

УДК 621.5.041

Решение основных проблем, возникающих при проектировании герметичных холодильных спиральных компрессоров

Жаров Антон Андреевич

zharov_a@bmstu.ru

SPIN-код: 8581-1809

Початков Сергей Вадимович^(*)

pochatkov_sv@mail.ru

SPIN-код: 1982-9348

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Аннотация. Описаны отдельные разделы проектирования спиральных компрессоров (СПК), такие как профилирование спиралей, расчет индикаторного и изоэнтропного КПД и температуры нагнетания СПК. Представлены расчетные математические зависимости. Определены оптимальные параметры СПК, такие как геометрическая степень сжатия, частота вращения вала и др. Представлены экспериментальные диаграммы эффективности СПК от этих параметров. Данная работа является частью диссертационного исследования, посвященному развитию и совершенствованию производства СПК в России.

Ключевые слова: спиральный компрессор, проектирование спиральных компрессоров, профилирование спиралей, индикаторный КПД, экспериментальное исследование компрессора

Solving the main problems in hermetic refrigeration scroll compressors design

Zharov Anton Andreevich

zharov_a@bmstu.ru

SPIN-code: 8581-1809

Pochatkov Sergey Vadimovich^(*)

pochatkov_sv@mail.ru

SPIN-code: 1982-9348

BMSTU, Moscow, Russia

Abstract. This paper describes individual sections of the scroll compressor (SC) design, such as scroll profiling, an efficiency and injection temperature calculation. The mathematical relations for calculating are presented. Optimal SC parameters such as built-in volume ratio, shaft rotation speed, etc. are determined. Experimental diagrams of the efficiency of the SC from these parameters are presented. This work is a part of a dissertation research on the development and improvement of SC production in Russia.

Keywords: scroll compressor, scroll compressor design, scroll profiling, indicator efficiency, experimental investigation of the compressor

Введение. В настоящее время в холодильной технике часто используются спиральные компрессоры (СПК). Они обладают высоким коэффициентом подачи, малой шумностью, высокой уравновешенностью и рядом других преимуществ. В открытом доступе не хватает полноценной информации, описывающей расчет и проектирование данных компрессоров.

Целью работы является сбор и обобщение имеющейся информации и ее дополнение для составления полноценной инженерной методики расчета и проектирования СПК.

Основные вопросы, которые необходимо решить при проектировании:

- профилирование спиралей;
- расчет коэффициента подачи;
- расчет эффективности (индикаторного и изоэнтропного КПД);
- расчет температуры нагнетания;
- определение оптимальной геометрической степени сжатия.

В данной работе описаны возможные методы решения указанных вопросов.

Материалы и методы. Сбор данных, их анализ и обобщение. Методы математического анализа, математической статистики и дифференциальной геометрии.

Результаты. Профилирование спиралей. Существует большое разнообразие возможных профилей спиралей. Наиболее распространенными являются кусочно-окружная, эвольвентная и спираль Архимеда. Их построение представлено на рис. 1.

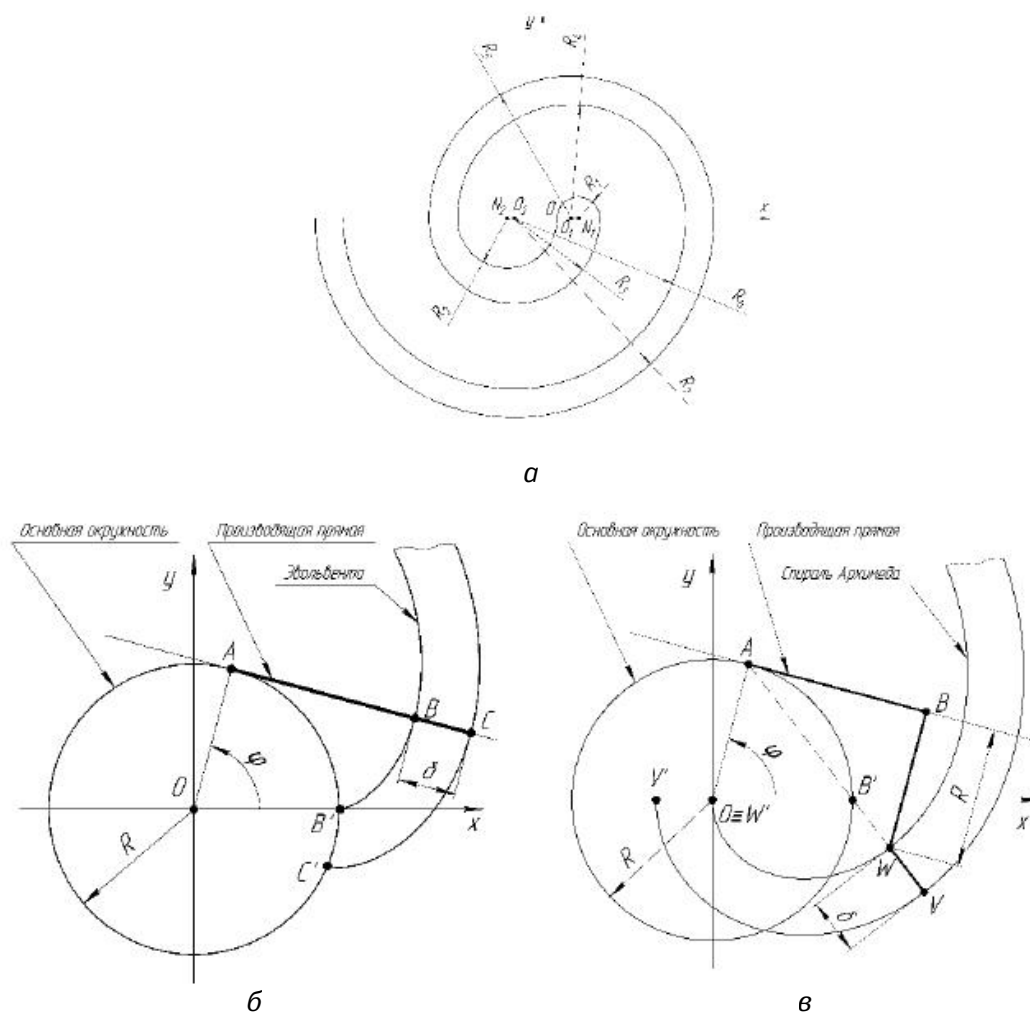


Рис. 1. Построение основных профилей спиралей:
а — кусочно-окружная; б — эвольвентная; в — спираль Архимеда

Расчетные формулы для построения приведены ниже [1]. Формула (1) — для кусочно-окружной спирали, (2) — для эвольвентной спирали, (3) — для спирали Архимеда.

$$\begin{cases} x_{\text{BH}}(\varphi) = R_{\text{BH}}(\varphi) \cos(\varphi) + \Delta x(\varphi); \\ y_{\text{BH}}(\varphi) = R_{\text{BH}}(\varphi) \sin(\varphi); \\ x_{\text{H}}(\varphi) = R_{\text{H}}(\varphi) \cos(\varphi) + \Delta x(\varphi); \\ y_{\text{H}}(\varphi) = R_{\text{H}}(\varphi) \sin(\varphi); \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} x_{\text{BH}}(\varphi) = R \cos(\varphi) + R\varphi \sin(\varphi); \\ y_{\text{BH}}(\varphi) = R \sin(\varphi) - R\varphi \cos(\varphi); \\ x_{\text{H}}(\varphi) = R \cos(\varphi) + (R\varphi + \delta) \sin(\varphi); \\ y_{\text{H}}(\varphi) = R \sin(\varphi) - (R\varphi + \delta) \cos(\varphi); \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{\text{BH}}(\varphi) = R\varphi \sin(\varphi); \\ y_{\text{BH}}(\varphi) = -R\varphi \cos(\varphi); \\ \begin{cases} x_{\text{H}}(\varphi) = R\varphi \sin(\varphi) + \frac{\delta}{\sqrt{1+\varphi^2}} [\varphi \sin(\varphi) - \cos(\varphi)]; \\ y_{\text{H}}(\varphi) = -R\varphi \cos(\varphi) - \frac{\delta}{\sqrt{1+\varphi^2}} [\varphi \cos(\varphi) + \sin(\varphi)]; \end{cases} \end{cases} \quad (3)$$

где $x_{\text{BH}}(\varphi)$ — координата X внутренней поверхности ребра спирали от угла закрутки; $x_{\text{H}}(\varphi)$ — координата X наружной поверхности ребра спирали от угла закрутки; $y_{\text{BH}}(\varphi)$ — координата Y внутренней поверхности ребра спирали от угла закрутки; $y_{\text{H}}(\varphi)$ — координата Y наружной поверхности ребра спирали от угла закрутки; $R_{\text{BH}}(\varphi)$ — зависимость радиуса внутренней поверхности ребра спирали от угла закрутки:

$$R_{\text{BH}}(\varphi) = \text{trunc} \left(\frac{\varphi + \pi}{\pi} \right) \cdot (\delta + \varepsilon),$$

где $\text{trunc}(x)$ — функция целой части числа; δ — толщина ребра спирали; ε — эксцентриситет между спиралями; $R_{\text{H}}(\varphi)$ — зависимость радиуса наружной поверхности ребра спирали от угла закрутки φ ; $\Delta x(\varphi)$ — зависимость смещения центра радиусов от угла закрутки φ :

$$\Delta x(\varphi) = \frac{1}{2} (\delta + \varepsilon) \cdot (-1)^{\text{trunc} \left(\frac{\varphi + \pi}{\pi} \right)};$$

R — радиус начальной окружности:

$$R = \frac{(\delta + \varepsilon)}{\pi}.$$

Подбор геометрических параметров спиралей осуществляется таким образом, чтобы расчетное значение объема всасывания совпадало с требуемым.

Расчетные формулы для определения объема всасывания приведены ниже [2]. Формула (4) — для кусочно-окружной спирали, (5) — для эвольвентной спирали, (6) — для спирали Архимеда:

$$W_{\text{вс}} = 2 h [(2 \Theta_{\text{п}} - \pi)(\delta + \varepsilon)\varepsilon - \pi\varepsilon^2]; \quad (4)$$

$$W_{\text{вс}} = 4h\varepsilon(\delta + \varepsilon)\left(\Theta_{\text{п}} - \frac{3}{2}\pi\right); \quad (5)$$

$$W_{\text{вс}} = h \left\{ 4(\delta + \varepsilon)^2 \left(\Theta_{\text{п}} - \frac{3}{2}\pi \right) - \delta[l(\Theta_{\text{п}}) - l(\Theta_{\text{п}} - 2\pi) + l(\Theta_{\text{п}} - \pi) - l(\Theta_{\text{п}} - 3\pi)] \right\}, \quad (6)$$

где $W_{\text{вс}}$ — расчетное значение объема всасывания; h — высота ребра спирали; $\Theta_{\text{п}}$ — полный угол закрутки спирали; $l(\varphi)$ — функция длины дуги спирали Архимеда:

$$l(\varphi) = \frac{1}{2} R \cdot \left[\ln(\varphi + \sqrt{1 + \varphi^2}) + \varphi \cdot \sqrt{1 + \varphi^2} \right].$$

Расчет эффективности и температуры нагнетания СПК. Индикаторный КПД характеризует отличие затрат мощности на сжатие газа в реальном компрессоре к таковым же в идеальном компрессоре. Известное выражение [3] для расчета индикаторного КПД имеет вид (7):

$$\eta_i = \frac{T_{\text{кип}}}{T_{\text{конд}} + b}, \quad (7)$$

где $T_{\text{кип}}$ — температура кипения хладагента в испарителе; $T_{\text{конд}}$ — температура конденсации хладагента в конденсаторе; b — коэффициент, который подбирается в соответствии с типом хладагентов, например для фреонов 16, для аммиака 25.

Для его проверки был проведен расчет мощности и температуры нагнетания для R32 во всем рабочем диапазоне температур кипения и конденсации, реализуемых в серийно выпускаемых компрессорах. В качестве образца использованы данные, полученные из программы подбора фирмы Danfoss для компрессоров серии DSF. В технической документации указанных компрессоров предоставлены данные для режимов со следующими параметрами:

- полезный перегрев 10 К;
- дополнительный перегрев 0 К;
- переохлаждение 0 К.

Для определения расчетных значений потребляемой мощности были приняты значения механического КПД компрессора 0,93 и КПД электродвигателя 0,90.

Максимальное отличие температуры нагнетания от данных производителя составило 33,3 К. Максимальное отличие потребляемой мощности составило 33,0 %.

Следующим шагом была предпринята попытка рассчитать оптимальное значение коэффициента b . Диаграммы его зависимости от степени повышения давления и разности температур кипения и конденсации представлены на рис. 2.

Как видно на рис. 2, искомое значение представляет собой поле значений, изменяющихся в широком диапазоне.

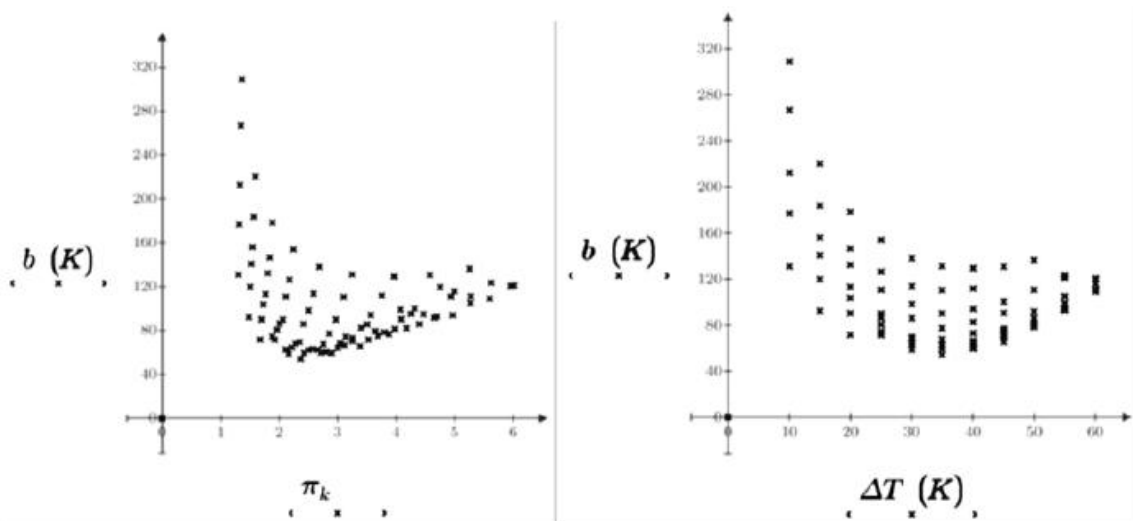


Рис. 1. Зависимость коэффициента b от степени повышения давления компрессора и разности температур кипения и конденсации

Следующим шагом был поиск комплекса, вида (8), который был бы приблизительно равен константе или имел достаточно узкий диапазон зависимости от степени повышения давления или разности температур, чтобы можно было с достаточной точностью построить однозначную функцию этой зависимости:

$$bpt = b \cdot \pi_k^n \cdot \Delta T^m, \quad (8)$$

где π_k — степень повышения давления в компрессоре; ΔT — разность температур кипения и конденсации; n — показатель степени, принимающий значения $\{-1; 0; 1\}$; m — показатель степени, принимающий значения $\{-1; 0; 1\}$.

Данный метод тоже не увенчался успехом. Искомые комплексы, хоть и ближе к константе, однако все еще представляют собой поля значений, изменяющихся в широком диапазоне.

В качестве следующего шага было принято решение составить полиномы от температур кипения и конденсации для определения индикаторного и изоэнтродного КПД компрессора. С помощью индикаторного КПД в последующем предлагается определять температуру нагнетания, а с помощью изоэнтродного КПД — потребляемую мощность компрессора.

Поверхности, построенные по значениям индикаторного и изоэнтродного КПД, внешне выглядят как параболоиды, поэтому в первом приближении был построен полином второй степени (9):

$$\eta(T_{\text{конд}}, T_{\text{кип}}) = C_0 + C_1 T_{\text{конд}} + C_2 T_{\text{кип}} + C_3 T_{\text{конд}}^2 + C_4 T_{\text{конд}} T_{\text{кип}} + C_5 T_{\text{кип}}^2, \quad (9)$$

где $C_0 \dots C_5$ — соответствующие коэффициенты полинома.

Значения коэффициентов полиномов представлены в табл. 1.

Максимальная относительная погрешность полинома второго порядка составила 9,1 % для индикаторного КПД и 8,3 % для изоэнтродного КПД, что превышает допустимое значение в 5 %.

Таблица 3

Расчетные значения коэффициентов полиномов второй степени

	η_i	η_s
C_0	-9,6586	-6,2645
C_1	$8,0978 \cdot 10^{-2} \text{ 1/K}$	$4,1864 \cdot 10^{-2} \text{ 1/K}$
C_2	$-1,9316 \cdot 10^{-2} \text{ 1/K}$	$6,0755 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$
C_3	$-3,0650 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$	$-2,2422 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$
C_4	$4,0203 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$	$3,5311 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$
C_5	$-1,8799 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$	$-1,9494 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}^2$

В программах подбора все величины записаны в виде полиномов третьей степени от температур кипения и конденсации, поэтому во втором приближении был построен полином третьей степени (10):

$$\begin{aligned} \eta(T_{\text{конд}}, T_{\text{кип}}) = & C_0 + C_1 T_{\text{конд}} + C_2 T_{\text{кип}} + \\ & + C_3 T_{\text{конд}}^2 + C_4 T_{\text{конд}} T_{\text{кип}} + C_5 T_{\text{кип}}^2 + \\ & + C_6 T_{\text{конд}}^3 + C_7 T_{\text{конд}}^2 T_{\text{кип}} + C_8 T_{\text{конд}} T_{\text{кип}}^2 + C_9 T_{\text{кип}}^3 \end{aligned} \quad (10)$$

где $C_0 \dots C_9$ — соответствующие коэффициенты полинома.

Значения коэффициентов полиномов представлены в табл. 2.

Таблица 4

Расчетные значения коэффициентов полиномов третьей степени

	η_i	η_s
C_0	-47,111	69,333
C_1	0,29425 1/K	-0,45736 1/K
C_2	0,15617 1/K	-0,26694 1/K
C_3	$-2,1320 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}^2$	$-3,2119 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}^2$
C_4	$2,9631 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}^2$	$3,5723 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}^2$
C_5	$-2,2898 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}^2$	$-1,0297 \cdot 10^{-3} \text{ 1/K}^2$
C_6	$4,3321 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$	$3,6230 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$
C_7	$-8,0082 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$	$-1,2970 \cdot 10^{-5} \text{ 1/K}^3$
C_8	$4,3555 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$	$8,7368 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$
C_9	$9,424 \cdot 10^{-7} \text{ 1/K}^3$	$-2,2611 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}^3$

Максимальная относительная погрешность полинома второго порядка составила 3,6 % для индикаторного КПД и 2,5 % для изоэнтропного КПД, что лежит в допустимом диапазоне в 5 %. Это значит, что построенные полиномы третьей степени от температур кипения и конденсации применимы для определения индикаторного и изоэнтропного КПД компрессора.

Определение оптимальных параметров СПК. В настоящий момент имеющееся в России производство СПК не удовлетворяет потребностям рынка. Наиболее активную работу в этой области ведут следующие компании:

- ГК КСК;
- АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа»;
- АО «Ижевский электромеханический завод «Купол»;
- ГК РОВЕН.

Наиболее широко на наш взгляд вопрос проектирования и производства СПК рассмотрен в АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа». Данным предприятием были исследованы такие вопросы, как определение оптимальной геометрической степени сжатия, оптимальной частоты вращения вала, оптимального расхода масла, впрыскиваемого в спиральный блок, выбор оптимального материала подшипников, индцирование СПК на различных режимах и определение его температурных полей, а также влияние интенсивности водяного охлаждения на температурные поля СПК и вызванные ими деформации. Полученные значения оптимальных параметров можно найти в работах [4–7].

На основе проведенных исследований в АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» был создан параметрический ряд СПК, с характеристиками которого можно ознакомиться в работе [8].

Обсуждение полученных результатов. Результатом данной работы является предлагаемая новая методика инженерного расчета СПК. Она позволяет проводить расчет СПК с учетом его особенностей. Описаны методы профилирования спиралей, расчета эффективности и температуры нагнетания СПК, а также оптимальные значения геометрической степени сжатия, частоты вращения вала и других параметров.

Заключение. В работе показаны методы решения основных проблем, возникающих при проектировании СПК. Данная работа может быть полезна при производстве вновь создаваемых спиральных компрессоров как начальное приближение.

Список источников

- [1] Жаров А.А., Борисенко А.В., Валякина А.В. Профилирование спиралей холодильных спиральных компрессоров. *Холодильная техника*, 2022, № 4, с. 253–262. <https://doi.org/10.17816/Rf115253>
- [2] Жаров А.А., Борисенко А.В., Валякина А.В. Виды спиралей холодильных компрессоров и расчет геометрии их профилей. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2022, № 12, с. 36–43.
- [3] Колосов М.А., Полянский А.Р. *Расчет одноступенчатых пароконденсационных холодильных машин: методические указания к решению задач по курсу «Энергетические машины и установки»*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014.
- [4] *Экспериментальное исследование влияния геометрической степени сжатия и окружных скоростей на энергетические характеристики спирального компрессора*. Отчет о НИР. Казань, АО «НИИ турбокомпрессор», 1998, 63 с.

-
- [5] *Исследование температурного поля и разработка программы расчета температурных деформаций спирального компрессора.* Отчет о НИР. Казань, АО «НИИ турбокомпрессор», 2002, 98 с.
 - [6] *Исследование упорных подшипников спирального компрессора КСГ-60.* Отчет о НИР. Казань, АО «НИИ турбокомпрессор», 2005, 46 с.
 - [7] *Экспериментальное исследование рабочего процесса спирального компрессора «сухого» сжатия.* Отчет о НИР. Казань, АО «НИИ турбокомпрессор», 2004, 26 с.
 - [8] *Создание параметрического ряда спиральных герметичных компрессоров производительностью 1,5–10 кВт.* Отчет о НИР. Казань, АО «НИИ турбокомпрессор», 1996, 34 с.