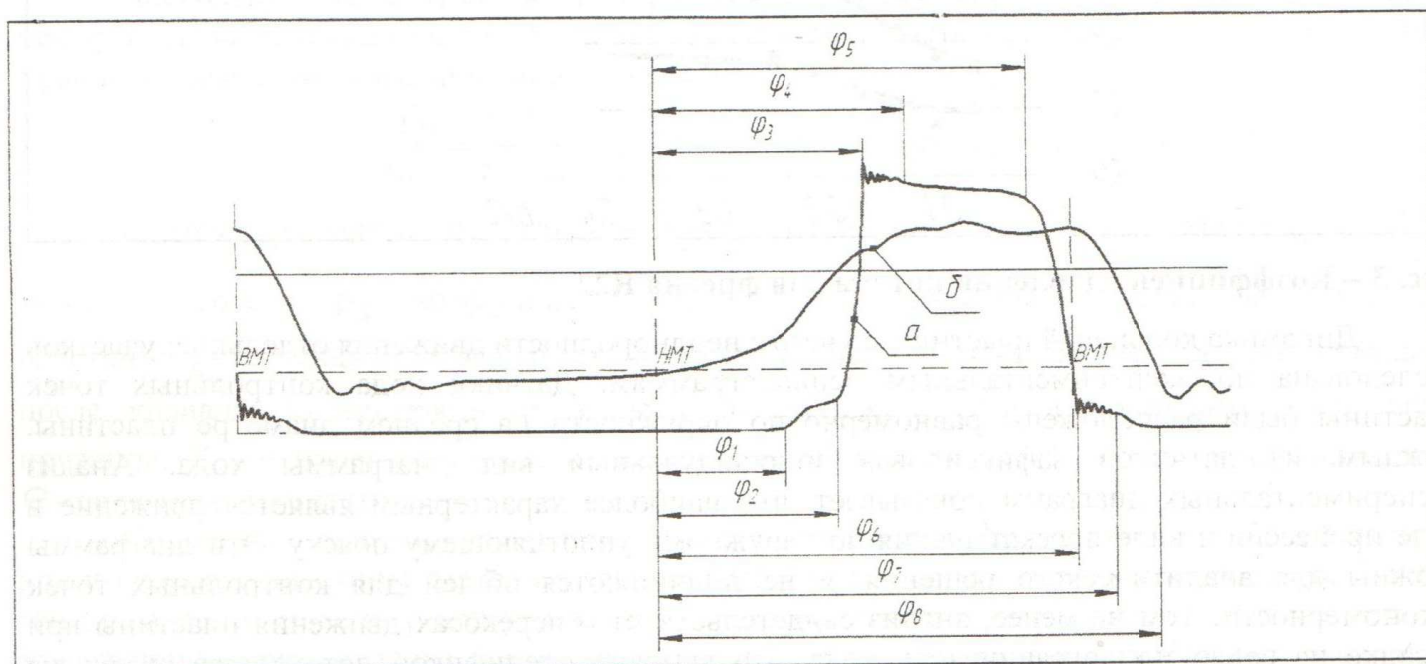


Рис. 4 – Экспериментальные диаграммы

Для оценки результатов моделирования использованы индикаторные диаграммы ступени, полученные на измерительном комплексе, который использует принцип аналого-цифрового преобразования сигнала с фиксацией в памяти компьютера. Обработка сигнала в цифровом коде позволяет выполнить объективный количественный анализ.

Предлагаемая методика моделирования позволяет в комплексе учитывать эти факторы и выбрать оптимальный вариант клапанов, в частности, для поршневых компрессоров на базе бесшатунного механизма движения

Литература

1. Быков, А.В. Холодильные компрессоры/А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др.: под ред. А.В. Быкова. - М.: Колос, 1992. - 304 с.
2. Максимов, В.А. Компрессорное и холодильное машиностроение на современном этапе/ В.А. Максимов, А.А. Мифтахов, И.Г. Хисамеев //Вестник Казан. технол. ун-та. – 1998. - №1. - С. 104-113.
3. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет / П.И. Пластинин. - М.: Колос, 2000. - 456 с.
4. Machi, E.H. Valve dynamics of reciprocating compressors valves with more than one degree of freedom/ E.H. Machi //Consulting Mechanical Engineer, Vienna, Austria. – 2001. - №5, С. 45-62.
5. Чекушкин, Г.Н. Самодействующие клапаны холодильных поршневых компрессоров: Учебное пособие/ Г.Н. Чекушкин. – Казань: Изд-во КХТИ им. С.М. Кирова, 1984. - 36 с.
7. Тимошенко, С.П. Пластинки и оболочки/ С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: Наука, 1966 -636 с.
8. Хамидуллин, М.С. Расчет и настройка клапана поршневого компрессора: Методические указания/ М.С. Хамидуллин, Г.Н. Чекушкин. – Казань: Изд-во КХТИ им. С. М. Кирова, 1996. - 24 с.

© И. Г. Хисамеев – д-р техн. наук, проф., зав. каф. холодильной техники и технологии КНИТУ;
Г. Н. Чекушкин – канд. техн. наук, доц. той же кафедры; А. Ф. Сарманаева – асп. той же кафедры.
mcx_kstu@rambler.ru.