

05.04.02
Б241

На правах рукописи



БАРАНОВ ПАВЕЛ НИКОЛАЕВИЧ

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА
НЕТРАДИЦИОННОЙ БЕСКРИВОШИПНОЙ ПОРШНЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ
МАШИНЫ

СПЕЦИАЛЬНОСТЬ 05.04.02 – «ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск

2006

Работа выполнена на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания»
Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Шароглазов Б. А.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки РФ,
доктор технических наук, профессор
Кукис В. С.;
кандидат технических наук, доцент
Мальшев А.Ф.


Ведущее предприятие – ООО «ГСКБ «Трансдизель».

Защита состоится « 6 » декабря 2006 г., в 14:00 часов, на заседа-
нии диссертационного совета Д212.298.09 в Южно-Уральском государственном
университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЮУрГУ.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим на-
правлять по указанному адресу на имя ученого секретаря диссертационного
совета.

Автореферат разослан « 3 » ноября 2006 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор  Лазарев Е.А.

Актуальность темы. В настоящее время в качестве источников механической энергии преобладающее распространение получили поршневые кривошипно-шатунные двигатели. Это объясняется их достоинствами. В частности, высокой экономичностью и хорошими мощностными показателями. Однако, таким двигателям присущи и существенные недостатки: конструктивная сложность, значительное количество деталей, большое число сопряжений, работающих с трением скольжения, сложность, трудоемкость и высокая стоимость технологии производства. Так, затраты на изготовление кривошипно-шатунного механизма (КШМ) составляют от 30 до 40 % себестоимости двигателя в целом. В то же время вопросы дальнейшего улучшения технико-экономических и массогабаритных показателей поршневых ДВС за счет использования резервов, предоставляемых отличными от кривошипно-шатунной кинематическими схемами преобразующих механизмов, остаются относительно мало изученными. Именно поэтому в настоящее время в мире наблюдается постоянный и устойчивый рост заинтересованности новыми, нетрадиционными типами и схемами поршневых двигателей.

В последние десятилетия ведущими автомобилестроительными компаниями проводятся работы, направленные на исследования, испытания и доводку уже известных двигателей с нетрадиционными конструктивными решениями с целью создания конкурентоспособных промышленных образцов двигателей автомобилей и специальной техники (например, роторно-поршневой двигатель Ф. Ванкеля, который находит большое применение в практике эксплуатации). При этом существенно то, что преимущества значительной части ДВС нетрадиционных схем перед традиционными (кривошипно-шатунными) часто являются универсальными и могут давать положительный эффект в любой области использования. Поэтому работы по решению проблем, связанных с созданием и исследованием двигателей нетрадиционных схем (в частности, конструктивных схем бескривошипных тепловых машин) были и остаются актуальными. С решением названных проблем и связана представленная диссертационная работа.

Целью исследования является разработка математического аппарата для моделирования внутрицилиндровых процессов, протекающих в бескривошипной поршневой тепловой машине нетрадиционного типа, численной оценки параметров и показателей цикла и разработка на этой базе рекомендаций по выбору рациональных значений конструктивных параметров таких машин.

Достижение поставленной цели требует решения следующих задач:

- описание на базе основных положений механики, термодинамики и теории двигателей характера протекания и взаимосвязи процессов, происходящих в цилиндре нетрадиционной бескривошипной тепловой машины;
- разработка математической модели для моделирования процессов рабочего цикла в бескривошипной поршневой тепловой машине нового типа;
- формирование на базе разработанной математической модели алгоритма численного расчета внутрицилиндровых процессов в их комплексной взаимосвязи;
- проектирование и изготовление макетного образца нетрадиционной бескривошипной тепловой машины (двигателя);

– проведение исследований по выявлению потерь энергии в преобразующем механизме нетрадиционной тепловой машины;

– разработка на основании проведенных расчетно-теоретических и опытно-экспериментальных исследований рекомендаций по проектированию, конструированию и доводке тепловых машин подобного типа.

Научная новизна исследования заключается в том, что в работе предложена математическая модель и методика расчета параметров процессов, протекающих в бескривошипной тепловой машине нетрадиционного типа, конструктивная схема которой защищена патентами РФ; методом численного моделирования выявлены закономерности, позволяющие определить границы наиболее эффективной работы бескривошипных машин нетрадиционного типа с асимметричными профилями беговых дорожек механизмов преобразования движения.

Практическая ценность работы состоит в том, что при использовании методик, предложенных на основании результатов, полученных в ходе проведения расчетно-теоретических исследований, созданы алгоритмы расчета и разработаны программы, позволяющие численно определять параметры внутрицилиндровых процессов (в частности, давление, температуру рабочего тела), а также показатели цикла (эффективная мощность, КПД машины и др.). Построены графические объекты (в том числе, многопараметрическая диаграмма, отображающая взаимосвязь основных геометрических (диаметр цилиндра, ход поршня), функциональных (количество периодов и коэффициент асимметрии беговой дорожки) и связанных с ними (степень продолженного расширения, количество опорных элементов) параметров механизма преобразования движения БКПМ нового типа), позволяющие осуществлять выбор рациональных значений конструктивных параметров такой машины. Это делает возможным оптимизировать основные технические характеристики таких машин на стадии конструирования и проектирования. Даны практические рекомендации по выбору основных и связанных с ними функциональных параметров конструктивных схем и эксплуатационных характеристик нетрадиционных бескривошипных машин, определяемых, например, с учетом класса, назначения и области использования машины. Это позволяет при минимизации затрат времени, сил и средств создавать работоспособные, эффективные и универсальные бескривошипные машины с заранее заданными свойствами.

Реализация работы. Математическая модель и методика расчета процессов рабочего цикла нетрадиционных бескривошипных машин, численная оценка показателей рабочего цикла, а также машина такого типа, спроектированная и изготовленная в металле, на базе которой создана малогабаритная экспериментальная установка и разработанная экспериментальная методика определения потерь механической энергии бескривошипных машин используются в учебном процессе кафедры ДВС Южно-Уральского государственного университета при подготовке специалистов по профилю 140501 «Двигатели внутреннего сгорания».

Работа выполнялась при поддержке грантом Минобразования РФ по исследованиям в области транспортных наук 1998 г. (тема «Новый тип бесшатунной поршневой машины для наземного транспорта»).

Апробация работы. Основные результаты работы обсуждались на Международной научно-технической конференции ЧВАИ (г. Челябинск), 1999 г.; на научно-технической конференции кафедры «Тракторы и автомобили» ЧГАУ (г. Челя-

бинск), 2000 г.; на юбилейной научно-технической конференции, посвященной 70-летию ЧГАУ (г. Челябинск), 2001 г.; на Международном научно-техническом форуме по проблемам науки, техники и образования (г. Москва), 2001 г.; на Международной научно-технической конференции ЮУрГУ, посвященной 60-летию ЮУрГУ и 100-летию со дня рождения профессора И.И. Вибе (2003 г.); на Международной научно-технической конференции ЮУрГУ, посвященной 100-летию со дня рождения дважды Героя Социалистического Труда главного конструктора танковых дизелей И.Я. Трашутина (2006 г.); на студенческой научно-технической конференции кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ, 1996 г.; на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава ЮУрГУ (1997–2006 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 10 печатных работ, в том числе три патента на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из Введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложения. Диссертация изложена на 164 страницах машинописного текста, содержит 54 рисунка и 5 таблиц. Список литературных источников содержит 123 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во Введении рассмотрены основные направления исследования тепловых машин и, в частности, поршневых тепловых машин нетрадиционных конструктивных схем, обоснована актуальность проведения научно-исследовательских работ по тематике представленной диссертационной работы.

В первой главе проведен исторический обзор и анализ состояния вопроса в области создания поршневых тепловых машин нетрадиционных типов и конструктивных схем. Приведены примеры конструкций основных видов нетрадиционных тепловых машин, рассмотрены их достоинства и недостатки.

Анализ рассмотренного материала показал, что дальнейшее усовершенствование конструктивных схем традиционных тепловых машин и, в частности, относительно реализации в них рабочих циклов с продолженным расширением затруднено в связи с серьезным усложнением конструкции, значительным снижением надежности и существенным ухудшением их характеристик. При этом существующие нетрадиционные машины обладают, как правило, неблагоприятными характеристиками, связанными с вопросами рациональной организации процессов рабочего цикла, а также сложной, неэффективной, нетехнологичной и ненадежной механической частью. В связи с этим практически ни одна из конструкций нетрадиционных тепловых машин не получила распространения и не нашла практического применения.

Отмечено, что нетрадиционная бескрейповая тепловая машина, предложенная на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета, исключает недостатки других нетрадиционных конструкций, сочетая в себе положительные качества, присущие как известным нетрадиционным машинам, так и тепловым машинам традиционных конструктивных схем.

Выполнен обзор известных методов расчета процессов рабочего цикла тепловых машин (двигателей внутреннего сгорания), приведены их достоинства и недостатки, предложена классификация таких методов. Обоснован выбор наиболее рационального метода с точки зрения адаптирования к применению для расчета рабочего цикла нетрадиционной бескривошипной тепловой машины. На основе комплексного анализа определен способ расчета процессов рабочего цикла, основанный на методике И.И. Вибе, учитывающий динамику выгорания топлива.

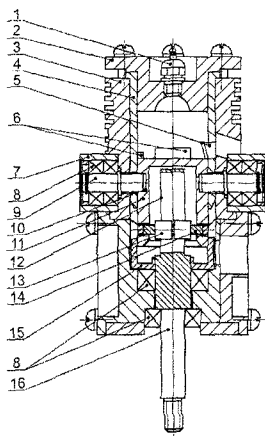
Определена цель диссертационного исследования, сформулированы основные задачи, реализация которых позволит достигнуть поставленной цели. Представлена принципиальная схема нетрадиционной бескривошипной тепловой машины нового типа, пояснены общее устройство и принцип ее действия. Рассмотрены важнейшие преимущества бескривошипной машины. Произведены обоснование и выбор предмета и объекта исследования.

Конструктивная схема малогабаритной бескривошипной поршневой тепловой машины нового типа с «двухпериодным» преобразующим механизмом (с двухпериодной беговой дорожкой), выполненной в качестве микродвигателя внутреннего сгорания, работающего по двухтактному циклу с использованием подпоршневой полости (камеры) в качестве продувочного насоса, представлена на рис. 1.

Принцип работы такой машины, определяемый особенностями структурной организации кинематической схемы механизма преобразования движения, состоит в следующем. Беговые ролики при перемещении поршня между крайними («мертвыми») точками обкатываются по беговой дорожке, имеющей криволинейный (например, синусоидальный) замкнутый профиль. Это обеспечивает, наряду с поступательным движением поршня вдоль оси цилиндра, его вращательное движение относительно этой же оси. Согласование составляющих полученного таким образом сложного движения поршня обеспечивается закономерным профилированием беговой дорожки.

Рис. 1. Конструктивная схема бескривошипной поршневой машины (двигателя):

- 1 – свеча накаливания;
- 2 – крышка цилиндра;
- 3 – корпус (цилиндр);
- 4 – гильза цилиндра;
- 5 и 6 – выпускное и продувочные окна;
- 7 – корпус опорного подшипника;
- 8 – шарикоподшипник;
- 9 – беговой ролик;
- 10 – беговая дорожка; 11 – поршень;
- 12 – продольный паз выходного вала;
- 13 и 14 – ходовой ролик и его ось;
- 15 – вращающийся золотник;
- 16 – выходной вал



Такая машина характеризуется рядом преимуществ, к основным из которых относятся следующие:

– отсутствие КШМ, что позволяет упростить конструкцию машины, улучшить массогабаритные и удельные мощностные характеристики, а также условия компоновки бескривошипного двигателя в составе силовой установки;

– возможность достаточно простой реализации практически любого допустимого способа осуществления рабочего цикла поршневой тепловой машины и, в том числе, цикла с продолженным расширением, а также реализации нескольких рабочих циклов в течение одного оборота выходного вала;

– возможность осуществления процессов рабочего цикла в двигателе по обе стороны одного и того же поршня либо использования подпоршневого пространства в качестве полости наддувочного насоса;

– полная самоуравновешенность конструкций со встречно движущимися поршнями и (или) с оппозитным расположением цилиндров, что позволяет практически полностью исключить вибрацию и шум, вызываемые неуравновешенностью конструкции, на всех режимах работы машины;

– отсутствие боковых сил, воздействующих на детали цилиндропоршневой группы, и наличие сил инерции только одного порядка, что упрощает или полностью исключает уравнивание, вследствие чего уменьшается также и износ механизма машины.

Во второй главе рассмотрены основные положения и сформулированы допущения, принятые при решении задач математического моделирования; получено уравнение, отражающее характер изменения объема рабочего тела в зависимости от значения кинематической функции перемещения поршня применительно к машине с гармонической беговой дорожкой при произвольном числе периодов; обосновано введение понятия ступенчатой функции, позволяющей детерминировать основные процессы рабочего цикла в обобщенной математической модели; представлены уравнения, с учетом которых сформированы математические модели основных процессов рабочего цикла (сжатия, сгорания и расширения) и на их основе – обобщенная математическая модель рабочего цикла нетрадиционной бескривошипной тепловой машины, а также определены начальные и граничные условия математического моделирования.

Используя закономерности, отражающие характер изменения основных кинематических параметров БКПМ нового типа (и, в частности, зависимость перемещения поршня от угла его поворота), можно получить выражение, определяющее величину текущего объема рабочего тела, вид которого обусловлен, главным образом, видом функции перемещения поршня $s = f(\alpha)$ (или $s(\alpha)$). Эта функция, в свою очередь, определяется профилем беговой дорожки механизма преобразования движения машины. Тогда для текущего значения объема рабочего тела можно записать

$$V = V_c + \frac{\pi \cdot D^2}{4} s(\alpha), \quad (1)$$

где $\frac{\pi \cdot D^2}{4} s(\alpha)$ – текущее значение внутрицилиндрового объема, определяемое величиной перемещения поршня, соответствующей текущему углу его поворота (углу поворота выходного вала); D – диаметр цилиндра.

При этом необходимо принимать во внимание необходимость соблюдения условия работоспособности механизма преобразования движения БКПМ нового типа, определяющее, в частности, область допустимых значений основных геометрических параметров механизма машины

$$0,577 \leq N \cdot \frac{S}{D} \leq 1,732, \text{ или } \frac{0,577}{N} \leq \frac{S}{D} \leq \frac{1,732}{N}. \quad (2)$$

где S и D – ход поршня и диаметр цилиндра; N – количество периодов беговой дорожки механизма преобразования движения БКПМ нового типа.

Для произвольного профиля беговой дорожки правая часть уравнения (1) после дифференцирования представляет собой текущую скорость изменения объема

рабочего тела $C \frac{ds(\alpha)}{d\alpha}$, где $C = \omega \frac{\pi D^2}{4}$ – постоянный коэффициент.

С учетом уравнения (1) можно записать следующее:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v_a(\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot S} \cdot \frac{ds}{dt},$$

где $\frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \frac{ds \cdot d\alpha}{d\alpha \cdot dt} = \omega \frac{ds(\alpha)}{d\alpha}$ –

текущая скорость перемещения поршня; ω – угловая скорость вращения выходного вала (поршня); v_a – удельный объем рабочего тела в точке a , приведенный к параметрам в точке a' (рис. 2).

Для разграничения (детерминирования) процессов цикла введено понятие ступенчатых функций σ_i , которые могут принимать значения либо 0, либо 1 в зависимости от времени (угла поворота поршня), соответствующего определенному процессу цикла: $\sigma_i(t)$ или $\sigma_i(\alpha)$.

При этом установлены три фазы, определяющие количество периодов (процессов), составляющих моделируемый ра-

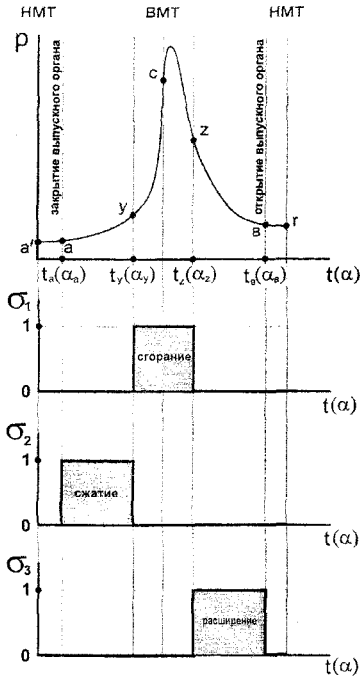


Рис. 2. Изменение ступенчатых функций в зависимости от фазы рабочего цикла

бочий цикл БКПМ нового типа и соответствующие этим фазам ступенчатые функции σ_1 , σ_2 и σ_3 (см. рис. 2).

Выражения, характеризующие динамику протекания основных процессов рабочего цикла, а также перемещения поршня БКПМ, записанные в дифференциальной форме, имеют следующий вид:

– для процесса сжатия

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{n_1 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt};$$

– для процесса расширения

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{n_2 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt};$$

– для процесса сгорания

$$\frac{dp}{dt} = \frac{(k-1) \cdot q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{kp}{v} \cdot \frac{dv}{dt};$$

– для скорости движения поршня

$$\frac{ds}{dt} = \omega \frac{ds(\alpha)}{d\alpha}.$$

В приведенных выражениях: p – давление рабочего тела; v – удельный объем рабочего тела; n_1 и n_2 – показатели политроп сжатия и расширения; q_z – удельная использованная теплота сгорания топлива; k – отношение теплоемкостей.

Обобщенная математическая модель рабочего цикла БКПМ нового типа с произвольной гармонической беговой дорожкой, сформированная на основе названных зависимостей, с учетом принятых допущений, а также начальных и граничных условий моделирования может быть записана следующим образом:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp}{dt} = \left[\frac{(k-1) \cdot q_z}{v} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{kp}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_1 + \left[-\frac{n_1 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_2 + \left[-\frac{n_2 p}{v} \cdot \frac{dv}{dt} \right] \cdot \sigma_3 \\ \frac{dv}{dt} = \frac{v_a^{\text{np}} (\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot S} \cdot \frac{ds}{dt} \\ \frac{dT}{dt} = \frac{dp \cdot v + dv \cdot p}{R \cdot d\beta} \\ \frac{ds}{dt} = \omega \frac{ds(\alpha)}{d\alpha} \\ \sigma_1 = \begin{cases} 1: t_y \leq t \leq t_z \\ 0: t_z < t < t_y \end{cases}; \sigma_2 = \begin{cases} 1: t_a \leq t < t_y \\ 0: t_y < t \leq t_b \end{cases}; \sigma_3 = \begin{cases} 1: t_z < t \leq t_b \\ 0: t_a \leq t < t_z \end{cases} \end{array} \right. \quad (3)$$

Начальными условиями для интегрирования системы являются: параметры рабочего тела в точке a (см. рис. 2) – соответственно давление, температура и удельный объем p_a , T_a , v_a ; показатель характера и условная продолжительность сгорания m и φ_z ; коэффициент избытка воздуха α и др.

В третьей главе произведен анализ известных численных методов решения дифференциальных уравнений; обоснован выбор метода Рунге-Кутты для решения системы дифференциальных уравнений, входящих в обобщенную математическую модель рабочего цикла БКПМ нового типа; сформирована система уравнений для численного определения параметров, характеризующих состояние рабочего тела в процессах, составляющих рабочий цикл бескрейшопной поршневой машины; рассмотрен алгоритм численного определения текущих значений параметров рабочего тела по обобщенной математической модели рабочего цикла БКПМ нового типа в течение цикла; сформирована математическая модель, позволяющая численно оценить величину индикаторных показателей рабочего цикла

и эффективных параметров тепловой машины (двигателя) применительно к машине с произвольной гармонической беговой дорожкой и учитывающая условия работоспособности механизма преобразования движения БКПМ нового типа.

Решение системы дифференциальных уравнений, входящих в состав обобщенной математической модели рабочего цикла БКПМ нового типа, произведено на основе метода Рунге-Кутты. При этом получены уравнения для численного определения приращений текущих значений параметров рабочего тела за элементарный промежуток времени в течение цикла. Полученные уравнения также образуют систему и опосредованно учитывают особенности конструктивного решения схемы и, в частности, основные геометрические (диаметр цилиндра, ход поршня), функциональные (количество периодов и коэффициент асимметрии беговой дорожки) и связанные с ними (степень продолженного расширения, количество опорных элементов) параметры механизма преобразования движения БКПМ нового типа. Такая система позволяет сформировать алгоритм численного определения параметров рабочего тела в течение основных процессов цикла бескривошипной поршневой машины. При использовании данной системы уравнений учитываются также условия работоспособности механизма преобразования движения БКПМ нового типа и, в частности, ограничения, накладываемые при профилировании беговой дорожки.

На значение S/D БКПМ нового типа в соответствии с (2) накладываются ограничения по условию работоспособности преобразующего механизма машины. Следовательно, можно заключить, что пределы изменения эффективной мощности, как и других показателей рабочего цикла БКПМ нового типа, находящихся в опосредованной зависимости от величины и сочетания геометрических соотношений основных элементов преобразующего механизма, лимитированы, в частности, величиной S/D , или с учетом количества периодов беговой дорожки преобразующего механизма, значением $N \cdot S/D$.

Система уравнений, позволяющая численно определять показатели рабочего цикла бескривошипной тепловой машины нового типа (двигателя внутреннего сгорания) с учетом особенностей структурной организации кинематической схемы механизма преобразования движения, таких как, например, основные конструктивные параметры преобразующего механизма (в частности, отношение S/D , количество периодов беговой дорожки N) имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{4L_i}{\pi D^3} \cdot \frac{D}{S} \\ N_i = \frac{p_i \cdot n \cdot i \pi D^3}{30\tau} \cdot \frac{D}{4} \cdot N \frac{S}{D} \\ \eta_i = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z} \\ g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_u} \end{array} \right\}, \left\{ \begin{array}{l} p_M = A + B \cdot \frac{D \cdot n}{30} \cdot N \frac{S}{D} \\ \eta_M = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} \end{array} \right\}, \left\{ \begin{array}{l} p_e = p_i - p_M \\ N_e = \frac{p_e \cdot n \cdot i \pi D^3}{30\tau} \cdot \frac{D}{4} \cdot N \frac{S}{D} \\ \eta_e = \eta_i \frac{p_e}{p_i} \\ g_e = \frac{3600 \cdot p_i}{H_u \cdot \eta_i \cdot p_e} \end{array} \right\}. \quad (4)$$

$$0,577 \leq N \cdot \frac{S}{D} \leq 1,732 \Leftrightarrow \frac{0,577}{N} \leq \frac{S}{D} \leq \frac{1,732}{N}$$

В записанной системе: L_i – индикаторная работа цикла; N_i – индикаторная мощность; p_i – среднее индикаторное давление; η_i – индикаторный КПД; ξ – коэффициент эффективности сгорания; l_i – удельная индикаторная работа цикла; g_i – удельный индикаторный расход топлива; H_u – низшая теплотворная способность топлива; p_m – среднее давление механических потерь; η_m – механический КПД; p_e – среднее эффективное давление; N_e – эффективная мощность; η_e – эффективный КПД; g_e – удельный эффективный расход топлива.

В четвертой главе представлена спроектированная и изготовленная на базе БКПМ нового типа экспериментальная установка для определения механических потерь нетрадиционной машины, выполненной в качестве двигателя; разработана методика определения величины механических потерь в преобразующем механизме бескрейшпиной машины с различными функциональными характеристиками (в частности, по количеству периодов беговой дорожки, по числу опорных элементов и др.); приведены методика и результаты исследования величины механических потерь, характеризующих бескрейшпину машину, выполненную по одно- и двухпериодной схемам преобразующего механизма, с механическими потерями, которые имеют место в традиционном (крейшпино-шатунном) двигателе аналогичного класса по условиям размерности (в микродвигателе); определены коэффициенты, входящие в уравнение для условного среднего давления механических потерь в бескрейшпиной машине; даны рекомендации по использованию механизмов преобразования движения БКПМ нового типа относительно количества периодов беговой дорожки, направленные на снижение механических потерь в такой машине.

Для проведения комплекса мероприятий, определенных задачами настоящей работы, автором спроектирована и изготовлена экспериментально-исследовательская установка. Общий вид установки представлен на рис. 3.

Опытно-экспериментальные исследования проведены со следующими объектами: БКПМ нового типа – двигатель внутреннего сгорания (с одно- и двухпериодной беговыми дорожками); микродвигатель традиционной конструктивной схемы (крейшпино-шатунный) аналогичного класса (по условиям размерности).

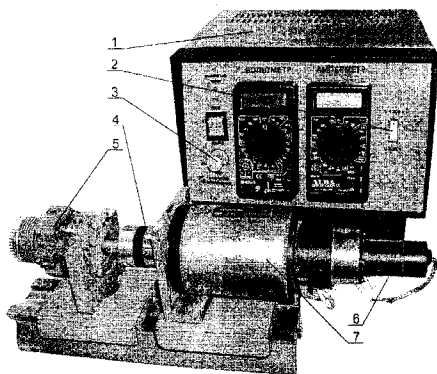


Рис. 3. Общий вид экспериментальной установки с БКПМ:

- 1 – контрольно-измерительный блок с блоком питания в сборе;
- 2 – переключатель диапазона измерений;
- 3 – рукоятка регулятора напряжения;
- 4 – упруго-компенсирующая муфта;
- 5 – бескрейшпиная машина;
- 6 – датчик частоты вращения;
- 7 – электродвигатель

Программа исследования включала в себя три этапа, на которых определялись потери энергии в каждом объекте исследования:

I. «Свободное дросселирование» – при отсутствии крышки блока и дросселировании через гильзу цилиндра;

II. «Частичное дополнительное дросселирование» – при отсутствии в крышке цилиндра свечи и дросселировании через свечное отверстие;

III. «Без дополнительного дросселирования» – при отсутствии дросселирования, имеющего место на первом и втором этапах.

Проведенные исследования позволили оценить потери энергии в экспериментальных микродвигателях (рис. 4) и определить значения мощности механических потерь этих машин.

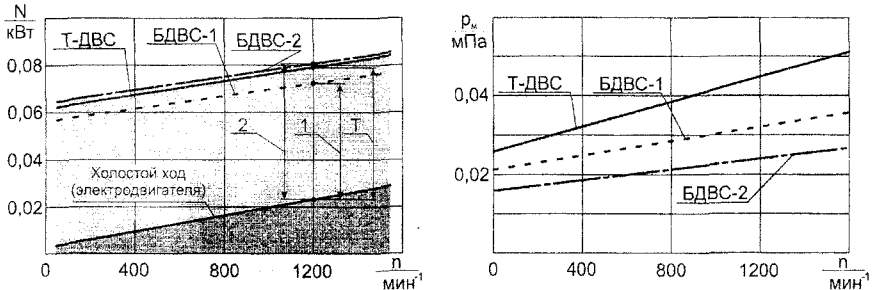


Рис. 4. Потери мощности и среднее давление механических потерь в объектах экспериментального исследования:

БДВС-2 – бескрейшовальный двигатель с двухпериодной беговой дорожкой;

БДВС-1 – бескрейшовальный двигатель с однопериодной беговой дорожкой;

Т-ДВС – традиционный двигатель (с КШМ)

Известное выражение для мощности механических потерь традиционного двигателя (с КШМ) имеет вид

$$N_M = \frac{p_M V_h n i}{30\tau},$$

где p_M – условное среднее давление механических потерь; V_h – рабочий объем цилиндра; n – частота вращения выходного вала; i – число цилиндров.

Для бескрейшовального двигателя с количеством периодов беговой дорожки, равным N , аналогичное выражение запишется следующим образом:

$$N_M = \frac{p_M V_h n i}{30\tau} \cdot N. \quad (5)$$

Решение выражения (5) относительно условного среднего давления механических потерь позволяет численно оценить его величину и, в итоге, выявить величины эмпирических коэффициентов, входящих в выражение для численного определения условного среднего давления механических потерь в исследуемых машинах. В общем виде это выражение может быть записано следующим образом:

$$p_M = a + b \cdot C_{II}, \quad (6)$$

где $C_{\Pi} = \frac{Sn}{30} \cdot N$ – средняя скорость движения поршня.

Данные табл. 1 иллюстрируют соотношение названных коэффициентов, отнесенных к частоте вращения выходного вала (поршня), для объектов экспериментального исследования при степени сжатия, равной 10.

Таблица 1

Значения эмпирических коэффициентов уравнения для определения механических потерь

ДВС с КШМ	БКПМ при $N = 1$	БКПМ при $N = 2$
$a = 0,0265$	$a = 0,0205$	$a = 0,0165$
$b = 0,0168$	$b = 0,0102$	$b = 0,0078$

Если рассматривать среднее эффективное давление, отнесенное к одному рабочему циклу (что, как правило, и используется на практике), то величина условного среднего давления механических потерь в механизме такого двигателя будет, при прочих равных условиях, меньше по сравнению с таковой для бескривошипных двигателей с числом периодов преобразующего механизма, меньшим или равным $(N - 1)$ и существенно ниже, чем для двигателей традиционной конструктивной схемы (кривошипно-шатунных).

В пятой главе разработан алгоритм расчета основных параметров, характеризующих состояние рабочего тела в процессах цикла применительно к бескривошипной машине (двигателю) с синусоидальной беговой дорожкой симметричного и асимметричного профилей; подтверждена работоспособность разработанной математической модели для расчета рабочего цикла БКПМ нового типа; введены понятия «горизонтального», «вертикального» и «комбинированного» («смешанного») трансформирования продольного профиля беговой дорожки преобразующего механизма БКПМ нового типа; получены основные зависимости, характеризующие, в частности, закономерности изменения объема рабочего тела в цикле БКПМ нового типа в функции горизонтально-, вертикально- и смешанно-трансформированной беговой дорожки, такие, как, например, коэффициент асимметрии беговой дорожки, степень продолженного расширения и др.; произведен анализ влияния горизонтального, вертикального и комбинированного трансформирования профиля беговой дорожки на индикаторные показатели рабочего цикла и эффективные параметры бескривошипной машины (двигателя), на основании которого получена многопараметрическая диаграмма, позволяющая на стадии конструирования и проектирования определять основные геометрические (диаметр цилиндра, ход поршня), функциональные (количество периодов и коэффициент асимметрии беговой дорожки) и связанные с ними (степень продолженного расширения, количество опорных элементов) параметры механизма преобразования движения БКПМ нового типа, позволяющие получить бескривошипную поршневую машину с лучшими технико-экономическими характеристиками; выявлены границы применимости преобразующих механизмов с трансформированными беговыми дорожками различных видов в бескривошипных машинах с различными функциональными характеристиками (в частности, по условиям размер-

ности, нагруженности, области применения и др.) и даны рекомендации по использованию названных профилей в машинах такого типа.

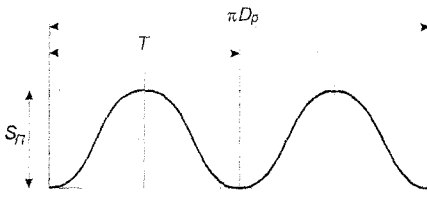


Рис. 5. Схема беговой дорожки при $N = 2$:
 T – период, соответствующий двум ходам поршня

Рассмотрим, в общем случае, схему произвольной гармонической беговой дорожки преобразующего механизма БКПМ, содержащую любое (произвольное) целое число (в общем случае, N) периодов некоторой равномерной (постоянного шага) синусоидальной (или косинусоидальной) кривой применительно к частному случаю, когда $N = 2$ (рис. 5).

Взаимодействие тел вращения (опорных элементов) с такой беговой дорожкой происходит по поверхности, характеризуемой величиной среднего (реактивного) диаметра D_p .

В этом случае зависимость перемещения поршня от угла его поворота (поворота выходного вала), приведенная выше в произвольной форме ($s(\alpha)$ – см. систему уравнений (3)) примет вид

$$s(\alpha) = \frac{S_{\Pi}}{2} (1 + \cos(N\alpha)),$$

где $S_{\Pi} = S$ – ход (полное перемещение) поршня БКПМ.

Тогда для удельного объема рабочего тела в функции угла поворота поршня (выходного вала) α можно записать следующее:

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} &= \omega \frac{v_a(\varepsilon - 1)}{\varepsilon \cdot S} \cdot \frac{d\left(\frac{S}{2}(1 + \cos(N\alpha))\right)}{d\alpha} = \omega \frac{v_a(\varepsilon - 1) S}{\varepsilon \cdot S} \frac{d(1 + \cos(N\alpha))}{2 d\alpha} = \\ &= \omega \frac{v_a(\varepsilon - 1)}{2\varepsilon} (-N \sin(N\alpha)) = -\omega \frac{v_a(\varepsilon - 1)N}{2\varepsilon} \sin(N\alpha). \end{aligned} \quad (7)$$

Выражение (7) совместно с системами уравнений (3) и (4) позволяет производить численное моделирование процессов рабочего цикла бескривошипной поршневой машины нового типа (бескривошипного двигателя внутреннего сгорания) и осуществлять сравнение параметров и показателей подобных машин, а также бескривошипных машин с поршневыми тепловыми машинами (двигателями) традиционных схем (кривошипно-шатунными). Результаты такого анализа (в частности, относительно сопоставимости зависимостей, отражающих характер перемещения поршня – см. табл. 2) позволяют заключить, что с точки зрения возможности улучшения технико-экономических параметров, а также по уровню использования в конструкции и реализации на практике положительных качеств, присущих бескривошипной машине нового типа, и сочетания этих достоинств с возможностью исключения недостатков, присущих традиционным ДВС, сравниваемые тепловые машины сближаются.

Бескрейовишпная машина	ДВС традиционной схемы (с КШМ)
Функция перемещения поршня	
$s = \frac{S}{2}(1 + \cos N\alpha) = S\left(1 - \sin \frac{N\alpha}{2}\right)^2$	$s = \frac{S}{2}\left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}\right)\right]$
Выражение для механических потерь	
$p_m = 0,0205 + 0,0102 \cdot C_{\Pi}$	$p_m = 0,0265 + 0,0168 \cdot C_{\Pi}$

Использование в процессе моделирования приведенных (табл. 2) зависимостей позволило рассчитать рабочие циклы и построить, при прочих равных условиях (в частности, основные геометрические размеры ЦПГ, частота вращения выходного вала, степень сжатия и др.), индикаторные диаграммы для тепловых машин двух типов: бескрейовишпного микродвигателя с «однопериодным» преобразующим механизмом, а также для ДВС традиционной конструктивной схемы (с КШМ), работающих по двухтактному циклу.

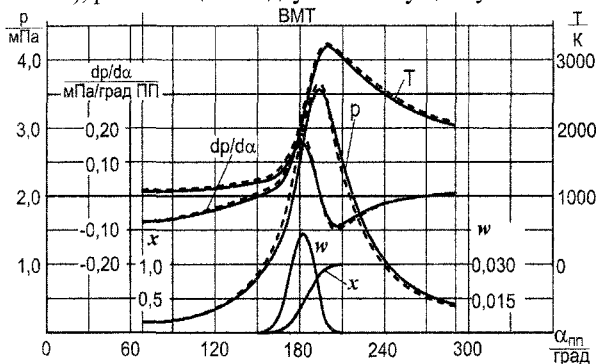


Рис. 6. Характер изменения параметров рабочего тела в циклах: --- бескрейовишпной машины; — в традиционном ДВС (с КШМ) (при прочих равных условиях)

Это обстоятельство наглядно демонстрирует применимость разработанной математической модели, а также алгоритмов для численного определения параметров рабочего тела в течение цикла бескрейовишпной поршневой машины и других подобных машин (рис. 6).

Одной из особенностей, характеризующих бескрейовишпную поршневую машину нового типа, является то обстоятельство, что закономерное целенаправленное задание конфигурации продольного профиля беговой дорожки преобразующего механизма такой машины может обеспечить улучшение ее технико-экономических параметров. В частности, эффективные показатели машины такого типа могут быть существенно улучшены применением беговых дорожек механизма преобразования движения, обеспечивающих осуществление продолженного расширения рабочего тела в цикле БКПМ. Кроме того, указанная цель может быть достигнута применением беговых дорожек с несимметричными конфигурациями продольных профилей: в частности, дорожек с горизонтальной, вертикальной и комбинированной трансформацией (асимметрией).

Степень горизонтальной асимметрии (трансформации) беговой дорожки может быть охарактеризована при помощи коэффициента асимметрии K_A .

Коэффициент асимметрии представляет собой степень относительного отклонения (определяемого положением точки, разграничивающей участки беговой дорожки, соответствующие тактам сжатия и расширения в цикле БКПМ нового типа) трансформированного (асимметричного) профиля беговой дорожки от не трансформированного (симметричного). Для симметричного профиля беговой дорожки степень горизонтальной асимметрии участка сжатия относительно участка расширения равна 1. В таком случае коэффициент асимметрии

$$K_A = 1 - \frac{\alpha_{рас}}{\alpha_{сж}} = 1 - \lambda_T,$$

где $\alpha_{рас}$ и $\alpha_{сж}$ – величины углов поворота поршня (выходного вала), соответствующие продолжительностям участков расширения и сжатия профиля беговой дорожки, λ_T – степень горизонтальной асимметрии.

При этом на величину K_A накладываются ограничения, обусловленные необходимостью выполнения условий работоспособности преобразующего механизма БКПМ, что отображается выражением:

$$K_A \leq 1 - \frac{S}{D} \cdot \frac{N}{1,732}.$$

Взаимосвязь основных параметров беговой дорожки БКПМ нового типа (в частности, хода поршня S , диаметра цилиндра D , количества периодов беговой дорожки N , отношения хода поршня к диаметру цилиндра S/D , коэффициента асимметрии K_A) с ограничениями, накладываемыми по условию работоспособности преобразующего механизма машины, отображается многопараметрической диаграммой, представленной на рис. 7.

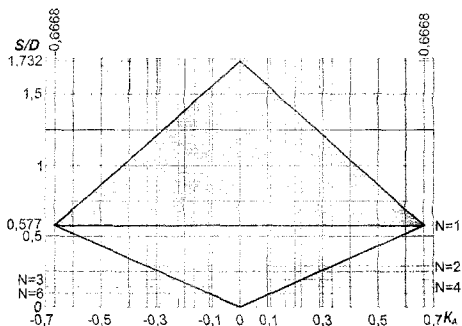


Рис. 7. Многопараметрическая диаграмма взаимосвязи K_A с основными параметрами беговой дорожки:

■ — область существования механизмов БКПМ нового типа с асимметричными беговыми дорожками

На этой диаграмме область отрицательных значений K_A (по оси абсцисс) соответствует профилям беговых дорожек, обеспечивающим продолженное расширение, а область положительных значений K_A – профилям, обеспечивающим обратное соотношение продолжительностей процессов цикла.

Установлено, что реализация вертикальной трансформации беговой дорожки и обеспечение продолженного расширения возможно только в условиях организации четырехтактного рабочего цикла, при осуществлении которого каждый из участков беговой дорожки соответствует определенному такту такого цикла (рис. 8).

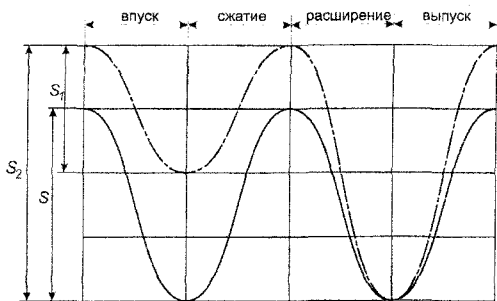


Рис. 8. «Вертикальная» трансформация беговой дорожки:

— — симметричный профиль;
 - - - вертикально асимметричный профиль;
 S — ход поршня

При такой трансформации симметричная функция, имеющая два периода и описывающая профиль беговой дорожки, переходит в асимметричную (вертикально) с одним периодом, при этом выполняется условие $N' = 2N$ (где N' — условный период трансформированной беговой дорожки), то есть, такой трансформации подвержены симметричные функции только с четным количеством периодов N (например, $N = 2$).

Степень вертикальной асимметрии профиля беговой дорожки характеризуется следующей зависимостью:

$$\lambda_B = \frac{S_{\text{рас}}}{S_{\text{сж}}},$$

где $S_{\text{рас}}$ и $S_{\text{сж}}$ — ход поршня на тактах расширения и сжатия соответственно.

В этом случае геометрическая степень расширения рабочего тела будет всегда больше геометрической степени сжатия, что обусловлено различными значениями $S_{\text{рас}}$ и $S_{\text{сж}}$. При этом необходимо отметить то обстоятельство, что значения S/D , соответствующие участкам сжатия и расширения вертикально асимметричной беговой дорожки, будут различными.

Анализируя названные обстоятельства, можно прийти к выводу о том, что в условиях комбинированного трансформирования беговой дорожки при предельном по условию обеспечения работоспособности преобразующего механизма значении отношения S/D и коэффициенте асимметрии K_A , соответствующем максимальной

величине горизонтальной трансформации дорожки, максимальное значение хода поршня на такте продолженного расширения может в три раза превышать величину хода этого поршня на такте сжатия.

Следовательно, величина допустимой смешанной трансформации профиля беговой дорожки будет ограничена: по горизонтали — коэффициентом асимметрии K_A , а по вертикали —

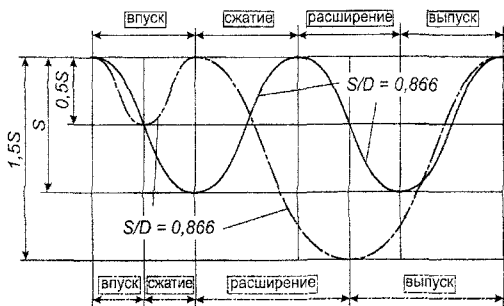


Рис. 9. Предельная смешанная трансформация беговой дорожки: $S/D = 0,866$

условием работоспособности механизма машины (рис. 9).

Если величины горизонтальной и вертикальной трансформации одинаковы, то для смешанной трансформации беговой дорожки выполняется равенство $\lambda_T = \lambda_B$. Поэтому для определения степени смешанного продолженного расширения можно воспользоваться, например, выражением для расчета вертикальной степени асимметрии.

Таким образом, значение величины отношения хода поршня на такте расширения рабочего тела в цикле БКПМ нового типа с комбинированно трансформированной беговой дорожкой к ходу этого поршня на такте сжатия при соблюдении условий работоспособности преобразующего механизма машины находится в следующих пределах:

$$1 \leq \frac{S_{\text{рас}}}{S_{\text{сж}}} \leq \frac{3}{N'} \quad (8)$$

Отношение хода поршня на такте расширения к ходу поршня на такте сжатия для смешанного асимметричного профиля беговой дорожки представляет собой степень смешанного, продолженного расширения для смешанной, асимметричной беговой дорожки:

$$1 \leq \lambda_{\text{см}} \leq \frac{3}{N'} \quad (9)$$

При анализе выражения (9) можно сделать вывод о том, что минимальная степень смешанного, продолженного расширения может быть достигнута при количестве периодов беговой дорожки N' , равном 3, при этом коэффициент асимметрии K_A , характеризующий степень горизонтальной трансформации беговой дорожки, будет иметь значение, соответствующее нижнему пределу по условию работоспособности ($K_A = 0,67$). Равенство $\lambda_{\text{см}}$ единице соответствует случаю, когда профиль беговой дорожки задан симметричной функцией.

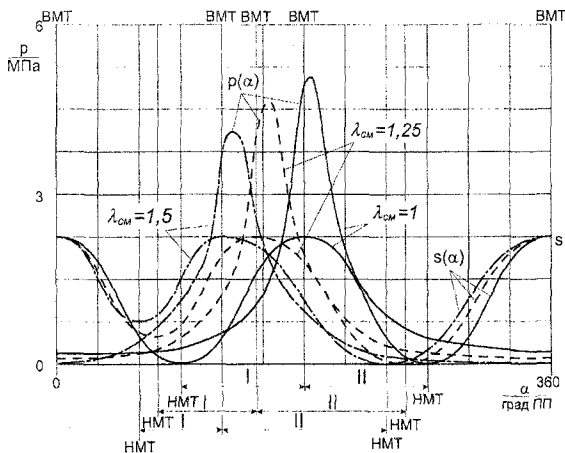


Рис. 10. Характер протекания давления рабочего тела в течение цикла при различных степенях продолженного, смешанного расширения $\lambda_{\text{см}}$ в $(p - \alpha)$ -координатах:

I – участок сжатия;
II – участок расширения

В частном случае, когда количество периодов беговой дорожки БКПМ $N' = 1$, диапазон изменения степени смешанного, продолженного расширения $\lambda_{см}$ находится в пределах от 1 до 3.

Характер изменения давления рабочего тела для случаев, когда $\lambda_{см} = 1, 2, 3$ (при прочих равных условиях: $S/D = 0,866$, степень сжатия $\epsilon = 10$ и др.) представлен на рис. 10.

Смешанное трансформирование беговой дорожки механизма преобразования движения бескривошипной поршневой тепловой машины (двигателя) позволяет обеспечить реализацию большей индикаторной работы цикла в сравнении с беговыми дорожками, обладающими другими типами трансформаций (например, горизонтальной или вертикальной).

В целом, реализация в преобразующем механизме БКПМ нового типа смешанного трансформирования беговой дорожки позволяет достигнуть примерно 15..20 %-го улучшения эффективных и экономических показателей рабочего цикла по сравнению с названными показателями, характеризующими бескривошипную машину с беговой дорожкой симметричного профиля.

ВЫВОДЫ

1. Анализ состояния вопроса показал, что массово распространенные кривошипно-шатунные тепловые машины, обладающие рядом достоинств (хорошая экономичность, налаженность производства, надежность в эксплуатации и др.), не свободны от существенных недостатков. В частности, им свойственны высокая технологическая сложность изготовления, сложность конструктивных схем и, как следствие, сложность обеспечения высоких массогабаритных показателей, а часто и – плохая динамическая уравновешенность. Вместе с тем, известен класс нетрадиционных тепловых машин, свободных от названных недостатков. К ним, например, могут быть отнесены бескривошипные поршневые машины, конструктивные схемы которых разработаны в ЮУрГУ (в том числе при участии автора) признаны изобретениями и защищены патентами РФ (см. патенты РФ №№ 95111325/06, 95111309/06, 96111704/06 и др.)

2. Важной особенностью предложенных конструктивных схем таких поршневых тепловых машин является отсутствие кривошипно-шатунного механизма и наличие механизма преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение грузового вала (или поршня). Конструктивная схема такого типа тепловой машины реализована в макетном образце, который спроектирован и изготовлен при непосредственном участии автора. Начаты и, отчасти, завершены экспериментальные исследования такой тепловой машины.

3. На базе основных положений механики, термодинамики и теории двигателей внутреннего сгорания предложена модель, учитывающая комплексную взаимосвязь процессов, протекающих в бескривошипной нетрадиционной тепловой машине (двигателе). Система основных уравнений для моделирования процессов включает уравнения, позволяющие описать динамику процессов рабочего цикла в целом, выявить численные характеристики этих процессов (в частности, характер изменения давления и температуры рабочего тела, скорости нарастания давления, максимальных значений температур и давлений и др.), а также дать качественную

и количественную оценку влияния различных конструктивных параметров машины на ее основные показатели.

4. На основе предложенного математического аппарата моделирования процессов рабочего цикла разработан алгоритм расчета, позволяющий выявить численные значения параметров, характеризующих отдельные процессы и интегральные показатели цикла в целом (например, такие, как индикаторный, механический и эффективный КПД, среднее индикаторное и среднее эффективное давления и др.). Это дает возможность уже на стадии проектирования машин такого типа использовать предложенный аппарат как средство рационального выбора конструктивных параметров (в частности, параметров механизма преобразования движения, полного хода поршня, диаметра цилиндра и др.).

5. В работе показано, что асимметричность профиля беговой дорожки механизма преобразования движения может быть обеспечена как за счет «горизонтальной», так и за счет «вертикальной» трансформации. При этом асимметрия, обеспечиваемая вертикальной трансформацией, позволяет реализовать цикл тепловой машины таким, что степень расширения рабочего тела может существенно превышать степень сжатия (в традиционных двигателях с КШМ степени сжатия и расширения рабочего тела, как правило, всегда равны). Это обстоятельство позволяет существенно повысить КПД бескривошипной машины.

В работе обозначено, что цикл при вертикальной трансформации профиля беговой дорожки может быть осуществлен только в 4-х тактных машинах.

6. С помощью численного моделирования процессов в работе выявлено, что применение «горизонтально» асимметричных беговых дорожек дает возможность повысить эффективные показатели цикла на 5...10 %. Так, при коэффициенте асимметрии, равном $-0,3$ (горизонтальная трансформация), среднее эффективное давление, при прочих равных условиях ($\varepsilon = 10$, $\eta_v = 0,7$, $\alpha = 0,8$, $\xi = 0,8$), увеличивается с 0,457 МПа (симметричный профиль) до 0,489 МПа (асимметричный профиль).

Использование «вертикально» асимметричных профилей беговых дорожек возможно только для БКПМ. Применение в таких ДВС «вертикально» асимметричных профилей позволит улучшить ряд показателей рабочего цикла, относительно симметричного профиля, на 10...15 % в зависимости от степени «продолженного» расширения. Причем следует учесть, что в таких случаях степень сжатия и расширения рабочего тела различны.

Применение «смешанных» асимметричных профилей беговых дорожек, так же, как и «вертикально» асимметричных, возможно только на БКПМ, оборудованных клапанными или золотниковыми системами управления процессами впуска и выпуска рабочего тела. В таком случае использование «смешанного» асимметричного профиля беговой дорожки позволит реализовать рабочий цикл с показателями более высокими, чем при симметричном профиле. Сопоставление показателей рабочего цикла, при прочих равных условиях, показало их рост на 15...20 % (в частности, индикаторная работа цикла возросла с 1,214 МДж/кг (симметричный) до 1,396 МДж/кг (смешанный)). В данном случае следует учитывать влияние и диапазон применимости степени «смешанного продолженного» расширения на показатели рабочего цикла, который определяется также основными конструктивными параметрами и условиями работоспособности механизма преобразования.

7. Применительно к условиям, в пределах которых бескривошипная тепловая машина является работоспособной, выявлены пределы изменения коэффициента асимметрии:

$$-0,67 \cdot \frac{K}{N} \leq K_A \leq 0,67 \cdot \frac{K}{N}.$$

В этом выражении $K = D_p/D$, где D_p – реактивный диаметр, механизма преобразования движения, D – диаметр цилиндра, N – число периодов беговой дорожки 0,67 – коэффициент учитывающий пределы работоспособности механизма преобразования движения.

8. Расчетно-аналитическое исследование по использованию асимметричного профиля беговой дорожки механизма преобразования движения при реализации рабочего цикла с продолженным расширением дали основания рекомендовать интервал численных значений коэффициента асимметрии, в пределах которого обеспечиваются лучшие технико-экономические показатели бескривошипных машин. В частности, обеспечение лучших экономических показателей возможно при реализации асимметричного профиля беговой дорожки, выполненной с коэффициентом асимметрии

$$-0,3 \cdot \frac{K}{N} \leq K_A < -0,1 \cdot \frac{K}{N}.$$

9. Экспериментальным путем определены затраты энергии в механизмах нетрадиционного бескривошипного поршневого микродвигателя в сравнении с аналогичным кривошипно-шатунным. В качестве объектов такого сопоставления были использованы два типа микродвигателей выполненных по двух- и одноперодной схемам. Данное исследование позволило выявить, что величина механических потерь бескривошипного двигателя, выполненного по одноперодной схеме ниже, потерь имеющих место в кривошипно-шатунном микродвигателе. А в бескривошипном двигателе, выполненном по двухперодной схеме названные потери значительно ниже. В частности, условное среднее давление механических потерь подчиняются следующему эмпирическому выражению $p_M = a + b \cdot C_{II}$, где C_{II} –

$$\text{средняя скорость поршня } C_{II} = \frac{N \cdot S \cdot n}{30}.$$

Выявлены величины эмпирических коэффициентов a и b в зависимости от геометрической степени сжатия рабочего тела в цилиндре и количества периодов беговой дорожки механизма преобразования движения поршня БКПМ. В частности, для степени сжатия равной 10 для микродвигателя одноперодной схемы коэффициенты a и b равны соответственно 0,0205 и 0,0102, для двухперодной схемы соответственно 0,0165 и 0,0078, а в кривошипно-шатунном $a = 0,0265$ и $b = 0,0168$.

10. Спроектированная и изготовленная с участием автора малогабаритная экспериментальная установка на базе бескривошипной тепловой машины используется в учебном процессе как учебно-исследовательская лабораторная установка при подготовке специалистов по профилю «Двигатели внутреннего сгорания». В частности, она используется для экспериментального определения механических потерь (и отдельных их составляющих) в двигателе.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах

1. Шароглазов Б. А., Баранов П. Н. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями. / Исследование силовых установок и шасси транспортных и тяговых машин // Темат. сб. научн. тр. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – с. 3...5.
2. Шароглазов Б. А., Баранов П. Н. Определение текущих объемов рабочего тела в бесшатунном ДВС с вращающимися поршнями. / Автомобильная техника // Сб. научн. тр., вып. №7. – Челябинск: ЧВВАИУ, 1998. – с. 17...19.
3. Шароглазов Б. А., Баранов П. Н. Некоторые особенности конструкции бесшатунных ДВС. / Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин // Материалы Международной научно-технической конференции – Челябинск, ЧВАИ, 1999. – с. 29...31.
4. Шароглазов Б. А., Баранов П. Н. Моделирование внутрицилиндровых процессов в бесшатунной поршневой машине. / Техника и технологии строительства и эксплуатации автомобильных дорог // Сб. научн. тр. – Москва: УРАЛЬСКИЙ ФИЛИАЛ МАДИ (ТУ), 2000. – с. 151...156.
5. Шароглазов Б. А., Баранов П. Н. Динамические процессы нагружения нетрадиционной бесшатунной поршневой машины. / III тысячелетие – новый мир // Труды международного форума по проблемам науки, техники и образования. – М.: Академия наук о Земле, 2001 г. – 54...56 с.
6. Пат. RU 2097589 С1, 6 F 02 В 75/32, 75/26. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, П. Н. Баранов (РФ). – № 95111325/06; Заявлено 30. 06. 95; Приоритет 30. 06. 95; Оpubл. 27. 11. 97 // Бюл. № 33.
7. Пат. RU 2099559 С1, 6 F 02 В 75/26, 75/32, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, П. Н. Баранов (РФ). – № 95111309/06; Заявлено 11. 10. 95; Приоритет 11. 10. 95; Оpubл. 20. 12. 97 // Бюл. № 35.
8. Пат. RU 2117172 С1, 6 F 02 В 75/32, 75/26, 75/28, F 01 В 9/06. Бесшатунный двигатель внутреннего сгорания с вращающимися поршнями / Б. А. Шароглазов, П. Н. Баранов, В. В. Клементьев (РФ). – № 96117967/06; Заявлено 10. 09. 96; Приоритет 10. 09. 96; Оpubл. 10. 08. 98 // Бюл. № 22.
9. Баранов П. Н. Горизонтальная асимметрия профиля беговой дорожки механизма преобразования движения БКПМ. / Вестник Южно-Уральского государственного университета // №14(54), выпуск 7, серия «Машиностроение» – Челябинск, ЮУрГУ, 2005.
10. Баранов П. Н. Особенности задания асимметричности профиля беговой дорожки механизма преобразования движения поршня БКПМ нового типа. / Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения // Материалы Международной научно-технической конференции – Челябинск, ЮУрГУ, 2006. – с. 34...36.

Павел Николаевич Баранов

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ПРОЦЕССОВ В НЕТРАДИЦИОННОЙ
БЕСКРИВОШИПНОЙ ПОРШНЕВОЙ ТЕПЛОВОЙ МАШИНЕ**

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 01.11.2006. Формат
60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,37. Уч.-изд. л. 1,11.
Тираж 100 экз.

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76.