

УДК 621.43.001

DOI: 10.37816/2713-0789-2021-1-1-89-98

## Термический КПД регенеративного цикла двигателя Стирлинга схемы гамма

Н. М. Шарпар<sup>1,\*</sup>, Л. И. Жмакин<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство), Москва, Россия

### Аннотация

В работе представлена теоретическая модель двигателя Стирлинга – схемы гамма, основанная на термодинамических зависимостях, описывающих рабочий процесс с учетом КПД регенератора. Измерение в цикле давления газа, благодаря которому осуществлялось его работа, производится при помощи плунжера, перемещающегося вдоль цилиндра. Охлаждение в схеме рабочего цилиндра осуществляется за счет окружающей среды. Из-за перемещения рабочего тела между цилиндрами, происходит повышение или понижение давления, что требует произвести затраты энергии, которые сказываются на работе двигателя. Повышение энергетической эффективности в работе двигателя Стирлинга осуществляется при введении в него регенератора, способствующего сводить к минимуму тепловые потери. Данное устройство располагают между горячим и холодным цилиндром, представляет оно из себя полость, в которой содержится пористый материал, принимающий тепло, перетекающее с горячим газом в холодную область при его обратном перемещении, до поступления в нагреватель регенератор возвращает сохраненное тепло. В связи с вводом регенератора в модель, у двигателя повышается энергетическая эффективность, и КПД его цикла достигает КПД цикла Карно. В данной работе авторы применяют термодинамические законы для представления проходящих процессов, находящихся в основе функционирования машины Стирлинга, не только в его цилиндрах, но и в аккумуляторе, проведение анализа тепловой инерции которого подтверждает изложенное исследование.

### Ключевые слова

Тепловой двигатель, регенератор тепла, соединение гамма, вытеснительный цилиндр, рабочий цилиндр, КПД.

**Введение.** В работе рассматривается машина Стирлинга [1 - 4], работающая по замкнутому термодинамическому циклу - тип схемы гамма. В цикле наблюдаются повторяющиеся процессы сжатия и расширения на разных температурных

уровнях, а регулирование теплового потока рабочего тела осуществляется за счет контроля его объема. Подобный принцип связан с преобразованием работы в теплоту и обратно.

\* Для переписки

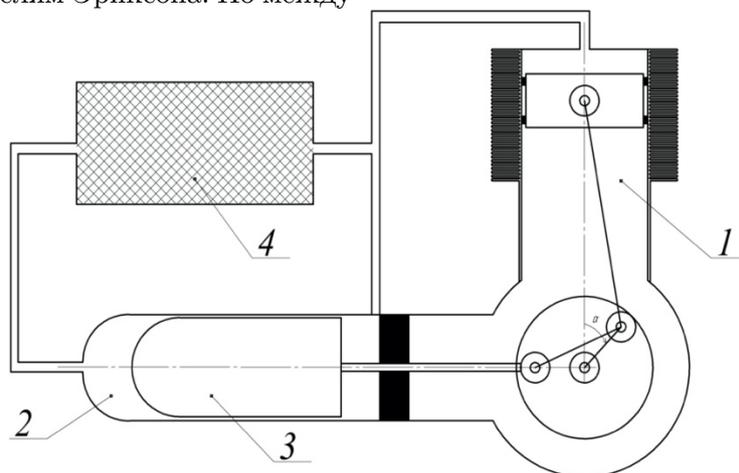
Email addresses: sharp753@mail.ru

Подобное изъяснение относится к обобщенному ряду большинства аппаратов семейства Стирлинга, лишь с отличием по функционалу, характеристикам и конструктивным элементам. Эти аппараты классифицируют как роторные и поршневые с отличием конструктивной сложности схемы. Рассматриваемые аппараты способны проявить себя как двигатель, тепловой насос [5], генератор давления или холодильный агрегат.

В то же время присутствуют аппараты, функционирующие по открытому циклу, в них регулирование потока рабочего тела реализуется при помощи клапанов. Подобные аппараты, часто относят к двигателям Эриксона. Но между

аппаратами подобного типа отсутствует, как правило, различие, поэтому наименование «двигатель Стирлинга» связано с большинством типов регенеративных аппаратов.

**Материалы и методы решения задач, принятые допущения.** Для изменения давления газа, необходимого для работы двигателя, в схеме гамма применяется вытеснительный поршень (плунжер). Плунжер расположен в вытеснительном цилиндре, одна из полостей которого находится при постоянно низкой, а другая при постоянно высокой температуре (рис.1).



**Рисунок 1** – Двигатель Стирлинга (схема гамма).

1 – рабочий цилиндр, 2 – вытеснительный цилиндр,  
3 – плунжер, 4 - регенератор

Изменение давления рабочего тела происходит в результате перемещения плунжера вдоль цилиндра. Газ периодически нагревается и охлаждается при перемещении из горячей полости в холодную по соединяющим их каналам. Рабочий цилиндр (1) охлаждается воздухом. К вытеснительному цилиндру (2) двигателя слева подводится тепло от нагревателя. Правая часть охлаждается до температуры газа в рабочем цилиндре. При движении плунжера (3) направо рабочее тело перемещается из холодной

полости в горячую полость, давление в системе растет. При движении плунжера в обратную сторону рабочее тело возвращается в холодную полость, давление в системе падает. Работа поршня, затрачиваемая на перемещение газа, мала, так как давление слева от плунжера практически равно давлению справа. В энергетическом балансе ей можно пренебречь. Рабочее тело попеременно нагревается и охлаждается, что требует затрат энергии, сравнимых с совершаемой работой. С целью увеличения

энергетической эффективности двигателя его снабжают регенератором [6], который предназначен для предотвращения потерь тепла. Регенератор располагается между нагревателем и холодильником. Он представляет собой полость, заполненную пористым материалом, которому горячий газ, текущий в холодную часть двигателя, отдает тепло. Когда же газ течет обратно, регенератор возвращает ему запасенное тепло до того, как газ поступает в нагреватель.

В ряде теоретических моделей [7 - 9] рабочего процесса двигателя Стирлинга для описания изменений состояния рабочего тела в цилиндрах используются законы термодинамики [10, 11] и представление об идеальном регенераторе, сохраняющем тепло. Все авторы отмечают высокую эффективность двигателя, КПД [12] которого при идеальном регенераторе достигает КПД цикла Карно. Однако, созданные на основании существующих теоретических моделей образцы двигателей, даже при оптимизации характеризующих их параметров, показывают заметно более низкую энергетическую эффективность [10]. Различие столь существенно, что с объяснением [10] его несовершенством термодинамических моделей, лежащих в основе теории рабочего процесса, согласиться нельзя. В настоящей работе авторы используют законы термодинамики [13] для описания протекающих процессов, лежащих в основе работы двигателя, как в цилиндрах, так и в аккумуляторе, анализ тепловой инерции которого служит подтверждением изложенной точки зрения.

**Результаты.** Рассмотрим работу двигателя с того момента, когда рабочий поршень находится в верхней мертвой точке (см. рис. 1). От этого положения начнем отсчет угла поворота  $\alpha$  маховика

(см. рис. 1). С увеличением  $\alpha$  рабочий поршень движется вниз. Плунжер движется направо, перегоняя газ из холодной части цилиндра в горячую часть, где он нагревается. Давление газа увеличивается, расширение его в рабочем цилиндре, находящемся в постоянном контакте с холодным источником тепла, происходит при высоком давлении. При построении теоретической модели будем считать, что газ является идеальным двухатомным газом и подчиняется уравнению состояния  $pv = RT$ , где  $R$  – газовая постоянная. Гидравлическим сопротивлением регенератора пренебрегаем, и полагаем его равным нулю. Следуя Шмидту [14, 15] считаем, что температура газа в рабочем цилиндре остается постоянной и равной температуре холодного источника тепла, объем рабочего цилиндра в зависимости от угла поворота коленчатого вала (см. рис. 1) меняется по гармоническому закону

$$V = V_0 \frac{1}{2} (1 - \cos \alpha), \quad (1)$$

где  $V_0$  – полный объем цилиндра. Суммарный объем  $V_{02}$  вытеснительного цилиндра при работе двигателя не меняется, плунжер делит его на две части: горячую  $V_h$  и холодную  $V_c$ , объемы которых в зависимости от угла поворота также изменяются по гармоническим законам и находятся по формулам:

$$V_c = V_{02} \frac{1}{2} (1 - \sin \alpha), \quad (2)$$

$$V_h = V_S \frac{1}{2} (1 + \sin \alpha), \quad (3)$$

где  $V_S$  – объем горячего рабочего цилиндра.

Горячая часть цилиндра постоянно соприкасается с горячим источником тепла, а холодная часть – с холодным источником тепла. Температуры рабочего тела в этих частях считаем равными температурам соответствующих источников тепла. При изменении угла поворота  $\alpha$

объемы, занятые рабочим телом плавно меняются. Газ перетекает из одного объема в другой через регенератор.

Из уравнения состояния идеального газа, применяя его к каждому из трех выделенных объемов, легко найти давление в системе

$$p = \frac{mR}{\frac{V}{T_2} + \frac{V_c}{T_2} + \frac{V_h}{T_1}}, \quad (4)$$

где  $T_1$ - температура газа в горячей части вытеснительного цилиндра,  $T_2$  - в холодной,  $m$  - полная масса газа в цилиндрах. Уравнения (1)-(4) позволяют построить  $p, v$  диаграмму цикла и найти совершаемую удельную работу.

Когда угол поворота маховика  $\alpha = 90^\circ$  рабочее тело полностью заполняет объем вытеснительного цилиндра. Давление в системе достигает значения  $p_1$ , определяемого соотношением

$$\frac{1}{p_1} = \frac{1}{mR} \left( \frac{V_0}{2T_2} + \frac{V_{02}}{T_1} \right).$$

При угле поворота  $\alpha = 270^\circ$  рабочее тело полностью оказывается в холодной части двигателя. Давление в системе становится равным  $p_2$ , и находится из формулы

$$\frac{1}{p_2} = \frac{1}{mRT_2} \left( V_{02} + \frac{1}{2}V_0 \right).$$

Отношение давлений

$$Z = \frac{p_1}{p_2} = \frac{2\zeta + 1}{1 + \frac{2\zeta}{\Theta}}$$

где  $\zeta = \frac{V_{02}}{V_0}$ ,  $\Theta = \frac{T_1}{T_2}$ , является одним из параметров цикла.

Величина, обратная давлению, как видно из уравнения (4) является гармонической функцией, а, следовательно, имеет вид

$$\frac{1}{p} = \frac{1}{\bar{p}} (1 - \Delta \cos(\alpha - \varphi)), \quad (5)$$

где  $\bar{p}$  - среднее давление,  $\Delta$  - амплитуда, характеризующая колебания давления за цикл. Входящие в формулу (5) параметры

находятся из уравнения (4) после подстановки в него соотношений (1)-(3):

$$\frac{1}{\bar{p}} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{p_1} + \frac{1}{p_2} \right), \quad \text{tg } \varphi = \zeta \left( 1 - \frac{1}{\Theta} \right),$$

$$\Delta = \frac{\sqrt{\Theta^2 + (\Theta - 1)^2 \zeta^2}}{\Theta + \zeta(1 + \Theta)}.$$

где  $\varphi$  - сдвиг по фазе.

**Обсуждение полученных результатов.** На рис.2 изображена  $p, v$  диаграмма цикла. За единицу объема взят полный вытесняемый объем рабочего цилиндра, а за единицу давления - давление  $p_0$  в системе, когда он не заполнен рабочим телом:

$$\frac{1}{p_0} = \frac{V_{02}}{2mR} \left( \frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} \right).$$

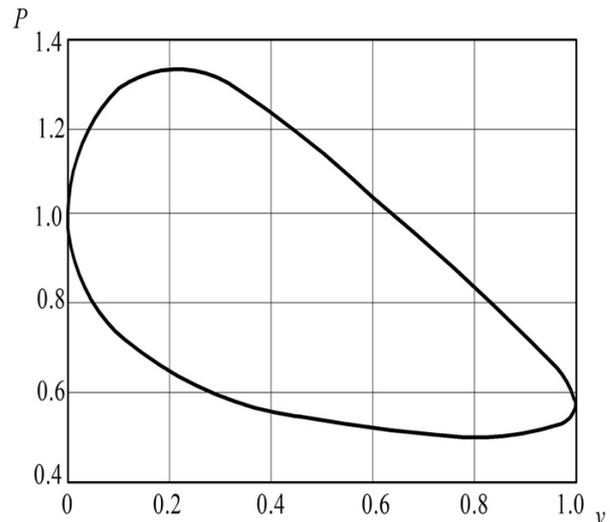


Рисунок 2 -  $p, v$  диаграмма цикла в приближении Шмидта

Величины  $p_1, p_2, \bar{p}$  выражаются через  $p_0$  с помощью формул:

$$p_1 = p_0 \frac{\zeta(1 + \Theta)}{2\zeta + \Theta}$$

$$p_2 = p_0 \frac{\zeta(1 + \Theta)}{\Theta(1 + 2\zeta)}$$

$$\bar{p} = p_0 \frac{\zeta(1 + \Theta)}{(1 + \zeta)\Theta + \zeta}$$

где  $p_1$  - давление в горячем цилиндре,  $p_2$  - давление в холодном цилиндре.

Тепло, которое подводится к рабочему телу за цикл, связано с нагревом рабочего тела, когда оно прокачивается через горячую часть вытеснительного цилиндра. При изменении угла поворота коленчатого вала  $\alpha$  поршень рабочего цилиндра начинает движение из верхней мертвой точки (см. рис.1). Одновременно плунжер вытесняет газ из холодной части вытеснительного цилиндра, который поступает в рабочий цилиндр и в регенератор. Согласно первому началу термодинамики подводимое к рабочему телу в холодной части двигателя тепло

$$dQ_c = c_v(T_2 - T_0)dm + p dV - dL, \quad (6)$$

где  $T_0$  – температура, при которой внутренняя энергия рабочего тела принимается равной нулю,  $c_v$  – теплоемкость газа при постоянном объеме;  $dL$  – работа газа.

В уравнении баланса (6) первое слагаемое справа – тепло, уносимое массой  $dm$  через регенератор, второе слагаемое – работа расширения рабочего тела при изменении положения поршня, последнее слагаемое – работа сжатия газа плунжером. Подводимое к рабочему телу тепло в горячей части двигателя складывается из тепла, подводимого от горячего источника тепла, и тепла, поступающего вместе с массой  $dm$  из регенератора.

Из уравнения баланса

$$dQ_h + c_v(T_1' - T_0)dm = dL, \quad (7)$$

где  $T_1'$  – температура рабочего тела, поступающего из регенератора.

В предельном случае аккумулятора без тепловой инерции

$$T_1' = T_1, \quad T_3 = \frac{1}{2}(T_1 + T_2)$$

где  $T_3$  – средняя температура теплоносителя в объеме регенератора

Интегрируя (7) по углу поворота  $\alpha$  маховика от 0 до  $2\pi$ , получим

$$Q_1 + c_v(T_1 - T_0) \int dm = L_p.$$

Если полная масса рабочего тела за цикл не изменяется (система герметична), то

$$Q_1 = L_p,$$

т.е. суммарный вклад второго слагаемого слева будет равен нулю. Отдаваемое тепло ( $dm > 0$ ) равно возвращаемому теплу ( $dm < 0$ ) с той же температурой. Суммарное передаваемое рабочему телу тепло равно производимой работе. В этом же приближении интегрируя равенство (6) по углу  $\alpha$  найдем работу

$$L = Q_1 + Q_2,$$

совершаемую двигателем. В найденной формуле  $Q_1$  – тепло, полученное от горячего источника тепла ( $Q_1 > 0$ ),  $Q_2$  – тепло, отданное холодному источнику тепла ( $Q_2 < 0$ ). С помощью формул (1), (3), (5) вычисляем

$$Q_1 = \int_0^{2\pi} p dV_h = \frac{\pi}{\Delta} \bar{p} V_{02} \left( \frac{1}{\sqrt{1 - \Delta^2}} - 1 \right) \cos \varphi$$

$$L = \int_0^{2\pi} p dV = \frac{\pi}{\Delta} \bar{p} V_0 \left( \frac{1}{\sqrt{1 - \Delta^2}} - 1 \right) \sin \varphi,$$

откуда

$$\eta_t = \frac{L}{Q_1} = \frac{V_0}{V_{02}} \operatorname{tg} \varphi = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Таким образом, в этом предельном случае термический КПД цикла равен КПД цикла Карно.

Тепловая инерция аккумулятора уменьшает КПД цикла, так как температура газа, поступающего через регенератор в горячую часть вытеснительного цилиндра,  $T_1' < T_1$ . Это различие тем больше, чем больше угловая скорость вращения маховика двигателя. В результате от горячего источника приходится брать больше тепла, чтобы компенсировать разницу в температурах.

Введем параметр  $W$ , который показывает во сколько раз изменение удельной внутренней энергии газа за цикл

больше удельного количества тепла, затрачиваемого на рабочий ход поршня:

$$W = \frac{c_v(T_1 - T_2)}{q_1},$$

и определим максимальный КПД двигателя как отношение

$$\eta_{max} = \frac{l}{q_1},$$

где  $l$  - совершаемая за цикл работа.

На рис.2 изображена  $p, v$  диаграмма цикла. За единицу объема взят полный вытесняемый объем рабочего цилиндра, а за единицу давления – давление в системе, когда цилиндр не заполнен рабочим телом. Площадь, охватываемая циклом, пропорциональна совершаемой работе, а площадь под кривой, описывающей движение поршня при заполнении его рабочим телом в изотермическом процессе, пропорциональна подведенному теплу.

Через отношение этих площадей определяется максимальный КПД двигателя. Зависимость его от отношения температур  $\Theta = T_1/T_2$  приведена на рис.3. Там же приведена зависимость от отношения температур КПД Карно (верхняя кривая). Из рисунка видно (средняя кривая), что максимально возможный КПД двигателя всегда меньше КПД Карно.

Термический КПД еще меньше (нижняя кривая), т.к. часть тепла расходуется на изменение давления в результате передачи тепла от горячего источника холодному

$$\eta_t = \frac{l}{q} = \frac{\eta_{max}}{1 + W'} \quad (8)$$

Формула (8) справедлива, когда нет регенератора тепла. В этом случае тепло теряется за счет охлаждения газа, перекачиваемого из горячей части вытеснительного цилиндра в его холодную часть. Вытеснительный цилиндр играет роль регулятора давления, который повышает давление при расширении газа в рабочем цилиндре и понижает давление при его сжатии. Если ввести КПД, описывающий долю тепла, расходуемую при выполнении этой функции

$$\eta_R = \frac{q_1}{q_1 + c_v(T_1 - T_2)} = \frac{1}{1 + W'}$$

то формулу (7) можно записать в виде

$$\eta_t = \eta_R \cdot \eta_0. \quad (9)$$

где  $\eta_0$  – относительный КПД цикла.

В таком виде она справедлива и при наличии регенератора. В этом случае первый множитель представляет собой КПД регулятора давления  $\eta_R$ . Если ввести КПД регенератора  $\eta_{reg}$  как отношение возвращенного тепла к теплу, затрачиваемому на зарядку аккумулятора, то

$$\eta_R = \frac{1}{1 + 1(1 - \eta_{reg})W'}.$$

Зависимость термического КПД двигателя с регенератором  $\eta_{reg}$  от отношения температур приведена на рис. 3. КПД регенератора взят равным 0,975.

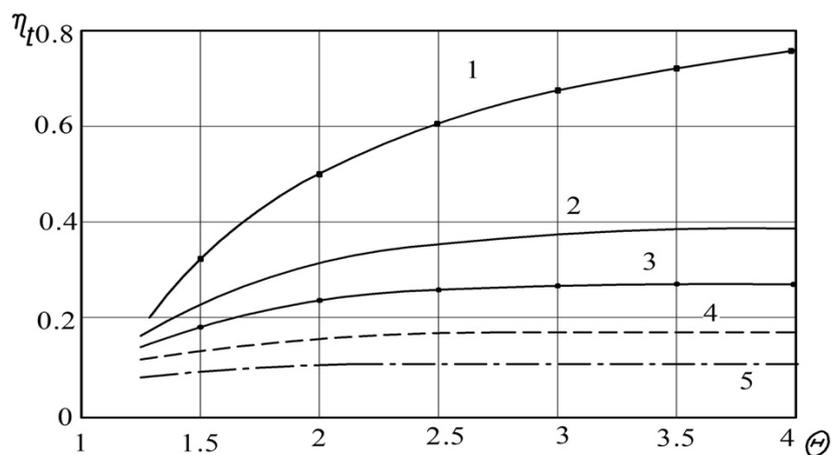


Рисунок 3 – Зависимость КПД двигателя от отношения температур.

Из рисунка видно, что термический КПД цикла двигателя Стирлинга с идеальным регенератором всегда меньше КПД цикла Карно, но много выше, чем КПД цикла двигателя без регенератора. При температурах, еще допускаемых температурной стойкостью конструкционных материалов, разница между КПД цикла двигателя с идеальным регенератором и КПД цикла двигателя с хорошим регенератором ( $\eta_{\text{рег}} = 0,95$ ) превышает 25%.

**Заключение (выводы и рекомендации).**

В заключение можно сделать следующие выводы:

Термический КПД цикла двигателя Стирлинга всегда заметно меньше КПД цикла Карно.

Способ изменения давления рабочего тела, положенный в основу работы двигателя по схеме гамма, приводит к сильной зависимости термического КПД цикла от совершенства теплового аккумулятора.

При температурах, допускаемых температурной стойкостью конструкционных материалов, и КПД регенератора 95% термический КПД цикла двигателя Стирлинга заметно меньше максимально возможного КПД. Отличие сильно зависит от конструкционных параметров двигателя.

## ЛИТЕРАТУРА

[1] Двигатели Стирлинга. Под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1977. – 150 с.

[2] Кузнецов М.Д. Особенности двигателей внешнего сгорания - двигателей Стирлинга / Записки Горного института. Т. 196. Санкт-Петербург. 2012. С. 252 – 255.

[3] Корнеев С.А. Двигатель Стирлинга (история, настоящее и перспектива) // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 2. С. 132–135.

[4] Бреусов В. П. Двигатель внешнего подвода тепла (вчера, сегодня, завтра). // СПб.: Нестор, 2007. - 156 с.

[5] Гудков И.И., Соколовский Р.И. Термодинамическая модель теплового насоса на основе машины Стирлинга. Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности (ИННОВАЦИИ-2014): сборник материалов Международной научно-технической конференции. Часть 2. – М.: ФГБОУ ВПО «МГУДТ», 2014. – С. 191-196.

- [6] Абрамян Р.М. О максимальном значении КПД регенеративного идеального цикла Стирлинга / Р. М. Абрамян // Изв. НАН Армении. Сер. Физика. – 2010. – Т. 45, № 3. – С. 210 – 214.
- [7] Гапоненко А.М., Каграманова А.А. Математическое моделирование работы двигателя Стирлинга. Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2016. №4. С. 29 - 35.  
DOI: 10.17213/0321-2653-2016-4-29-35.
- [8] Barth E. J. Dynamic Modeling of a Regenerator for the Control-Based Design of Free-Piston Stirling Engines / E. J. Barth, M. Hofacker // Proceedings of 2009 NSF Engineering Research and Innovation Conference, Honolulu, Hawaii, 2009 г. – С. 404 – 414.
- [9] Munoz de Escalona J.M. Model of performance of Stirling engines / J.M. Munoz de Escalona, D. Sanchez, R. Chacartegui, T. Sanchez // ASME. — 2012. — Proceedings of ASME Turbo expo 2012.
- [10] Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга: Пер. с англ.: - М.: Энергия, 1978. – 152 с.
- [11] Allan J. Organ. Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine. Cambridge, University press, 2010. – 415 p.
- [12] Абрамян Р.М. Изучение КПД машины Стирлинга в условиях, близких к реальным. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ.2013. №3. С. 73-79.
- [13] Козляков В.В., Соколовский Р.И. Термодинамические основы теории двигателя Стирлинга. // Машиностроение и инженерное образование, № 4. 2010. – С. 22-28.
- [14] Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. – 464 с.
- [15] Гудков И.И., Соколовский Р.И. Энергетическая эффективность цикла двигателя Стирлинга в модифицированной теории Шмидта. Дизайн, технологии и инновации в текстильной и легкой промышленности (Инновации-2015): сборник материалов Международной научно-технической конференции. Часть 3. – М.: ФГБОУ ВПО «МГУДТ», 2015. – С. 24 – 27.

**Шарпар Николай Михайлович** — канд. техн. наук, доцент кафедры «Энергоресурсоэффективные технологии, промышленная экология и безопасность» Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

**Жмакин Леонид Иванович** — докт. техн. наук, профессор кафедры «Энергоресурсоэффективные технологии, промышленная экология и безопасность» Российского государственного университета им. А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство) (Российская Федерация, 119071, Москва, Малая Калужская ул., д. 1).

# Thermal efficiency of the regenerative cycle of the Stirling engine scheme gamma

N. M. Sharpar<sup>1,\*</sup>, L. I. Zhmakin<sup>1</sup>

<sup>1</sup>*The Kosygin State University of Russia, Moscow, Russian Federation*

---

## Abstract

The paper presents a theoretical model of the Stirling engine-gamma scheme, based on thermodynamic dependencies describing the working process taking into account the efficiency of the regenerator. The measurement of the gas pressure in the cycle, due to which its operation was carried out, is carried out by means of a plunger moving along the cylinder. Cooling in the working cylinder circuit is carried out at the expense of the environment. Due to the movement of the working fluid between the cylinders, there is an increase or decrease in pressure, which requires energy costs that affect the operation of the engine. An increase in the energy efficiency of the Stirling engine is achieved by introducing a regenerator into it, which helps to minimize heat losses. This device is located between the hot and cold cylinder, it is a cavity that contains a porous material that receives heat flowing with hot gas into the cold area, when it is moved back before entering the heater, the regenerator returns the stored heat. Due to the introduction of the regenerator in the model, the engine increases energy efficiency, and the efficiency of its cycle reaches the efficiency of the Carnot cycle. In this paper, the authors apply thermodynamic laws to represent the processes that underlie the functioning of the Stirling machine, not only in its cylinders, but also in the battery, the analysis of thermal inertia of which confirms the above study.

## Keywords

Heat engine, heat regenerator, gamma connection, displacement cylinder, working cylinder, efficiency.

---

## REFERENCES

- [1] Stirling engines. Edited by M. G. Kruglov, Moscow: Mashinostroenie, 1977. - 150 p. (In Russ.)
- [2] Kuznetsov M. D. Features of external combustion engines-Stirling engines / Notes of the Mining Institute. Vol. 196. St. Petersburg. 2012. pp. 252-255.
- [3] Korneev S. A. Stirling Engine (history, present and perspective) // Problems of mechanical engineering and automation. 2011. No. 2. pp. 132-135.
- [4] Breusov V. P. External heat supply engine (yesterday, today, tomorrow). // St. Petersburg: Nestor, 2007. - 156 p.
- [5] Gudkov I. I., Sokolovsky R. I. Thermodynamic model of a heat pump based on a Stirling machine. Design, Technologies and Innovations in the textile and Light industry (INNOVATIONS-2014): proceedings of the

---

\* *Corresponding author*

*Email addresses: sharpar753@mail.ru*

International Scientific and Technical Conference. Part 2. - M.: FGBOU HPE "MGUDT", 2014. - p. 191-196. (In Russ.)

[6] Abramyan R. M. On the maximum value of the efficiency of the regenerative ideal Stirling cycle / R. M. Abramyan // *Izv. NAS of Armenia. Ser. Physics.* - 2010. - Vol. 45, No. 3. - pp. 210-214. (In Russ.)

[7] Gaponenko A. M., Kagramanova A. A. Mathematical modeling of Stirling engine operation. *News of higher educational institutions. North Caucasus region. Technical sciences.* 2016. No. 4. P. 29 - 35. (In Russ.)

DOI: 10.17213/0321-2653-2016-4-29-35.

[8] Barth E. J. Dynamic Modeling of a Regenerator for the Control Based Design of Free-Piston Stirling Engines / E. J. Barth, M. Hofacker // *Proceedings of 2009 NSF Engineering Research and Innovation Conference, Honolulu, Hawaii, 2009.* - Pp. 404 - 414.

[9] Munoz de Escalona J.M. Model of performance of Stirling engines / J.M. Munoz de Escalona, D. Sanchez, R. Chacartegui, T. Sanchez // *ASME.* - 2012. - *Proceedings of ASME Turbo expo 2012.*

[10] Walker G. *Machines working on the Stirling cycle: Trans. from English: - Moscow: Energia, 1978 – 152 p.*

[11] Allan J. Organ. *Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine.* Cambridge, University press, 2010. – 415 p.

[12] Abramyan R. M. Studying the efficiency of the Stirling machine in conditions close to real ones. *Energy. Proceedings of Higher Educational institutions and Energy Associations of the CIS, 2013, no. 3, pp. 73-79.*

[13] Kozlyakov V. V., Sokolovsky R. I. Thermodynamic foundations of the Stirling engine theory. // *Mechanical engineering and engineering education, No. 4. 2010.* - pp. 22-28.

[14] Reeder G., Hooper Ch. *Stirling engines.* Moscow: Mir, 1986 – 464 p.

[15] Gudkov I. I., Sokolovsky R. I. Energy efficiency of the Stirling engine cycle in the modified Schmidt theory. *Design, Technologies and Innovations in the textile and Light Industry (Innovations-2015): proceedings of the International Scientific and Technical Conference. Part 3. - Moscow: FGBOU VPO "MGUDT", 2015. - p. 24-27. (In Russ.)*

**Sharpar N. M.** — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya ul. 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

**Zhmakin L. I.** — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Energy and Resource Efficient Technologies, Industrial Ecology and Safety, The Kosygin State University of Russia (Malaya Kaluzhskaya ul. 1, Moscow, 119071 Russian Federation).

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Термический КПД регенеративного цикла двигателя Стирлинга схемы гамма / Н. М. Шарпар, Л. И. Жмакин // *Промышленные процессы и технологии.* 2021. № 1. С. 89 – 98

DOI: 10.37816/2713-0789-2021-1-1-89-98

**Please cite this article as:**

Sharpar N. M., Zhmakin L. I. Thermal efficiency of the regenerative cycle of the Stirling engine scheme gamma. *Industrial processes and Technologies, 2021, no. 1, pp. 89 – 98.*

DOI: 10.37816/2713-0789-2021-1-1-89-98