

УДК 621.5.041

О моделировании центральной области спирального компрессора

Канд. техн. наук В. А. КОСАЧЕВСКИЙ
vakos32@yandex.ru

Военно-космическая академия им. А. Ф. Можайского

На основе истории появления спиральных компрессоров (СПК), показаны их преимущества перед другими типами компрессоров, выявлены основные области применения СПК и других спиральных машин объемного действия. Рассмотрена проблема моделирования центральной части спирального компрессора. Рассмотрены особенности геометрии СПК, системы его спиральных рабочих органов. Описаны принципы построения образующей спирали в зависимости от вида базовых геометрических кривых, различные схемы центральной части спирального компрессора. Сформулированы условия обрезки спиралей с целью упрощения конструкции, проведен анализ и обсуждение наличия и отсутствия сопряжений ребер спиралей и их влияния на характеристики компрессора. Показана необходимость наличия современной научно-технической базы и высокого уровня технологической подготовки промышленности для производства спиральных компрессоров.

Ключевые слова: спиральный компрессор, производительность компрессора, моделирование центральной части, сопряжения ребер спиралей, эвольвента окружности, Архимедова спираль, расположение окна нагнетания.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 25.04.2018, принята к печати 20.07.2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-45-52

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Косачевский В. А. О моделировании центральной области спирального компрессора // Вестник Международной академии холода. 2018. № 3. С. 45–52.

Modelling the central part of the scroll compressors

Ph. D. V. A. KOSACHEVSKY

vakos32@yandex.ru

Military space academy of A. F. Mozhaysky

The history of scroll compressor development and their advantages over other types of compressors are dealt with. The fields of application for them and other machines of volumetric action are shown. The modelling of the central part of scroll compressor is analyzed. The peculiarities of the compressor geometry and the system of its spiral working elements are discussed. The principles of generating spiral graphing depending on the type of the main geometric curves and the different schemes of the scroll compressor central part are described. The conditions for of spiral cutting to simplify the design is formulated, the effect of the spiral rib compound curvature on the compressor characteristics is analyzed. The need for comprehensive research and highly qualified specialists in the field is emphasized.

Keywords: scroll compressor, compressor capacity, modelling of the central part, connection of the ribs of the spirals, evolvent of circle, Archimedean spiral, location of pressure inlet.

Article info:

Received 25/04/2018, accepted 20/07/2018

DOI: 10.17586/1606-4313-2018-17-3-45-52

Article in Russian

For citation:

Kosachevsky V. A. Modelling the central part of the scroll compressors. *Vestnik Mezhdunarodnoi akademii kholoda*. 2018. No 3. p. 45–52.

Введение

Появление более 30 лет назад на мировом рынке спиральных компрессоров (СПК) предопределило широкое их применение прежде всего в системах кондиционирования воздуха, как в производственных помещени-

ях, так и на транспорте [1–3], и даже для наддува двигателей внутреннего сгорания [4, 5]. Также спиральные компрессоры нашли распространение в холодильной промышленности, торговле (охлаждаемые прилавки, холодильники, морозильники и т. д.). Практически в любом

современном автомобиле вентиляция салона осуществляется с помощью спирального компрессора. Более того, машины подобного спирального типа нашли применение в качестве насосов, детандеров [6], а также пневмомоторов [7]. На сегодняшний момент мировой рынок спиральных компрессоров (СПК) показал здоровый рост: в 2017 г., без учета объема внутренних поставок, он достиг 14,9 млн единиц, что свидетельствует о его росте на 6,2%. Это объясняется его высокой надежностью и, в том числе, рядом достоинств СПК: малолумен, меньше подвержен вибрациям, малогабаритен, в нем содержится минимальное количество деталей, обладает высоким КПД [8–10].

Принцип действия спиральной машины очень прост. Представим себе две спирали: неподвижную спираль А и подвижную В, являющуюся точной копией неподвижной, но развернутой на угол ρ , относительно полярной оси (рис. 1). Начало внутренней образующей подвижной спирали (точка O'') смещено относительно полюса O на расстояние OO'' , равное ϵ , называемое эксцентриситетом.

Если теперь спираль В, при помощи механического привода, вынудить совершать плоско-параллельное орбитальное движение вокруг полюса O , двигаясь по часовой стрелке, то при этом между спиральями будут образовываться замкнутые полости ($H1$ и $H2$), которые будут смещаться к центру системы, уменьшаясь в объеме, что приведет к сжатию находящегося в полостях газа, который в конечном счете будет вытолкнут в окно нагнетания, расположенное в центре системы спиралей. Так работает спиральный компрессор. Если же движение спирали В направить против часовой стрелки, то мы получим вакуумный насос, который будет эвакуировать газ из центральной полости к краям. И, наконец, если подавать сжатый газ в центральную полость, то система спиралей будет раскручиваться и начнет работать как пневмомотор, в котором будет происходить переход тепловой энергии расширяющегося газа в механическую.

Производство спиральных компрессоров, однако, несмотря на простоту конструкции, является достаточно

сложным. Чтобы производить спиральные компрессоры в промышленном масштабе, требуется наличие парка станков с программным управлением и штат работников высокой квалификации. Кроме того, для грамотного проектирования СПК необходим высокий уровень образования инженерно-конструкторского персонала, обладающего достаточной математической подготовкой.

Одним из первых документально зарегистрированным патентом на «rotary engine» получил в 1905 г. Léon Creux [11]. Однако, первым промышленным образцом стал СПК, выпущенный в 1983 г. японской фирмой Hitachi Ltd. [8]. Станки с числовым программным управлением, позволяющие обрабатывать детали с необходимой точностью, появились лишь к этому времени.

За более чем сто десять лет, прошедшие со времени получения первого патента, в качестве образующих спиралей компрессора рассматривались различные типы кривых. В многочисленных работах предлагались модификации Архимедовой спирали [12], семейство эвольвент [13], комбинации эвольвент и дуг окружностей [14–16]. Рассматривалась даже такая экзотическая кривая, как эвольвента квадрата [17]. Тем не менее, в большинстве современных конструкций СПК чаще всего используют все ту же эвольвенту окружности. Вероятнее всего, причина этому — сравнительно простая расчетная часть проекта, что, видимо, немаловажно для конструкторов-практиков, не всегда имеющих хорошую математическую подготовку, а также осторожность и традиционность инженеров, не желающих рисковать, используя новые варианты.

На основе эвольвенты строились и строятся многие СПК, например, японские [1, 8]. В России с этой кривой работали в НИИТК (г. Казань) и во ВНИИхолодмаше (г. Москва) [18–20]. Проблемы построения контуров образующих рассматривались в работах [9, 10, 18, 21–23]. В качестве основных типов геометрических кривых, пригодных для образования контуров спиралей, используются чаще всего эвольвента окружности и Архимедова спираль, обладающая также рядом достоинств. Подробные исследования этих двух базовых кривых содержатся в работах отечественных авторов [24, 25–28].

В частности, Карпухин Г. В., Сакун И. А. в работе [25] для получения образующих спиралей использовали эвольвенту окружности, параметрические уравнения которой имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= r \cos \varphi + r\varphi \sin \varphi; \\ y &= r \sin \varphi - r\varphi \cos \varphi, \end{aligned} \quad (1)$$

где r — радиус окружности; φ — угол поворота радиуса окружности (полярный угол точки касания прямой и окружности).

В работах [27, 29] в качестве базовой кривой для образующей ребер спирального элемента нами была принята Архимедова спираль, уравнение которой в полярных координатах имеет вид:

$$r = r_0 \varphi, \quad (2)$$

где r — полярный радиус; r_0 — шаг спирали; φ — полярный угол. Принимая в качестве внутренней образующей

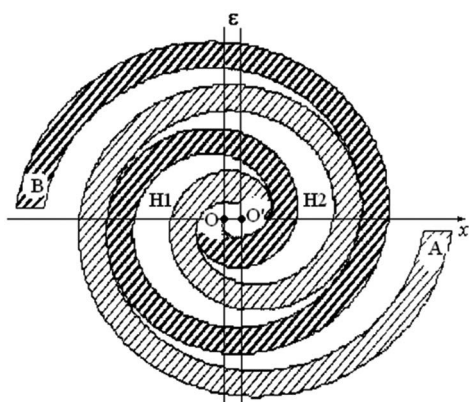


Рис. 1. Вид системы спиралей в плане: А — неподвижная спираль; В — подвижная спираль; O и O'' — точки начала внутренних образующих спиралей А и В соответственно; ϵ — эксцентриситет; $H1$ и $H2$ — образовавшиеся замкнутые полости

Fig. 1. The system of spirals: А — fixed spiral; В — flexible spiral; O и O'' — the beginning if internal generating spirals А and В; ϵ — eccentricity; $H1$ и $H2$ — closed cavities being formed

рабочего элемента СПК спираль Архимеда, для внешней образующей пера спирали, которая является по отношению к внутренней так называемой эквидистантной кривой, нами были получены следующие уравнения в параметрическом виде:

$$\left. \begin{aligned} x &= r_0 \varphi \cos \varphi - \frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\varphi^2}} (\sin \varphi + \varphi \cos \varphi); \\ y &= r_0 \varphi \sin \varphi + \frac{\varepsilon}{\sqrt{1+\varphi^2}} (\cos \varphi - \varphi \sin \varphi). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Системы уравнений (2) и (3) позволяют точно рассчитать координаты обеих поверхностей пера спирали.

Выводы и соотношения, полученные нами в работах [27–29] использовались в Севастопольском техническом университете Ефремовым С. Н. и Шестаковичем И. А. [30] для расчета профилей спиралей в холодильном компрессоре, точнее в расчетной модели кондиционера, холодопроизводительностью около 10 кВт. В дальнейшем, теми же авторами [31, 32] производился термодинамический расчет холодильного СПК; анализировались также внутрисполостные перетечки, основываясь на модели, принятой в работах [27–29]. Полученные результаты сравнивались с аналогичными для СПК Copeland ZR94KC — TFD — 501.

Подход к проблеме моделирования центральной части системы

После того, как выбрана образующая кривая и получена основная часть пера спирали, встает вопрос сопряжений концевых элементов ребер спиралей компрессора, т. е., проблема моделирования центральной части, которая рассматривается в данной работе. Обратимся к рис. 2, на котором представлена центральная часть системы спиралей. При работе СПК, подвижная спираль В совершает плоско-параллельное движение по часовой стрелке вокруг полюса О по орбите (показана пунктиром) радиуса ε , при этом орбитальный угол θ возрастает от нулевого значения до 2π за один полный оборот. При дальнейшем движении по орбите точка О коснется внутренней образующей неподвижной спирали А, вследствие чего произойдет врезание и заклинивание спиралей. Чтобы этого не произошло, можно идти двумя разными путями.

Во-первых, ранее, когда метод расчета ребер спиралей вообще и их сопряжений в частности были недостаточно разработаны, конструкторы, не углубляясь в теоретические вопросы, чтобы избежать проблем с концевыми частями, просто вырезали центральную часть системы спиралей [1–3, 8, 19, 20, 33] (см. рис. 3).

Во многих случаях так поступали и поступают и теперь. В расчетных работах [30–32], выполненных в Севастопольском техническом университете, использующих математическую модель СПК, развитую в [28, 29], начальное значение угла закрутки спиралей принято равным $\pi/4$ (рис. 4) [30].

Остальные расчетные параметры не изменены. Т. е., в данном случае обрезка спиралей произведена по полярному лучу $\varphi = \pi/4$.

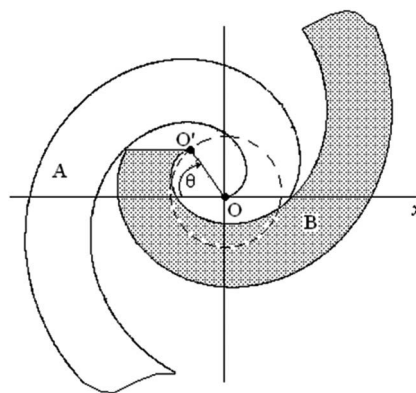


Рис. 2. Центральная часть СПК до перепрофилирования: А — неподвижная спираль; В — подвижная спираль; О — полюс; ОО — эксцентриситет, равный ε ; θ — орбитальный угол

Fig. 2. Central part of scroll compressor before re-profiling: А — fixed spiral; В — flexible spiral; О — pole; ОО — eccentricity (equals to ε); θ — orbital angle

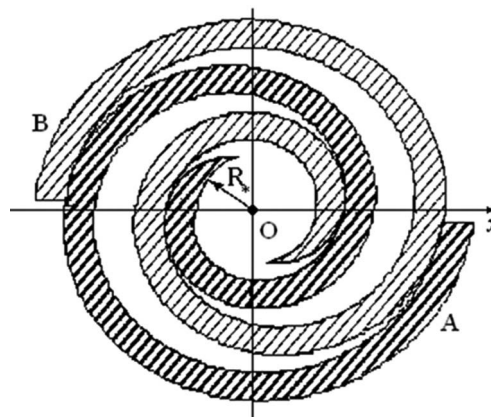


Рис. 3. Система спиралей с вырезанным центром: А, В — спиралей; R_c — радиус вырезанного круга

Fig. 3. The system of spirals with cut off center: А, В — spirals; R_c — radius of the cut off circle

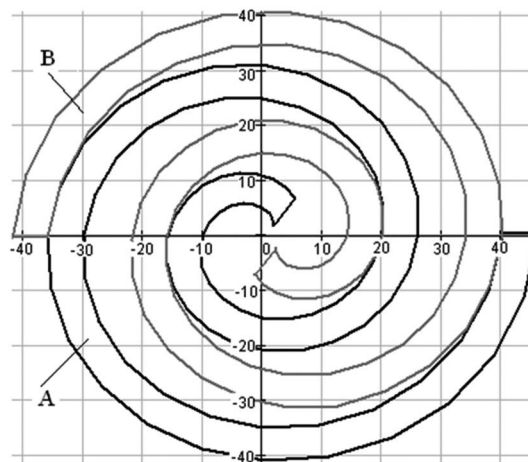


Рис. 4. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора

Fig. 4. Profile calculation of generating spirals for refrigerating compressor

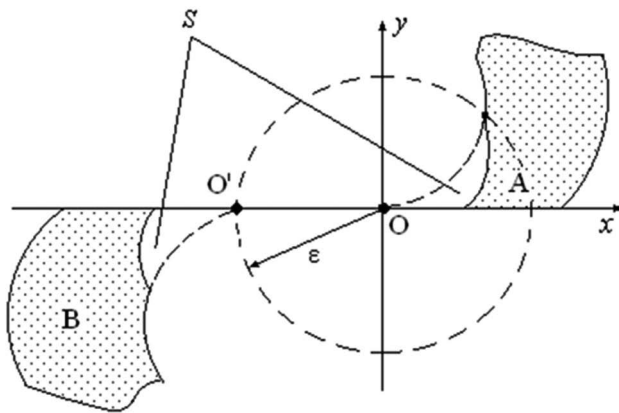


Рис. 5. Профили, сформированные методом коррекции:
 A — неподвижная спираль; B — подвижная спираль;
 O — полюс; OO» — радиус орбиты спирали B; S — зоны взаимной выработки

Fig. 5. Profiles generated by means of correction method:
 A — fixed spiral; B — flexible spiral; O — pole; OO» — spiral orbit radius B; S — cross-generation area

Во-вторых, существует возможность соответствующим образом рассчитать сопряжения ребер спиралей. Данная проблема представляет собой отдельную весьма актуальную задачу, которая решается различными способами. Вблизи центра компрессора располагается обычно окно нагнетания и, в конечном счете, профили концевых участков спиралей могут оказывать существенное влияние на его характеристики. Для построения таких

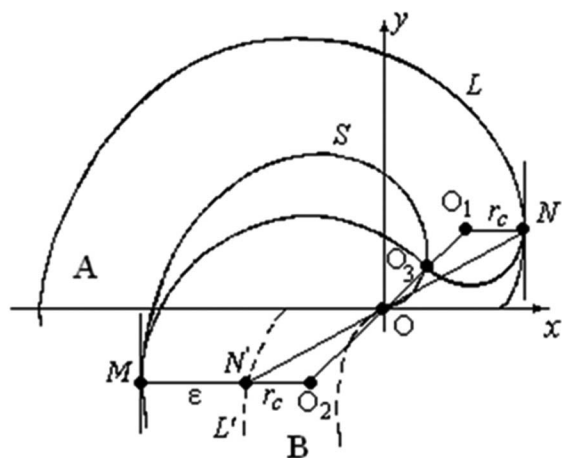


Рис. 7. Сопряжение с помощью двух окружностей:
 A — неподвижная спираль; S — ее внутренняя образующая;
 O — полюс; L — внешняя образующая; L» — внешняя образующая подвижной спирали B; O₁ — центр малой окружности радиуса r_c; O₂ — центр большой окружности радиуса r_{c+ε}; O₃ — точка касания обеих окружностей; M и N — точки сопряжения ребер спирали и окружностей

Fig. 7. Compound curvature by means of two circles:
 A — fixed spiral; S — internal generating line of the fixed spiral; O — pole; L — external generating line; L» — external generating line of the flexible spiral B; O₁ — the center of the small circle with r_c radius; O₂ — the center of the big circle with r_{c+ε} radius r_{c+ε}; O₃ — the point of contact fort the two circles; M и N — the points of compound curvature of the ribs and the circles

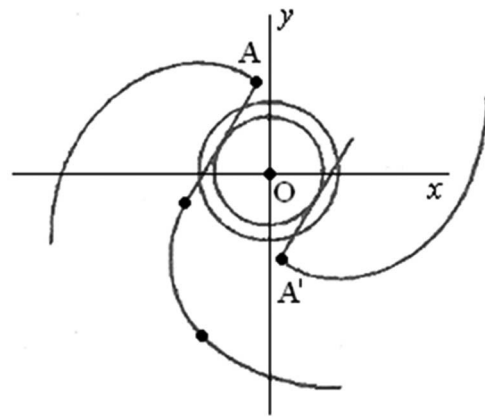


Рис. 6. Сопряжения ребер спиралей с помощью окружностей и касательных

Fig. 6. Compound curvature of the ribs of the spirals by means of circles and tangent lines

сопряжений возможно применение различных кривых, в том числе окружностей и даже отрезков прямых.

В работе [34] для профилирования концевых частей спиралей нами был применен метод коррекции, основанный на простом принципе. Предполагая, что обе спирали, врезаясь, будут деформировать друг друга, можно эти деформации рассчитать, принимая некоторую модель их взаимодействия. На рис. 5 изображены контуры концевых участков спиралей, рассчитанные из предположения равномерности их деформации при взаимном врезании.

Отметим, что при таких контурах концевых частей заклинивания не произойдет, но вряд ли при таком подходе следует ожидать оптимальной работы компрессора, ввиду неполного смыкания полости сжатия. Модель взаимодействия спиралей может быть, конечно, изменена, но вряд ли можно ожидать существенно лучших результатов.

Ранее в работах [22, 27–29, 34, 35] рассматривались общие принципы построения сопряжений ребер спиралей и предлагался широкий их спектр. Авторы Карпунин Г. В., Сакун И. А. приводят профили сопряжений (рис. 6), выполненные с помощью окружностей и касательных [35]. В работе [27] нами были предложены сопряжения ребер спиралей с помощью гладко сцепленных окружностей (см. рис. 7).

Координаты центров сопрягающих окружностей O₁ и O₂ могут быть найдены из следующих соотношений:

$$\left. \begin{aligned} x_{O_1} &= -r_0 \varphi \cos \varphi + \frac{r_c + \varepsilon}{\sqrt{1 + \varphi^2}} (\sin \varphi + \varphi \cos \varphi) ; \\ y_{O_1} &= -r_0 \varphi \sin \varphi - \frac{r_c + \varepsilon}{\sqrt{1 + \varphi^2}} (\cos \varphi - \varphi \sin \varphi) . \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_{O_2} &= r_0 \varphi \cos \varphi - \frac{r_c + \varepsilon}{\sqrt{1 + \varphi^2}} (\sin \varphi + \varphi \cos \varphi) ; \\ y_{O_2} &= r_0 \varphi \sin \varphi + \frac{r_c + \varepsilon}{\sqrt{1 + \varphi^2}} (\cos \varphi - \varphi \sin \varphi) . \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где r_c — радиус малой сопрягающей окружности дается выражением

$$r_c = \frac{2r_0\varphi^2\varepsilon - \frac{3}{4}\varepsilon^2\sqrt{1+\varphi^2} - r_0^2\varphi^2\sqrt{1+\varphi^2}}{\varepsilon\sqrt{1+\varphi^2} - 2r_0\varphi^2} \quad (6)$$

Радиус r_c определяется в зависимости от выбора точки M , которая является точкой гладкой стыковки внутренней образующей спирали A и большой сопрягающей окружности с центром O_2 . Зависимость площади центральной полости, образуемой спиралями (рис. 8), от орбитального угла θ выражается следующим соотношением:

$$S = \varepsilon(2r_c + \varepsilon)[2(\Phi - \theta) - \sin(\Phi - \theta)], \quad (7)$$

где Φ — угол MO_2O_1 (см. рис. 7).

Положение пограничной точки M выбирается сравнительно произвольно, хотя и в определенных рамках, поэтому решение задачи сопряжения в принципе не является строго однозначным, допуская разные варианты. Это означает, что в каждом конкретном случае мы должны задавать дополнительные условия выбора.

Подобные сопряжения ребер спиралей, выполненные с помощью подобранных окружностей, достаточно практичны и просты в исполнении. Более того, они позволяют свести площадь центральной полости, а значит, ее объем теоретически к нулю, что гарантирует наиболее эффективное завершение цикла сжатия, если речь идет о компрессоре.

Давление и температура рабочего тела будут в то же время ограничены геометрией окна нагнетания. К примеру, можно вырезать круг радиуса R_c в центральной области системы спиралей (см. рис. 3) и, подобрав R_c , увеличить диаметр выпускного отверстия, что приведет к уменьшению давления и температуры рабочего тела на выходе. Можно поступить следующим образом, симметрично обрезав спирали по лучу, исходящему из полюса (см. рис. 4), при некотором значении полярного угла, подобранном таким образом, чтобы обеспечить прежде всего отсутствие заклинивания [30, 31, 33].

При этом следует учитывать, что соответствие образующих при выполнении обрезки не нарушится лишь в том случае, если при этом будет учтено, что точка внутренней образующей, через которую проходит луч, обрезающий спираль, должна иметь полярный угол, заведомо больший, нежели полярный угол φ_* точки перехода M_* , с которой начинается концевой участок спирали. Если сопряжения для концевых элементов уже были построены, обрезка спиралей может производиться без подобных ограничений.

По найденным предварительным оценкам [28, 29], если в качестве образующей взята Архимедова спираль, этот полярный угол φ_* должен удовлетворять следующему соотношению:

$$\varphi_* \geq \varepsilon / 2r_0, \quad (8)$$

где r_0 — шаг спирали Архимеда; ε — эксцентриситет системы спиралей.

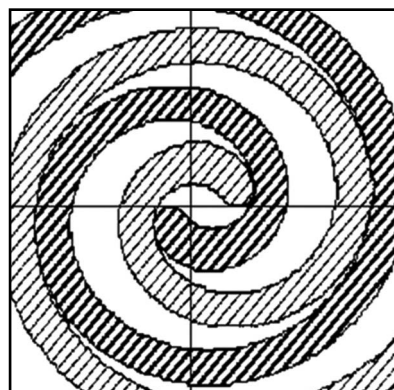


Рис. 8. Вид полученного сопряжения
Fig. 8. The final compound curvature of the curves

Если же обрезать спирали по полярному углу, не учитывая (8), то это может привести к зацеплению и заклиниванию спиралей.

В расчетных работах, выполненных С. Н. Ефремовым и И. А. Шестаковичем [30–32], начальное значение угла закрутки спиралей принималось равным $\pi/4$ (см. рис. 4). Параметры спирали Архимеда принимались следующие: $r_0 = 3,185$ мм, $\varepsilon = 4,000$ мм, максимальный угол закрутки спиралей Ω был взят равным 4π , а начальный угол был принят равным $\pi/4$, то есть, была произведена обрезка концевых частей спиралей по полярному углу $\varphi = \pi/4$. Расчета или оценки этой величины авторы не приводят. По-видимому, это значение было взято из эмпирических соображений, исходя из графических распечаток после нескольких просчетов, выполненных по формулам, полученным нами ранее в [28, 29], чтобы избежать зацепления и заклинивания спиралей. Отметим, что никаких сопряжений ребер спиралей не было выполнено.

Представляется любопытным проверить, насколько выбор начального угла в работах [30–32] соответствует соотношению (8). При указанных значениях параметров Архимедовой спирали правая часть (8) дает: $\varepsilon/2r_0 = 0,7534$, что соответствует углу $\varphi_* = 0,2398\pi$. Авторами же вышеуказанных работ был принят угол $\pi/4 = 0,7854$, таким образом, неравенство (8) было выполнено, хотя и эмпирически, поскольку оно и не было им известно.

Выводы

Сравнивая положительные и отрицательные стороны СПК с удаленной центральной областью и с выполненными сопряжениями ребер спиралей, можно отметить следующее.

К числу некоторых положительных сторон СПК с удаленной центральной частью, кроме примитивного стремления к простоте расчетной части, можно отнести увеличенный радиус кривизны спиралей, что дает лучшее уплотнение между их поверхностями, одновременно приводя к увеличению габаритов компрессора и, вероятно, к увеличению массы. Правда, в случае мини- и микрокомпрессоров этот фактор не имеет большого значения, однако, если проектируемый компрессор имеет сравнительно большие габариты, то это обстоятельство может оказаться существенным.

К числу несомненных минусов можно отнести сравнительно меньшую производительность, меньший коэффициент повышения давления (при тех же размерах). Кроме того, изменятся динамические моменты, возрастут до некоторой степени газовые силы и опрокидывающий момент, действующие на спирали. Возможно, лучшим вариантом явится наличие в неподвижной плите СПК радиально ориентированного отверстия нагнетания с заслонкой дроссельного типа, которая даст возможность регулировать размеры окна,

давление в центральной полости и прочие характеристики компрессора в некотором диапазоне величин.

Приведенные оценки позволяют утверждать, что время упрощенного подхода к проектированию спиральных компрессоров прошло. Разработанные к настоящему времени на основе математических методов сопряжения ребер спиралей позволяют создавать вполне современные эффективные спиральные машины, в том числе и спиральные компрессоры.

Литература

1. Hiraga M., Sakaki M., Shimizu S., Mabe A., Tsukagosi Y., Terauchi K. Scroll compressors for vehicle air conditioning // *Refrigeration*. 1987. v. 62, No 720, p. 1106.
2. Scroll compressor FX-80 for automotive air-conditioner // Mitsubishi heavy industries Ltd. Technical Rev., 1987. v. 24. No 3. p. 233.
3. High efficiency and lightweight railway vehicle air conditioners using inverterdriven scroll compressors // *Hitachi Rev.*, 1988, v. 37, No 6, p. 427.
4. Spinnler F. Verdrängermaschine nach dem Spiralprinzip. Swiss Patent No 673680, BBC Brown Boveri AG, 30.03.1990.
5. Spinnler F. Verdrängermaschine nach dem Spiralprinzip. Swiss Patent No 675451. ASEA Brown Boveri AG, 1990.
6. Orosz Matthew S., Mueller Amy V., Dechesne Bertrand J., Hemond Harold F. Geometric design of scroll expanders optimized for small organic Rankine cycles // *Journal of engineering for gas turbines and power*. April 2013. Vol. 135 (04). DOI: 10.1115/1.4023112
7. Ивлев В. И., Мисюрин С. Ю. Расчетные и экспериментальные характеристики спиральной машины, работающей в режиме газового мотора // Доклады Академии наук. 2017. т. 472. № 3. с. 278–281.
8. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners // *Hitachi Rev.* 1987. vol. 36. No 3. p. 155.
9. Бурданов Н. Г., Канышев Г. А. Спиральные компрессоры для холодильных машин. — М: ЦИНТИхимнефтемаш, 1991.
10. Кочетова Г. С., Сакун И. А. Состояние и направление развития спиральных компрессоров. — М: ЦИНТИхимнефтемаш, 1988.
11. Creux Léon, Rotary engine, Patent No 801182, USA, 1905.
12. Montelius Carl Oscar Joseph. Rotary compressor or motor. Patent USA No 2324168, 1943.
13. Güttinger Heinrich. Displacement machine for compressible media, Patent USA No 3989422, 02.11.1976.
14. Gravesen J. & Henriksen C. The Geometry of the Scroll Compressor. // *Society for Industrial and Applied Mathematics*. 2001. Vol. 43, pp. 113–126.
15. Bukac Hubert. The theory of scroll profile. Proc. ICEC at Purdue Univ., 2006. p. 1747.
16. Bell, I., Groll, E. A., Braun, J. E., and King, G. Update on scroll compressor chamber geometry. International compressor engineering conference, Purdue, West Lafayette, IN. July 12–15, 2010, Paper No. 2033.
17. Wang Zongyan. A new type of curve used in the wrap design of the scroll compressor. Wuhan instrumental fabrik, PRC, Proc. ICEC at Purdue Univ., 1992. p. 1089.
18. Сакун И. А., Кочетова Г. С. Вертикальная спиральная машина, а. с. СССР № 1576724. — Л.: ЛТИХП, 7.07.1990.

References

1. Hiraga M., Sakaki M., Shimizu S., Mabe A., Tsukagosi Y., Terauchi K. Scroll compressors for vehicle air conditioning. *Refrigeration*. 1987. v. 62, No 720, p. 1106.
2. Scroll compressor FX-80 for automotive air-conditioner. *Mitsubishi heavy industries Ltd. Technical Rev.*, 1987. v. 24. No 3. p. 233.
3. High efficiency and lightweight railway vehicle air conditioners using inverterdriven scroll compressors. *Hitachi Rev.*, 1988, v. 37, No 6, p. 427.
4. Spinnler F. Verdrängermaschine nach dem Spiralprinzip. Swiss Patent No 673680, BBC Brown Boveri AG, 30.03.1990.
5. Spinnler F. Verdrängermaschine nach dem Spiralprinzip. Swiss Patent No 675451. ASEA Brown Boveri AG, 1990.
6. Orosz Matthew S., Mueller Amy V., Dechesne Bertrand J., Hemond Harold F. Geometric design of scroll expanders optimized for small organic Rankine cycles. *Journal of engineering for gas turbines and power*. April 2013. Vol. 135 (04). DOI: 10.1115/1.4023112
7. Ivlev V. I., Misyurin S. Yu. Design and experimental characteristics of the washing machine operating in the mode of a gas motor. *Reports of the Academy of Sciences*. 2017. vol. 472. No. 3. p. 278–281. (in Russian)
8. Uchikawa N., Terada H., Arata T. Scroll compressors for air conditioners. *Hitachi Rev.* 1987. vol. 36. No 3. p. 155.
9. Bupdanov N. G., Kanyshv G. A. Spiral compressors for refrigerators. Moscow, 1991. (in Russian)
10. Kochetova G. S., Sakun I. A. State and direction of development of spiral compressors. Moscow, 1988. (in Russian)
11. Creux Léon, Rotary engine, Patent USA No 801182, 1905.
12. Montelius Carl Oscar Joseph. Rotary compressor or motor. Patent USA No 2324168, 1943.
13. Güttinger Heinrich. Displacement machine for compressible media, Patent USA No 3989422, 02.11.1976.
14. Gravesen J. & Henriksen C. The Geometry of the Scroll Compressor. *Society for Industrial and Applied Mathematics*. 2001. Vol. 43, pp. 113–126.
15. Bukac Hubert. The theory of scroll profile. Proc. ICEC at Purdue Univ., 2006. p. 1747.
16. Bell, I., Groll, E. A., Braun, J. E., and King, G. Update on scroll compressor chamber geometry. International compressor engineering conference, Purdue, West Lafayette, IN. July 12–15, 2010, Paper No. 2033.
17. Wang Zongyan. A new type of curve used in the wrap design of the scroll compressor. Wuhan instrumental fabrik, PRC, Proc. ICEC at Purdue Univ., 1992. p. 1089.
18. Sakun I. A., Kochetova G. S. Vertical spiral machine, author's certificate of the USSR No 1576724. Leningrad. 7.07.1990.

19. Верный А. Л., Ибрагимов Е. Р., Ибрагимов Н. Б., Налимов В. Н., Хисамеев И. Г. Автоматизированная холодильная установка со спиральным компрессором // Сб. науч. трудов «Научно-технические и производственные проблемы холодильного компрессоростроения». — СПб.: АО «НИИ-Турбокомпрессор», 1997. вып. 3. с. 3–6.
20. Верный А. Л., Ибрагимов Е. Р., Ибрагимов Н. Б. и др. Разработка и освоение моноблочной холодильной машины со спиральным компрессором 21AP4-2-3 // Тезисы докл. XI международной научно-технической конференции по компрессорной технике. — Казань, СПб., 1998. с. 87.
21. Bush J. W., Elson J. P. Scroll compressor design criteria for residential air conditioning and heat pump applications. Part I. Mechanics. Proc. ICEC at Purdue Univ., 1988, p. 83 // Part II. Design criteria. Ibidem, 1988. p. 93.
22. Bush J. W., Beagle W. P. Derivation of a general relation governing the conjugacy of scroll profiles // Hermetic Compressor Engineering, United Technology Carrier Corporation, Syracuse, New York 13221. Proc. ICEC at Purdue Univ., 1992, p. 1079.
23. Bush J. W., Beagle W. P. Minimum diameter scroll component, Patent USA No 18424, 1992.
24. Карпукhin Г. В., Сакун И. А. Обобщенный принцип нахождения огибающих аналитически однородных кривых, применяемых для спиралей в холодильных компрессорах // Межвуз. сб. научных трудов «Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики». — СПб.: СПбТИХП, 1992. с. 103.
25. Карпукhin Г. В., Сакун И. А. Построение конфигураций рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1994. № 4–5. с. 45.
26. Косачевский В. А., Сысоев В. Л. К вопросу о методе расчета формы рабочего элемента спирального компрессора // Межвуз. сб. научных трудов «Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики». — СПб.: СПбТИХП, 1992. с. 39.
27. Косачевский В. А. О геометрии рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1994. № 4–5. с. 49.
28. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дисс... канд. техн. наук. — СПб.: Гос. техн. университет, 1998. 188 с.
29. Косачевский В. А. О математической модели рабочего процесса спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. № 1–2 (14-15). с. 40.
30. Ефремов С. Н., Шестакович И. А. Профильный расчет образующих спиралей холодильного компрессора // Вестник СевГТУ. Серия: Механика, энергетика, экология. 2005. Вып. 67. с. 148–153.
31. Ефремов С. Н., Шестакович И. А. Термодинамический расчет спирального холодильного компрессора кондиционирования воздуха // Вестник СевГТУ. Серия: Механика, энергетика, экология. 2006. Вып. 75. с. 154–158.
32. Ефремов С. Н. Анализ перетечек хладагента в спиральных холодильных компрессорах // Вестник СевГТУ. Серия: Механика, энергетика, экология. 2008. Вып. 87. с. 107–110.
33. Верный А. Л., Ибрагимов Е. Р., Ибрагимов Н. Б., Налимов В. Н., Хисамеев И. Г. Результаты испытаний макетного образца спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1996. № 1–2 (10-11). с. 70.
19. Vernyi A. L., Ibragimov E. R., Ibragimov N. B., Nalimov V. N., Khisameev I. G. The automated refrigeration unit with the spiral compressor. The report at a seminar «Scientific and technical and production problems of a refrigerating kompressorostroyeniye», 9–10 okt. 1997, St. Petersburg, 1997. (in Russian)
20. Vernyi A. L., Ibragimov E. R., Ibragimov N. B. etc. Design and Development of monoblock refrigeration machine with scroll compressor 21AP4-2-3. Abstracts XI International scientific and technical conference on compressor technology. Kazan, St. Petersburg, 1998. p. 87. (in Russian)
21. Bush J. W., Elson J. P. Scroll compressor design criteria for residential air conditioning and heat pump applications. Part I. Mechanics. Proc. ICEC at Purdue Univ., 1988, p. 83 // Part II. Design criteria. Ibidem, 1988. p. 93.
22. Bush J. W., Beagle W. P. Derivation of a general relation governing the conjugacy of scroll profiles. Hermetic Compressor Engineering, United Technology Carrier Corporation, Syracuse, New York 13221. Proc. ICEC at Purdue Univ., 1992, p. 1079.
23. Bush J. W., Beagle W. P. Minimum diameter scroll component, Patent USA No 18424, 1992.
24. Karpukhin, G. V., Sakun, I. A., Generalized principle of finding envelopes analytically homogeneous curves used for coils in refrigeration compressors. Interuniversity collection of scientific papers «Improving the efficiency of processes of refrigerating machines and installations of low-grade energy». SPb, 1992. p. 103.
25. Karpukhin G. V., Sakun I. A. Creation of configurations of working elements of the spiral compressor. *Compressor engineering and Pneumatics*. 1994. No 4–5. p. 45. (in Russian)
26. Kosachevsky V. A., Sysoev V. L. To a question of a method of calculation of a form of a working element of the spiral compressor. *Increase of process performance of cooling machineries and installations of low-potential power*. Collection of scientific works. St. Petersburg, 1992. p. 39. (in Russian)
27. Kosachevsky V. A. About geometry of working elements of the spiral compressor. *Compressor engineering and Pneumatics*. 1994. No 4–5. p. 49. (in Russian)
28. Kosachevsky V. A. development of calculation method and analysis of the working process of scroll compressors. Thesis PhD. SPb.: State. tech. University, 1998. 188 p. (in Russian)
29. Kosachevsky V. A. About mathematical model of working process of the spiral compressor. *Compressor engineering and Pneumatics*. 1997. No 1–2 (14-15). p. 40. (in Russian)
30. Efremov S. N., Shestakovich I. A. Profile calculation of the forming spirals of the refrigerating compressor. *Vestnik SevGTU. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya*. 2005. No 67. p. 148–153. (in Russian)
31. Efremov S. N., Shestakovich I. A. Thermodynamic calculation of spiral refrigeration air conditioning compressor. *Vestnik SevGTU. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya*. 2006. No. 75. p. 154–158. (in Russian)
32. Efremov S. N. The analysis of the leakages of the refrigerant in the scroll refrigeration compressors. *Vestnik SevGTU. Seriya: Mekhanika, energetika, ekologiya*. 2008. No 87. p. 107–110. (in Russian)
33. Vernyi A. L., Ibragimov E. R., Ibragimov N. B., Nalimov V. N., Khisameev I. G. Results of testing of a model sample of the spiral compressor. *Compressor engineering and Pneumatics*. 1996, No 1–2 (10-11). p. 70. (in Russian)

34. Косачевский В. А., Сысоев В. Л. Вариант профиля концевого участка рабочего элемента спирального компрессора // Межвуз. сб. научных трудов «Повышение эффективности процессов холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики». — СПб.: СПбТИХП, 1992. с. 41.
35. Карпукхин Г. В., Сакун И. А. Построение начальных участков рабочих элементов спирального компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1996, № 1–2 (10-11), с. 73.
34. Kosachevsky V. A., Sysoev V. L. Option of the end section profile of the working element of the spiral compressor. *Increase of process performance of cooling machineries and installations of low-potential power*. Collection of scientific works. St. Petersburg, 1992. p. 41. (in Russian)
35. Karpukhin G. V., Sakun I. A. construction of the initial sections of the working elements of the spiral compressor. *Compressor engineering and Pneumatics*. 1996, No. 1–2 (10-11), p. 73. (in Russian)

Сведения об авторе

Косачевский Валерий Аркадьевич

к. т. н., доцент кафедры математики
Военно-космической академии им. А. Ф. Можайского,
197198, Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
vakos32@yandex.ru

Information about author

Kosachevsky Valery Arkadievich

Ph. D., associate Professor of Department of mathematics
of Military space academy of A. F. Mozhaysky,
197198, Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
vakos32@yandex.ru



27 февраля-1 марта 2019 года

АГРОПРОМЫШЛЕННЫЙ ФОРУМ ЮГА РОССИИ – это специализированный форум, направленный на демонстрацию сельскохозяйственной техники, оборудования и материалов для производства и переработки сельхозпродукции.

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «ИНТЕРАГРОМАШ»:

- Сельскохозяйственная техника и запчасти
- Автоматизация

РАЗДЕЛЫ ВЫСТАВКИ «АГРОТЕХНОЛОГИИ»:

- Растениеводство
- Оборудование для хранения и переработки сельхозпродукции
- Животноводство
- Оборудование для животноводства
- Услуги для АПК

В ПРОГРАММЕ ФОРУМА:

- Проведение в рамках форума ежегодного Аграрного конгресса юга России, в рамках которого проходит три большие тематические конференции, посвященные вопросам растениеводства, животноводства и с/х технике.
- Проведение Предпосевного совещания для муниципальных районов области с участием Губернатора РО.
- Презентации и демонстрации от участников форума.

Организатор:

КВЦ «ДонЭкспоцентр»
тел.: (863) 268-77-68

Место проведения:

КВЦ «ДонЭкспоцентр»
г. Ростов-на-Дону, пр. М. Нагибина, 30

Руководитель проекта – Демченко Алла

Тел.: (863) 268-77-14
E-mail: inter@donexpocentre.ru

<http://www.interagromash.net/index.html>