

Расчет и конструирование Calculation and design

Научная статья
УДК 621.436
DOI: 10.14529/engin250401

ОСОБЕННОСТИ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ И ОДИНАКОВЫМ ХОДОМ ПОРШНЕЙ

А.П. Маслов¹, maslov_a@chtz.ru

Е.А. Задорожная², zadorozhnaiaea@susu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3504-4738>

М.А. Старунский¹, starunsky_m@chtz.ru

¹ ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», Челябинск, Россия

² Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. В статье выполнен анализ кинематики кривошипно-шатунного механизма с оценкой возможности организации рабочего процесса с использованием двухфазного впрыска топлива V-образного двигателя с прицепными шатунами и одинаковым ходом поршней. Отмечены преимущества и недостатки двух схем конструкций главного шатуна, что позволило оценить особенности возникновения дополнительного изгибающего момента и факторы, влияющие на его формирование. Рассмотрены две схемы конструкции главного шатуна. Первая, когда угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа равен 60° , вторая – когда этот угол равен 67° при угле развала цилиндров, равном 60° . Сравнительный кинематический анализ конструкции главного шатуна, выполненный по первой и второй схемам, в составе кривошипно-шатунного механизма двигателя типа В-2 позволил определить значение угла между осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра, характеризующего возникновение дополнительного изгибающего момента. Определены некоторые базовые положения, направленные на реализацию двухфазной системы впрыска топлива при использовании первой схемы конструкции главного шатуна, а также углы подачи запальной и основной порций топлива с целью формирования идентичного рабочего процесса, реализуемого при использовании главного шатуна, конструкция которого выполнена по второй схеме. Графически представлены условия момента подачи топлива при формировании негативных факторов, действующих на главный шатун, а также актуальность двухфазной схемы подачи топлива. Сделан вывод, что организация двухфазной схемы подачи топлива в цилиндры при формировании одинакового хода поршней и минимизации негативного воздействия дополнительного изгибающего момента является перспективным направлением повышения технического уровня V-образных двигателей с прицепными шатунами.

Ключевые слова: дополнительный изгибающий момент, кривошипно-шатунный механизм, цилиндропоршневая группа, главный и прицепной шатун, двухфазный впрыск топлива

Для цитирования: Маслов А.П., Задорожная Е.А., Старунский М.А. Особенности организации рабочего процесса V-образного двигателя с прицепными шатунами и одинаковым ходом поршней // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2025. Т. 25, № 4. С. 5–14. DOI: 10.14529/engin250401

FEATURES OF THE ORGANIZATION OF THE WORKING PROCESS OF A V-SHAPED ENGINE WITH CONNECTED CONNECTORS AND THE SAME STROKE OF PISTONS

A.P. Maslov¹, maslov_a@chtz.ru

E.A. Zadorozhnaya², zadorozhnaiaea@susu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-3504-4738>

M.A. Starunsky¹, starunsky_m@chtz.ru

¹ GSKBD "Transdiesel" LLC "ChTZ-URALTRAK", Chelyabinsk, Russia

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. This article analyzes the kinematics of a crank mechanism and evaluates the feasibility of organizing the operating process using two-phase fuel injection in a V-engine with trailing connecting rods and identical piston strokes. The advantages and disadvantages of two main connecting rod designs are highlighted, allowing us to evaluate the characteristics of the additional bending moment and the factors influencing its formation. Two main connecting rod designs are considered. The first has an angle between the longitudinal axes of the main connecting rod and its trailing rod equal to 60° , while the second has an angle of 67° with a cylinder V angle of 60° . A comparative kinematic analysis of the main connecting rod design, performed using the first and second designs, as part of the crank mechanism of a V-2 engine, allowed us to determine the angle between the trailing connecting rod axis and the side cylinder axis, which characterizes the occurrence of an additional bending moment. Several fundamental principles are defined for implementing a two-phase fuel injection system using the first design of the main connecting rod, as well as the injection angles of the pilot and main fuel portions, with the goal of creating an identical operating process to that achieved with the second design of the main connecting rod. The conditions for the fuel injection moment under the influence of negative factors acting on the main connecting rod are graphically presented, as well as the relevance of a two-phase fuel injection system. It is concluded that implementing a two-phase fuel injection system to the cylinders while maintaining uniform piston stroke and minimizing the negative impact of additional bending moment is a promising approach to improving the technical level of V-shaped engines with attached connecting rods.

Keywords: additional bending moment, crank mechanism, cylinder-piston group, main and trailing connecting rod, two-phase fuel injection

For citation: Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Starunsky M.A. Features of the organization of the working process of a V-shaped engine with connected connectors and the same stroke of pistons. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2025;25(4):5–14. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin250401

Введение

Исторически сложилось, что конструкция V-образных двигателей может быть выполнена по двум схемам – с рядом стоящими шатунами на одной шатунной шейке и с прицепными шатунами. Как известно, при создании двигателя В-2 была принята схема с прицепными шатунами, конструктивная особенность которой заключалась в относительно меньшей длине коленчатого вала и шатунной шейки.

Как отмечено в работе [1], в 1935 году за создание быстроходного двигателя БД-2 группа специалистов Харьковского паровозостроительного завода была награждена орденами Ленина. Однако в дальнейшем при выполнении работ по форсированию двигателя были выявлены существенные недостатки, влияющие на технические характеристики двигателя. Одним из таких недостатков является возникновение дополнительного изгибающего момента (ДИМ), отрицательно влияющего на трибомеханические характеристики сопряжений цилиндропоршневой группы в

главном цилиндре и сопряжений шатунного подшипника. В этой связи целесообразно рассмотреть причины и характер возникновения ДИМ.

В работе [2] отмечено, что у V-образного двигателя с прицепными шатунами в момент вспышки топлива в боковом цилиндре при равенстве угла развала цилиндров углу между продольными осями главного шатуна и его прицепа, а также при условии не пересечения оси прицепного шатуна с осью бокового цилиндра возникает дополнительный изгибающий момент (ДИМ), действующий на главный шатун и способствующий увеличению механических потерь в сопряжении «поршень – главный цилиндр» и в шатунной шейке, а также может привести к выходу деталей сопряжений из строя.

Можно предположить, что на первом этапе создания двигателя с прицепными шатунами угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа был равен углу развала цилиндров, что обеспечивало равенство хода поршней, но способствовало возникновению ДИМ. Проблема ДИМ была частично решена за счет применения угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа равного 67° , при этом угол развала цилиндров был равен 60° . Однако возникала проблема разного хода поршней, негативное влияние которого было нивелировано организацией одинакового коэффициента избытка воздуха по блокам двигателя, но проблема повышенной вибрации оставалась.

Таким образом, целью данной работы является реализация одинакового хода поршней в главном и боковом цилиндрах, обеспечение минимальных условий для возникновения ДИМ за счет внедрения двухфазной схемы подачи топлива в цилиндры.

В данной статье рассмотрены особенности конструкции шатунов с одинаковыми и разными углами между продольными осями главного шатуна и его прицепа при угле развала цилиндров, равном 60° . Для упрощения описания отличий авторы принимают следующие обозначения:

– первая схема – когда угол между продольной осью главного шатуна с продольной осью прицепа равен 60° ,

– вторая схема – когда угол между продольной осью главного шатуна с продольной осью прицепа равен 67° .

Как отмечено в работе [3], при равенстве угла развала цилиндров углу между продольными осями главного шатуна и его прицепа (первая схема) ходы поршней в главном и боковом цилиндрах равны между собой, но условия для возникновения ДИМ максимальные, при выборе второй схемы условия для возникновения ДИМ минимальные, но ход поршней разный.

Следует отметить, что проблема повышенной вибрации вследствие разного хода поршней, влияющая на надежность и ресурс двигателя, не была решена до сих пор, о чем свидетельствуют результаты исследований, представленные в работах [4, 5].

В дальнейших разработках V-образных двигателей с одинаковым ходом поршней было отдано предпочтение конструкции двигателей с последовательной компоновкой шатунов. Такие двигатели были разработаны и внедрены в производство фирмами Cummins и Volkswagen [6, 7]. Аналогичное техническое решение о последовательном расположении шатунов на шатунной шейке было реализовано при создании отечественных двигателей типа КАМАЗ.

Оригинальные схемы V-образных конструкций двигателей типа VR и W были реализованы фирмой Volkswagen и отличаются большим количеством цилиндров и небольшими габаритными размерами. К недостаткам конструкции таких двигателей можно отнести сложную конструкцию коленчатого вала, заключающуюся в изготовлении шатунных шеек с двумя осями, смещенными относительно друг друга по высоте. Аналогичные решения по компоновке двигателей реализованы Bentley Continental GT [7], Bugatti Veyron [8], Audi A8 [9].

Для реализации поставленной цели был выполнен анализ вызывающих определенный интерес публикаций по моделированию процессов сгорания [8, 10], организации рабочего процесса [9, 11–14], модернизации конструкции КШМ [15–17], а также моделированию деталей цилиндропоршневой группы [9, 18] и рабочего цикла [19–21].

Методы исследования. Кинематический анализ

На рис. 1 представлены схемы КШМ V-образного двигателя с прицепными шатунами двух вариантов конструкций главного шатуна: а – первая схема, б – вторая.

Для выполнения кинематического анализа необходимо оценить расположение, кинематическую связь и порядок работы цилиндров. В соответствии с техническими условиями на двигатель

типа В-2 известно, что для 12-цилиндрового V-образного двигателя с прицепными шатунами и порядком работы цилиндров 1л, 6п, 5л, 2п, 3л, 4п, 6л, 1п, 2л, 5п, 4л, 3п поршни, расположенные в левых цилиндрах, являются главными, а поршни, расположенные в правых цилиндрах, – прицепными.

Анализ схем, представленных на рис. 1а и 1б, позволяет отметить, что в момент положения прицепного шатуна в конце такта «Сжатие» и в начале такта «Рабочий ход» необходимо рассмотреть некоторые особенности расположения деталей двигателя и КШМ, например:

- ось кривошипа 5 (см. рис. 1) совпадает с осью бокового цилиндра, характеризующего собой положение поршня бокового цилиндра в ВМТ;
- ось кривошипа 5 (см. рис. 1) повернута на угол, равный 5 градусам ПКВ, характеризующая момент максимального давления газа в цилиндре двигателя при сгорании топлива;
- ось прицепного шатуна совпадает с осью бокового цилиндра, в этом случае условия для возникновения ДИМ отсутствуют.

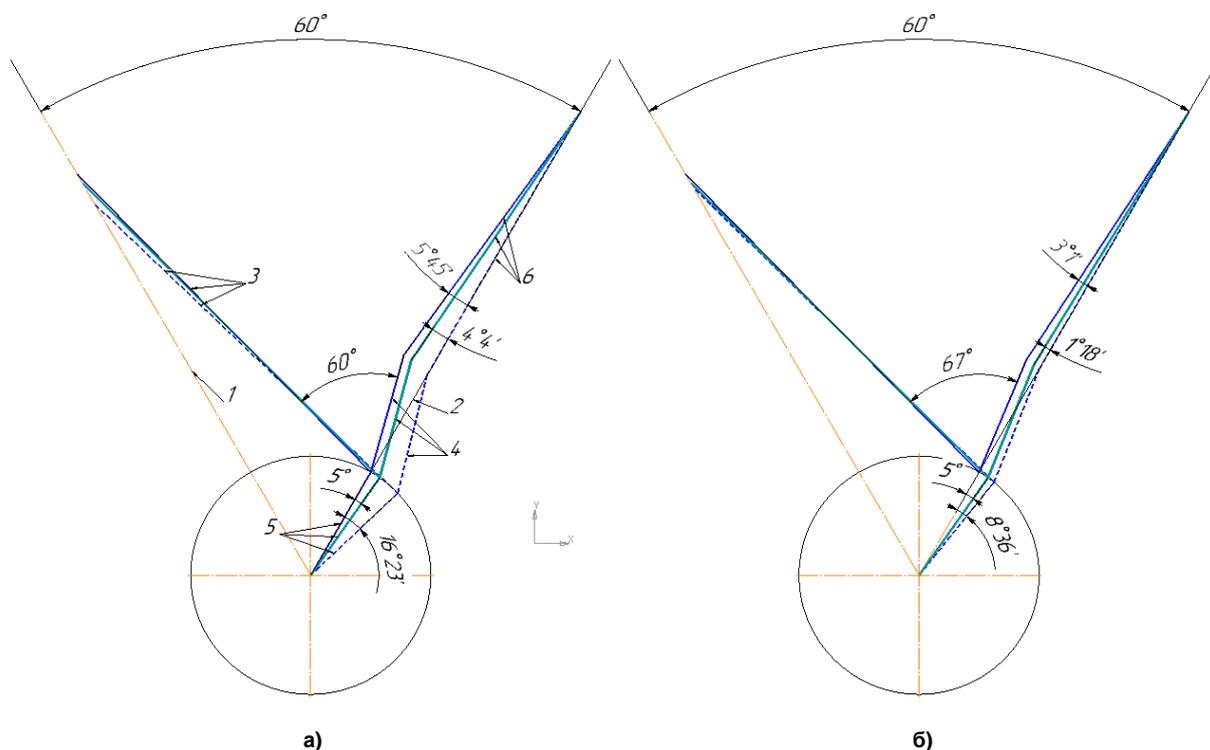


Рис. 1. Кинематические схемы КШМ с применением шатунов различной модификации
Fig. 1. Kinematic diagrams of crank mechanism using connecting rods of various modifications

На рис. 1 представлены кинематические схемы с указанием значений углов между продольными осями (б) прицепного шатуна и осью бокового цилиндра (2) при использовании конструкций главного шатуна, выполненных по первой схеме (рис. 1а) и по второй схеме (рис. 1б).

Как отмечено в работах [3, 4], ход поршней (по первой схеме) в главном и боковом цилиндрах будет одинаковый, но возникнут условия для возникновения ДИМ. В случае применения конструкции главного шатуна, выполненного по второй схеме, условия для возникновения ДИМ будут минимальные, но увеличится разница в ходе поршней в главном и боковом цилиндрах.

На рис. 1 обозначено: 1 и 2 – оси соответственно главного и бокового цилиндров, 3 и 4 – продольные оси главного шатуна и его прицепа, 5 – кривошип и его положение при различных углах, 6 – положение осей прицепного шатуна при различных углах поворота кривошипа.

Анализ графического расположения деталей КШМ показывает, что в момент нахождения поршня бокового цилиндра вблизи ВМТ окончание такта «Сжатие» поршень в главном цилиндре уже совершил путь, равный 60 град. ПКВ такта «Впуск». В этом случае направление действующей на этот поршень силы на участке хода поршней от 0 до 80 град. ПКВ будет соответствовать направлению вращения коленчатого вала.

При этом дальнейший поворот кривошипа на пять град. ПКВ для деталей КШМ в боковом цилиндре на такте «Рабочий ход» позволяет оценить изменение угла между осями прицепного шатуна и бокового цилиндра, а также оценить степень негативного влияния ДИМ (см. рис. 1а, б).

Суммарный анализ направления действия моментов сил, действующих в главном и боковом цилиндрах относительно оси шатунной шейки, как отмечено в работе [2], показывает, что они направлены навстречу друг к другу. При этом момент от действующих сил в боковом цилиндре будет значительно больше, чем момент от действующих сил в главном цилиндре, что и создает ДИМ, негативно влияющий на поршень в главном цилиндре и сопряжение «поршень – главный цилиндр». Вторым негативным фактором от действия ДИМ является повышенная силовая нагрузка на детали шатунного подшипника вследствие сгорания топлива в цилиндре и при непересечении оси прицепного шатуна оси бокового цилиндра.

Логический анализ взаимного расположения деталей КШМ в системе двигателя (см. рис. 1а, б) позволяет отметить, что основным параметром, определяющим условия для возникновения ДИМ, является угол γ (рис. 2) между осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра.

Использование значения угла между осью главного шатуна и его прицепа, равного 67° , практически минимизирует негативное влияние ДИМ и обеспечивает удовлетворительную работу двигателя. В этом случае измеренное значение угла, равное примерно трем градусам, между продольной осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра при положении поршня бокового цилиндра в ВМТ может быть принято как базовое значение при оценке влияния ДИМ.

Динамический анализ

Причины и условия возникновения ДИМ необходимо рассматривать как динамический анализ векторных величин. На рис. 2 представлены схемы сил, действующих на главный и прицепной шатуны в случае нахождения поршня бокового цилиндра в ВМТ в конце такта «Сжатие» и начале такта «Рабочий ход», а положение поршня главного цилиндра – одной третьей части хода такта «Впуск».

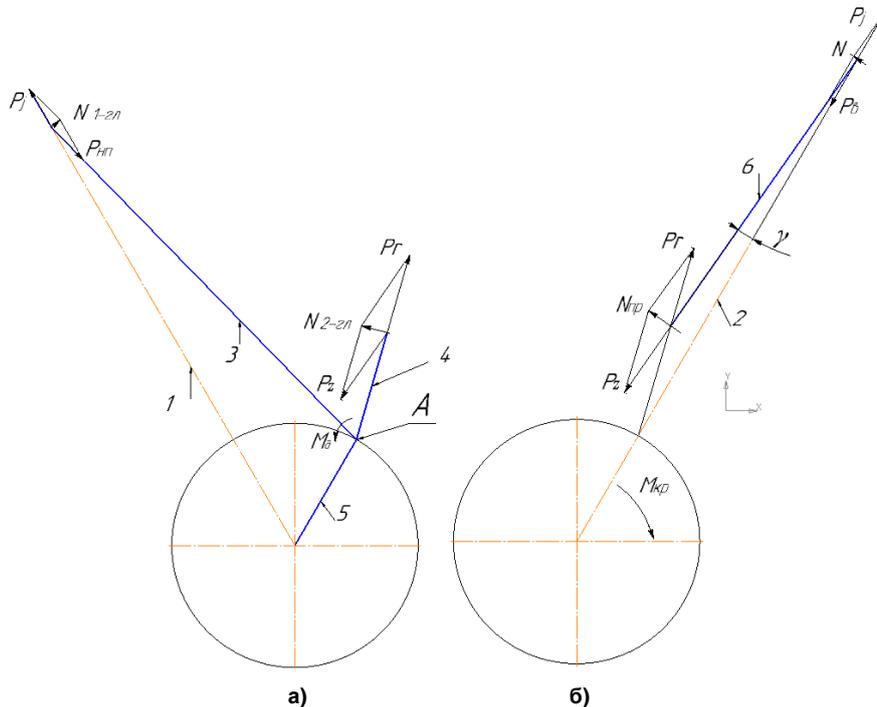


Рис. 2. Схема действующих сил на главный и прицепной шатун при положении поршня бокового цилиндра около ВМТ

Fig. 2. Diagram of the forces acting on the main and connecting rods when the piston of the side cylinder is in the position near the top dead center

На рис. 2 обозначено: 1 – ось главного цилиндра, 2 – ось бокового цилиндра, 3 – ось главного шатуна, 4 – ось прицепа, 5 – ось кривошипа, 6 – ось прицепного шатуна, γ – угол между продольной осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра, P_j – сила инерции поршневого

комплекта, R_{np} – сила наддува и насосных потерь на такте «Впуск», N – нормальная сила, действующая на стенку цилиндра, $N1$ -гл – нормальная сила, действующая в плоскости оси поршневого пальца главного цилиндра, P_r – сила реакции шатунного подшипника главного шатуна, P_z – суммарная сила поршневого комплекта бокового цилиндра, $N2$ -гл – результирующая сила главного шатуна, действующая в плоскости оси пальца прицепного шатуна, P_v – сила давления воздуха в конце такта «Сжатие», $N_{пр}$ – результирующая сила прицепного шатуна, действующая в плоскости оси пальца прицепного шатуна, M_d – момент суммарной силы, $M_{кр}$ – крутящий момент, ω – направление вращения коленчатого вала.

На рис. 2а представлен общий вид действующих на главный шатун и его прицеп сил, а на рис. 2б – аналогичный вид действующих сил на прицепной шатун.

Как видно из рис. 2а, направление действия нормальной силы $N1$ -гл, действующей на главный шатун на такте «Впуск», формирует момент относительно оси (А), направленный по часовой стрелке.

Суммарная сила P_z (рис. 2б), перенесенная вдоль продольной оси прицепного шатуна, формирует силу $N2$ -гл, действующую на прицеп главного шатуна, и создает момент, направленный в противоположную сторону вращения коленчатого вала. Взаимодействие этих моментов при условии непересечения оси прицепного шатуна оси бокового цилиндра формирует негативное воздействие ДИМ на детали двигателя.

Кроме этого, вектор суммарной силы P_z , действующий под углом γ относительно оси шатунной шейки А, будет оказывать негативное влияние на сопряжения шатунной шейки до тех пор, пока ось прицепного шатуна не пересечет ось бокового цилиндра.

Представленный выше анализ взаимного расположения элементов КШМ в пространстве V-образного двигателя с прицепными шатунами позволил обосновать конструкторское решение по созданию угла, равного 67° , между продольными осями главного шатуна и его прицепа и принять обоснованное решение при создании дизельного двигателя типа В-2.

В то же время решение задачи по минимизации влияния негативного воздействия ДИМ создало условия для возникновения разного хода поршней в главном и боковом цилиндрах с соответствующим различным силовым и тепловым состоянием деталей по блокам двигателя. Дальнейшее решение этой проблемы было связано с организацией одинакового коэффициента избытка топлива по блокам двигателя за счет подачи разного объема топлива в эти блоки.

Особенности организации подачи топлива

Как считают авторы, при реализации одинакового хода поршней необходимо минимизировать негативное влияние ДИМ за счет минимизации угла γ , а организация двухфазной схемы подачи топлива позволит повысить температуру в камере сгорания за счет подачи (запальной) порции топлива. Впрыск основной порции топлива после пересечения осью прицепного шатуна оси бокового цилиндра должен обеспечить достижение основных технических характеристик двигателя.

Как известно, организация двухфазной схемы подачи топлива позволяет пролонгировать по углу ПКВ достижение максимального значения давления газа в цилиндре и использовать этот эффект для управления моментом возникновения ДИМ. Однако, как известно по результатам некоторых расчетных исследований [10, 12], при поздней подаче порции топлива расход топлива возрастает.

В то же время реализация равенства хода поршней позволяет уменьшить ход поршня в боковом цилиндре на 7,17 мм, что соответствует суммарному ходу шести поршней 10,32 мм при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} в течение одного часа, что способствует общему снижению расхода топлива.

Актуальность экспериментальной проверки предлагаемых способов обеспечения одинакового хода поршней с особенностями двухфазного впрыска топлива позволит точнее оценить эффективность данного технического решения и возможно скоординировать параметры подачи топлива.

Обоснование значений углов подачи топлива

На рис. 3а представлена реальная схема расположения деталей КШМ в системе координат двигателя типа В-2 с указанием момента впрыска топлива и момента достижения максимального давления газа в случае нахождения поршня бокового цилиндра в ВМТ. Как видно из рис. 3, в

случае использования второй схемы конструкции главного шатуна, с учетом поворота кривошипа на 5° после ВМТ, угол между осями прицепного шатуна и бокового цилиндра равен $1^\circ 18'$, что позволяет предположить отсутствие условий для возникновения ДИМ.

В качестве эталона по организации рабочего процесса при двухфазном впрыске топлива целесообразно использовать для двигателей типа В-2 принятый на производстве угол опережения впрыска топлива, равный 33° ПКВ до ВМТ. На рис. 3а представлена схема организации подачи топлива двигателя типа В-2 серийной комплектации и показано, что при положении поршня бокового цилиндра в ВМТ угол отклонения оси прицепного шатуна относительно оси бокового цилиндра составляет $3^\circ 1'$ до момента совпадения расположения их осей. При повороте кривошипа на 5° ПКВ этот угол равен $1^\circ 18'$.

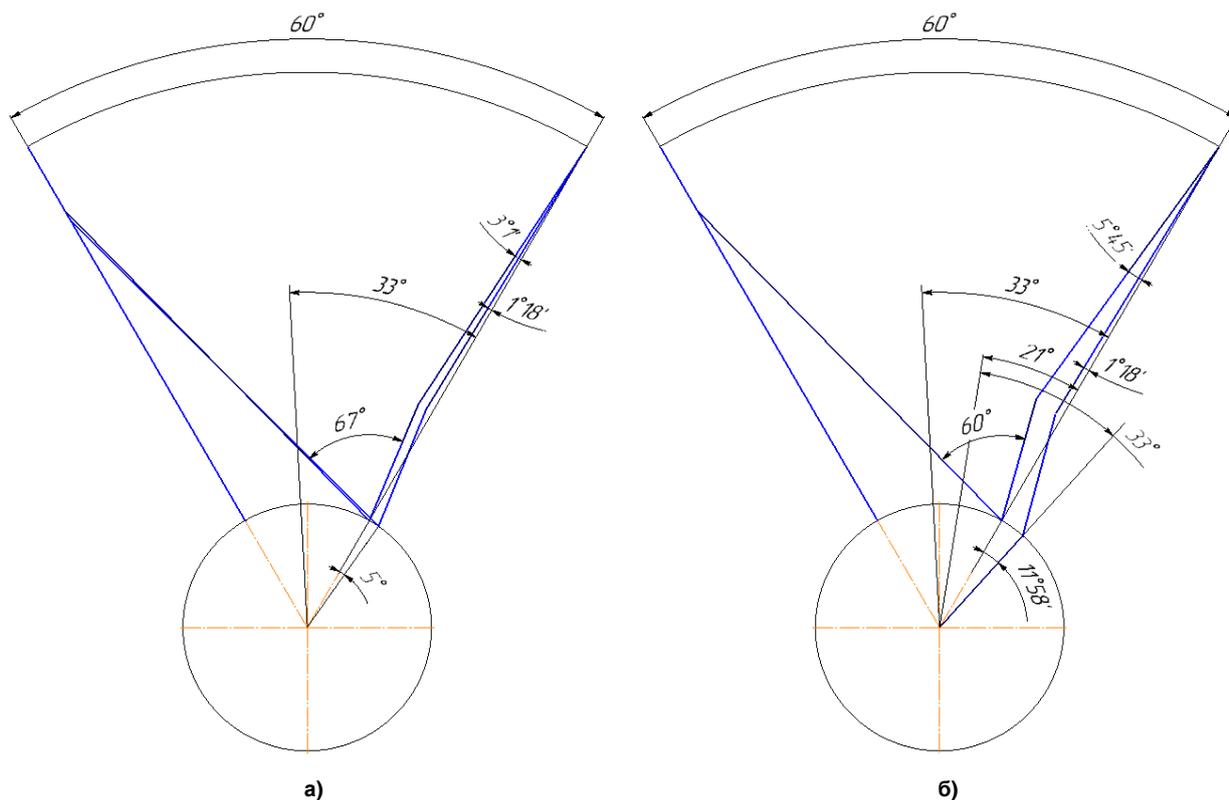


Рис. 3. Обоснование и схема организации двухфазного впрыска топлива
Fig. 3. Justification and diagram of the organization of two-phase fuel injection

Как известно, двигатель сохраняет свою работоспособность, следовательно, такое взаимное расположение деталей можно считать необходимым и достаточным условием при изменении конструкции КШМ с целью обеспечения равенства хода поршней и минимизации влияния ДИМ.

При использовании первой схемы конструкции главного шатуна и сохранении угла между осями прицепного шатуна и бокового цилиндра равным $1^\circ 18'$ с целью сохранения условий возникновения ДИМ угол поворота кривошипа относительно оси бокового цилиндра должен быть не менее чем $11^\circ 58'$ после нахождения поршня в ВМТ. При этом с целью обеспечения идентичности динамических процессов, происходящих в КШМ, при использовании конструкции главного шатуна, выполненного по первой схеме, угол опережения подачи основной порции топлива должен составлять 21° до положения поршня в ВМТ.

Только в этом случае кинематические и динамические процессы будут идентичны процессам, происходящим в КШМ при использовании конструкции главного шатуна, выполненной по второй схеме.

Вывод

1. Для двигателей с прицепными шатунами проблема организации одинакового хода поршней с обеспечением минимального влияния дополнительного изгибающего момента остается актуальной.
2. Значение угла между осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра для двигателей типа В-2 при угле между продольными осями главного шатуна и его прицепа, равном 67° , может быть принято в качестве критерия оценки работоспособности двигателя при разработке мероприятий по обеспечению одинакового хода поршней и минимального негативного влияния дополнительного изгибающего момента.
3. Организация одинакового хода поршней для двигателей типа В-2 позволяет уменьшить негативный ход поршней в боковых цилиндрах на $10,32$ мм при частоте вращения коленчатого вала 2000 мин^{-1} в течение одного часа.
4. Организация двухфазной схемы подачи топлива в цилиндры при формировании одинакового хода поршней и минимизации негативного воздействия дополнительного изгибающего момента является перспективным направлением повышения технического уровня V-образных двигателей с прицепными шатунами.

Список литературы

1. Комаров Л.С. Россия танков не имела: (док.-худож. повествование). Челябинск, 1994. 239 с.
2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1965. 327 с.
3. Нейман И.Ш. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов: справочник. Ч. 1: Кинематика и динамика авиационных моторов. ОНТИ НКТП СССР. Государственное авиационное автотракторное издательство. М. – Л., 1933. С. 20–22.
4. Лысов И.О., Камалдинов В.Г. Особенности регулирования форсированного дизеля с кривошипно-шатунным механизмом с прицепным шатуном // Двигателестроение. 2017. № 4 (270). С. 8–12.
5. Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Кинематика и динамика автомобильных поршневых двигателей: учебное пособие. М.: ИНФРА-М 2023. С. 53–64.
6. Volkswagen Group. Семейство двигателей W. Программа самообучения Wolfsburg. С. 10. URL: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvig_W8_W12_Volkswagen.pdf (дата обращения 10.05.2023).
7. The all-new Bentley continental GT – the definition of luxury grand touring URL: <https://www.bentleymedia.com/en/newsiten/784-all-new-bentley-continental-gt-the-definion-jf-luxury-grand-touring> (дата обращения 10.04.2024).
8. Bugatti 8.0-litre W16 Engine – the last of its kind. – URL: <http://watchilove.com/Bugatti-8-0-litre-w16-engine-the-last-of-its-king> (дата обращения 10.04.2024).
9. Audi MediaCenter/Engines. URL: <https://www.audimediacyber.com/en/vorsprung-durch-technik-redefined-the-audi-a8-l-2745/engines-2840> (дата обращения 10.04.2024).
10. Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель» / В.Г. Камалтдинов, И.О. Лысов. Свидетельство государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017619130, Российская Федерация. Опубликовано 15.08.2017.
11. Луканин В.Н., Мальчук В.И. Коррекция подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2000. № 3. С. 27–30.
12. Лазарев Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. 288 с.
13. Состояние и тенденции развития конструкций зарубежных и отечественных систем двойного впрыскивания топлива // Серия «Тракторы, Самоходные шасси и двигатели». Обзор. М., 1971.
14. Грехов Л.В., Иващенко Н.А. Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. М.: ЗАО «Легион-Автодата», 2004.

15. Egorov A.V., Egorova O.G., Smikulis Yu.E., Ignatiev A.V. etc. The moment of inertia of V-shaped internal combustion engines // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2021. Vol. 1047, 012169IOP. DOI: 10.1088/1757-899X/1047/1/012169.
16. Offner G. Friction power loss simulation of internal combustion engines considering mixed lubricated radial slider, axial slider and piston to liner contacts // Tribology Transactions. 2013. Vol. 56(3). P. 503–515. DOI: 10.1080/10402004.2012.763006.
17. López E.J., Nigro N.M. Validation of a 0D/1D computational code for the design of several kind of internal combustion engines // Latin American Applied Research. 2010. Vol. 40(2). P. 175184.
18. Buttsworth D. Multizone Internal Combustion Engine Modelling: Initial Assessment of a Simulation Tool Developed in Matlab // ICEE Proceeding 3rd International Conference on Energy and Environment: Advancement Towards Global Sustainability. 2009. P. 343–348.
19. Ju D-M., Meng H., Han K. Study of co-simulation of engine and cool system // Journal of System Simulation. 2009. Vol. 21(7). P. 1841–1845.
20. Wang P., Deng Z-X., Pan F-S., Zhao B., Zhang J-L. Modeling and simulation of internal combustion engine piston slap // Journal of System Simulation. 2008. Vol. 20(14). P. 5476–5485.
21. Wen M., Lu L., Jiang G. One-dimensional numerical simulation of CNG engine cycle // Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering). 2007. Vol. 31(3). P. 476–485.

References

1. Komarov L.S. *Rossiya tankov ne imela* [Russia Had No Tanks]. Chelyabinsk, 1994, 239 p.
2. Popyk K.G. *Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Dynamics of Automotive and Tractor Engines]. Moscow, 1965, 327 p.
3. Neyman I.Sh. *Dinamika i raschet na prochnost' aviatsionnykh motorov: spravochnik. Chast' 1: Kinematika i dinamika aviatsionnykh motorov* [Dynamics and Strength Calculation of Aircraft Engines: Handbook. Part 1: Kinematics and Dynamics of Aircraft Engines]. Moscow; Leningrad, 1933, pp. 20–22.
4. Lysov I.O., Kamaldinov V.G. Features of Control of a Supercharged Diesel Engine with a Crank-Connecting Rod Mechanism with a Trailer Connecting Rod. *Dvigatelistroenie*, 2017, no. 4 (270), pp. 8–12. (In Russ.).
5. Vallejo Maldonado P. R., Chainov N. D. *Kinematika i dinamika avtomobil'nykh porshnevnykh dvigateley* [Kinematics and Dynamics of Automotive Piston Engines]. Moscow, 2023, pp. 53–64.
6. Volkswagen Group. *Semeystvo dvigateley W: programma samoobucheniya Wolfsburg* [W Engine Family: Wolfsburg Self-Study Program]. URL: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvg_W8_W12_Volkswagen.pdf (accessed: 10.05.2023).
7. *The all-new Bentley Continental GT – the definition of luxury grand touring*. URL: <https://www.bentleymedia.com/en/newsiten/784-all-new-bentley-continental-gt-the-definion-jf-luxury-grand-touring> (accessed: 10.04.2024).
8. *Bugatti 8.0-litre W16 Engine – the last of its kind*. URL: <https://watchilove.com/Bugatti-8-0-litre-w16-engine-the-last-of-its-king> (accessed: 10.04.2024).
9. Audi MediaCenter. *Engines*. URL: <https://www.audimediacenter.com/en/vorsprung-durch-technik-redefined-the-audi-a8-l-2745/engines-2840> (accessed: 10.04.2024).
10. Kamaldinov V.G., Lysov I.O. *Programma rascheta rabocheho tsikla porshnevogo dvigatelya s vosplamneniem ot szhatiya “Dizel”* [Program for Calculating the Working Cycle of a Piston Engine with Compression Ignition “Diesel”]: Certificate of State Registration of a Computer Program no. 2017619130. Moscow, 2017.
11. Lukanin V.N., Mal'chuk V.I. Correction of Fuel Supply and Atomization in the Diesel Combustion Chamber. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*, 2000, no. 3, pp. 27–30. (In Russ.).
12. Lazarev E. A. *Osnovnye printsipy, metody i effektivnost' sredstv sovershenstvovaniya protsessa sgoraniya topliva dlya povysheniya tekhnicheskogo urovnya traktornykh dizelei* [Basic Principles, Methods and Effectiveness of Means for Improving the Fuel Combustion Process to Enhance the Technical Level of Tractor Diesel Engines]. Chelyabinsk, 2010. 288 p.
13. *Sostoyanie i tendentsii razvitiya konstruktsiy zarubezhnykh i otechestvennykh sistem dvoynogo vspryskivaniya topliva: obzor. Seriya “Traktory, samokhodnye shassi i dvigateli”* [State and Develop-

ment Trends of Foreign and Domestic Dual Fuel Injection Systems: Review. Series “Tractors, Self-Propelled Chassis and Engines”]. Moscow, 1971.

14. Grekhov L.V., Ivashchenko N.A., Markov V.A. *Toplivnaya apparatura i sistemy upravleniya dizeley* [Fuel Equipment and Diesel Engine Control Systems]. Moscow, 2004.

15. Egorov A.V., Egorova O.G., Smikulis Yu.E., Ignatiev A.V. et al. The Moment of Inertia of V-Shaped Internal Combustion Engines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2021, vol. 1047, 012169. DOI: 10.1088/1757-899X/1047/1/012169.

16. Offner G. Friction Power Loss Simulation of Internal Combustion Engines Considering Mixed Lubricated Radial Slider, Axial Slider and Piston to Liner Contacts. *Tribology Transactions*, 2013, vol. 56, no. 3, pp. 503–515. DOI: 10.1080/10402004.2012.763006.

17. López E.J., Nigro N.M. Validation of a 0D/1D Computational Code for the Design of Several Kinds of Internal Combustion Engines. *Latin American Applied Research*, 2010, vol. 40, no. 2, pp. 175–184.

18. Buttsworth D. Multizone Internal Combustion Engine Modelling: Initial Assessment of a Simulation Tool Developed in Matlab. *Proceedings of the 3rd International Conference on Energy and Environment: Advancement Towards Global Sustainability (ICEE)*, 2009, pp. 343–348.

19. Ju D.-M., Meng H., Han K. Study of Co-Simulation of Engine and Cool System. *Journal of System Simulation*, 2009, vol. 21, no. 7, pp. 1841–1845.

20. Wang P., Deng Z.-X., Pan F.-S., Zhao B., Zhang J.-L. Modeling and Simulation of Internal Combustion Engine Piston Slap. *Journal of System Simulation*, 2008, vol. 20, no. 14, pp. 5476–5485.

21. Wen M., Lu L., Jiang G. One-Dimensional Numerical Simulation of CNG Engine Cycle. *Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering)*, 2007, vol. 31, no. 3, pp. 476–485.

Информация об авторах

Маслов Андрей Петрович, кандидат технических наук, ГСКБД «Трансдизель» ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», Челябинск, Россия; maslov_a@chtz.ru

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор, Передовая инженерная школа двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; zadorozhnaiaea@susu.ru

Старунский Максим Алексеевич, директор ГСКБД «Трансдизель» – главный конструктор, ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», Челябинск, Россия; starunsky_m@chtz.ru.

Information about the authors

Andrey P. Maslov, Candidate of Technical Sciences, GSKBD “Transdiesel” LLC “ChTZ-URALTRAK”, Chelyabinsk, Russia; maslov_a@chtz.ru

Elena A. Zadorozhnaya, Doctor of technical sciences, Professor, Advanced Engineering School of Engine Building and Special Machinery “Heart of the Urals”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; zadorozhnaiaea@susu.ru

Maksim A. Starunsky, Director GSKBD “Transdiesel” – chef designer, LLC “ChTZ-URALTRAK”, Chelyabinsk, Russia; starunsky_m@chtz.ru

Статья поступила в редакцию 10.10.2025; принята к публикации 10.11.2025.

The article was submitted 10.10.2025; accepted for publication 10.11.2025.