

## АНАЛИТИКА ПРОЦЕССОВ, ПРОТЕКАЮЩИХ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ НЕТРАДИЦИОННОЙ ТЕПЛОВОЙ МАШИНЫ (ДВИГАТЕЛЯ) В УСЛОВИЯХ РЕАЛИЗАЦИИ ПОЛНЫХ НАГРУЗОК

**Б.А. Шароглазов, В.В. Клементьев**

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

В статье на базе анализа условий реализации рабочего цикла в камере сгорания тепловой машины (двигателя внутреннего сгорания) новой схемы делается предложение о комплексном аналитическом описании процессов, составляющих её рабочий цикл. Кратко анализируются принципиальные конструктивные схемы новых тепловых машин с механизмом преобразования возвратно-поступательного движения их поршней во вращательное грузового вала. На основе уравнений термодинамики, механики и теории двигателей внутреннего сгорания с использованием ступенчатой функции Хевисайда формируется система уравнений, описывающих характер протекания параметров и показателей цикла в условиях использования тепловой машины на режимах полных (и близких к ним) нагрузок. Применительно к конкретной схеме бескривошипной поршневой машины (двигателя) приводятся примеры численной оценки параметров и показателей рабочего цикла такой тепловой машины. Показывается, что в сходственных условиях реализации рабочего цикла в бескривошипной поршневой машине (двигателе) и двигателе с кривошипно-шатунным механизмом, в бескривошипном двигателе (с двухпериодной беговой дорожкой) то же значение мощности реализуется при частотах вращения в два раза меньших, чем в двигателях внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом. Делается рекомендация о возможности и целесообразности применения бескривошипных поршневых машин-двигателей в качестве источников механической энергии.

*Ключевые слова: поршневой двигатель внутреннего сгорания, механизм преобразования движения, рабочий цикл, параметры рабочего цикла, индикаторная диаграмма, индикаторная работа цикла, окружное усилие, крутящий момент, беговая дорожка, число периодов беговой дорожки.*

### Принятые сокращения и условные обозначения

- БД – беговая дорожка;
- БПМ – бескривошипная поршневая машина;
- БПМ(Д) – бескривошипная поршневая машина (двигатель);
- ВМТ – верхняя мертвая точка;
- град. ПГВ – градус поворота грузового вала;
- град. ПКВ – градус поворота коленчатого вала;
- ДВС – двигатель внутреннего сгорания;
- КПД – коэффициент полезного действия;
- КС – камера сгорания;
- КШМ – кривошипно-шатунный механизм;
- МГЦЭ – комплексный показатель степени совершенства и коммерческой (ценовой) доступности машины (мощность, габариты, цена, экономичность);
- МПД – механизм преобразования движения;
- НМТ – нижняя мертвая точка;
- РТ – рабочее тело;
- РЦ – рабочий цикл;
- СЗ – свежий заряд;
- ТВС – топливовоздушная смесь;
- ТМ – тепловая машина;
- ЦПГ – цилиндро-поршневая группа;
- ЭВМ – электронно-вычислительная машина;

$H_u$  – низшая теплота сгорания (теплотворная способность) топлива;  
 $i$  – число цилиндров двигателя;  
 $L_0^l$  – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания одного килограмма топлива;  
 $m$  – показатель характера сгорания в уравнении выгорания И.И. Вибе;  
 $N_e$  – эффективная мощность двигателя;  
 $n$  – частота вращения коленчатого (грузового) вала двигателя;  
 $n_1$  – показатель политропы сжатия;  
 $n_2$  – показатель политропы расширения;  
 $p$  – текущее давление рабочего тела в цилиндре двигателя;  
 $p_0$  – давление окружающей среды; давление перед впускными органами;  
 $p_{\max}$  – максимальное давление рабочего тела в цилиндре двигателя;  
 $p_a$  – давление рабочего тела в конце впуска;  
 $Q_z$  – общая использованная теплота сгорания;  
 $q_z$  – удельная использованная теплота сгорания;  
 $S/D$  – относительный ход поршня (отношение хода поршня к диаметру цилиндра);  
 $T$  – текущая температура рабочего тела в цилиндре двигателя;  
 $T_r$  – температура остаточных газов;  
 $T_0$  – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;  
 $T_{\max}$  – максимальная температура рабочего тела;  
 $v$  – текущий удельный объём рабочего тела;  
 $v_a$  – удельный объём РТ в конце такта впуска;  
 $v_c$  – удельный объём РТ в конце сжатия;  
 $v_0$  – удельный объём РТ, приведённый к параметрам окружающей среды;  
 $y$  – точка на линии сжатия индикаторной диаграммы, соответствующая моменту воспламенения топлива (точка отрыва линии сгорания от линии сжатия);  
 $x$  – текущее значение доли выгоревшего топлива;  
 $\alpha$  – угол поворота коленчатого вала двигателя с КШМ, отсчитываемый от ВМТ; угол поворота грузового вала бескривошипной машины, отсчитываемый от ВМТ;  
 $\alpha_c$  – коэффициент избытка воздуха;  
 $\varepsilon$  – степень сжатия;  
 $\eta_e$  – эффективный КПД;  
 $\theta$  – угол опережения воспламенения (момент начала сгорания);  
 $\lambda = r / l_{ш}$  – отношение радиуса кривошипа  $r$  к длине шатуна  $l_{ш}$  (для двигателей с КШМ);  
 $\sigma(\alpha)$  – кинематическая функция хода поршня;  
 $\tau$  – коэффициент тактности (равен 4 для четырёхтактных двигателей и 2 – для двухтактных ДВС);  
 $\varphi$  – угол поворота коленчатого (грузового) вала в градусах ПКВ (или ПГВ), отсчитываемый от начала горения;  
 $\varphi_z$  – условная продолжительность сгорания топлива (горючей смеси);  
 $\psi(\alpha)$  – кинематическая функция изменения объёма цилиндра;  
 $\xi$  – коэффициент эффективности сгорания;  
 $\delta$  – коэффициент выделения теплоты.

### Введение

В настоящее время в классе ТМ господствующими являются поршневые ТМ (в частности, ДВС с КШМ). Большая распространенность этих машин обусловлена высокой экономичностью их РЦ, надёжностью, достаточно высоким сроком службы и отработанной технологией производства. В двигателях такого типа движение поршня, являющееся возвратно-поступательным, посредством КШМ преобразуется во вращательное движение коленчатого вала. При этом среди механизмов и систем двигателя КШМ на сегодняшний день относится к наиболее высокотехнологичным, сложным в конструктивном отношении и дорогостоящим в изготовлении узлов ДВС. Хорошо известны данные о том, что на долю затрат по изготовлению КШМ приходится от 25 до 40 % в себестоимости производства двигателя в целом. Вместе с тем для обеспечения работоспособности КШМ необходимо наличие в конструкции двигателя большого количества трущихся

## Расчет и конструирование

элементов (кинематических пар трения, в частности скольжения). А это обстоятельство, в свою очередь, вызывает увеличение механических потерь, ухудшает механический КПД, снижает массогабаритные параметры двигателя, а зачастую служит препятствием для дальнейшего совершенствования и экономических показателей.

Сказанное означает существование значительного интереса к отысканию новых, оригинальных схемных решений двигателей [1]. Так, например, разработаны – а некоторые из них достаточно широко распространены – такие конструктивные исполнения двигателей, как газотурбинные, роторные и роторно-поршневые [2, 3], свободнопоршневые [4] тепловые машины, а также бескрейшпипные и бесшатунные [5, 6]. К наиболее известным на сегодня следует отнести двигатели конструкции С.С. Баландина [7, 8] и Ф.Г. Ванкеля [9, 10]. Однако и упомянутым выше тепловым машинам присущи определенные недостатки, к наиболее существенным из которых относятся конструктивная и технологическая сложность, а также дороговизна в изготовлении.

В последние несколько лет учеными и инженерами кафедры ДВС Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ) был предложен целый ряд технических решений по созданию новых конструктивных схем двигателей, не являющихся традиционными в общепринятом понимании ДВС как тепловой машины, построенной на основе КШМ. Эти (предложенные на кафедре ДВС ЮУрГУ) машины получили название БПМ. По мнению авторов-разработчиков, такие схемы БПМ позволяют в значительной мере исключить недостатки, присущие тепловым двигателям на основе КШМ, и вместе с тем обеспечить объединение достоинств как кривошипно-шатунных ТМ (относительно высокая степень сжатия РТ, отработанная технология производства), так и, например, свободнопоршневых (отсутствие КШМ и в частности деталей, движение которых является сложным, плоскопараллельным – коленвала, деталей шатунной группы) [11].

Основное принципиальное отличие предложенных бесшатунных схем от других известных ТМ определяет то обстоятельство, что в БПМ обеспечивается техническая возможность прямого преобразования движения одного и того же поршня – возвратно-поступательного во вращательное, что предопределяет наличие у таких машин ряда преимуществ перед традиционными, кривошипно-шатунными. К этим преимуществам относятся прежде всего хорошие экономические показатели, полная уравновешенность оппозитных конструкций и схемных решений с противоположно движущимися поршнями, а также значительно более благоприятные удельные показатели – массогабаритные и мощностные. Интересы создания и разработки таких ТМ требуют разработки соответствующих методов решения задачи.

### **Особенности конструкции и аналитического описания процессов, формирующих РЦ БПМ(Д)**

Конструктивные особенности БПМ(Д) применительно к двухтактной схеме реализации РЦ в цилиндре поясняются схемой (рис. 1). Осесимметричный поршень 1 в такой БПМ соединяется с кареткой 3 МПД при помощи штока 2, верх которого (штока) установлен в подшипнике, расположенном внутри поршня на его днище. Низ штока укреплен в каретке неподвижно. Цапфы оси 4, проходящей через сквозное отверстие в каретке, снабжены подшипниками, катящимися при работе БПМ по БД, образуемой криволинейными торцовыми поверхностями цилиндрических вставок 6, установленных неподвижно в корпусе машины. Выходной вал взаимодействует с кареткой МПД посредством своей верхней части, выполненной в виде двухрожковой вилки с возможностью перемещения каретки в пазу, образуемом рождками вилки выходного вала.

За счет того, что поршень выполнен осесимметричным, а также имеет подшипниковое соединение со штоком каретки МПД, обеспечивается снижение тепловой и механической нагруженности поршня и, как следствие, его (поршня) тепловых и механических напряжений и деформаций в процессе работы двигателя. При этом выходной вал нагружен только крутящим моментом и не подвергается воздействию других видов механических напряжений. БПМ такого типа отличается и другими преимуществами относительно ТМ других конструктивных схем. К этим преимуществам относятся, в частности, и то, что в такой БПМ отсутствуют боковые, или нормальные силы, действующие на детали ЦПГ (поршень и цилиндр) перпендикулярно боковой поверхности поршня, меняющие к тому же свой знак в процессе работы двигателя вследствие перекладки поршня в цилиндре в кривошипно-шатунных двигателях, что приводит в ДВС с КШМ к

повышению механических потерь и ударно-вибрационных нагрузок, а также к увеличению износа основных деталей ЦПГ.

Еще одним достоинством поршня осесимметричной формы является гораздо большая технологичность его изготовления, обусловленная отсутствием необходимости в использовании сложных процессов формообразования продольного и поперечного профилей боковой поверхности. При этом также минимизируются массогабаритные параметры такого поршня.

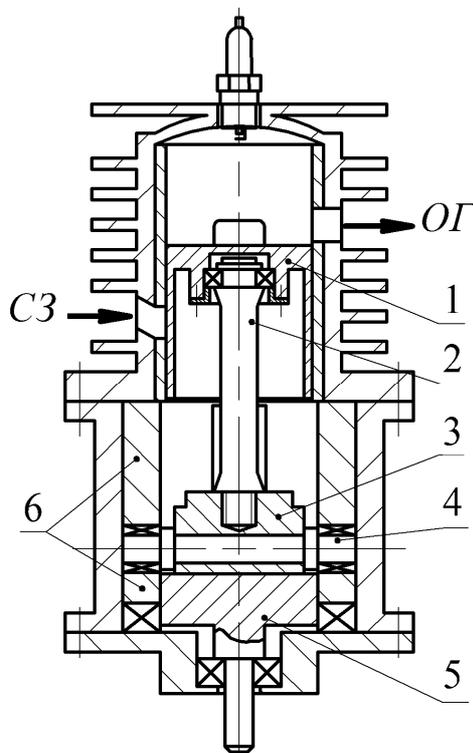


Рис. 1. Конструктивная схема двухтактной БПМ – двигателя с невращающимся поршнем и вращающимся выходным валом:  
1 – поршень; 2 – шток; 3 – каретка МПД; 4 – ось каретки МПД;  
5 – выходной вал; 6 – БД

На состояние РТ такой ТМ, определяемое рядом параметров (в частности, давлением, температурой, удельным объемом) и обуславливающее получение определенных технико-экономических параметров БПМ – двигателя, оказывает влияние целый ряд факторов, к основным из которых относятся характеристики теплообмена, закономерности процессов сгорания ТВС, кинематические параметры конструктивной схемы (в частности, закономерности перемещения поршня), характер нагрузки, режим работы двигателя. Оценка численных значений этих параметров, как и характера их изменения в течение РЦ, относится к одной из важных задач на стадии проектирования, исследования и доводки ТМ. Применительно к условиям проектирования такого рода расчёты (расчётные исследования) лежат в основе определения основных размеров тепловой машины. В частности (для поршневого ДВС), диаметра цилиндра и хода поршня, а затем – и выявления характера изменения показателей машины при её работе на различных режимах. Например, на режимах полных, но и частичных нагрузок также.

Для уже созданных ТМ такая оценка имеет значение с точки зрения сопоставительного анализа их (машин) применительно к различным условиям использования, а также – сопоставительной оценки достоинств и недостатков конкретных схем, типов и образцов ТМ.

Важны особенности протекания РЦ бескривошипной тепловой машины, конструктивная схема которой приведена на рис. 1, в сходственных условиях использования с традиционной двухтактной кривошипно-шатунной ТМ (двигателем) при одинаковых значениях их основных конструктивных параметров (диаметр цилиндра, ход поршня).

## Расчет и конструирование

Решение этой задачи опирается на использование соответствующих методов прогнозирования (моделирования, аналитического описания) процессов и численную оценку параметров, характеризующих обстоятельства (условия) работы ТМ.

Решающими при определении показателей и параметров РЦ (применительно к двухтактным поршневым ДВС) являются процессы сжатия, сгорания, расширения и сопровождающие их явления теплообмена со стенками КС, цилиндра, а также особенности смесеобразования. Опыт оценки влияния названных обстоятельств на параметры РЦ ТМ в этой работе учтен. В частности, параметры процессов сжатия и расширения рассматриваются как параметры политропических процессов. В них численные значения  $p$ ,  $v$ ,  $T$  определяются начальным состоянием РТ в исходной точке процесса, условиями теплообмена со стенками, а также кинематикой движения поршня. Особенности перемещения поршня (его кинематика) в случае использования двухпериодной беговой дорожки могут, применительно к любому текущему моменту РЦ, быть отображены соотношением  $\sigma(\alpha) = 1 - \cos 2\alpha$ . Функция особенна тем, что она безразмерная. Характером ее протекания определяется текущее положение поршня. Функция универсальна. В том смысле, что ее численные значения не зависят от конкретного поршня, двигателя в целом. Из анализа этой функции вытекает ряд важных аналитических соотношений. Например, кинематические функции объема РТ:  $\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha)$ ;  $v = v_c \cdot \psi(\alpha) = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\alpha)$ . Названные обстоятельства используются для описания процессов РЦ БПМ(Д).

Известно достаточно большое количество уравнений, описывающих процесс выделения теплоты в двигателях [12, 13]. К получившим широкое распространение при моделировании процессов в двигателях относится уравнение, предложенное профессором И.И. Вибе [14, 15]. Оно является универсальным: им хорошо отображаются процессы выделения теплоты при горении смесей на основе углеводородных топлив (дизельные, бензовоздушные, керосиновые смеси и др.).

В исследовании И.И. Вибе [16, 17] процесс выделения теплоты в КС двигателя подчиняется относительно простому соотношению:

$$x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right], \text{ или } x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где  $t$ ,  $\varphi$  – текущее время (текущий угол ПКВ), отсчитываемое от момента начала сгорания;  $t_z$ ,  $\varphi_z$  – продолжительность сгорания, соответственно в с и град. ПКВ;  $m$  – показатель характера сгорания.

Предварительным сжатием РТ обеспечивается подготовка горючей смеси к сгоранию. В ДВС, работающих на лёгком топливе (в частности, на бензинах), момент начала сгорания можно отнести к управляемым процессам: это обеспечивается посредством управления подачей напряжения на электроды свечи зажигания. Названное условие оговаривается, как правило, на стадии проектирования ДВС. Межэлектродный электрический разряд служит началом новой фазы РЦ – фазы сгорания. Динамика сгорания определяется качеством горючей смеси, характеризуемым видом применяемого топлива и численным значением  $\alpha_c$ , а также параметрами состояния РТ в момент разряда на электродах свечи зажигания  $p_y$ ,  $T_y$ ,  $v_y$ .

Качество процесса горения во многом определяется значением коэффициента эффективности сгорания  $\xi = \psi \cdot \delta$ . Параметр  $\delta$  (коэффициент выделения теплоты) характеризует полноту выделения теплоты и во многом определяется значением  $\alpha_c$  и качеством процесса смесеобразования. Для случаев, когда  $\alpha_c$  больше единицы (для окисления компонентов топлива в полной мере достаточно окислителя), численное значение  $\delta$  принимается равным 1. Когда окислителя (воздуха) недостаточно,  $\alpha < 1$ , можно полагать, что часть углерода топлива сгорает в окись углерода, и обусловленные этим потери теплотворной способности топлива оцениваются с использованием соотношения [18]:

$\Delta H_u = 4,13(1 - \alpha)L_0'$ , МДж / кг топлива,  
в котором  $L_0'$  определяется элементарным химическим составом топлива.

На основании записанного для  $\Delta H_u$  получаем:

$$\delta = \frac{H_u - \Delta H_u}{H_u}.$$

Потери теплоты в стенки оцениваются параметром  $\psi$ . И в этой связи он получил название коэффициента использования теплоты. Методы оценки  $\psi$  опираются на моделирование теплообменных процессов и в этой связи – на ряд эмпирических коэффициентов, характеризующих конструктивные особенности КС, условия смесеобразования, движение смеси и др. По этой причине, особенно при создании и исследовании новых машин, при назначении численного  $\psi$  опираются на статистический опыт.

Авторы для оценки численных значений  $\psi$  использовали эмпирическое соотношение, полученное на основании обработки статистического материала (в том числе литературного) по бензиновым ДВС с внешним смесеобразованием. Можно полагать, что

$$\psi = 0,8 + 0,1 \cdot \bar{N}_e + 0,08 \cdot \bar{n},$$

где  $\bar{N}_e = \frac{N_e}{N_{ен}}$ ;  $\bar{n} = \frac{n}{n_H}$ . Еще раз отметим, что, так как расчёты выполнялись применительно к режимам работы двигателей на «полной» нагрузке,  $\bar{N}_e$  и  $\bar{n}$  принимались равными единице.

### Аналитическое описание процессов, формирующих РЦ двухтактной БПМ(Д)

На основании сказанного совокупность процессов, протекающих в КС двухтактной поршневой ТМ (двигателя) в период осуществления РЦ, может быть отображена системой:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = p_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1} \cdot \sigma_1 + \left[ \frac{2q_z(x_j - x_{j-1}) + p_{j-1}(K_{j-(j-1)} \cdot v_{j-1} - v_j)}{K_{j-(j-1)} \cdot v_{j-1} - v_j} \right] \cdot \sigma_2 + p_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2} \cdot \sigma_3; \\ T = T_a \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha_a)}{\psi(\alpha)} \right]^{n_1-1} \cdot \sigma_1 + \left[ \frac{T_y}{p_y \cdot v_y} \cdot \frac{p_j \cdot v_j}{\beta_j} \right] \cdot \sigma_2 + T_z \cdot \left[ \frac{\psi(\alpha)}{\psi(\alpha_b)} \right]^{n_2-1} \cdot \sigma_3; \\ x = 1 - \exp \left[ -6,908 \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]; \\ q_z = \frac{\xi \cdot H_U}{(1 + \alpha_c \cdot L_0')(1 + \gamma)}; \\ K = \frac{k+1}{k-1}; \\ k = 1,259 - \frac{76,7}{T} - \left( 0,005 - \frac{0,0372}{\alpha_c} \right) \cdot x; \\ \psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha); \\ v = \frac{v_a}{\varepsilon} \left[ 1 + \frac{\varepsilon - 1}{2} \cdot \sigma(\alpha) \right]. \end{array} \right.$$

Индексы при параметрах обозначают их (параметров) принадлежность к характерным ( $a$ ,  $y$ ,  $z$ ) моментам РЦ (рис. 2), текущим (при сгорании –  $j$ ) точкам процессов, а также указывают на то обстоятельство, что численное значение параметра является средним для рассматриваемого участка (например,  $K_{j-(j-1)} = \frac{K_j + K_{j-1}}{2}$ ).

Для сокращения записей в системе уравнений использованы функции Хевисайда [20]. Их численные значения определяются условиями:

$$\sigma_1 = \begin{cases} 1; & 90 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0; & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0; & \alpha_z \leq \alpha \leq 270. \end{cases} \quad \sigma_2 = \begin{cases} 0; & 90 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 1; & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 0; & \alpha_z \leq \alpha \leq 270. \end{cases} \quad \sigma_3 = \begin{cases} 0; & 90 \leq \alpha \leq \alpha_y; \\ 0; & \alpha_y \leq \alpha \leq \alpha_z; \\ 1; & \alpha_z \leq \alpha \leq 270. \end{cases}$$

Единственность решения системы определяется численными значениями начальных и граничных условий. К таким условиям относятся прежде всего значения параметров состояния РТ в момент, соответствующий  $\alpha = \alpha_a = 90$  град. ПГВ (для БПМ). Для двухтактного ДВС с КШМ  $\alpha_a = 180$  град. ПКВ. Для этого момента  $p = p_a$ ;  $T = T_a$ ;  $v = v_a$ ;  $\psi(\alpha) = \psi(\alpha_a)$ ;  $\sigma(\alpha) = \sigma(\alpha_a)$ . К гранич-

## Расчет и конструирование

ным условиям могут быть отнесены значения  $\alpha_c$ ,  $\varepsilon$ ,  $\delta$ ,  $S/D$ , а также кинематическая функция перемещения поршня. Ее численные значения определяют динамику движения элементов МПД и уровень их механического нагружения. На стадии первоначального проектирования БПМ(Д) целесообразно использование двухпериодной беговой дорожки [19]. В этом случае профиль функции опишется соотношением:

$$s = \frac{S_n}{2}(1 - \cos 2\alpha) = \frac{S_n}{2} \cdot 2 \sin^2 \alpha = S_n \sin^2 \alpha,$$

в котором  $S_n$  – полное перемещение поршня.

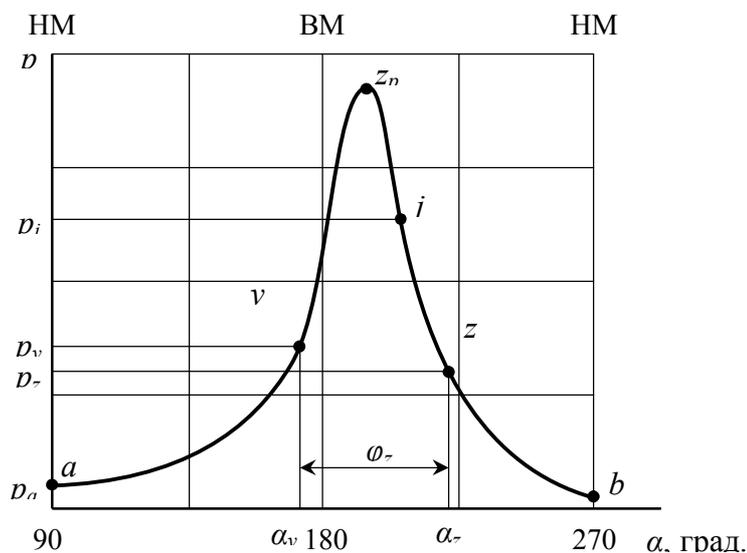


Рис. 2. Схема протекания процессов РЦ (применительно к БПМ(Д), работающей по двухтактному циклу)

Распространение решения системы на весь период реализации цикла позволяет определить численные значения основных показателей РЦ. В частности,  $l_u$ ,  $p_u$ ,  $\eta_i$ ,  $g_i$ ;  $l_u$  – удельная индикаторная работа цикла;  $p_u$  – среднее индикаторное давление цикла;  $\eta_i$  – индикаторный КПД;  $g_i$  – удельный индикаторный расход топлива.

$$l_u = l_{a-y} + l_{y-z} + l_{z-b} = \frac{1}{n_1 - 1} (p_a v_a - p_y v_y) + \sum_1^n \frac{p_j + p_{j+1}}{2} (v_{j+1} + v_j) + \frac{1}{n_2 - 1} (p_z v_z - p_b v_b);$$

$$p_u = \frac{l_u}{v_h} = \frac{l_u (1 - \psi_n)}{v_c (\varepsilon - 1)};$$

$$\eta_i = \frac{l_u (1 - \psi_n) (\alpha_c \cdot L_0' + 1)}{H_u \cdot \xi};$$

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u}.$$

В записанных выражениях коэффициентом  $\psi_n$  учитывается потерянная в период процессов смены РТ доля хода поршня.

### Сопоставительная оценка параметров, характеризующих работу БПМ(Д) и двигателя с КШМ в сходственных условиях нагружения

На базе рассмотренного расчётного инструментария с использованием упоминавшихся соотношений определим характер изменения текущих параметров РЦ (прежде всего  $p$ ,  $T$ ) бескрейповой тепловой машины применительно к условиям работы с полной нагрузкой. Основными исходными данными приняты:  $p_0 = 0,101$ , МПа;  $T_0 = 293$ ;  $\varepsilon = 7,5$ ;  $\alpha_c = 0,87$ ;  $m = 3,5$ ;  $\varphi_z = 23,8$  град. ПГВ.;  $\theta = 12,68$  град. ПГВ.;  $\delta = 0,82$ ;  $\psi = 0,9$ ;  $\Delta T = 30$ ;  $S_n = 58$  мм.

Результаты расчёта (в данном случае – применительно к текущим давлениям и температурам РТ) в функции  $\alpha$  применительно к одному обороту грузового вала приведены на рис. 3.

Для кривошипно-шатунного двигателя той же размерности (диаметра цилиндра, хода поршня, степени сжатия) и аналогичных условий по нагрузке характер протекания параметров цикла ( $p, T, x, w$ ) в течение одного оборота КВ иллюстрируется рис. 4.

Повторим, что рис. 3, 4 иллюстрируется характер изменения параметров РЦ при работе тепловых машин в сходственных условиях нагружения (одинаковые  $\alpha_c, \varepsilon, S_n, m, \varphi_z$ ) в течение одного оборота грузового (БПМ) и коленчатого (ТМ с КШМ) валов. Различие в том, что при двухпериодной беговой дорожке (БПМ) за один оборот ГВ совершается два РЦ, а в двигателе с КШМ – один. И, так как временная продолжительность циклов одинакова (при разнящихся в 2 раза  $n$ ), производство механической энергии БПМ(Д) за один оборот в два раза превышает соответствующее ей производство энергии двигателей с КШМ [19].

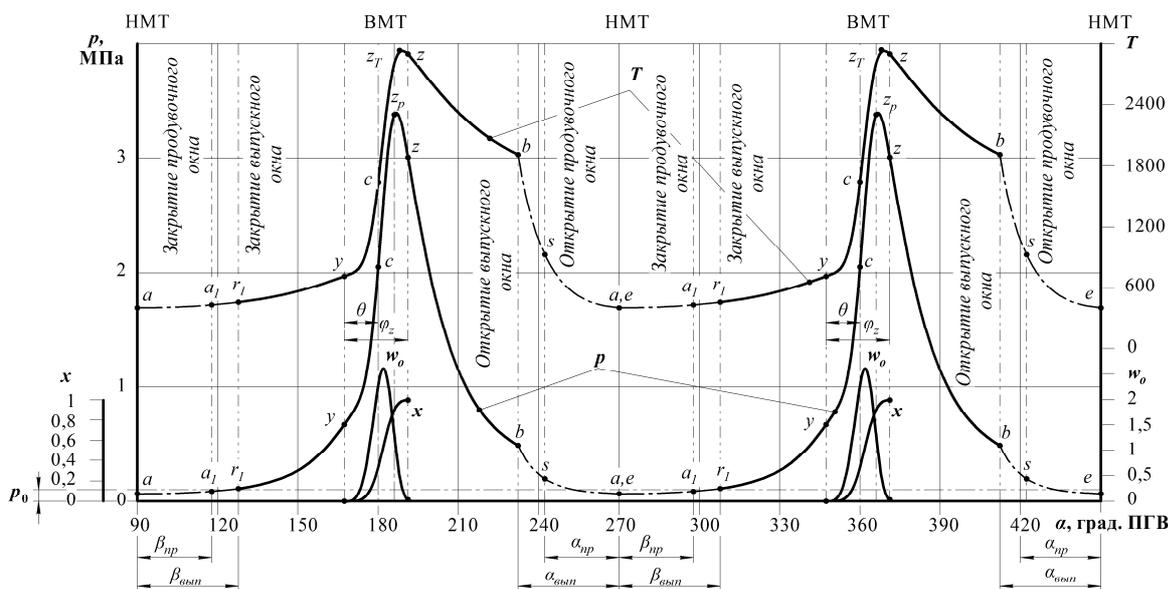


Рис. 3. Изменение давлений, температур, доли сгоревшего топлива и скорости выгорания топлива в течение одного оборота ГВ при работе на режиме полной нагрузки ( $\varepsilon = 7,5; \alpha_c = 0,87; S_n = 58 \text{ мм}; t_z = 17,65 \cdot 10^{-4} \text{ с}$ )

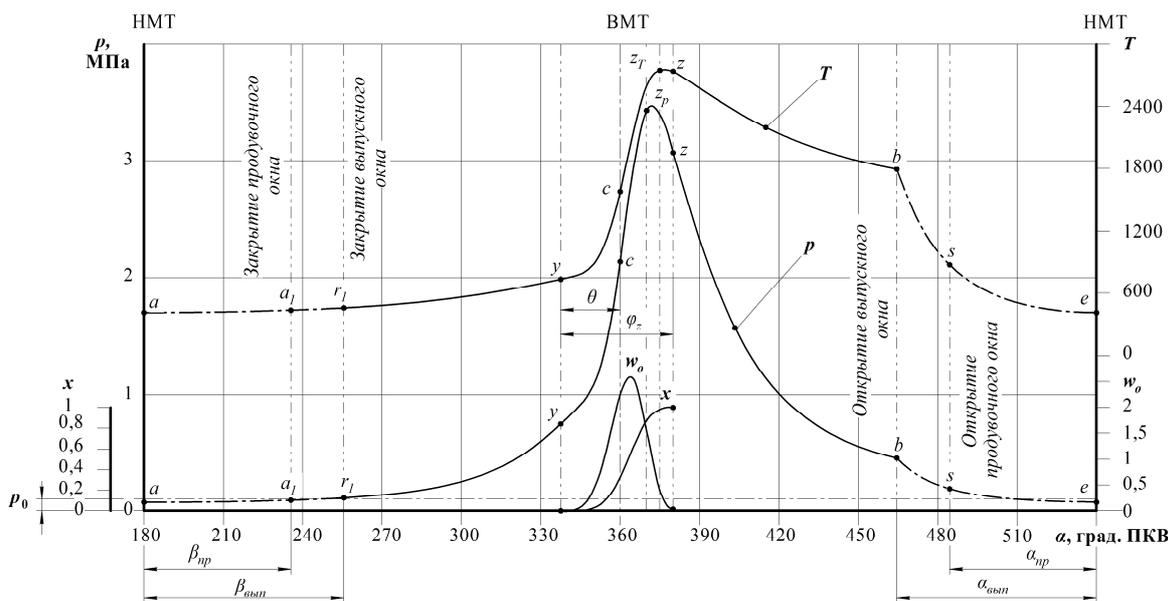


Рис. 4. Изменение параметров РТ в течение одного оборота КВ при работе кривошипно-шатунного двигателя с полной нагрузкой ( $\varepsilon = 7,5; \alpha_c = 0,87; S_n = 58 \text{ мм}; t_z = 15,74 \cdot 10^{-4} \text{ с}$ )

## Расчет и конструирование

Сопоставительная оценка таких параметров, как  $p_{\max}$ ,  $p_y$ ,  $T_{\max}$ ,  $T_y$ ,  $p_z$ ,  $T_z$  и др. (см. рис. 3, 4, 5), позволяет сделать заключение о том, что численные значения их применительно к двигателям рассматриваемых типов, работающих с одинаковой нагрузкой (при различающихся в два раза  $n$ ), фактически совпадают.

Детализированный анализ характера изменения индикаторных показателей тепловых машин возможен с использованием  $(p-t)$ -диаграмм. На рис. 5 такое сопоставление параметров, иллюстрируемых рис. 3 и 4 в координатах, когда независимой переменной рассматривается относительное  $t/t_y$  время (продолжительность отрезка времени выбрана равной продолжительности цикла, за начало отсчёта принята точка  $a$  индикаторной диаграммы), приведено.

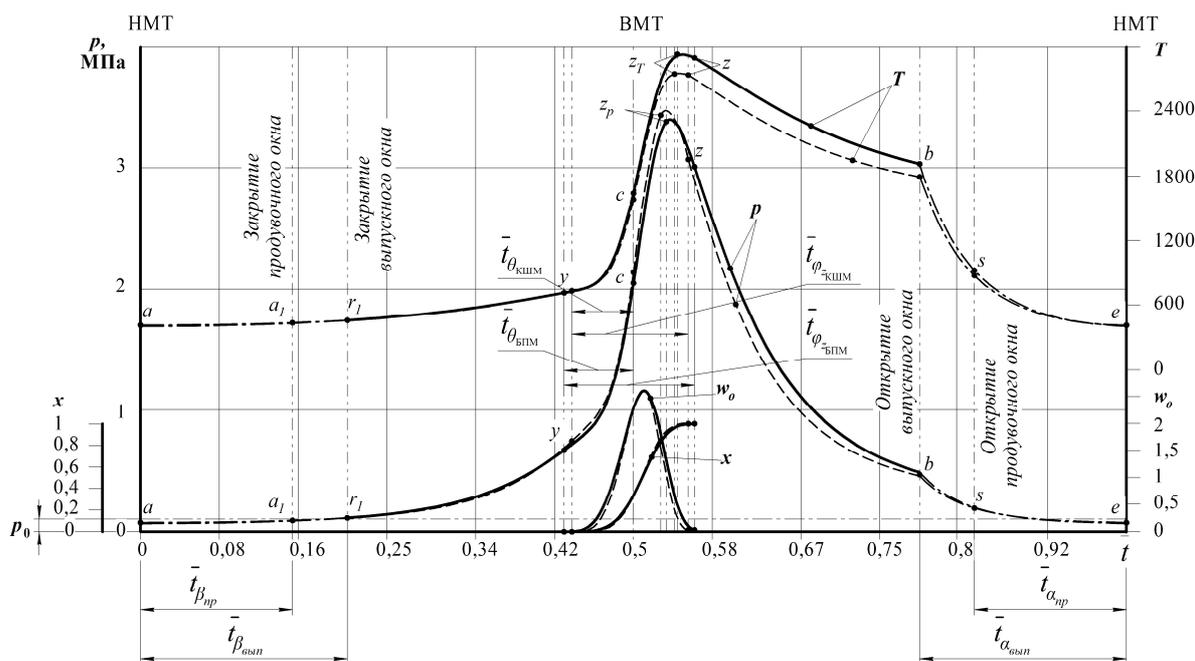


Рис. 5. Изменение параметров РТ в функции относительного времени цикла в условиях работы двигателей (БПМ и двигателя с КШМ) с одинаковой нагрузкой ( $\varepsilon = 7,5$ ;  $\alpha_c = 0,87$ ;  $S_n = 58$  мм); — БПМ; - - - - - двигатель с КШМ

Анализ характера изменения параметров РТ в течение цикла (см. рис. 5) применительно к одинаковым условиям нагружения машин позволяет заключить: при одинаковых нагрузках рабочие циклы ТМ (БПМ с двухпериодной беговой дорожкой и двухтактного двигателя с КШМ) идентичны. Практически одинаковы экстремальные значения показателей ( $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$ ), близки по значениям и первые производные от  $p$  и  $T$  по времени. Одинаковы и мощности циклов.

Таким образом, сопоставительный анализ особенностей протекания РЦ тепловой машины нетрадиционной схемы и ТМ на базе кривошипно-шатунного механизма даёт основания заключить, что динамика протекания параметров этих машин (в сходственных условиях нагружения) практически одинакова.

### Заключение

Применительно к схеме поршневой машины-двигателя с преобразованием возвратно-поступательного движения поршня во вращательное грузового вала предложена методика расчёта текущих параметров рабочего тела в цилиндре и показателей цикла. Результаты расчётных исследований показателей цикла бескривошипного ДВС с двухпериодным механизмом преобразования движения поршня сопоставимы с показателями кривошипно-шатунного двигателя в аналогичных условиях нагружения. При этом мощность БПМ(Д), развиваемая в период одного оборота, в два раза превышает относящуюся к одному обороту мощность двигателя с КШМ.

Анализ показателей РЦ бескривошипной поршневой тепловой машины и машины-двигателя с КШМ применительно к одинаковым условиям реализации РЦ (по величине  $\varepsilon$ ,  $\alpha_c$ ,  $m$ ,  $t_z$ ,  $t_\theta$ ,  $S_n$ ) да-

ёт основания утверждать, что бескривошипный двигатель по таким параметрам цикла, как  $p_{\max}$ ,  $T_{\max}$ ,  $p_{\text{ис}}$ ,  $\eta_i$ , не уступает поршневому двигателю с КШМ. При этом производимая им работа, проходящая на один оборот грузового вала, превышает (в два раза) работу, производимую соответствующим двигателем с КШМ. Названное обстоятельство даёт основания утверждать, что комплексный показатель степени совершенства и коммерческой доступности (МГЦЭ – мощность, габариты, цена, экономичность) бескривошипных машин окажется по численному значению более благоприятным, чем у машин с КШМ.

#### Литература

1. *Axial Internal-Combustion Engines*. – <http://www.douglassef.com/MUSEUM/POWER/unusuallCeng/axial-ICeng/axial-IC.htm> (accessed 30.05.2020).
2. *Rotary Internal-Combustion Engines*. – <http://www.douglassef.com/MUSEUM/POWER/unusuallCeng/rotaryIC/rotaryIC.htm> (accessed 30.05.2020).
3. *The Rotary Engine*. – [http://www.wankelsupertec.de/en\\_engine.html](http://www.wankelsupertec.de/en_engine.html) (accessed 30.05.2020).
4. *Newcastle University. Free Piston Engine Project*. – <http://www.free-piston.eu> (accessed 30.05.2020).
5. *Crankless. A new efficient mechanical transmission*. – <http://crankless.net/index.html> (accessed 30.05.2020).
6. *Special Types of Internal Combustion Engines*. – <http://gluedideas.com/encyclopedia-britannica-volume-12-part-1-hydrozoa-jeremy/Special-Types-of-Internal.html> (accessed 30.05.2020).
7. Баландин, С.С. *Бесшатунные двигатели внутреннего сгорания* / С.С. Баландин – М.: Машиностроение, 1982. – 368 с.
8. Бирюков, Б.Н. *От водяного колеса до квантового ускорителя* / Б.Н. Бирюков – М.: Машиностроение, 1990. – 143 с.
9. *Bensinger, W.D. Rotationskolben*. / W.D. Bensinger. – Berlin: Springer-Verlag; New York: Heidelberg, 1973. – 156 p.
10. *Wankel, F. Rotary piston machines* / F. Wankel. – Pliffe Books LTD, 1965.
11. Шароглазов, Б.А. *Бескривошипная поршневая тепловая машина-двигатель: кинематика, рабочий цикл, показатели цикла: монография* / Б.А. Шароглазов, А.В. Гофман. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2014.
12. Богданов, С.Н. *Автомобильные двигатели* / С.Н. Богданов, М.М. Буренков, И.Е. Иванов. – Л.: Машиностроение, 1987.
13. Кавтарадзе, Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов* / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
14. *Jante, A. Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren* / A. Jante, E. Frick. – Berlin: Kraftfahrzeugtechnik. – 1961. – Hf. 4.
15. *Viebe, I.I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren* / I.I. Viebe. – Berlin: Vebverlagtechnik, 1970. – 275 p.
16. *Виебе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателя (скорость сгорания и рабочий цикл двигателя)* / И.И. Виебе. – М.; Свердловск: Машигиз, 1962.
17. *Viebe, I.I. Elektronische Analyse der Arbeitspiele von Verbrennungsmotoren* / I.I. Viebe, M.F. Farafontov // *Kraftfahrzeugtechnik*. – 1967. – Hf. 10.
18. *Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»* / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1983.
19. *Sharoglazov, B.A. Influence of Main Design Parameters of Motion Conversion Mechanism of Crankless Reciprocating Machine (Engine) on Torque Value on Output Shaft* / B.A. Sharoglazov, V.V. Klementev // *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*. – 2020. – Vol. I. – P. 523–533.

**Шароглазов Борис Александрович**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, sharoglazovba@susu.ru.

**Клементьев Вадим Вениаминович**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, klementevvv@susu.ru.

*Поступила в редакцию 2 июня 2020 г.*

---

DOI: 10.14529/engin200304

## **ANALYTICS OF PROCESSES OCCURRING IN THE COMBUSTION CHAMBER OF AN UNCONVENTIONAL HEAT ENGINE (ENGINE) UNDER FULL LOAD CONDITIONS**

**B.A. Sharoglazov**, sharoglazovba@susu.ru,

**V.V. Klementev**, klementevvv@susu.ru

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

Based on the analysis of the conditions for the implementation of the working cycle in the combustion chamber of a heat engine (internal combustion engine) of a new scheme, the article proposes a comprehensive analytical description of the processes that make up its working cycle. Briefly analyzed are the basic structural schemes of new heat engines with a mechanism for converting the reciprocating motion of their pistons into a rotational cargo shaft. Based on the equations of thermodynamics, mechanics, and the theory of internal combustion engines using the Heaviside step function, a system of equations is formed that describes the nature of the flow of parameters and cycle indicators under conditions of using a heat engine at full (and close to) load conditions. In relation to a specific scheme of a crankless piston machine (engine), examples of numerical evaluation of the parameters and indicators of the duty cycle of such a heat engine are given. It is shown that under similar conditions for the implementation of the duty cycle in a crankless piston machine (engine) and an engine with a crank mechanism, in a crankless engine (with a two-period treadmill), the same power value is realized at rotational speeds two times lower than in internal engines combustion with a crank mechanism. A recommendation is made about the possibility and expediency of using crankless piston machines-engines as sources of mechanical energy.

*Keywords: reciprocating internal combustion engine, motion conversion mechanism, duty cycle, duty cycle parameters, indicator diagram, indicator cycle operation, circumferential force, torque, treadmill, number of treadmill periods.*

### **References**

1. Axial Internal-Combustion Engines. Available at: <http://www.douglasself.com/MUSEUM/POWER/unusuallCeng/axial-ICeng/axial-IC.htm> (accessed 30.05.2020).
2. Rotary Internal-Combustion Engines. Available at: <http://www.douglasself.com/MUSEUM/POWER/unusuallCeng/rotaryIC/rotaryIC.htm> (accessed 30.05.2020).
3. The Rotary Engine. Available at: [http://www.wankelsupertec.de/en\\_engine.html](http://www.wankelsupertec.de/en_engine.html) (accessed 30.05.2020).
4. Newcastle University. Free Piston Engine Project. Available at: <http://www.free-piston.eu> (accessed 30.05.2020).
5. Crankless. A new efficient mechanical transmission. Available at: <http://crankless.net/index.html> (accessed 30.05.2020).
6. Special Types of Internal Combustion Engines. Available at: <http://gluedideas.com/encyclopedia-britannica-volume-12-part-1-hydrozoa-jeremy/Special-Types-of-Internal.html> (accessed 30.05.2020).
7. Balandin S.S. *Besshatunnyye dvigateli vnutrennego sgoraniya* [Connecting rod internal combustion engines]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ, 1982, 368 p.

8. Biryukov B.N. *Ot vodyanogo koleasa do kvantovogo uskoritelya* [From a water wheel to a quantum accelerator]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ, 1990. 143 p.
9. Bensingher W.D. Rotationskolben. *Berlin: Springer-Verlag, New York: Heidelberg*, 1973, 156 p.
10. Wankel F. Rotary piston machines. *Iliffe Books LTD*, 1965.
11. Sharoglazov B.A., Gofman A.V. *Beskrivoshipnaya porshnevaya teplovaya mashina-dvigatel': kinematika, rabochiy tsikl, pokazateli tsikla* [Crankless piston heat engine-engine: kinematics, duty cycle, cycle indicators]. Chelyabinsk: SUSU Publ., 2014.
12. Bogdanov S.N., Burenkov M.M., Ivanov I.E. *Avtomobil'nyye dvigateli* [Automotive engines]. Leningrad: Mashinostroyeniye, 1987.
13. Kavtaradze R.Z. *Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nyye glavy: uchebnyk dlya vuzov* [The theory of piston engines. Special chapters: textbook for universities]. Moscow: MSTU im. N.E. Bauman Publ., 2008.
14. Jante A., Frick E. Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren, *Berlin: Kraftfahrzeugtechnik*. 1961. Hf. 4.
15. Wiebe I.I. Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. *Berlin: Vebverlagtechnik*, 1970. 275 p.
16. Wiebe I.I. *Novoye o rabochem tsikle dvigatelya (skorost' sgoraniya i rabochiy tsikl dvigatelya)* [New about the engine duty cycle (combustion rate and engine duty cycle)] Moscow: Sverdlovsk. Mashgiz. 1962.
17. Wiebe I.I., Farafontov M.F. Elektronische Analyse der Arbeitspiele von Verbrennungsmotoren. *Kraftfahrzeugtechnik*. 1967. Hf. 10.
18. Vyubov D.N., Ivaschenko N.A., Ivin V.I. and other *Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teoriya porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley. Uchebnyk dlya vuzov po spetsial'nosti "Dvigateli vnutrennego sgoraniya,.."* [Internal combustion engines: The theory of piston and combined engines. Textbook for universities in the specialty "Internal combustion engines"]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ, 1983.
19. Sharoglazov B.A., Klementev V.V. Influence of Main Design Parameters of Motion Conversion Mechanism of Crankless Reciprocating Machine (Engine) on Torque Value on Output Shaft. *Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019)*. 2020, volume I, pp. 523–533.

*Received 2 June 2020*

---

#### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Шароглазов, Б.А. Аналитика процессов, протекающих в камере сгорания нетрадиционной тепловой машины (двигателя) в условиях реализации полных нагрузок / Б.А. Шароглазов, В.В. Клементьев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 3. – С. 36–47. DOI: 10.14529/engin200304

#### FOR CITATION

Sharoglazov B.A., Klementev V.V. Analytics of Processes Occurring in the Combustion Chamber of an Unconventional Heat Engine (Engine) Under Full Load Conditions. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 3, pp. 36–47. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200304