

# Разработка ряда импортозамещающих спиральных холодильных компрессоров

**О.Ю. Паранина, А.Ф. Сарманаева, Ю.А. Паранин, Ш.Ш. Биктимеров, Е.Р. Ибрагимов**  
 (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС, г. Казань)

Проводится краткий анализ рынка спиральных компрессоров, описывается принцип действия спиральных компрессоров, обсуждается вопрос преимущества и недостатков спиральных компрессоров перед другими типами компрессоров. Приводятся исходные технические требования на разработку ряда.Осуществляется анализ исходных данных, на основе которых разрабатывается ряд спиральных компрессоров, взамен компрессоров импортного производства. Рассматривается основной принцип расчета параметров спиралей, подбирается геометрия пера спиралей и форма концевого участка, в соответствии с требуемыми значениями производительности ряда. Описываются особенности подбора геометрии рабочих элементов спиралей, в зависимости от требуемой производительности компрессора. Рассматривается вопрос перехода спирального компрессора на другую высоту пера спирали. Представляется основная методика расчета тепловых полей спиралей. Проводится расчет тепловых полей профилей спиралей для разработанного ряда компрессоров. Представляются результаты расчетных параметров ряда спиральных компрессоров, его характеристики, относительно производительности компрессоров. Проводится сравнение, полученных расчетных зависимостей для нового ряда спиральных компрессоров с характеристиками, заменяемого спирального компрессора - аналога зарубежного производства.

**Ключевые слова:** рынок спиральных компрессоров, спиральный компрессор, геометрия рабочих элементов спиралей, ряд спиральных компрессоров, высота пера спирали, характеристики спирального компрессора, производительность компрессора.

**Development of a number of import – substituting scroll refrigeration compressors**

**Paranina O., Sarmanaeva A., Paranin Yu., Sh. Biktimirov Sh., E. Ibragimov E.**

(JSC «NIITurbocompressor n.a. V. Schnepf», HMS Group, Kazan)

A review of the scroll compressors market is carried out, the operation philosophy of scroll compressors is described, the advantages and disadvantages of scroll compressors over other types of compressors are discussed. The initial specifications for the development of the row are given. The analysis of the initial data is carried out, on the basis of which a number of scroll compressors is being developed to replace imported ones. The basic principle of scroll parameters calculating is considered, the configuration of a scroll pen and the shape of the end section are selected in accordance with the required values of the row performance. The features of the selection of the geometry of scroll working elements, depending on the required compressor performance, are described. The problem of the transition of the scroll compressor to a different height of the scroll pen is considered. The basic method of calculating the thermal fields of scrolls is presented. The calculation of the thermal fields of scroll profiles for the developed series of compressors is carried out. The results of the calculated parameters of a number of scroll compressors, its characteristics relative to the performance are presented. The obtained calculated dependences for a new series of scroll compressors are compared with the characteristics of the replaced scroll compressor of foreign manufacture.

**Keywords:** scroll compressors market, scroll compressor, geometry of scroll working elements, a row of scroll compressors, height of the scroll pen, characteristics of the scroll compressor, compressor performance.

## Введение

В настоящее время российские компании, производящие холодильное оборудование для кондиционирования воздуха, хранения продуктов, а также изделия специального назначения - в лабораториях, сфере торговли, медицине, автомобильной промышленности и др., используют в своих изделиях спиральные компрессоры иностранного производства.

Согласно имеющимся данным последних 5 лет, объем мирового рынка спиральных компрессоров

достиг 14,9 млн единиц (без учета объема внутренних поставок). Американский рынок спиральных компрессоров на 2017 г. оценивался в 7,1 млн единиц и использовался, в основном, в моноблочных кондиционерах воздуха. Европейский рынок спиральных компрессоров показал в 2017 г. рост на 1,1%. Инверторные спиральные компрессоры используются при производстве полупроводников и в области медицинского оборудования в Европе. Китайский рынок спиральных компрессоров к 2017 г. вырос до 3,7 млн единиц (9,8%) [3].

С 2018 года отмечается уменьшение роста мирового рынка спиральных компрессоров. К 2020 году, как и во многих отраслях промышленности, мировой спрос сократился и по спиральным компрессорам на 2,3%. При этом произошло перераспределение между крупнейшими поставщиками: рынок Америки вырос на 5,5%, в то время как Китай показал падение на 19,5%. Также падение спроса на 10,9% продемонстрировали страны Европы (без учета России и Турции).

Однако, имеющаяся потребность мирового рынка в производстве спиральных компрессоров остается достаточно большой. Ведущим производителем спиральных компрессоров в мире является компания «Emerson» (США). В поставках на российский рынок по спиральным холодильным компрессорам лидируют фирмы «Copeland» (США) и «Danfoss» (Дания).

В России исследованиями и разработкой спиральных компрессоров активно занимались в 80-90-х годах прошлого века. Но потом работы были свернуты, по причине поступления на рынок большого количества импортных компрессоров. Реализация программы импортозамещения в данном направлении имеет большое значение, особенно для изделий специального назначения.

Спиральный компрессор относится к классу роторных компрессорных машин объемного принципа действия. Основными рабочими элементами являются подвижная и неподвижная спирали, которые вставлены одна в другую с разворотом на  $180^\circ$  между собой. При этом центры основных окружностей радиусом  $r_0$  находятся на расстоянии  $\varepsilon_0$  между собой и на одной оси. Подвижная спираль совершает движение только по определенной орбите радиусом  $\varepsilon_0$  вокруг оси неподвижной спирали, совпадающей с осью вала. [1] Внешний вид спиралей представлен на рис. 1.

На рис. 2 показаны взаимные положения подвижной и неподвижной спирали при орбитальном движении подвижной спирали через  $90^\circ$ . За один оборот подвижной спирали по орбите радиусом  $\varepsilon_0$  спиральный компрессор совершает полный рабочий цикл. Рабочий цикл состоит из нескольких стадий, следующих друг за другом. Когда в одной паре полостей происходит образование новой пары полостей, в другой одновременно происходит процесс сжатия и последующее вытеснение газа, затем процесс повторяется [2].

Основными преимуществами спирального компрессора перед другими типами компрессоров являются: высокая энергетическая эффективность; высокая надежность и долговечность (содержит существенно меньше деталей); отсутствие «мертвого объема»; малый уровень шума, вследствие неболь-



Рисунок 1 - Поперечное сечение

спиралей компрессора:

$r_0$  – радиус основной окружности спирали;  
 $\delta$  – толщина ребра спирали;  $\varepsilon_0$  – эксцентриситет;  
 $t$  – шаг спирали;  $F_{1п}$  – площадь ячейки всасывания

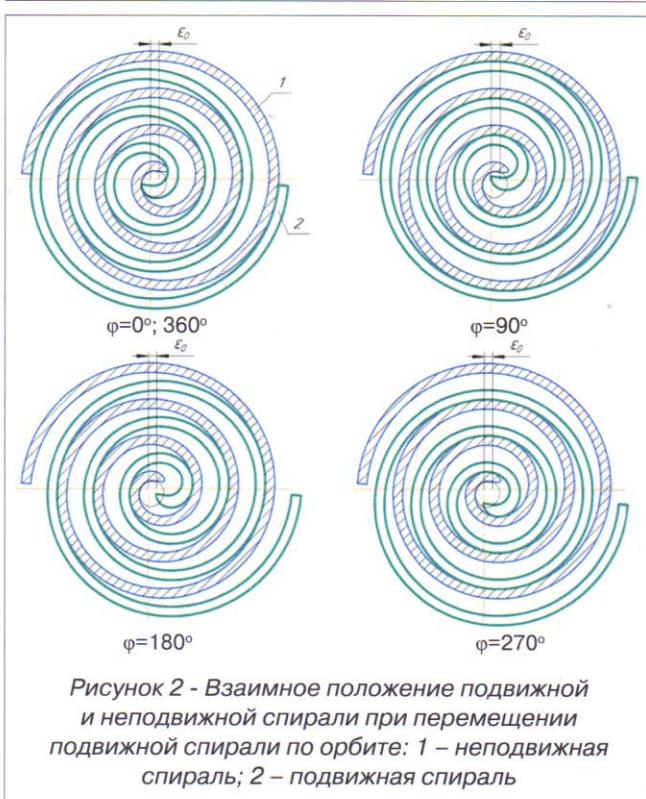


Рисунок 2 - Взаимное положение подвижной и неподвижной спирали при перемещении подвижной спирали по орбите: 1 – неподвижная спираль; 2 – подвижная спираль

ших скоростей движения газа в машине; быстроходность; малая доля протечек; отсутствие теплообмена при всасывании с горячими стенками цилиндра (высокий объемный коэффициент); необязательно наличие всасывающего и нагнетательного клапанов.

Изготовление спиральных компрессоров предъявляет высокие требования к точности изготовления



Исходные данные на разработку ряда спиральных компрессоров

Таблица 1

Холодильный агент	Действительная объемная подача по условиям всасывания, м <sup>3</sup> /ч	Номинальная холодопроизводительность*, кВт	Рабочий диапазон	
			температура кипения, °C	температура конденсации, °C
R134a	7,72	5,5	от минус 10 до плюс 15	от плюс 25 до плюс 62
	10,95	7,8		
	17,55	12,5		

\* Номинальная холодопроизводительность в режиме: температура кипения 7,2 °C, температура конденсации 54,4 °C, перегрев 11,1 °C, переохлаждение 8,33 °C.

Режимы работы спирального компрессора

Таблица 2

Режим	Параметры				
	Температура кипения, °C	Температура конденсации, °C	Перегрев, K	Переохлаждение, K	Температура окружающей среды, °C
Номинальный	7,2	54,4	11,1	8,33	35
Максимальной мощности	15	62	5-12	3-8	10-50
Максимальной разницы давления	минус 10	60	5-12	3-8	10-50

деталей, сборки и балансировки ротора. В качестве образующих спиралей, чаще всего, используются эвольвенты окружности. В России эвольвенты с этой кривой строились в АО «НИИтурбокомпрессор» (г. Казань) и «ВНИИХолодмаш» (г. Москва).

АО «НИИтурбокомпрессор» имеет опыт проектирования и изготовления спиральных компрессоров холодопроизводительностью от 1,8 до 30 кВт: 1БС-4-2-3, СГГ30-24-1, СГГ30-2-1, 1СГГ30-20-1, СГГ20-2-1, СГГ1,8-2-ЗОМ5, 1СГГ1,8-11-30 М5, СГГ2,8-2-1, СГГ20-11-1, 1СГГ2,8-11-1 ОМ5, СХ8-2-1, СХ4-2-1. Но имеющиеся разработки относятся к периоду 90-х годов прошлого века и не отвечают современным экологическим требованиям по применяемым хладагентам и требованиям по энергоэффективности. Вследствие чего, были проведены работы по созданию нового ряда спиральных компрессоров.

Исходные данные на разработку ряда спиральных компрессоров для систем кондиционирования воздуха (СКВ) представлены в таблице 1.

При этом компрессор должен работать на трех режимах работы: номинальном, максимальной мощности, максимальной разности давлений (таблица 2).

Для обеспечения требуемых производительностей и высоких энергетических показателей компрессора, были проведены расчетно-теоретические исследования.

На первом этапе исследований проводился ана-

лиз, имеющейся номенклатуры спиральных компрессоров производства АО «НИИтурбокомпрессор», а также имеющихся патентов, диссертаций и других литературных источников, затрагивающих тему геометрии спиральных компрессоров [4, 5, 6, 7].

На втором этапе осуществлялся подбор оптимальных геометрических параметров спиралей для нового ряда компрессоров:  $r_0$  – радиус основной окружности спирали;  $\delta$  – толщина ребра спирали;  $\varepsilon_0$  – эксцентриситет;  $t$  – шаг спирали;  $F_{1\pi}$  – максимальная площадь ячейки серповидной полости;  $\phi_{кон}$  – конечный угол закрутки спирали;  $h$  – высота ребра спирали.

Основные уравнения, показывающие взаимосвязь между радиусом начальной окружности, толщиной ребра спирали, эксцентриситетом и шагом спирали [1]:

$$t = 2 \cdot (\varepsilon_0 + \delta); \quad r_0 = \pi^{-1} \cdot (\varepsilon_0 + \delta)$$

Конечный угол закрутки спирали определяет число, одновременно существующих рабочих полостей, и, следовательно, зависит от геометрической степени сжатия и производительности компрессора.

Высота ребра спирали зависит от теоретической объемной производительности  $V_t$ , максимальной площади серповидной полости  $F_{1\pi}$  и числа оборотов приводного вала компрессора  $n_1$  [1]:

$$h = V_t \cdot (2 \cdot F_{1\pi} \cdot n_1)$$

На первом этапе было определено, что примене-



ние, ранее разработанной, первой базы спирально-го компрессора 1БС-4-2-3 невозможно, так как требуемое значение геометрической степени сжатия на расчетном режиме не обеспечивается. При этом окно нагнетания не будет сформировано, следова-тельно, процесс сжатия и нагнетания не будут опти-мальными.

На втором этапе, для обеспечения требуемых производительностей, был разработан ряд спираль-ных компрессоров с концевым участком, сформиро-ванным по патенту АО «НИИтурбокомпрессор» [4]. Согласно [4], профилированный концевой участок обладает наибольшей энергетической эффектив-ностью и существенно улучшает технологические характеристики обрабатываемости спирали. При формировании концевого участка, начальный угол образования эвольвенты выбран, исходя из рекомен-даций, представленных в диссертации Ибрагимова Е.Р [5]. Подвижные и неподвижные спирали компрес-сора рассчитывались в специальной программе.

Для обеспечения требуемых производительно-стей, исходный профиль был скорректирован в сто-рону увеличения шага спирали  $t$ , с целью достижения большей площади серповидной полости.

На рис. 3 представлен график, по которому, при расчетном значении геометрической степени сжа-тия ( $E_r=3,0$ ), определялся конечный угол раскрутки эвольвенты ( $\phi_{кон} = 1345^\circ$  и  $\phi_{кон} = 1350^\circ$ ), далее из гра-фика на рис. 4 при известном значении  $\phi_{кон}$  опре-делялась площадь серповидной полости спирального компрессора ( $F_{1п} = 980 \text{ мм}^2$  и  $F_{1п} = 1634 \text{ мм}^2$ ).

В таблице 3 представлены параметры эвольвент-ных спиралей, выполненных на основании основной окружности, равной  $r_0=2,414 \text{ мм}$  и  $r_0=2,865 \text{ мм}$ . Тре-буемая производительность ряда была обеспечена двумя типоразмерами спиралей.

Основные параметры спиралей (эксцентриситет  $e_0$ , шаг спирали  $t$ , радиус основной окружности  $r_0$ ) пред-ставлены на рис. 5 и 6.

Расчет спирального компрессора без подвода до-полнительной жидкости для охлаждения, не учитывая теплообмен, приводит к значительно завышенной

*Результаты расчета геометрических параметров спирали при расчете высоты спирали в специальной программе*

Таблица 3

Холодопроиз-водительность компрессора, $Q_0, \text{kBt}$	Производительность компрессора по усло-виям всасывания $V_{bc}, \text{м}^3/\text{ч}$ ( $\text{м}^3/\text{мин}$ )	Теоретическая производитель-ность компрессо-ра $V_t, \text{м}^3/\text{ч}$ ( $\text{м}^3/\text{мин}$ )	Высота ребра спирали $h, \text{мм}$	Площадь серповидной полости $F_{1п}, \text{мм}^2$	Конечный угол закрутки спирали $\phi_{кон}, ^\circ$
5,5	7,72 (0,129)	9,9 (0,165)	30	980	1345
7,8	10,95 (0,183)	14,04 (0,234)	40		
12,5	17,55 (0,293)	22,5 (0,375)	40	1634	1350

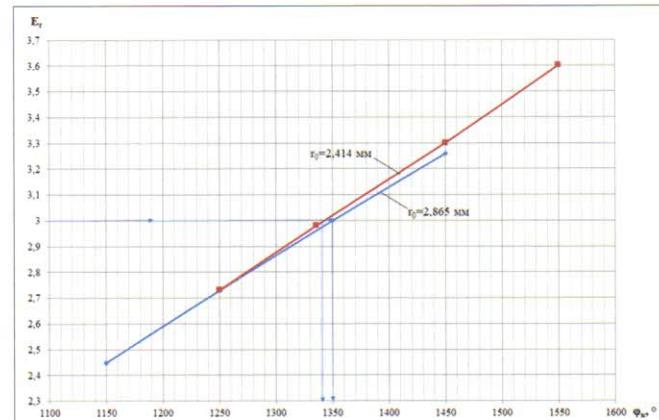


Рисунок 3 - График определения угла раскрутки эвольвенты  $\phi_k$  от требуемой геометрической степени сжатия  $E_r$

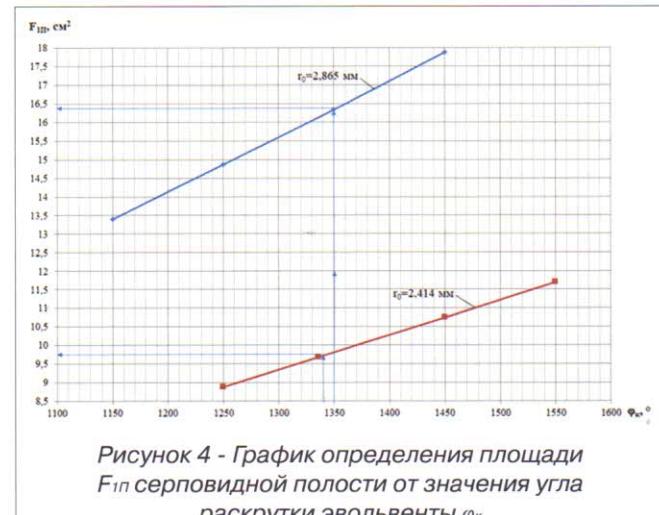


Рисунок 4 - График определения площади  $F_{1п}$  серповидной полости от значения угла раскрутки эвольвенты  $\phi_k$

величине температуры в рабочей камере. Важность учета теплообмена обуславливается и тем, что спиральные элементы нового ряда компрессоров изготавливаются из алюминия. Данный материал имеет большой коэффициент теплопроводности, повыша-емый при увеличении температуры.

Для полученного ряда проводился расчет стаци-

онарных трехмерных тепловых полей подвижных и неподвижных спиралей по методике, изложенной в диссертации Паранина Ю.А [6]. Стационарное распределение температуры в спирали описывается трехмерным уравнением теплопроводности (уравнением Лапласа):

$$\Delta T_i(x) = 0,$$

$$x \in \Omega_i,$$

$$i = 1, 2,$$

где  $\Omega_i$  – трехмерная область, занимаемая спиралью;

$x = (x_1, x_2, x_3)$  – точка трехмерного пространства;

$$\Delta T_i(x) = \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_3^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_3^2} + \frac{\partial^2 T(x)}{\partial x_3^2} - \text{трехмерный}$$

оператор Лапласа.

Значение  $i=1$  соответствует неподвижной спирали,  $i=2$  – подвижной спирали;  $T_i$  – температура спирали.

При расчете температурных полей спирали, среднюю по циклу температуру и давление, сжимаемого газа, определяли по результатам работы программы расчета рабочего процесса. При этом в зоне всасывания температуру и давление принимали, равным температуре и давлению всасывания, соответственно.

В результате проведенного расчетно-теоретического исследования по разработке ряда, проведено сравнение компрессоров нового ряда и спиральных компрессоров марки «Danfoss» серии MLZ, с соответствующей холодопроизводительностью.

На рис. 7 представлена сравнительная зависимость температур конденсации от температур кипения, представляющая собой границы эксплуатации, разработанного ряда (1) и ряда спиральных компрессоров марки «Danfoss» серии MLZ (2) при работе на хладагенте R134a. На рис. 7 сплошная линия 1.1 для разработанного ряда определяет предельную температуру нагнетания при перегреве газа на всасывании  $\Delta_{tbc}=5^\circ\text{C}$ , штриховая линия 1.2 определяет границу эксплуатации при перегреве  $\Delta_{tbc}=12^\circ\text{C}$ ; сплошная линия 2.1 определяет границу эксплуатации ряда компрессоров марки «Danfoss» при перегреве  $\Delta_{tbc}=11^\circ\text{C}$ .

Диапазон работы компрессора определяется минимальными и максимальными температурами кипения  $t_b$  и конденсации  $t_c$  с учетом, максимально возможной величины, температуры нагнетания  $t_h$ .

Согласно рис. 7, разработанный ряд спиральных компрессоров и компрессоров марки «Danfoss» серии MLZ, имеют схожие границы эксплуатации. При этом границы компрессоров 2 имеют более широкий диапазон, ввиду того, что данные компрессора имеют, отличающуюся от разработанного ряда, в большую сторону область эксплуатации. К тому же, компрессоры марки «Danfoss» имеют более высокое значение температуры газа на линии нагнетания при



Рисунок 5 - Поперечное сечение подвижной и неподвижной спиралей, выполненных на основании основной окружности  $r_0=2,414$  мм



Рисунок 6 - Поперечное сечение подвижной и неподвижной спиралей, выполненных на основании основной окружности  $r_0=2,865$  мм

работе компрессора внутри, разрешенной области.

Из рис. 7 следует, что область эксплуатации 1, внутри которой гарантируется надежная работа компрессора для разработанного ряда, определяется следующими границами:

- максимальная температура нагнетания  $+100^\circ\text{C}$ ;
- минимальная температура кипения  $-10^\circ\text{C}$ ;
- максимальная температура конденсации  $+62^\circ\text{C}$ .

На рис. 8 представлена зависимость холодопроизводительности от температуры кипения для одного из вариантов исполнения спирального компрессора импортного и его замещающего ряда, при теоретической объемной производительности компрессора  $9,9 \text{ м}^3/\text{ч}$ . Данные зависимости должны быть использованы с учетом границ эксплуатации ряда спиральных компрессоров.

Из анализа графиков на рис. 8 следует, что значение холодопроизводительности для выделенного

типоразмера имеют близкие значения. Аналогично хорошее соответствие мировым аналогам получено по остальным типоразмерам.

В дальнейших исследованиях планируется расширять, разработанный ряд спиральных компрессоров. Спираль при  $r_0=2,865$  мм имеет большее основание, чем при  $r_0=2,414$  мм и, следовательно, в дальнейшем существует возможность расширения ряда для данной геометрии спирали с применением различных высот ее пера как в меньшую, так и в большую сторону. При расширении ряда в сторону увеличения производительности данный типоразмер будет обладать лучшей устойчивостью, ввиду меньшего влияния опрокидывающего момента и, соответственно,

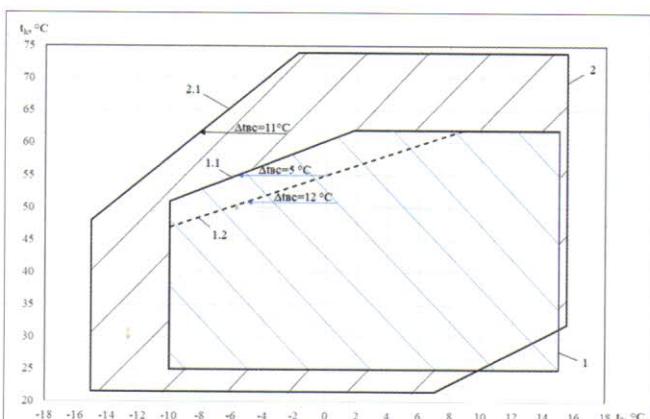


Рисунок 7 - Границы эксплуатации:  
1 – нового ряда спиральных компрессоров;  
2 – ряда спиральных компрессоров  
марки «Danfoss» серии MLZ

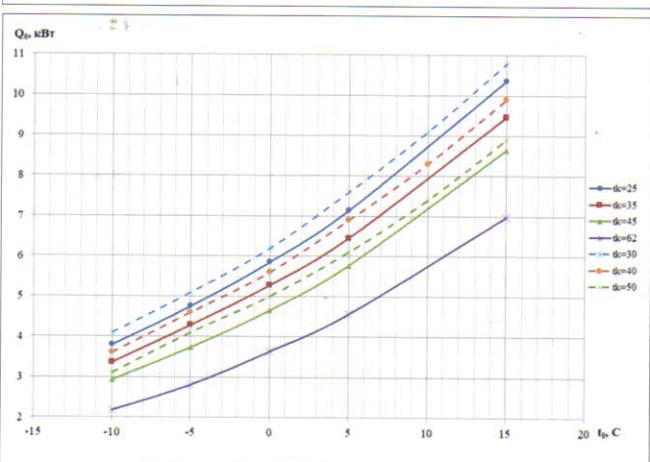


Рисунок 8 - График зависимости  
холодопроизводительности от температуры  
кипения при различных значениях температуры  
конденсации для нового ряда спиральных компрес-  
соров (сплошные линии), а также для компрессоров  
«Danfoss» серии MLZ (штриховые линии) при теорети-  
ческой производительности  $V_T = 9,9 \text{ м}^3/\text{ч}$

лучшими показателями надежности.

Таким образом, в работе были проведены следующие этапы расчетно-теоретического исследования по разработке ряда спиральных компрессоров:

- анализ существующего рынка, а также актуальной литературы, касательно спиральных компрессоров;

- создание нового ряда спиральных компрессоров для обеспечения требуемых значений производительностей, с учетом существующего опыта разработки спиральных компрессоров в АО «НИИтурбокомпрессор»;

- сравнение энергетических характеристик компрессоров нового ряда с импортными спиральными компрессорами;

- обозначены пути дальнейшего расширения нового ряда компрессоров.

### Список литературы

1. Холодильные машины: Учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур» / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.Н. Пекарев, И.А. Сакун, Л.С. Тимофеевский. Под общей редакцией Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992 с.

2. Кочетова Г.С., Сакун И.А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. – М.: Цинтихимнефтемаш, 1988. – 54 с.

3. Журнал «Холодильный бизнес». М.: ООО «ИД «Холодильное дело», 2018, №4. – С. 34 – 40 (68с.).

4. Пат. RU 2184272 C2, МПК F 04 C 18/04. Рабочие элементы спиральной машины / К. И. Горшенин, Е.Р. Ибрагимов, В.Н. Налимов.; заявл. 28.08.00; опубл. 27.06.02. – 9 с.

5. Ибрагимов Е.Р. Повышение эффективности спирального компрессора сухого сжатия. Дис. канд. техн. наук / Е.Р. Ибрагимов. – Казань, 2009. – 136с.

6. Паранин Ю.А. Совершенствование метода расчета рабочего процесса спирального компрессора сухого сжатия с использованием результатов экспериментальных исследований. Дис. канд. техн. наук / Ю.А. Паранин. – Казань, 2011. – 254с.

7. Якупов Р.Р. Разработка и исследование безмасляного спирального вакуумного насоса. Дис. канд. техн. наук / Р.Р. Якупов. – Казань, 2018. – 172с.

### Электронные ресурсы.

8. «Danfoss». MLZ — герметичные спиральные компрессоры. – Режим доступа: <https://open.danfoss.ru/kompressory-dlya-xolodilnyx-sistem/mlz-germeticnye-spiralnye-kompressory>, свободный.

