

КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ПАРАМЕТРИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА ТИПА «АЛЬФА» СВОБОДНОЙ КОМПОНОВКИ

*Е.А. Тихонов, к.т.н., доцент, доцент,
Петрозаводский государственный университет*

*В.И. Базыкин, научный сотрудник,
Институт агроинженерных и экологических проблем сельскохозяйственного производства
(ИАЭП) — филиал ФГБНУ ФНАЦ ВИМ*

*Н.С. Муханов, к.т.н., доцент, доцент,
Ивановская государственная сельскохозяйственная академия имени Д.К. Беляева*

Рассматривается кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки при изменении длины шатунов поршня и вытеснителя угла между осями цилиндров, а также перекрещивании осей цилиндров и коленчатого вала. Получены зависимости для определения взаимного перемещения поршня и вытеснителя при свободной компоновке механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа». Определены ограничения для соотношения длин шатунов поршня и вытеснителя с учетом смещения осей цилиндров в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Полученная система уравнений для определения перемещения поршня в зависимости от перемещения вытеснителя позволяет значительно снизить ресурсоемкость численных расчетов. Результаты выполненного исследования позволяют определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга в зависимости от мощности и типа используемого топлива.

1. Введение

В последнее время интерес к двигателям с внешним подводом тепла вновь возрастает. Основная причина — качественное углеводородное топливо не является неисчерпаемым ресурсом на планете. При этом, вне зависимости от цены на нефть, цена традиционных энергоносителей постоянно растет, а доступные запасы, обеспечивающие низкую себестоимость добычи, истощаются. При этом все с большей актуальностью встает вопрос автономной генерации электроэнергии. Значительное влияние на потребление электроэнергии оказывает глобальное потепление климата — расходы на кондиционирование жилых и офисных помещений растут год от года [1].

Вопрос автономного энергообеспечения особенно актуален для удаленных районов с мало развитой инфраструктурой, различных экспедиций



и исследовательских станций. Традиционный путь решения вопроса — использование дизель-генераторов. Такая технология генерации электроэнергии имеет высокую стоимость (0,2 кВт·ч сжигается 0,2 кг дизельного топлива [2]). При этом возникает задача ресурсного обеспечения — доставка запасов топлива к месту использования обходится достаточно дорого.

Существуют разработки, цель которых снизить стоимость такой генерации электроэнергии за счет гибридации энергетических систем. Например, совместное использование дизельной и фотоэлектрической генераций показывают возможности снизить себестоимость генерируемой электроэнергии [3]. Подобные технологии все равно будут требовать доставки и хранения запасов топлива.

С другой стороны, в отдаленных районах имеются другие виды топлив, как правило твердые. Это могут быть уголь, дрова, торф и т. д., которые можно использовать для генерации тепла. Наиболее простой способ обеспечить генерацию электроэнергии при наличии местных сортов топлив — использовать для привода генератора двигатель с внешним подводом тепла, например двигатель, работающий по циклу Стирлинга.

Хотя двигатели Стирлинга известны достаточно давно [4], теоретическая и технологическая базы для разработки и совершенствования развиты недостаточно.

Теоретическое описание процессов, протекающих в двигателях Стирлинга, основано на исследовании отдельных элементов и процессов, например таких, как шаттл-эффект в системе вытеснительный поршень—цилиндр [6], тепловые потоки системы рабочее тело—регенератор при изменении направления движения газа, влияние «мертвого объема» на КПД и удельную мощность [7] и т. д.

Комплексное описание рабочего процесса двигателя Стирлинга и разработка общей теории — остаются нерешенными задачами. Для их решения необходимо применять численные методы решения связанных задач. Под связанными задачами понимаются задачи гидрогазодинамики (в том числе с фазовыми переходами), теплопередачи, механики деформируемого тела в одной численной модели исследуемого механизма. Подобные разработки полных трехмерных моделей позволяют моделировать различные рабочие характеристики двигателя в зависимости от различных конструктивных параметров, например исследовать переходные и инерционные процессы перетекания рабочего тела в полостях поршня и вытеснителя в определенный момент рабочего цикла [8]. Возможность выполнять численные исследования в так называемой «явной постановке» быстропротекающих процессов позволяет детально изучить процессы теплопереноса в двигателе Стирлинга и их динамику, в том числе триботехнические процессы в пристенных слоях потока рабочего тела и их влияние на термодинамику всей системы в целом [9].

К числу фундаментальных и крайне трудно решаемых задач относится герметизация рабочего тела. Методы решения подобных задач, как правило, только декларируются в виде патентов [10] и не реализуются на практике вследствие неоправданно сложной технологии и сомнительной практической достижимости заявленного технического результата.

Многими исследователями уже созданы теоретические модели, которые позволяют моделировать рабочий процесс целиком. В основном подобные исследования выполнены применительно к двигателю Стирлинга типа «Бета». Результаты исследований показывают значительное отличие термодинамического процесса осциллирующего потока от процессов, описываемых классическими термодинамическими моделями [11]. Это влечет за собой различие в результатах оценки работы, выполняемой рабочим телом.

Полнофакторные экспериментальные исследования и теоретические влияния конструктивных параметров на эффективность работы двигателя Стирлинга [12, 13] демонстрируют необходимость разработки аналитической параметрической модели взаимовлияния динамических и инерционных параметров (например, момента инерции маховика на коленчатом валу двигателя) механической части на термодинамические процессы, происходящие в рабочем теле.

Таким образом, разработка двигателя Стирлинга наиболее рационально может быть осуществлена при максимальном применении численных методов моделирования с переходом на натурные исследования только на конечном этапе разработки.

2. Материалы и методы

К теоретической части настоящей статьи относится определение взаимного расположения поршня и вытеснителя двигателя Стирлинга типа «Альфа» при свободной компоновке. Под свободной компоновкой подразумевается параметрическая модель, которая позволяет менять все геометрические параметры кривошипно-ползунной группы. При этом разработка математической модели проводится поэтапно, с постепенным снятием конструктивных ограничений. Полученные уравнения предназначены для включения в численную модель двигателя, что позволит выполнить первый этап построения полной численной модели двигателя Стирлинга типа «Альфа» с целью исследования динамики перетекания газов из горячей полости в холодную в режиме компрессора. Свободная компоновка позволяет изменять конструктивные параметры в процессе исследования и определять их влияние на термодинамические процессы. На первом этапе исследований принято допущение, что механическая часть двигателя недеформируемая, потеря тепла в окружающую среду нет. Кинематическая схема двигателя представлена на рис. 1.

Постановка задачи следующая: перемещение вертикального поршня (Y) будет задано гармонической функцией. Так как на данном этапе исследования решается исключительно газодинамическая задача, то в моделировании механической части нет необходимости. Это позволит существенно сократить ресурсоемкость выполнения моделирования. В дальнейшем, при моделировании в режиме двигателя, будет необходимо определять крутящий момент на коленчатом валу двигателя в любой момент времени. Для этого с использованием численной термодинамической модели будут рассчитаны значения давления газов на поршень и вытеснитель (в том числе и вакуумметрическое давление). Инерционную составляющую кривошипно-ползунного механиз-

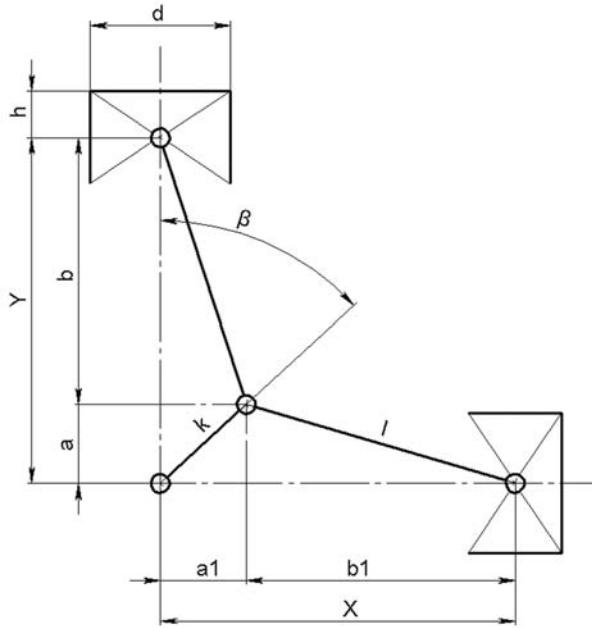


Рис. 1. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа»:

X — координата горизонтального поршня; Y — координата вертикального поршня; k — вылет шатунной шейки коленчатого вала; l — длина шатуна; h — высота поршня; d — диаметр поршня; β — угол поворота коленчатого вала; a , a_1 — проекции коленчатого вала на горизонтальную и вертикальную ось соответственно; b — проекция шатуна на вертикальную ось; b_1 — проекция шатуна на горизонтальную ось

ма, оказывающую влияние на динамические характеристики работы двигателя будем учитывать моментом инерции маховика. Далее, необходимо установить зависимость положения вытеснителя от положения поршня $X(Y)$, что позволит в дальнейшем исследовать взаимное изменение объемов горячей и холодной полостей и динамику перетекания газа. При этом необходимо учесть возможность изменения угла между осями цилиндров (см. рис. 1) при значениях как меньше, так и больше 90° , вплоть до 180° . Также необходимо предусмотреть смещение осей цилиндров и определить ограничения геометрических размеров кривошипно-ползунной группы при свободной компоновке.

3. Результаты

Зависимость положения вытеснителя (X) от положения поршня (Y) при одинаковых длинах шатунов и значении угла между осями цилиндров равно 90° определена [9]:

$$X(Y) = \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{l^2 + k^2}{2Y}\right)^2} + \sqrt{l^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{l^2 + k^2}{2Y}\right)^2}, \quad (1)$$

где k — вылет шатунной шейки коленчатого вала; l — длина шатунов поршня и вытеснителя.

Это уравнение было получено на основе системы уравнений координат перемещений поршня

(Y) и вытеснителя (X) в зависимости от угла поворота коленчатого вала, которая имеет вид:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos \beta + \sqrt{l^2 - (k \cdot \sin \beta)^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{l^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases} \quad (2)$$

Из системы уравнений (2) следует, что достаточно просто учесть различные длины шатунов поршня и вытеснителя:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos \beta + \sqrt{L_Y^2 - (k \cdot \sin \beta)^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_X^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases} \quad (3)$$

где L_Y и L_X — длины шатунов вытеснителя и поршня соответственно.

Выполнив преобразования, аналогичные [14], получим следующее уравнение положения вытеснителя (X) от положения поршня (Y), учитывая различающиеся длины шатунов:

$$X(Y) = \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{L_Y^2 + k^2}{2Y}\right)^2} + \sqrt{L_X^2 - \left(\frac{Y}{2} - \frac{L_Y^2 + k^2}{2Y}\right)^2}. \quad (4)$$

Следующим условием, определяющим свободную компоновку кривошипно-ползунной группы двигателя Стирлинга, является возможность изменения угла между осями цилиндров (рис. 2).

Определим положение поршня (Y) методом поворота осей координат. Тогда угол поворота коленчатого вала для расчета координаты положения поршня будет определяться суммой углов

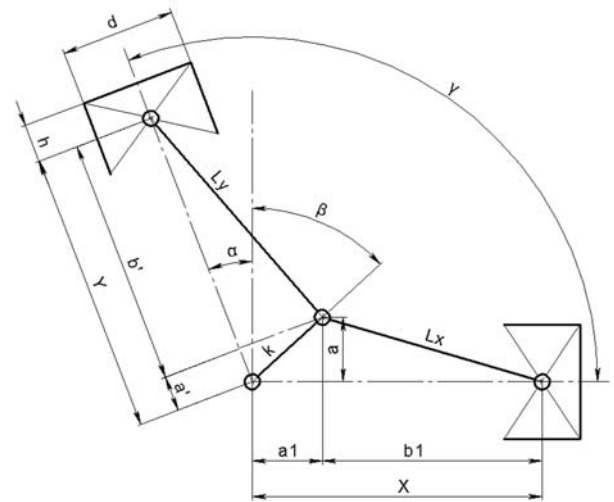


Рис. 2. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа» со свободным углом между осями цилиндров и различными длинами шатунов:

L_X и L_Y — длины шатунов горизонтального и вертикального поршней, соответственно; γ — угол между осями поршней; α — угол доворота оси вертикального поршня; a' — проекция коленчатого вала на ось вертикального поршня; b' — проекция шатуна вертикального поршня на ось

положения кривошипа относительно вертикали и поворота оси цилиндра относительно вертикали:

$$\beta' = \beta + \alpha. \quad (5)$$

Тогда угол между осями цилиндров

$$\lambda = 90 + \alpha. \quad (6)$$

После преобразований системы уравнений (3) получим:

$$\begin{cases} Y = k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha))^2} \\ X = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_x^2 - (k \cdot \cos \beta)^2} \end{cases}. \quad (7)$$

Далее необходимо определить вид уравнения $X(Y)$. Для этого определим координату горизонтального поршня X :

$$X = a_1 + b_1 \quad (8)$$

или (см. рис. 2):

$$X = \sqrt{k^2 + a^2} + \sqrt{L_x^2 - a^2}. \quad (9)$$

При этом учтем следующее:

$$\begin{aligned} a' &= k \cdot \cos(\alpha + \beta); \\ a &= k \cdot \cos(\beta); \\ k &= \frac{a'}{\cos(\alpha + \beta)} = \frac{a}{\cos(\beta)}. \end{aligned} \quad (10)$$

Тогда

$$a = \frac{a' \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}. \quad (11)$$

При этом параметр a' будет равен:

$$a' = Y - b'. \quad (12)$$

Подставляя (11) и (12) в формулу (9), получим

$$X = \sqrt{k^2 - \left(\frac{(Y - b') \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{(Y - b') \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2}. \quad (13)$$

Рассмотрим параметр b' , который может быть определен через длину шатуна поршня L_y и угол наклона шатуна поршня к оси перемещения поршня α_y (рис. 3):

$$b' = L_y \cos(\alpha_y). \quad (14)$$

При этом

$$\sin(\alpha_y) = \frac{k'}{L_y} = \frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}. \quad (15)$$

Отсюда

$$\alpha_y = \arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right). \quad (16)$$

Подставляя (16) в формулу (14) получим

$$b' = L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right). \quad (17)$$

Тогда уравнение для определения положения вытеснителя в зависимости от положения поршня получим подстановкой (17) в (13):

$$\begin{aligned} X = & \sqrt{k^2 - \left(\frac{Y - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \\ & + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{Y - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2}. \end{aligned} \quad (18)$$

Подставив первое уравнение системы (7) в (18), окончательно имеем вид уравнения, описывающего взаимосвязь координат поршня и вытеснителя в зависимости от угла поворота коленчатого вала, длин шатунов и вылета шатунной шейки коленчатого вала:

$$\begin{aligned} X = & \sqrt{k^2 - \left(\frac{(k \cdot \sin(\alpha + \beta) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\alpha + \beta))^2} - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} + \\ & + \sqrt{L_x^2 - \left(\frac{(k \cdot \sin(\alpha + \beta) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\alpha + \beta))^2} - L_y \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{k \cdot \sin(\alpha + \beta)}{L_y}\right)\right) \cos(\beta)}{\cos(\alpha + \beta)}\right)^2} \end{aligned}$$

Полученные уравнения: первое уравнение системы (7) и итоговое уравнение позволяют определять положения поршня и вытеснителя при различной длине шатунов и различных углах между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающихся от 90° . При этом подразумевается, что оси цилиндров пересекаются с осью коленчатого вала. Данное ограничение не позволяет говорить о свободной компоновке, поэтому для его снятия необходимо учесть возможность смещения осей цилиндров поршня и вытеснителя от первоначального положения в плоскости, перпендикулярной оси коленчатого вала. Схема для определения произвольного смещения осей цилиндров представлена на рис. 4.

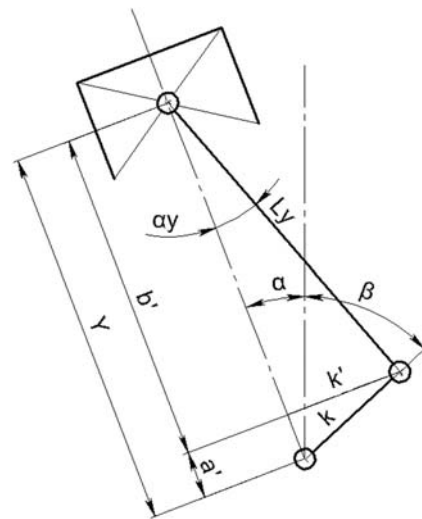


Рис. 3. Схема для определения параметра b' : α_y — угол поворота шатуна относительно оси поршня

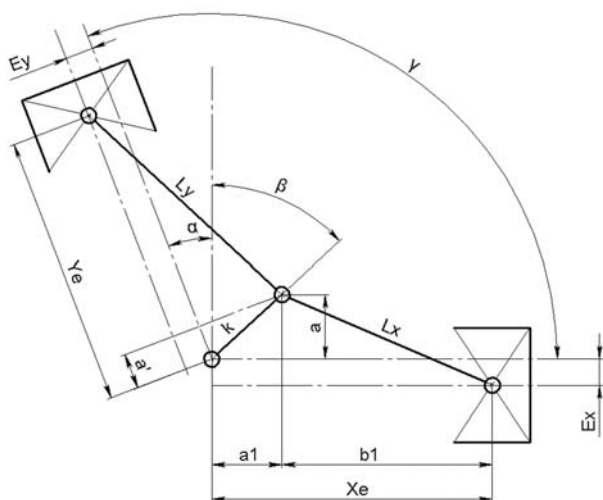


Рис. 4. Кинематическая схема двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки:

X_e , Y_e — координаты горизонтального и вертикального поршней с учетом смещения осей соответственно; E_x , E_y — смещения осей горизонтального и вертикального поршней соответственно

С учетом E_y и E_x преобразуем систему уравнений (7):

$$\begin{cases} Y_e = k \cdot \cos(\beta + \alpha) + \sqrt{L_y^2 - (k \cdot \sin(\beta + \alpha) + E_y)^2} \\ X_e = k \cdot \sin \beta + \sqrt{L_x^2 - (k \cdot \cos \beta + E_x)^2} \end{cases} \quad (19)$$

Таким образом, свободная компоновка двигателя Стирлинга типа «Альфа» подразумевает возможность изменения следующих параметров (см. рис. 3):

- k — вылет шатунной шейки коленчатого вала;
- L_x — длина шатуна вытеснителя;
- L_y — длина шатуна поршня;
- λ — угол между осями цилиндров;
- E_x — смещение оси вытеснителя;
- E_y — смещение оси поршня.

Во избежание взаимоисключающих комбинаций приведенных выше параметров необходимо определить допустимые диапазоны их изменения. Исходя из опыта проектирования двигателей Стирлинга типа «Альфа» соотношение длин шатунов должно удовлетворять условию

$$\frac{L_x}{L_y} < 1.$$

Шатун вытеснителя должен быть длиннее вылета шатунной шейки коленчатого вала:

$$\frac{k}{L_x} < 1.$$

Угол между осями цилиндров не оказывает влияния на геометрические ограничения кривошипно-ползунной группы. Однако смещение

осей вытеснителя и поршня будут иметь следующие ограничения:

$$|E_y| < L_y - k;$$

$$|E_x| < L_x - k.$$

4. Обсуждение и заключение

Полученные уравнения: первое уравнение системы (7) и итоговое уравнение позволяют определять положения поршня и вытеснителя при различной длине шатунов и различных углах между осями цилиндров поршня и шатуна, отличающихся от 90° . Это задача первого этапа исследования: создать численную модель рабочего процесса двигателя Стирлинга, работающего в режиме компрессора. При этом моделирование кривошипно-ползунной группы и ее динамических характеристик на данном этапе не потребуются. Моделируются только изменения рабочих объемов камер поршня, вытеснителя и перепускного канала. Это позволит всесторонне исследовать влияние конструктивных параметров кривошипно-шатунной группы на газодинамику и термодинамику рабочего тела. В результате моделирования получим величину нагрева камеры поршня и глубину охлаждения камеры вытеснителя, так как в таком режиме работы двигатель Стирлинга работает как холодильная машина. На данном этапе исследований эффективность будет оцениваться как величина разности температур между горячей и холодной частями.

При последующем полнофакторном численном исследовании дается обоснование близких к оптимальным конструктивных параметров двигателя в целях изготовления опытного образца и проведения цикла натурных испытаний в режиме компрессора.

С учетом известных инерционных характеристик механизма можно будет разработать численную модель двигателя Стирлинга для исследования полного спектра протекающих в нем процессов.

Геометрические ограничения, установленные в модели, позволяют определить приемлемые диапазоны изменения параметров для полнофакторного численного исследования рабочего процесса двигателя Стирлинга.

Проведенное исследование позволит определять оптимальные параметры проектируемого двигателя Стирлинга в зависимости от мощности и типа используемого топлива.

Литература

1. Jianglong Li, Lisha Yang, Houyin Long. Climatic impacts on energy consumption: Intensive and extensive margins, Energy Economics, 2018, Vol. 71, Pp. 332–343, ISSN 0140-9883, <https://doi.org/10.1016/j.eneco.2018.03.010>.

2. Расход дизельного генератора // <http://machineries.ru/> URL: http://machineries.ru/a_19.html (дата обращения: 06.12.2018).
3. *Alireza Askarzadeh* Distribution generation by photovoltaic and diesel generator systems: Energy management and size optimization by a new approach for a stand-alone application, *Energy*, 2017, Vol. 122, Pp. 542–551, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.01.105>.
4. *Шалай В.В., Макушев Ю.П.* Двигатель внешнего сгорания // Омский научный вестник. 2008. № 3. С. 65–71.
5. *Корнеев С.А.* Двигатель Стирлинга (история, настоящее и перспектива) // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 132–135.
6. *Савченко В.А., Столяров С.П.* Об интенсификации теплового потока в систему охлаждения от деталей цилиндрично-поршневой группы двигателя Стирлинга вследствие шатл-эффекта // Труды Санкт-Петербургского государственного морского университета. 2014. № 1. С. 31–37.
7. *S. Alfarawi R. AL-Dadah, S. Mahmoud.* Influence of phase angle and dead volume on gamma-type Stirling engine power using CFD simulation, *Energy Conversion and Management*, 2016, Vol. 124, Pp. 130–140, ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.016>.
8. *E. Rogdakis, P. Bitsikas, G. Dogkas, G. Antonakos.* Three-dimensional CFD study of a β -type Stirling Engine, *Thermal Science and Engineering Progress*, 2019, Vol. 11, Pp. 302–316, ISSN 2451-9049, <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2019.04.012>.
9. *Halit Karabulut, Melih Okur, Serdar Halis, Murat Altin.* Thermodynamic, dynamic and flow friction analysis of a Stirling engine with Scotch yoke piston driving mechanism, *Energy*, 2019, Vol. 168, Pp. 169–181, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.11.078>.
10. Пат. 2372258 Российская Федерация, В 64 G 1 50, F 25 В 45 00. Устройство герметизации емкости с рабочим телом и способ его изготовления / Тестоедов Н.А., Косенко В.Е., Бартенев В.А.; заявитель и патенто-обладатель ООО «Информационные спутниковые системы». № 2008125364/11; заявл. 23.06.08; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23 (II ч.). 3 с.
11. *Chunyun Chi, Jian Mou, Mingqiang Lin, Guotong Hong.* CFD simulation and investigation on the operating mechanism of a beta-type free piston Stirling engine, *Applied Thermal Engineering*, 2020, Vol. 166, 114751, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114751>.
12. *Saul Islas, Ricardo Beltran-Chacon, Nicolas Velazquez, Daniel Leal-Chavez, R. Lopez-Zavala, J.A. Aguilar-Jimenez.* A numerical study of the influence of design variable interactions on the performance of a Stirling engine System, *Applied Thermal Engineering*, 2020, Vol. 170, 115039, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115039>.
13. *H. Karabulut, C. Cinar, E. Ozturk, H.S. Yucesu.* Torque and power characteristics of a helium charged Stirling engine with a lever controlled displacer driving mechanism, *Renewable Energy*, 2010, Vol. 35, Issue 1, Pp. 138–143, ISSN 0960-1481, <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.04.023>.
14. *Тихонов Е.А.* Кинематическая параметризация кривошипно-ползунной группы Альфа-Стирлинга // Resources and Technology. 2019. № 1. С. 1–9.1.