

УДК 621.432

ББК 31.365

Д.Г. Масленников – к.т.н., доцент кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ

Ю.Н. Павлов – к.т.н., доцент кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ

В.А. Беляков – ст. препод. кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ

## **ПОРШНЕВОЙ ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

© Масленников Д.Г., Павлов Ю.Н.,  
Беляков В.А., 2025

**Аннотация.** Рассмотрены устройство и конструктивный вид бензинового поршневого двигателя внутреннего сгорания конструкции Ю.И. Николаева. Проведен анализ его работы с точки зрения эффективности протекания термодинамических процессов, обоснованности компоновочных решений, возможностей совершенствования конструкции и дальнейшего практического применения.

**Ключевые слова:** поршневой двигатель внутреннего сгорания, компоновочная схема, кинематическая диаграмма, термодинамический цикл, такты, процессы газораспределения и смесеобразования.

В апреле 2025 года в Твери на XVI специализированной выставке «Молодой изобретатель-рационализатор 2025», проходившей в Тверской областной библиотеке имени А.М. Горького, был представлен действующий образец бензинового одноцилиндрового двухпоршневого двухвального двигателя внутреннего сгорания. Его изобретатель, Юрий Иванович Николаев (п. г. т. Фирово Тверской области), подошел к созданию конструкции практически. Имея техническое образование, богатый опыт эксплуатации техники и природную смекалку, он предложил конструктивную схему и изготовил с использованием запчастей от двигателей бензопил действующую модель двигателя.

Авторы статьи, заинтересовавшись этой разработкой и озвученными в презентации ожидаемыми характеристиками, решили проанализировать работу двигателя с точки зрения эффективности протекания термодинамических процессов, обоснованности компоновочных решений, возможности улучшения конструкции и ее использования на практике.

В предложенной компоновочной схеме двухвального двигателя два поршня в одном цилиндре двигаются навстречу друг другу и,

соответственно, имеются два одинаковых кривошипно-шатунных механизма. Конструкция двигателя, представленного на выставке, показана на рис. 1. В данной модели, в отличие от распространенной схемы, необычна взаимная синхронизация кривошипно-шатунных механизмов – один из кривошипов движется со вдвое большей скоростью, чем другой. Передаточное отношение цепного синхронизирующего привода  $i = 2 : 1$ . Таким образом, то один из поршней догоняет другой, двигаясь в одном направлении, то поршни расходятся в разные стороны.

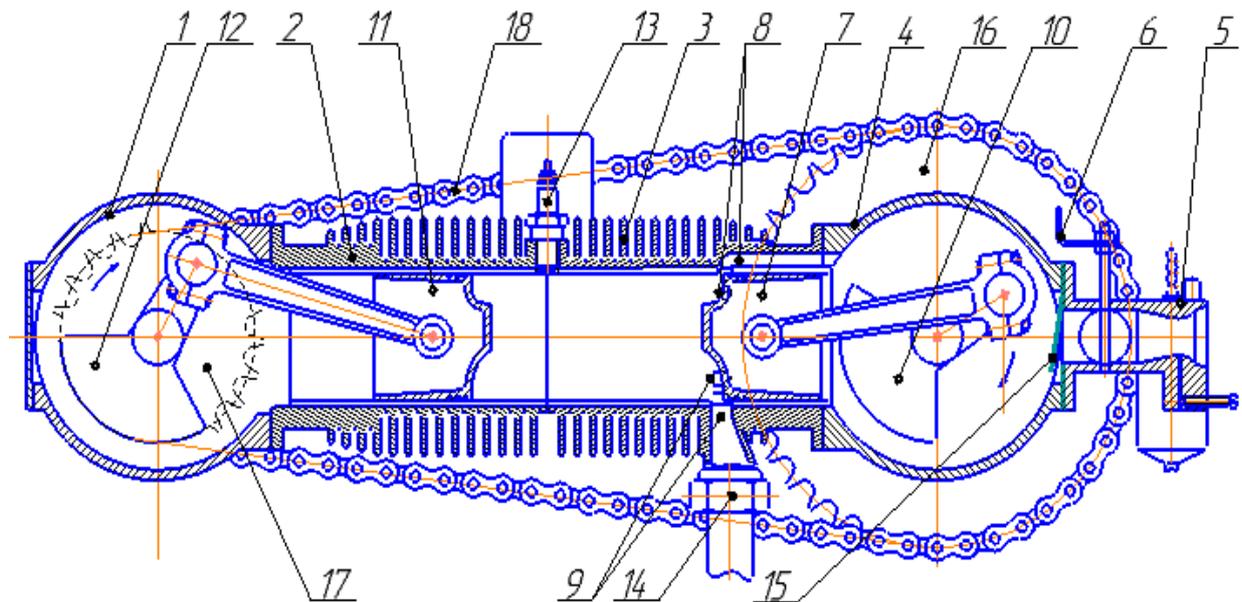


Рис. 1. Конструкция поршневого двухвального двигателя:

- 1, 4 – картеры левого и правого кривошипно-шатунных механизмов;
- 2, 3 – левый и правый цилиндры; 5 – карбюратор;
- 6 – дроссельная заслонка; 7, 11 – правый и левый поршни;
- 8 – впускные окна; 9 – выпускные окна; 10, 12 – правый и левый кривошипно-шатунные механизмы; 13 – свеча зажигания;
- 14 – выхлопная труба; 15 – лепестковый обратный клапан;
- 16, 17 – большая и малая звездочки синхронизирующего привода;
- 18 – синхронизирующая двухрядная втулочно-роликовая цепь

Общий цилиндр двигателя состоит из двух соосно расположенных цилиндров одинаковых размеров, однако один из цилиндров (3) имеет продувочные окна (8, 9), а другой (2) – нет; кривошипно-шатунные механизмы 10 и 12 и корпуса (картеры) 1 и 4 полностью одинаковы. Двигатель работает по двухтактному циклу, причем один из поршней (7) является основным поршнем-распределителем, играющим роль золотника,

обеспечивающего процессы впуска-выпуска, а другой (11) – вспомогательным поршнем-вытеснителем, способствующим перемешиванию топливно-воздушной смеси, подготовке к полноценному сгоранию и выталкиванию отработанных газов. Поршни имеют профилированное дефлекторное днище для направления потоков воздуха с топливом и отработанных газов. Очевидно, что оба поршня воспринимают одинаковое давление газов при рабочем ходе, но передают разное усилие на кривошипный вал из-за различного положения шатунов, обусловленного передаточным отношением цепного синхронизирующего привода. Валы вращаются в одну сторону, причем основным валом отбора мощности является правый кривошипный вал 10 с большой синхронизирующей звездочкой 16.

На основе данной конструкции, как следует из презентации Ю.И. Николаева, разработана линейка двигателей внутреннего сгорания низкого и сверхнизкого рабочего давления, простых в изготовлении и позволяющих почти в два раза увеличить крутящий момент на выходном валу в сравнении с двигателями классической конструкции при одинаковом числе оборотов и объеме цилиндров. Основной целью проекта обозначено создание рабочего прототипа двигателя внутреннего сгорания с повышенным «минимум до 70 %» коэффициентом полезного действия. Поскольку для двигателей данного типа коэффициент полезного действия, равный 70 %, невозможен (при использовании действующей методики испытания двигателей), авторы статьи поняли поставленную цель как создание двигателя со значением коэффициента полезного действия на 70 % большим, чем у существующих образцов данного типоразмера, выполненных по классической схеме. Чтобы понять, за счет чего можно достичь заявленного улучшения характеристик двигателя, рассмотрим кинематику и рабочий процесс предлагаемой конструкции.

Предваряя анализ работы экспериментального двигателя, заметим, что приводимые рассуждения, а также рисунки построены на основе визуального осмотра модели двигателя на выставке, просмотра презентаций и комментариев самого изобретателя, поэтому в изложенной информации могут быть неточности.

Для кинематического анализа предложенной конструкции поршневого двухвального двигателя выполнена диаграмма перемещений поршней в цилиндре двигателя (рис. 2), на которой рабочий цикл представлен двенадцатью последовательно пронумерованными позициями.

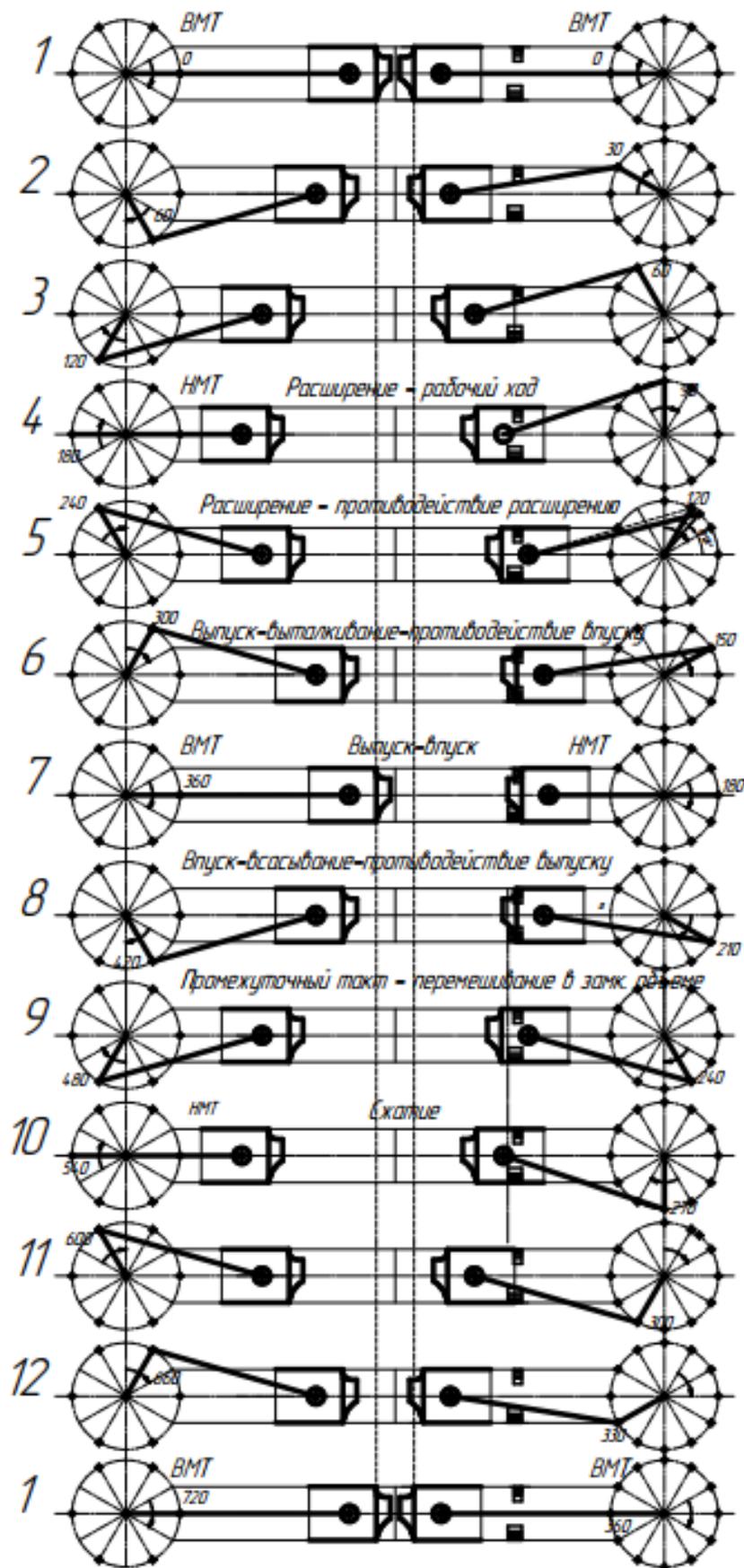


Рис. 2. Диаграмма перемещений поршней двигателя

Основной поршень и кривошипно-шатунный механизм показаны справа, оба кривошипа вращаются по часовой стрелке, скорость вращения левого кривошипа в два раза больше скорости вращения правого. Начальная позиция 1 на диаграмме соответствует максимальному сближению поршней (по аналогии с классическим двигателем в этом положении оба цилиндра достигают верхней мертвой точки), происходит максимальное сжатие топливно-воздушной смеси и ее воспламенение. Следующие позиции задают положение поршней и кривошипно-шатунных механизмов с шагом  $30^\circ$  для правого кривошипа и  $60^\circ$  для левого, вращающегося вдвое быстрее (в соответствии с передаточным отношением синхронизирующей трансмиссии). Перемещение поршней вдоль оси цилиндра в зависимости от углов поворота кривошипов носит характер гармонических колебаний. Следовательно, перемещения  $S_n$ , скорости  $v_n$  и ускорения  $J_n$  для каждого из поршней определяются через угол поворота соответствующего кривошипа по известным уравнениям [1; 2]:

$$S_n = R [(1 - \cos\varphi) + (\lambda / 4) (1 - \cos 2\varphi)];$$

$$v_n = \omega R (\sin\varphi + (\lambda / 2) \sin 2\varphi);$$

$$J_n = \omega^2 R (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где  $\lambda = R / L_{ш}$  – конструктивный параметр кривошипно-шатунного механизма, представляющий собой отношение радиуса кривошипа  $R$  к длине шатуна  $L_{ш}$ ;  $\varphi$  – угол поворота кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость кривошипа.

Диаграмма перемещений поршней (см. рис. 2) показывает неплохую внешнюю динамическую уравновешенность двигателя, поскольку колебания поступательно движущихся масс (комплектов поршней и шатунов) периодически совершаются в противофазах и с разными скоростями.

С использованием диаграммы перемещений поршней проведем краткий анализ процессов газораспределения в течение цикла работы двигателя. От момента воспламенения смеси в положении 1 до положения 4 происходит расширение продуктов сгорания (основная часть рабочего хода). Давление газов на поршни преобразуется в крутящий момент на валах, которые успевают повернуться на  $90^\circ$  и  $180^\circ$  соответственно. Процесс сгорания и расширения продуктов сгорания происходит так же, как в обычном двигателе. Причем вспомогательный поршень-вытеснитель способствует быстрому увеличению рабочего объема, более равномерному распределению в нем горючей смеси, распространению фронта пламени и, соответственно, полноценному восприятию давления газов на поршни, но при этом давление в цилиндре быстро снижается. В положении 4 происходит переход вспомогательного поршня через нижнюю мертвую точку. Далее, а именно до момента открытия выпускных окон (выпуск начинается между положениями 5 и 6), этот поршень, забирая энергию с кривошипного вала, повышает давление

продуктов сгорания в цилиндре. Часть затраченной энергии возвращается на валы двигателя через увеличение усилия, действующего на основной поршень, но в целом на этом участке цикла происходит потеря крутящего момента и возникает дополнительная нагрузка на синхронизирующую цепь. С началом выпуска более быстрое перемещение вспомогательного поршня способствует эвакуации отработанных газов, но с момента открытия впускных окон (вблизи положения 6) до положения 7 оно затормаживает заполнение объема цилиндра свежей горючей смесью. Следует отметить, что на данном этапе рабочего цикла именно движение основного поршня-распределителя обеспечивает выдавливание горючей смеси из подпоршневого картерного пространства через впускные каналы в цилиндр. В положении 7, когда левый кривошип завершает полный оборот и начинает новый цикл движения, основной поршень-распределитель находится в правой мертвой точке и начинает движение влево. В этот момент полностью открыты впускные и выпускные отверстия цилиндра, а повышение давления в подпоршневой зоне прекращается. В положении 8 оба поршня движутся ускоренно в одну сторону, основной поршень-распределитель приближается к моменту закрытия впускных и выпускных окон. Из-за разности скоростей поршней рабочий объем в цилиндре увеличивается, создается разрежение при еще открытых впускных и выпускных окнах, завершается впуск горючей смеси из картера и замедление процесса выпуска (вплоть до обратного всасывания в цилиндр отработанных газов из выпускного тракта). Динамика изменения давления в цилиндре может нарушить установившееся петлевое движение газов вокруг дефлектора поршня и привести к тому, что часть свежей смеси попадет в выпускной тракт (в этом случае обратное всасывание из выпускного тракта может стать полезным для дожигания остатков топлива в отработанных газах). В положении 9 рабочий объем продолжает увеличиваться при перекрытом впуске и выпуске. Происходит снижение давления в цилиндре и расход полезной энергии. От положения 10 начинается такт сжатия, который продолжается в положениях 11 и 12 до достижения поршнями и механизмами верхних мертвых точек. Длительность такта сжатия способствует снижению динамических сопротивлений на данной стадии рабочего цикла, затраты энергии для достижения заданной степени сжатия несколько уменьшатся, но любое увеличение длительности цикла приведет к снижению эффективной мощности, снимаемой с валов двигателя. В дальнейшем начинается новый рабочий цикл, где положения поршней и такты газораспределения будут последовательно повторяться.

Отметим, что кривошипно-шатунный механизм, шарнирно соединенный с поршнем (ползуном) в конструкции рассматриваемого двигателя, является плоским кривошипно-ползунным механизмом, широко применяемым в поршневых двигателях, насосах, компрессорах, прессах и

других машинах. Для него давно разработаны методики проектирования и созданы математические модели для определения кинематических, динамических, прочностных характеристик механизма и его элементов по исходным данным [3]. В конструкции представленного двигателя агрегатированы два кривошипно-ползунных механизма с поршнями (ползунами), перемещающимися вдоль одной оси, при этом валы кривошипов вращаются в одном направлении и соединены цепной передачей с заданным передаточным отношением. При известных геометрических параметрах конструкции двигателя, массах и материалах отдельных деталей, задавая параметры процесса сгорания топливной смеси, можно на основе математической модели подробно проанализировать энергетический баланс рабочего цикла рассматриваемого двигателя. Но даже на основе проведенного исследования конструкции и рабочего цикла данного двигателя можно сделать следующие выводы.

1. Ю.И. Николаевым предложена оригинальная работоспособная модель двигателя, но в сравнении с двигателями классической конструкции (при одинаковых оборотах, объеме цилиндров и расходе топлива) рассматриваемая конструктивная схема не способна увеличить крутящий момент почти в два раза. Увеличение коэффициента полезного действия проблематично в связи с потерями давления и усложнением газораспределения из-за большей скорости движения вспомогательного поршня. Для повышения коэффициента полезного действия следует отказаться от карбюраторного способа подачи топлива и установить топливную форсунку-распылитель.

2. Синхронизация валов с передаточным отношением  $i = 2 : 1$  усложняет рабочий цикл двигателя, создает значительное динамическое нагружение цепи и имеет больше недостатков, чем преимуществ, если сравнивать с традиционной синхронизацией двух валов с  $i = 1 : 1$ . С увеличением мощности имеет смысл заменить цепную передачу зубчатой. Переход на конструкцию с одинаковой скоростью движения цилиндров позволит обеспечить лучшую балансировку двигателя и максимальную унификацию всех узлов и деталей.

3. Требуется оптимизация расположения и размеров впускных и выпускных окон для максимального вывода из рабочего объема отработанных газов и полноты заполнения цилиндра новой смесью.

4. На основе предложенной конструкции интересен вариант создания дизельного одноцилиндрового двухпоршневого двухвального двигателя внутреннего сгорания как элемента линейки двигателей с различной мощностью. Корпуса отдельных двигателей соединяются между собой или крепятся к единой раме, а кривошипы объединяются коленчатыми валами.

5. При определенной доработке предложенная конструкция двухтактного бензинового двигателя может быть использована в приводе средств малой механизации и транспорта: косилок, снегоуборщиков, культиваторов, скутеров, квадроциклов, а также прочих механизмов, где при относительно небольшой мощности требуется простота конструкции и эксплуатации.

### **Библиографический список**

1. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. М.: Колос, 1984. 335 с.
2. Прикладная механика: учебное пособие для вузов / рук-ль авт. кол. проф. К.И. Заблонский. Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1984. 280 с.
3. Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. Теория механизмов, машин и манипуляторов: учебное пособие для вузов. Минск: Дизайн ПРО, 1998. 656 с.

УДК 621.928.26  
ББК 30.605

А.В. Кондратьев – д.т.н., профессор кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ  
С.М. Кочкянян – к.т.н., доцент кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ  
Ю.Н. Павлов – к.т.н., доцент кафедры  
строительных и дорожных машин и оборудования ТвГТУ  
Д.В. Оганесов – студент направления  
НТТС спец. ПТСДСО ТвГТУ  
Г.А. Молостов – студент направления  
НТТС спец. ПТСДСО ТвГТУ

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КОМПОНЕНТОВ КАМЕНИСТОЙ СМЕСИ НА ЖЕЛОБООБРАЗНОМ СЕПАРАТОРЕ**

© Кондратьев А.В., Кочкянян С.М., Павлов Ю.Н.,  
Оганесов Д.В., Молостов Г.А., 2025

*Аннотация.* В статье приведены результаты исследования процесса движения растительных остатков и камней по просеивающей поверхности желобообразного сепаратора. Получены сравнительные характеристики