

СПОСОБ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАВЕНСТВА ХОДА ПОРШНЕЙ ДЕЗАКСИАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ОСЕЙ ЦИЛИНДРОВ

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 ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», Челябинск, Россия

² Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. В данной статье выполнен анализ условий возникновения дополнительного изгибающего момента, являющегося основным фактором, лимитирующим развитие двигателей с прицепными шатунами. Как было представлено авторами в ранее опубликованных работах, дополнительный изгибающий момент возникает во время нахождения поршня в боковом цилиндре в конце такта «сжатие» и в начале такта «рабочий ход». Более тщательное исследование пространственного расположения деталей кривошипно-шатунного механизма и узлов двигателя позволяет утверждать, что наиболее характерным параметром, отвечающим условиям его возникновения, и фактором, влияющим на его технические характеристики, является угол между продольной осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра. Кроме этого, в соответствии с рекомендациями, представленными в технической литературе, при создании V-образных двигателей с прицепными шатунами необходимо принимать во внимание тот факт, что при уменьшении длины прицепа наблюдается улучшение условий для работы сопряжений кривошипно-шатунного механизма и двигателя в целом. Это утверждение подтверждается графическим построением осей: прицепа, прицепного шатуна, бокового цилиндра, когда меньшая длина прицепа позволяет увеличить длину прицепного шатуна. В результате этого появляется возможность уменьшить угол между осью бокового цилиндра и продольной осью прицепного шатуна. В данной статье, используя в качестве примера двигатель V-2, авторы определили геометрические характеристики компонентов механизма коленчатого вала, а также их относительное положение внутри картера. Это позволяет определить фактический угол между осью бокового цилиндра и осью шатуна, предполагая, что оси коленчатого вала и бокового цилиндра совпадают. Численное значение этого угла является критерием оценки работоспособности кривошипно-шатунного механизма и двигателя в целом. Кроме этого, знание угла позволяет скорректировать момент подачи предварительной и основной фазы топлива при внедрении его двухфазной схемы.

Ключевые слова: дополнительный изгибающий момент, дезаксаж осей цилиндров, главный и прицепной шатун, двухфазный впрыск топлива, угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа

Для цитирования: Маслов А.П., Задорожная Е.А., Старунский М.А. Способ обеспечения равенства хода поршней дезаксиальным расположением осей цилиндров // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2026. Т. 26, № 1. С. 27–37. DOI: 10.14529/engin260103

A METHOD FOR ENSURING UNIFORM PISTON STROKE BY LONG-RANGE ARRANGEMENT OF CYLINDER AXES

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 LLC "ChTZ-URALTRAK", Chelyabinsk, Russia

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. This article analyzes the conditions for the occurrence of an additional bending moment, which is the main factor limiting the development of engines with trailer connecting rods. As presented by the authors in previously published works, an additional bending moment occurs when the piston is in the side cylinder at the end of the "compression" stroke and at the beginning of the "power" stroke. A literature review and research covering up to forty years of data allows us to confidently assert that the angle between the side cylinder axis and the longitudinal axis of the connecting rod can be considered the key parameter that determines the conditions for this angle's occurrence and significantly influences the engine's technical characteristics. In addition, in accordance with the recommendations presented in the technical literature, when creating V-shaped engines with trailer connecting rods, one of the main recommendations is that a decrease in the trailer length improves the operating conditions for the couplings in the crank mechanism and the engine as a whole. This statement is confirmed by the graphical construction of the axes: trailer; the connecting rod; the side cylinder, when the shorter trailer length allows for an increased connecting rod length and, consequently, a reduced angle between the longitudinal axis of the connecting rod and the axis of the side cylinder. In this article, using the V-2 engine as an example, the authors determined the geometric characteristics of the crankshaft mechanism components, as well as their relative positions within the crankcase. This makes it possible to determine the actual angle between the side cylinder axis and the connecting rod axis, assuming the crank and side cylinder axes are aligned. The numerical value of this angle serves as a performance criterion for the crank mechanism and the engine as a whole. Furthermore, knowledge of the angle allows for the adjustment of the timing of the primary and main fuel injection phases when implementing a two-phase fuel system.

Keywords: additional bending moment, cylinder axis desaxation, main and connecting rod, two-phase fuel injection, angle between the longitudinal axes of the main connecting rod and its connecting rod

For citation: Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Starunsky M.A. A method for ensuring uniform piston stroke by long-range arrangement of cylinder axes. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2026:26(1):27–37. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin260103

Введение

В ранее опубликованных работах решение проблемы равенства хода поршней заключалось в расположении элементов конструкции таким образом, чтобы обеспечить равенство углов между продольными осями главного шатуна и его прицепа с углом развала цилиндров [1].

В представленной работе выполнен анализ возможности решения вышеуказанной проблемы за счет определения численного значения дезаксажа осей цилиндров с определением соответствующего ему численного значения угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа.

Наряду с этим при реализации равенства хода поршней проблема минимизации негативного влияния дополнительного изгибающего момента (ДИМ) на детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) может быть решена за счет минимизации угла между продольной осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра. В качестве критерия оценки такого угла авторы используют соответствующие геометрические параметры КШМ двигателей типа В-2, находящихся в экс-

плуатации, и, следовательно, у этих двигателей негативное влияние ДИМ на детали КШМ было минимальным. При этом ход поршней в главном и боковом цилиндрах у этих двигателей был различный.

Конструкторы и разработчики фирмы Volkswagen при проектировании двигателей типа VR и W [2] применили дезаксаж осей цилиндров в качестве основного технического решения. Это дало возможность обеспечить достаточно свободное пространство для поршней в тот момент, когда они находятся в положении нижней мертвой точки (НМТ). Такое техническое решение является легко реализуемым. Однако эти специалисты не занимались вопросами равенства хода поршней.

В этой связи целесообразно рассмотреть некоторые особенности дезаксиального расположения осей цилиндров и угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа в КШМ V-образного двигателя с прицепными шатунами.

При этом следует отметить, что результаты графического анализа положений деталей КШМ и элементов двигателя, представленные в статье, рассматриваются вблизи и через пять градусов после нахождения поршня бокового цилиндра в верхней мертвой точке (ВМТ) как момент, при котором расположение деталей КШМ и двигателя соответствует условию возникновения ДИМ. Это позволяет оценить период его негативного воздействия по относительному положению продольной оси прицепного шатуна и оси бокового цилиндра, а также уровня силового воздействия на детали двигателя.

Как отмечено в работе [3], некоторые аспекты дезаксиальных схем расположения цилиндров могут представлять практический интерес, например:

– разница давлений на стенки цилиндра уменьшается, что способствует более равномерному износу сопрягаемых поверхностей;

– во время такта «рабочий ход» давление на стенку цилиндра уменьшается, а во время такта «сжатие» увеличивается, что в целом снижает уровень механических потерь.

Также следует учесть особенность конструкции дезаксиального расположения осей цилиндров и их влияние на работу КШМ. Как отмечено в работах [4, 5], разнонаправленность дезаксажа в главном и боковом цилиндрах необходимо учитывать при организации процесса сгорания, например:

– скорость поршня в боковом цилиндре около ВМТ снижается, это способствует улучшению процесса сгорания топлива в цилиндре как процесса, происходящего при постоянном объеме. При этом снижение скорости поршня около ВМТ и процесс сгорания топлива в боковом цилиндре способствуют снижению скорости нарастания давления в нем;

– увеличение скорости поршня около ВМТ способствует увеличению процесса сгорания топлива в главном цилиндре и скорости нарастания давления.

Организация равного хода поршней при одинаковых значениях угла развала цилиндров и угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа

Разработки, связанные с организацией равенства хода поршней, проводились еще в сороковых – шестидесятых годах прошлого столетия (И.Ш. Нейман [6], К.Г. Попык [3]). Авторы более поздних работ – П.Р. Вальехо Мальдонадо, Н.Д. Чайнов [7], А.Н. Гоц [8], В.Г. Камалдинов и И.О. Лысов [9] – подтверждают актуальность решения указанной задачи. Однако окончательного решения пока добиться не удалось.

Определенный практический интерес вызывают работы фирмы Volkswagen [2], направленные на решение проблемы по увеличению пространства в картере двигателя при положении поршней в НМТ, а также дезаксиальное расположение осей цилиндров при создании семейства двигателей типа VR и W, что позволило авторам работы [2] сделать двигатели этого семейства достаточно компактными.

Как было отмечено выше, основной причиной выхода из строя и поломки V-образного двигателя с прицепными шатунами является дополнительный изгибающий момент от действия силы давления газа в момент, возникающий при сгорании топлива в боковом цилиндре, когда ось прицепного шатуна не пересекла ось бокового цилиндра и сила, действующая по оси прицепного шатуна, создает момент относительно оси шатунной шейки. Аналитическое определение геометрических параметров деталей КШМ связано с некоторыми допущениями. В этом случае более просто и наглядно получение параметров КШМ с использованием программы «Компас – график» [10].

В табл. 1 представлен сравнительный анализ влияния углов развала цилиндров на изменение длины прицепного шатуна. Также показано влияние углов между продольными осями главного шатуна и его прицепа. Особо необходимо обращать внимание на знак угла между продольной осью прицепного шатуна с осью бокового цилиндра для двигателей типа В-2. Отрицательное значение знака угла характеризует собой условия возникновения ДИМ.

Очевидно, что использование подобного графического способа обеспечило быстрое решение практических задач по оценке и реализации равенства хода поршней и оказалось достаточно удобным и наглядным инструментом. Быстрое получение конкретных значений линейных и угловых размеров деталей КШМ позволяет выполнять анализ их взаимного расположения относительно внутреннего объема картера и сопрягаемых поверхностей двигателя.

Таблица 1
Результаты графического анализа для обеспечения равенства угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа и угла развала цилиндров

Table 1
Results of graphical analysis to ensure equality of the angle between the longitudinal axes of the main and trailing connecting rods with the angle of the cylinder camber

№ варианта КШМ	Угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа, град.	Угол развала цилиндров, град.	Ход поршней в главном и боковом цилиндрах, мм.	Длина прицепного шатуна, мм	Угол и знак угла γ между осью бокового цилиндра и продольной осью прицепного шатуна, знак угла
1	60	60	180	227,03	$-5^{\circ}45'$
2	62	62	180	227,16	$-5^{\circ}52'$
3	63	63	180	227,24	$-5^{\circ}55'$
4	63,5	63,5	180	227,28	$-5^{\circ}56'$
5	65	65	180	227,39	$-6^{\circ}01'$
6	67	67	180	227,53	$-6^{\circ}06'$

Все варианты конструкции КШМ, приведенные в табл. 1, могут быть реализованы и будут удовлетворять условию равенства хода поршней. При этом условия для возникновения ДИМ становятся благоприятными, что негативно скажется на работе двигателя в целом.

Подтверждением служат данные на рис. 1а: угол между осью бокового цилиндра (3) и продольной осью шатуна (4) составляет $4^{\circ}45'$. При дальнейшем довороте кривошипа (5) на пять градусов ПКВ (что соответствует пиковым нагрузкам на детали при сгорании) этот угол снижается до $3^{\circ}06'$. Однако даже в этом положении, судя по схемам, сохраняются предпосылки для возникновения ДИМ.

В этом случае увеличения угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа, а также угла между элементами главного шатуна до 67° (рис. 1б) разница хода поршней составляет 6,7 мм. При этом поворот кривошипа на 5 град. ПКВ приводит к уменьшению численных значений соответствующих углов с $2^{\circ}06'$ до $0^{\circ}47'$. Это приводит к уменьшению негативного влияния ДИМ и гарантирует эффективную работу двигателя типа В-2 и его модификаций.

Двигатели с такими параметрами КШМ, выпускаемые на ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», обеспечивали необходимый уровень эксплуатационных характеристик силовых механизмов. При этом величины углов между продольной осью прицепного шатуна с осью бокового цилиндра справедливо считать реперными, если выполняется условие, что поршень бокового цилиндра находится в положении ВМТ и через пять град. ПКВ. В этом случае реперные точки характеризуют условия возникновения ДИМ.

Негативное влияние разницы в ходе поршней между блоками первоначально компенсировалось корректировкой объема подаваемого топлива. Благодаря выравниванию коэффициента избытка воздуха эту проблему удалось нивелировать частично. Однако, как демонстрирует рис. 1б, полностью устранить последствия не удалось: сохранялась повышенная вибрация, а также неравномерность теплового и силового нагружения блоков двигателя.

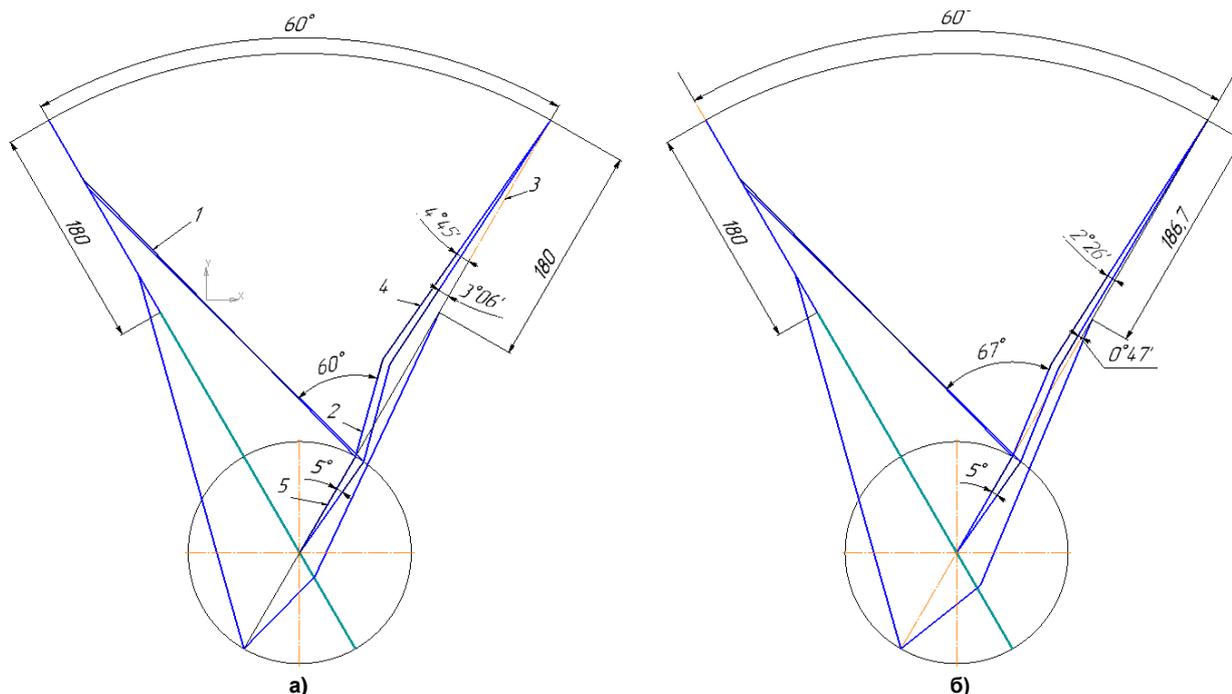


Рис. 1. Схемы расположения деталей КШМ и двигателя, характеризующие условия для возникновения ДИМ
Fig. 1. Layout diagrams of the crank mechanism and engine components, characterizing the conditions for the occurrence of DIM

Альтернативный подход к обеспечению равного хода поршней предложен авторами в работе [11]. Он базируется на оценке влияния дезаксажа осей цилиндров на кинематику поршней.

Организация равного хода поршней при разных значениях угла развала цилиндров с углом между продольными осями главного шатуна и его прицепа

Не менее эффективным способом для реализации равного хода поршней с разными углами развала цилиндров и геометрическими параметрами главного шатуна и его прицепа является использование дезаксиальных схем расположения осей цилиндров.

Дезаксаж осей цилиндров в декартовой системе координат представлен осью **бокового** цилиндра, находящейся в четвертой и первой координатных четвертях, и осью **главного** цилиндра, проходящей в третьей и во второй координатных четвертях. Таким образом, положение оси бокового цилиндра в векторной форме можно представить как вектор, выходящий из точки, находящейся на вертикальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала и расположенной от нее вниз на расстоянии 10,8 мм.

Далее этот вектор под углом 60° проходит по четвертой и первой координатным четвертям, а вектор оси главного цилиндра проходит симметрично боковому вектору относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось коленчатого вала по третьей и второй координатным четвертям.

Описанное расположение осей цилиндров дает возможность утверждать, что смещение оси **бокового** цилиндра, направленное в сторону вращения коленчатого вала, а **главного** – в противоположную сторону, характеризует собой разнонаправленный дезаксаж осей цилиндров. Это имеет свои характерные особенности, отмеченные выше, и может быть использовано как аргумент в пользу применения двухфазной схемы подачи топлива в цилиндры, характеризующийся снижением скорости нарастания давления в боковом цилиндре в конце такта «сжатие».

В табл. 2 представлены варианты КШМ с оценкой совместного влияния дезаксажа осей главного и бокового цилиндров, а также угла между продольными осями главного шатуна и его прицепа на ход поршней в главном и боковом цилиндрах.

По мнению авторов, выделенные серым цветом параметры КШМ и двигателя целесообразно применить при реконструкции двигателя как в плане использования базовых заготовок деталей и узлов, так и с целью минимизации конструктивных изменений таких деталей как верхний картер, главный шатун, а также привод механизма газораспределения с учетом оценки расположения деталей.

№ варианта КШМ	Угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа, град.	Расстояние от точки пересечения осей цилиндров до оси коленчатого вала, мм	Дезаксаж осей главного и бокового цилиндров, мм	Ход поршней в главном и боковом цилиндрах, мм	Длина прицепного шатуна, мм	Угол γ между осью бокового цилиндра и продольной осью прицепного шатуна, град.
1	60	0,00	0,0	180	242,09	4°27' / 2°48'
2	62	10,80	5,4	179,86	241,88	4°18' / 2°38'
3	63	16,20	8,1	179,69	241,78	4°14' / 2°33'
4	63,5	18,80	9,4	179,59	241,71	4°11' / 2°30'
5	65	26,95	13,47	179,13	241,55	4°03' / 2°22'
6	67	37,70	18,85	178,27	241,32	3°52' / 2°10'

* Длина главного шатуна – 315 мм, длина прицепа – 76 мм, угол развала цилиндров – 60°, угол γ представлен в двух значениях: первое – при нахождении поршня в ВМТ, второе – через 5 град. ПКВ после ВМТ, соответствующее максимальному давлению газа в цилиндре.

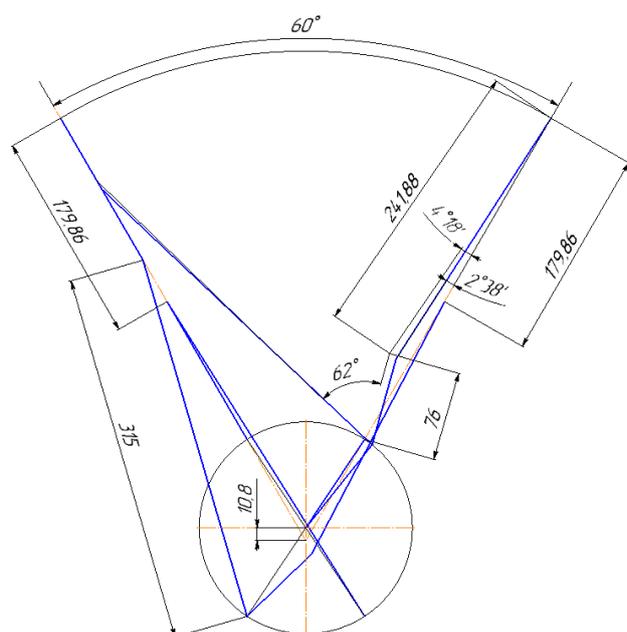


Рис. 2. Кинематическая схема осей, геометрические параметры которых характеризуются равенством хода поршней в главном и боковом цилиндрах и минимальным влиянием ДИМ

Fig. 2. Kinematic diagram of the axes, the geometric parameters of which are characterized by the equality of the piston stroke in the main and side cylinders and the minimal influence of the DIM

ходов одинаков – 179,86 мм. В конфигурации с дезаксажем 5,4 мм и межосевым углом шатунов 62° в момент, когда газовые силы достигают пика, угол между прицепным шатуном и осью бокового цилиндра не превышает 2°38'. Подобная кинематика сводит к минимуму воздействие ДИМ.

Применение графических методов перебора параметров для поиска условий обеспечения равного хода поршней позволило установить следующие зависимости:

- каждому значению угла между осями главного шатуна и прицепа соответствует строго определенная величина дезаксажа осей цилиндров;
- величина дезаксажа оказывает непосредственное влияние на длину прицепного шатуна, а также на угол между осью бокового цилиндра и осью прицепного шатуна;
- значение угла γ , зафиксированное в двух ключевых точках – в ВМТ поршня бокового цилиндра и в момент пикового давления газов при сгорании топлива, – позволяет оценить степень влияния и условия возникновения ДИМ.

На рис. 2 представлена предлагаемая схема расположения осей КШМ и двигателя с обеспечением равенства хода поршней и организации минимального влияния ДИМ на работоспособность двигателя.

Данные, сведенные в табл. 2 и проиллюстрированные на рис. 2, подтверждают: ход поршней в главном и боковом цилиндрах

Графическое построение элементов КШМ и двигателя

Графическое построение кинематической схемы КШМ и элементов двигателя, представленное на рис. 2, позволяет отметить равенство хода поршней (179,86 мм) в главном и боковом цилиндрах в соответствии с параметрами КШМ, представленными по варианту 2 (см. табл. 2).

В табл. 3 представлен анализ геометрических параметров КШМ в пространстве двигателя типа В-2 с оценкой значений угла γ как угла, характеризующего условия возникновения ДИМ, а также информация о геометрических параметрах деталей двигателя. Номера 1, 2, 3 соответствующих двигателям, находящимся в эксплуатации.

Более детально следует отметить, что кинематические параметры КШМ, представленные в варианте № 1, соответствуют более ранней конструкции двигателя. Переход на уменьшение длины главного шатуна произошел при повышении литровой мощности двигателя и возникшими проблемами в надежности сопряжений поршневого пальца (с применением КШМ с вариантами 2, 3), что обеспечило работоспособность серийного двигателя и двигателя, выпускаемого на заводе в настоящее время.

Следовательно, параметры КШМ и его геометрическое расположение в пространстве картера во время работы соответствуют условиям нормальной эксплуатации (варианты КШМ 1, 2, 3) и характеризуются минимальным влиянием ДИМ на работу двигателя. Тогда значения угла γ от $2^{\circ}26'$ до $2^{\circ}47'$ при положении поршня бокового цилиндра в ВМТ можно принять как реперные и характеризующие удовлетворительные условия работы двигателя при минимальном влиянии ДИМ.

Далее следует отметить, что численные значения угла γ от $2^{\circ}50'$ до $2^{\circ}38'$ для вариантов виртуальных КШМ 4, 5, 6 близки к значениям угла γ вариантов КШМ 1, 2, 3 с тем отличием, что это совпадение наблюдается с интервалом, равным 5 град. ПКВ.

Таблица 3

Оценка совместного анализа условий по обеспечению одинакового хода поршней
с целью минимизации негативного влияния ДИМ

Table 3

Evaluation of the joint analysis of conditions for ensuring the same piston stroke in order to minimize
the negative impact of additional bending moment

№ варианта КШМ	Длина главного шатуна, мм	Длина прицепа и прицепного шатуна, мм	Угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа, град.	Угол развала и дезаксаж осей цилиндров, град./мм	Угол γ между продольной осью прицепного шатуна и осью бокового цилиндра, град.		
					ВМТ	5 град. ПКВ после ВМТ	10 град. ПКВ после ВМТ
1	320	82 / 238,8	67	60 / 00	$-2^{\circ}26'$	$-0^{\circ}46'$	$+0^{\circ}54'$
2	315	82 / 233,9	67	60 / 00	$-2^{\circ}34'$	$-0^{\circ}53'$	$+0^{\circ}50'$
3	315	87 / 228,9	67	60 / 00	$-2^{\circ}47'$	$-1^{\circ}03'$	$+0^{\circ}39'$
4	315	80 / 238,1	62	60 / 5,4	$-4^{\circ}36'$	$-2^{\circ}50'$	$-1^{\circ}13'$
5	315	78 / 240,0	62	60 / 5,4	$-4^{\circ}27'$	$-2^{\circ}46'$	$-1^{\circ}05'$
6	315	76 / 241,9	62	60 / 5,4	$-4^{\circ}18'$	$-2^{\circ}38'$	$-0^{\circ}57'$

Очевидно, что для реализации идентичных условий работы вариантов КШМ 4, 5, 6 условиям вариантов 1, 2, 3 необходимо организовать рабочий процесс двигателя таким образом, чтобы максимальное давление газа в цилиндре при сгорании топлива достигло своих максимальных значений на пять градусов позже, чем это происходит при обычной организации рабочего процесса.

Обзор и анализ публикаций, направленных на управление рабочим процессом, достаточно полно представлен в работах [12, 13]. Оценка механической и тепловой напряженности рассмотрена в работах [14, 15]. Организация процессов сгорания топлива и управления продолжительно-

сти впрыска представлена в работах [16, 17]. Важным элементом управления рабочим процессом остается оценка параметров рабочего процесса на расчетных моделях [18–20] и экспериментальная проверка на полноразмерном двигателе.

В этой связи можно предположить, что организация управления рабочим процессом, обеспечивающим смещение максимального давления газа в цилиндре на пять градусов по углу ПКВ, или эффект, выраженный в снижении скорости повышения давления в цилиндре на такте «рабочий ход» в боковом цилиндре, может явиться решением задачи по минимизации негативного влияния ДИМ при одинаковом ходе поршней в цилиндрах.

Кроме этого, естественная особенность применения дезаксажа оси бокового цилиндра, в результате которой наблюдается снижение скорости повышения давления в цилиндре и соответствующее изменение значений угла γ вариантов 4, 5, 6 по отношению к вариантам 1, 2, 3 (см. табл. 3), может оказаться эффективной альтернативой.

Суть предлагаемого технического решения заключается в комплексном подборе геометрических параметров и параметров подачи топлива для оптимизации рабочего процесса. Это достигается за счет того, что угол развала цилиндров выполняется неравным углом между осями главного шатуна и прицепа. Одновременно с этим вводится дезаксаж осей цилиндров с соответствующим углом между осями шатунов.

Такая кинематика в сочетании с двухфазной системой подачи топлива (запальная и основная порции) позволяет:

- снизить скорость нарастания давления в боковом цилиндре благодаря его дезаксиальному расположению;
- улучшить процесс сгорания за счет оптимизации момента начала подачи топлива;
- обеспечить равный ход поршней при сохранении удовлетворительных динамических характеристик.

По мнению авторов, целесообразно оценить актуальность задержки подачи топлива на пять градусов ПКВ при двухфазном её применении как способе организации работы топливной аппаратуры с учетом обеспечения одинакового хода поршней в главном и боковом цилиндрах и с минимизацией влияния ДИМ, а также выполнить исследования по оценке изменения давления газа в цилиндрах двигателя при организации дезаксажа осей цилиндров.

Вывод

1. Обеспечение одинакового хода поршней может быть выполнено соответствующим углом между продольными осями главного шатуна и его прицепа с соответствующим значением дезаксажа осей цилиндров.

2. Особенность предлагаемой конструкции КШМ двигателя типа В-2 с обеспечением равенства хода поршней с учетом минимальных изменений в конструкции базовых деталей и их заготовок предполагает обеспечение следующих геометрических параметров элементов и деталей двигателя:

- длина прицепа главного шатуна 76 мм;
- угол между продольными осями главного шатуна и его прицепа 62° ;
- длина прицепного 241,88 мм;
- дезаксаж 5,4 мм осей главного и бокового цилиндров относительно вертикальной оси двигателя изменением конструкции верхнего картера двигателя;
- проработать вопрос об организации двухфазной схемы подачи топлив;
- обеспечить равный объем подачи топлива и воздуха по блокам двигателя.

Дальнейшие исследования предусматривают:

- проведение экспериментальных исследований на полноразмерном двигателе типа В-2 с детальной оценкой изменения параметров давления газа в цилиндре двигателя и оценкой эффективности реализуемых технических решений;
- определение силового воздействия на подшипники скольжения основного и прицепного шатуна для нахождения условий обеспечения их работоспособности.

Список литературы

1. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Левцов М.В. Анализ кинематической схемы поршневого W-образного двигателя с прицепными шатунами // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2023. Т. 23, № 2. С. 17–30. DOI: 10.14529/engin230202
2. Volkswagen Group. Семейство двигателей W. Программа самообучения 248 Wolfsburg_C.10. URL: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvig_W8_W12_Volkswagen.pdf. (дата обращения 10.05.2023)
3. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1965. 327 с.
4. Гусаров В.В., Автаев Ф.В. Уравновешивание двигателей типа W8 // Двигателестроение. 2015. № 4 (278) С. 7–13.
5. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаров В.В., Чайнов Н.Д. Возможности уравновешивания двигателей типа VR-5 // Двигателестроение. 2019. № 4(278) С. 15–20.
6. Нейман И.Ш. Динамика и расчет на прочность авиационных моторов. (Справочник). Часть 1: Кинематика и динамика авиационных моторов. ОНТИ НКТП СССР. Государственное авиационное автотракторное издательство. М. – Л., 1933. С. 20–22.
7. Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Кинематика и динамика автомобильных поршневых двигателей: учебное пособие. М.: ИНФРА-М 2023. С. 53–64.
8. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей [Текст]: учеб. пособие. М: ФОРУМ: ИНФРА-М. 2017. 384 с.
9. Камалдинов В.Г., Лысов И.О., Особенности регулирования форсированного дизеля с кривошипно-шатунным механизмом с прицепным шатуном // Двигателестроение. 2017. №4 (270). С. 8–12.
10. Компас-график. Руководство пользователя. URL: <https://kompas.ru/kompas-grafik/about/>
11. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 2. С. 3–8.
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.
13. Лазарев Е.А. Влияние угла подачи запальной порции при разделенном впрыске топлива // Конструктивные особенности некоторых тракторов и вопросы дообработки узлов и агрегатов. М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1973. С. 13–21.
14. Лазарев Е.А. Влияние разделенного впрыска топлива на показатели рабочего цикла тракторного дизеля: дис. ... канд. тех. наук: 05.04.92. Челябинск, 1971. 178 с.
15. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone Di Diesel spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Paper No. 1006-01-1385.2006. DOI: 10.4271/2006-01-1385
16. Barthelma L., Spindler W., Woschni G. Messung der örtlichen Luftbewegung im Brennraum eines direkteinspritzenden Dieselmotors // MTZ. 1983. Vol. 44, no. 2. P. 67.
17. Neitz A., Muller E. Abgasverbesserung an M.A.N. – Fahrzeugdieselmotoren durch gesteuerte Einspritzung // MTZ. 1982. Vol. 43, no. 9. P. 389–392.
18. Программа расчета рабочего цикла поршневого двигателя с воспламенением от сжатия «Дизель» / В.Г. Камалдинов, И.О. Лысов. Свидетельство государственной регистрации программ для ЭВМ № 2017619130, Российская Федерация. Опубликовано 15.08.2017.
19. Совершенствование процесса впрыскивания топлива в дизеле / С. Бовэнь, О.В. Ключ, В.А. Марков и др. // Автомобильная промышленность. 2022. № 10. С. 1–10.
20. Investigation on the effect of the flow passage geometry of diesel injector nozzle on injection process parameters and engine performances / V. Markov, B. Sa, V. Neverov et al. // Energy Science & Engineering. 2022. DOI: 10.1002/ese3.1051

References

1. Maslov A.P., Rozhdestvensky Y.V., Zadorozhnaya E.A., Levtsov M.V. Analysis of the kinematic scheme of an aircraft piston W-shaped engine with trailer connecting rods. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023, vol. 23, no. 2, pp. 17–30. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230202
2. Volkswagen Group. *Semeystvo dvigateley W* [Volkswagen Group. Family of W Engines]. Self-Study Programme 248. Wolfsburg, p. 10. URL: https://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvig_W8_W12_Volkswagen.pdf. (accessed 10.05.2023).
3. Popyk K.G. *Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Dynamics of Automotive and Tractor Engines]. Moscow, 1965. 327 p.
4. Gusarov V.V., Avtaev F.V. Balancing of W8 type engines. *Dvigatestroyeniye*, 2015, no. 4 (278), pp. 7–13. (In Russ.)
5. Vallejo Maldonado P.R., Gusarov V.V., Chainov N.D. [Possibilities of balancing VR 5 type engines]. *Dvigatestroyeniye*, 2019, no. 4 (278), pp. 15–20. (In Russ.)
6. Neiman I.Sh. *Dinamika i raschet na prochnost' aviatsionnykh motorov (Spravochnik). Chast' 1: Kinematika i dinamika aviatsionnykh motorov* [Dynamics and Strength Analysis of Aircraft Engines (Handbook). Part 1: Kinematics and Dynamics of Aircraft Engines]. Moscow – Leningrad, 1933, pp. 20–22.
7. Vallejo Maldonado P.R., Chainov N.D. *Kinematika i dinamika avtomobil'nykh porshnevykh dvigateley* [Kinematics and Dynamics of Automotive Piston Engines]. Moscow, 2023, pp. 53–64.
8. Gots A.N. *Kinematika i dinamika krivoshipno shatunnogo mekhanizma porshnevykh dvigateley* [Kinematics and Dynamics of the Crank Mechanism of Piston Engines]. Moscow, 2017. 384 p.
9. Kamaldinov V.G., Lysov I.O. [Features of regulating a boosted diesel engine with a crank mechanism with a connecting rod]. *Dvigatestroyeniye*, 2017, no. 4 (270), pp. 8–12. (In Russ.)
10. *Kompas-grafik* [Kompas Graph]. User Manual. URL: <https://kompas.ru/kompas-grafik/about/>
11. Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V., Levtsov M.V. Graph-analytical analysis of the possibility of ensuring the same piston stroke of V- and W-shaped engines with trailing connecting rods. *Dvigatestroyeniye*. 2020. No. 2. P. 3–8. (In Russ.)
12. Lazarev E.A. *Osnovnye printsipy, metody i effektivnost' sredstv sovershenstvovaniya protsessa sgoraniya topliva dlya povysheniya tekhnicheskogo urovnya traktornykh dizeley* [Basic Principles, Methods and Efficiency of Means for Improving the Fuel Combustion Process to Enhance the Technical Level of Tractor Diesel Engines]. Chelyabinsk, 2010.
13. Lazarev E.A. Influence of the ignition portion supply angle in split fuel injection. *Konstruktivnye osobennosti nekotorykh traktorov i voprosy doobrabotki uzlov i agregatov* [Design Features of Some Tractors and Issues of Post Processing of Units and Assemblies]. Moscow, 1973, pp. 13–21. (In Russ.)
14. Lazarev E.A. *Vliyanie razdelennoy vpriska topliva na pokazateli rabochego tsikla traktornogo dizelya* [Influence of Split Fuel Injection on the Performance Indicators of a Tractor Diesel Engine] Cand. Sci. (Eng.) diss. Chelyabinsk, 1971. 178 p.
15. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone Di Diesel spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. *SAE Paper* No. 1006-01-1385.2006. DOI: 10.4271/2006-01-1385
16. Barthelma L., Spindler W., Woschni G. Messung der ortlichen Luftbewegung im Brennraum eines direkt einspritzenden Dieselmotors. *MTZ*, 1983, vol. 44, no. 2, p. 67.
17. Neitz A., Muller E. Abgasverbesserung an M.A.N. Fahrzeugdieselmotoren durch gesteuerte Einspritzung. *MTZ*, 1982, vol. 43, no. 9, pp. 389–392.
18. Kamaldinov V.G., Lysov I.O. *Programma rascheta rabochego tsikla porshnevoogo dvigatelya s vosplameneniem ot szhatiya «Dizel»* [Program for Calculating the Working Cycle of a Compression Ignition Piston Engine “Diesel”]. Certificate of State Registration of Computer Programs No. 2017619130, Russian Federation. Published 15.08.2017.
19. Bowen Sa., Klyus O.V., Markov V.A., Kamaldinov V.G., Neverova V.V., Markova I.G. Improving the fuel injection process in a diesel engine. *Avtomobil'naya promyshlennost'* [Automotive Industry], 2022, no. 10, pp. 1–10. (In Russ.)

20. Markov V., Sa B., Neverov V., Kamaltdinov V., Zherdev A Investigation on the effect of the flow passage geometry of diesel injector nozzle on injection process parameters and engine performances. *Energy Science & Engineering*. 2022. DOI: 10.1002/ese3.1051

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 09.02.2026; принята к публикации 18.02.2026.
The article was submitted 09.02.2026; accepted for publication 18.02.2026.***