

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОЙ ВОЗМОЖНОСТИ ДОСТИЖЕНИЯ ОДИНАКОВОГО ХОДА ПОРШНЕЙ В КРИВОШИПНО-ШАТУННОМ МЕХАНИЗМЕ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов¹, maslov_a@chtz.ru

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

Р.Б. Гаффатуллин¹, gaffatullinr@mail.ru

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

² Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия

Аннотация. В данной статье представлены технические возможности достижения заданных характеристик работы узлов и деталей двигателя с учетом обеспечения геометрических характеристик кривошипно-шатунного механизма (КШМ), а также с учетом оценки и достижения необходимого уровня прочностных параметров некоторых элементов конструкции главного шатуна и всего механизма в целом. Как известно, вносить изменения в отработанную конструкцию и налаженное производство – задача сложная и многофакторная. Необходимо внести такие изменения, которые бы минимизировали производственные и технологические потери, при этом они должны гармонично вписываться в существующую технологию и возможности производства, обеспечивая выполнение новых технических требований и характеристик. При решении задачи по обеспечению одинакового хода поршней для двигателя типа В-2 анализ конструкторской документации показал, что кроме внесения изменений в конструкцию кривошипно-шатунного механизма необходимо внести изменения и в другие детали двигателя. Необходимость этих изменений была определена с использованием программ 3D-моделирования деталей с проверкой их работоспособности методом «прокрутки» сборки деталей КШМ в объеме картера двигателя. В результате оценки кинематики КШМ двигателей типа В-2 было определено, что кроме изменения конструкции главного шатуна необходимо выполнить дообработку ребра осевой жесткости верхней половины картера, а также выполнить изменения в конструкции прицепного шатуна с целью исключения контакта с гильзой цилиндра и, возможно, самой гильзы. Однако изменения в конструкции двигателя повлекут за собой существенные изменения технологического процесса его изготовления. Очевидно, что эти изменения должны быть минимальными. Они могут повлиять на значительные производственные и технологические изменения, что в условиях серийного производства требует достаточно веских теоретических и практических обоснований. Поэтому при реализации данных технических решений необходимо было выполнить расчетный и кинематический анализ на основе 3D-моделирования и логического анализа, исключающий нарушение работы двигателя. Кроме того, для оценки нагруженности нижней головки шатуна был выполнен гидродинамический расчет, результатом которого являются гидромеханические характеристики сложнонагруженного подшипника и эпюра гидродинамических давлений, действующих в тонком смазочном слое.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, главный и прицепной шатуны, 3D-моделирование, прокрутка КШМ, верхняя половинка картера двигателя, ребро жесткости, упругая деформация, годограф, напряженно-деформированное состояние, «проушина» крепления пальца прицепного шатуна, постель вкладыша

Благодарности. Работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (государственное задание на выполнение фундаментальных научных исследований № FENU-2023-0013 (2023013ГЗ)).

Для цитирования: Маслов А.П., Задорожная Е.А., Гаффатуллин Р.Б. Оценка технической возможности достижения одинакового хода поршней в кривошипно-шатунном механизме с прицепными шатунами // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». 2023. Т. 23, № 4. С. 21–31. DOI: 10.14529/engin230402

ASSESSING THE TECHNICAL POSSIBILITY OF ACHIEVING THE SAME PISTON STROKE IN A CRANK MECHANISM WITH TRAILED CONNECTING RODS

A.P. Maslov¹, maslov_a@chtz.ru,

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

R.B. Gaffatullin¹, gaffatullin@mail.ru

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

² South Ural State University, Chelyabinsk, Russia

Abstract. The article presents the technical capabilities for achieving the specified operating characteristics of engine components and parts taking into account the geometric characteristics of the crank mechanism (crank mechanism). It also presents the assessment and achievements of the required level of strength parameters of some structural elements of the main connecting rod and the entire mechanism as a whole. Making changes to a proven design and established production is a complex and multifactorial task. It is necessary to make changes that would minimize production and technological losses. Besides, they must fit harmoniously into existing technology and production capabilities ensuring the fulfillment of new technical requirements and characteristics. When solving the problem of ensuring the same piston stroke for a V-2 engine, the analysis of the design documentation showed that in addition to making changes to the design of the crank mechanism, it is necessary to make changes to other engine parts. The need for these changes was determined by the method of "scrolling" the assembly of crankshaft parts in the volume of the engine crankcase using 3D modeling programs for parts and checking their performance. The results of assessing the kinematics of the crankshaft engine of V-2 type engines proved that in addition to changing the design of the main connecting rod, it is necessary to perform additional processing of the axial stiffener rib of the upper half of the crankcase, as well as to make changes to the design of the trailing connecting rod in order to eliminate contact with the cylinder liner and, possibly, the liner itself. However, changes in the engine design will entail significant changes in the technological process of its manufacture. Obviously, these changes should be minimal. In order to preserve the engine design, it is necessary to make some significant changes. They can affect significant production and technological changes, which in conditions of mass production require fairly strong theoretical and practical justification. Therefore, when implementing these technical solutions, it was necessary to perform calculation and kinematic analysis based on 3D modeling and logical analysis, excluding disruption of engine operation. In addition, to assess the load on the lower head of the connecting rod, a hydrodynamic calculation was performed. The results also include the hydromechanical characteristics of a complexly loaded bearing and a diagram of the hydrodynamic pressures acting in a thin lubricant layer.

Keywords: crank mechanism, main and trailing connecting rods, 3D modeling, scrolling of the crankshaft, upper half of the engine crankcase, stiffener, elastic deformation, hodograph, stress-strain state, "eye" for attaching the connecting rod pin, liner bed

Acknowledgments. The study was supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (state assignment for fundamental scientific research No. FENU-2023-0013 (2023013Г3)).

For citation: Maslov A.P., Zadorozhnaya E.A., Gaffatullin R.B. Assessing the technical possibility of achieving the same piston stroke in a crank mechanism with trailed connecting rods. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2023:23(4):21–31. (In Russ.) DOI: 10.14529/engin230402

Введение

Современные методы проектирования узлов и механизмов различного назначения, основанные на применении программ 3D-моделирования, позволяют с большей точностью и более эффективно решать конструкторские задачи, основанные на моделировании с помощью виртуального двигателя [1, 2]. В прошлом веке решение этих задач было основано на использовании зако-

нов начертательной геометрии и способности конструктора к пространственному мышлению, что оказывало существенное влияние на процент ошибки проектирования и уровень производственного брака. Обычно при расчете рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания определяются его основные параметры и размеры (давление, литраж, диаметр цилиндра, ход поршня), обеспечивающие получение заданной эффективной мощности и крутящего момента на номинальном режиме [3, 4]. Используя эти данные, конструктор может рассчитать размеры основных деталей двигателя, гарантирующие его работоспособность, прочность, надежность и требуемый срок службы. Такой расчет может быть сделан лишь в результате кинематического и динамического анализа работы теплового двигателя. Методика выполнения такого анализа подробно описана в известных российских монографиях [5, 6].

Двигатель V является распространенной конфигурацией двигателя внутреннего сгорания. Цилиндры и поршни выровнены в двух отдельных плоскостях или «рядах», так что, если смотреть вдоль оси коленчатого вала, они кажутся буквой «V». Конфигурация V обычно уменьшает общую длину, высоту и вес двигателя по сравнению с эквивалентной рядной конфигурацией. В разных двигателях используются различные углы расположения цилиндров. В зависимости от количества цилиндров могут быть выбраны углы, которые лучше других обеспечивают устойчивость и надежность шатунов. Очень малые углы между шатунами сочетают в себе как некоторые преимущества V-образного двигателя над рядным двигателем (доступно множество конфигураций; V-образные двигатели более компактны, чем рядные; плавная регулировка мощности; хорошая выходная мощность), так и недостатки (сложности в изготовлении; проблемы балансировки; они, как правило, дороже; не самая экономичная компоновка двигателя; дорогое обслуживание) [7, 8].

В настоящее время работы в области моделирования V-образных ДВС не выделяются в отдельное направление [9], а проводятся в целом для поршневых ДВС в следующих областях: исследование процессов сгорания топлива [10, 11]; моделирование газодинамических процессов как внутри цилиндра, так и в системах впуска и выпуска [12–14]; изучение процессов теплопередачи внутри цилиндра [15, 16]; моделирование процессов трения в деталях цилиндра-поршневой группы [17]; оптимизация конструкции узлов [18–20]; моделирование ударного взаимодействия поршня [21]; моделирование циклов двигателя [22].

Однако моделирование V-образных двигателей с прицепными шатунами является особенным направлением исследования, так как такая конструкция является наиболее перспективной в плане уменьшения геометрических размеров двигателя при сохранении необходимой мощности.

Как было отмечено в работах [23, 24] и показал конструкторский анализ КШМ двигателя размерностью 15/18, для реализации одинакового хода поршней необходимо выполнить угол между осью главного шатуна и осью серьги прицепного шатуна, равным углу развала цилиндров. Впервые эта мысль была высказана в работах И.Ш. Неймана при анализе кинематики КШМ для решения задачи по обеспечению одинаковой степени сжатия в главном и боковом цилиндрах двигателя [25, 26]. Серьгой прицепного шатуна является элемент главного шатуна с проушиной [24], обеспечивающей шарнирное соединение главного и прицепного шатунов.

Цель и актуальность исследований. Реализация одинакового хода поршней у V-образных двигателей с прицепными шатунами позволяет создавать идентичные условия для протекания рабочего цикла по блокам двигателя, что оказывает положительное влияние на тепловое и силовое состояние элементов КШМ двигателя и, соответственно, способствует снижению уровня вибрации. Известно, что для достижения одинакового коэффициента избытка воздуха у двигателя типа В-2 объем подачи топлива по блокам двигателя был различным, что создавало определенные проблемы при настройке и регулировании топливной аппаратуры.

С целью исключения вышеуказанной проблемы разработчиками двигателя КамАЗ и специалистами ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», спроектировавшими V-образный двигатель серии «Т», шатуны на этих двигателях устанавливались на одну шатунную шейку параллельно, что обеспечивало одинаковый ход поршней по блокам двигателя и идентичность протекания рабочего процесса. Следует отметить, что к недостаткам данной схемы КШМ можно отнести увеличение длины шатунной шейки практически в два раза, что отрицательно сказывается на прочностных характеристиках коленчатого вала и увеличении длины двигателя с соответствующим увеличением его веса и амплитуды крутильных колебаний.

Предложенная авторами в работах [23, 24] схема КШМ с одинаковым ходом поршней лишена вышеуказанных недостатков, так как конструкция главного шатуна с прицепным обеспечивает одинаковый ход поршней по блокам двигателя, способствует уменьшению длины шатунной шейки, коленчатого вала и двигателя в целом, а также уменьшению амплитуды крутильных колебаний.

Постановка проблемы и формулирование гипотезы. Изменение конструкции КШМ (два шатуна, расположенные параллельно на одной шейке) на конструкцию КШМ (один главный шатун с прицепным) с обеспечением одинакового хода поршней позволяет сформулировать задачу по оценке степени влияния данного изменения на конструкцию двигателя в целом.

При этом очевидно, что формулирование задачи (гипотезы) по уменьшению длины «серьги» прицепного шатуна ограничено прочностными характеристиками элементов главного шатуна. Известно, что длина «серьги» прицепного шатуна ограничена геометрическими характеристиками картера. При этом минимальное значение «серьги» лимитируют прочностные характеристики постели шатунной шейки главного шатуна.

Методология исследований базируется на оценке минимально возможного значения длины «серьги» конструкторскими методами, а оценка прочностных характеристик выполнена с использованием методов 3D-моделирования конструкций КШМ и корпусных деталей двигателя. Кроме того, для оценки нагруженности нижней головки шатуна был выполнен гидродинамический расчет, результатом которого являются гидромеханические характеристики сложнонагруженного подшипника и эпюра гидродинамических давлений, действующих в тонком смазочном слое.

Целью настоящего исследования является обоснование минимальных размеров сопряжений главного и прицепного шатунов для обеспечения надежной работы узла в целом. Для достижения цели были минимизированы расстояния между осями шатунной шейки и пальца прицепного шатуна. При этом был выполнен проверочный расчет деформаций нижней головки шатуна. Дополнительно была выполнена оценка кинематики сопряжения для исключения контакта элементов двигателя с другими деталями.

Материалы и методы

При практической реализации условия одинакового хода поршней ось серьги прицепного шатуна необходимо переместить ближе к оси главного шатуна на некоторый угол. Однако при вращении коленчатого вала с использованием методов 3D-проектирования было получено, что поверхность «проушины» крепления пальца прицепного шатуна будет контактировать с ребром жесткости верхнего картера. На рис. 1 представлена часть 3D-конструкции двигателя размерности 15/18 с измененной конструкцией главного и прицепного шатунов, а также с выполненной дообработкой ребра жесткости, исключающей соприкосновение картера с поверхностью шатунов (рис. 1а и 1б).

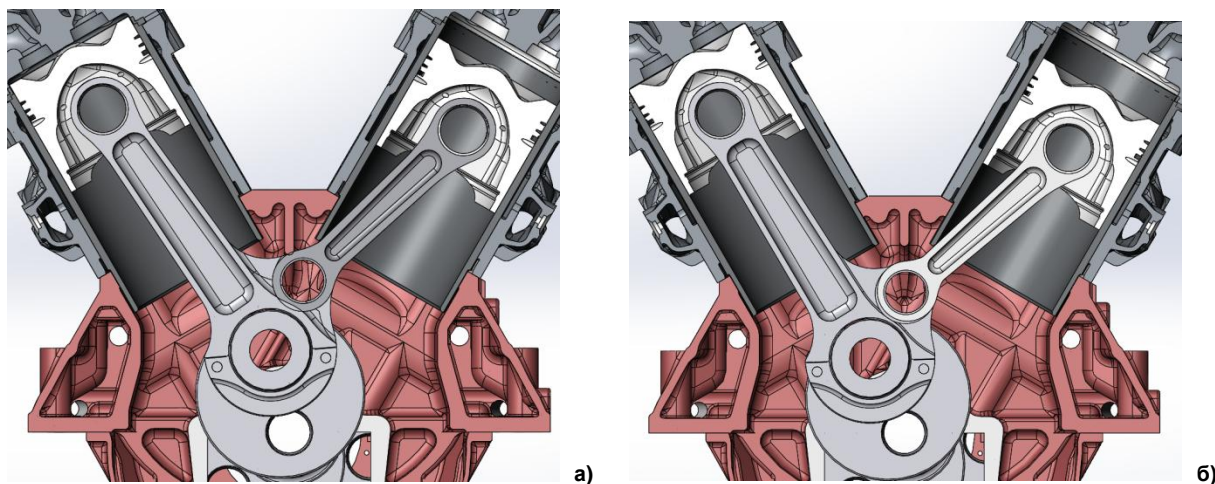


Рис. 1. 3D-модель расположения деталей КШМ в пространстве картера двигателя
Fig. 1. 3D model of the location of the crankshaft parts in the engine crankcase space

Ниже представлено техническое решение, исключающее контакт шатунов с картером и зеркалом цилиндра. То есть внесены изменения в конструкцию картера за счет уменьшения высоты ребра жесткости, а для сохранения уровня прочностных характеристик картера достаточно увеличить ширину ребра.

Как отмечено в работе [25], «из конструктивных соображений главного шатуна, для наименьшего отклонения кинематики механизмов с прицепными шатунами от кинематики механизма с главным шатуном расстояние между осью шатунной шейки и осью прицепного пальца (длина серьги) следует иметь наименьшим». При дальнейшем анализе с применением метода прокрутки было определено, что уменьшение расстояния между осью шатунной шейки и осью пальца серьги прицепного шатуна также снижает вероятность контакта сборки главного и прицепного шатунов с картером двигателя. Кроме того, следует иметь в виду, что минимальное расстояние является важной характеристикой, влияющей на вес шатуна и, соответственно, на массовые характеристики частей главного шатуна, участвующих во вращательном движении [26], то есть влияет на гидромеханические характеристики смазочного слоя сопряжений шатунного подшипника.

В этом случае возникает необходимость решения противоречивой задачи по определению необходимого расстояния между осью шатунной шейки и осью пальца прицепного шатуна, при этом необходимо увеличить размер «А» до значений, обеспечивающих достижение необходимых прочностных параметров «постели» шатуна.

Решение было получено за счет использования метода расчета размерной цепочки «максимум – минимум» между осью шатунной шейки и осью пальца прицепного шатуна. Конструктивные изменения стержня прицепного шатуна (за счет уменьшения его сечения при сохранении прочностных характеристик) позволяют исключить касание прицепного шатуна с зеркалом цилиндра.

Для оценки нагруженности нижней головки шатуна (расчет годографа сил), а также для определения гидромеханических характеристик подшипника бал использован пакет прикладных программ «Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы», разработанный на кафедре «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ (НИУ) [27].

Результаты

На первом этапе был выполнен гидродинамический расчет нижней головки шатуна с прицепным шатуном. При этом были определены гидродинамические давления в смазочном слое подшипника и соответствующие им реакции (силы), действующие на вкладыш. Как и следовало ожидать, наиболее нагруженной областью оказалось место крепления серьги к главному шатуну.

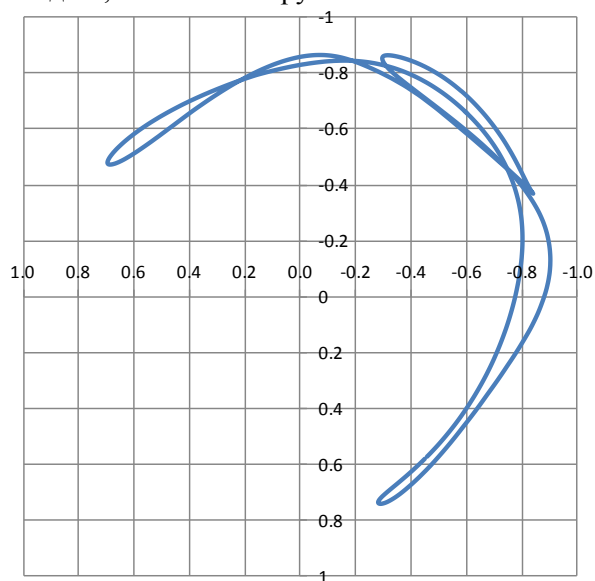


Рис. 2. Траектория движения центра шипа относительно зазора шатунного подшипника
Fig. 2. The trajectory of the center of the journal relative to the clearance of the connecting rod bearing

В качестве демонстрации результатов расчета на рис. 2 представлена траектория движения центра шипа относительно зазора шатунного подшипника. Распределение давлений в слое смазки представлено на рис. 3. Значение минимальной толщины смазочного слоя составило 3 мкм. При этом пик максимального гидродинамического давления достигал 170 МПа, а среднее значение давления составило 74,5 МПа. Это свидетельствует о том, что подшипник является работоспособным. Остается только оценить прочностные характеристики корпуса подшипника в самом опасном месте.

Обоснованием для принятия решения по уменьшению расстояния между осью шатунной шейки и осью пальца серьги прицепного шатуна является представленный разрез по оси шатуна (рис. 4а) нижней части главного шатуна с проушиной крепления пальца прицепного цилиндра и годограф сил (рис. 4б), действующих на шатунный подшипник. Как показано на

рис. 4а, минимальное расстояние между «постелью» (1) шатунной головки главного шатуна (2) и поверхностью прицепного шатуна лимитировано размером «А», значение которого определяет возможность поворота прицепного шатуна относительно оси его пальца (3).

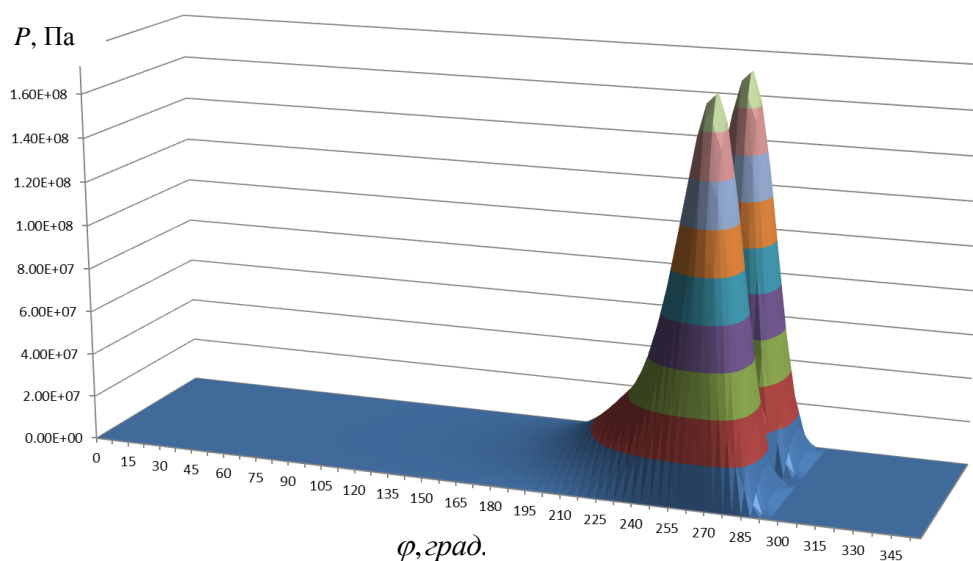


Рис. 3. Распределение давлений в слое смазки
Fig. 3. Pressure distribution in the lubricant layer

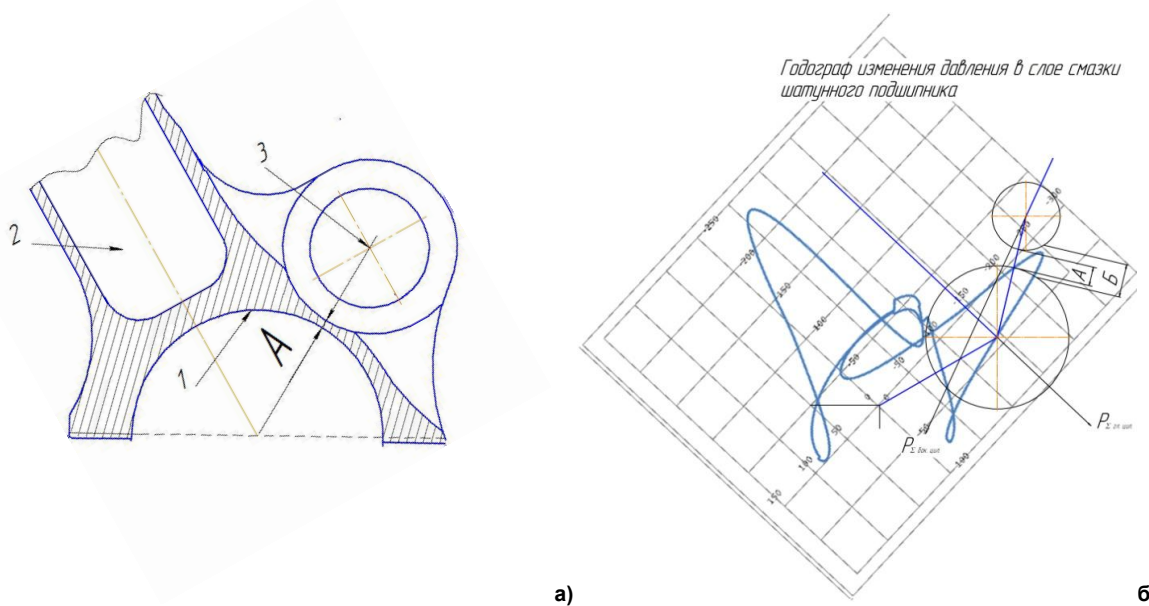


Рис. 4. Кинематическая схема (а) и годограф сил в слое смазки (б), действующих на шатунный подшипник:
1 – «постель» вкладыша главного шатуна, 2 – главный шатун, 3 – ось пальца прицепного шатуна
Fig. 4. Kinematic diagram (a) and hodograph of forces in the lubricant layer (b) acting on the connecting rod bearing
1 – “bed” of the main connecting rod liner, 2 – main connecting rod, 3 – axis of the trailing connecting rod pin

Как следует из анализа рис. 4б, максимальное значение действующей гидродинамической силы от давления масла в сопряжении достигает своего пика вне зоны нахождения минимального зазора. Дальнейшая прокрутка сборки главного и прицепного шатунов (см. рис. 1б) позволила определить минимальное расстояние от поверхности стержня прицепного шатуна до зеркала ци-

линдра с учетом определения значения действующей силы и деформации в точке «А» [28, 29], как это представлено на рис. 5.

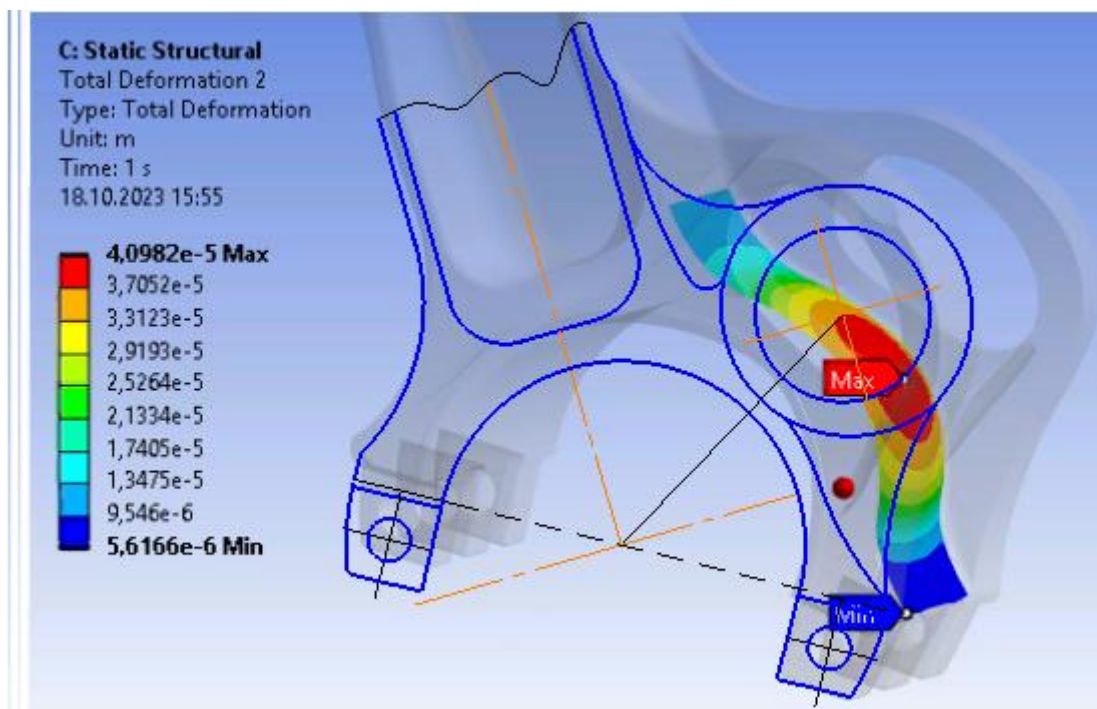


Рис. 5. Результаты расчета деформаций элементов шатунной головки главного шатуна
Fig. 5. Results of calculating the deformations of the connecting rod head elements of the main connecting rod

Следовательно, как показано на рис. 5, фактическая деформация постели шатунного подшипника составит около 35 мкм, что подтверждает визуальный анализ «постели» шатуна, совмещенного с расположением серьги прицепного шатуна (см. рис. 4б).

Очевидно, что такая локальная деформация не оказывает существенного влияния на работу трибосопряжений шатунных подшипников. Окончательная оценка влияния действующей силы на постель главного шатуна может быть получена по результатам экспериментальных исследований на реальном двигателе.

Следующим этапом по обеспечению требования одинакового хода поршней является исключение контакта стержня шатуна с зеркалом цилиндра. Очевидно, что необходимые конструктивные изменения геометрических параметров стержня шатуна или цилиндра могут быть достаточно легко выполнены. Однако конструктивные изменения стержня шатуна потребуют выполнения прочностных расчетов.

Результаты и обсуждения

Следующим этапом по изменению конструкции деталей двигателя является определение длины прицепного шатуна. В работе [26] И.Ш. Нейман для определения длины прицепного шатуна использует условие получения одинаковой степени сжатия «методом подбора», при этом отмечается, что одинаковая степень сжатия может быть получена за счет регулирования толщины прокладки надпоршневого зазора.

В данном случае был использован метод графического анализа, основные положения которого представлены в работе [24]. Этот метод основан на обеспечении одинакового расстояния от оси коленчатого вала до оси поршневого пальца при положении поршней в ВМТ (верхняя мертвая точка) в главном и боковом цилиндрах. Тогда при положении оси шатунной шейки главного шатуна в точке пересечения её с осью бокового цилиндра графическим методом определяется расстояние от оси пальца (серьги) прицепного шатуна до точки на оси бокового цилиндра, равной расстоянию от оси коленчатого вала до точки нахождения оси поршневого пальца в главном цилиндре соответствующей ВМТ [24].

Результаты расчетов показали, что важным этапом разработки и применения новых технических решений является уточненный анализ кинематики, действующих сил и напряженно-деформированного состояния элементов двигателя. Особенность внедрения в отработанную конструкцию КШМ новых технических решений требует комплексной проверки кинематики и оценки работоспособности узлов и деталей в составе двигателя с применением методов 3D-моделирования.

Таким образом, в представленном исследовании были обоснованы минимальные размеры сопряжений главного и прицепного шатунов для обеспечения надежной работы узла в целом. Расстояния между осями шатунной шейки и пальца прицепного шатуна были минимизированы. При этом выполнена оценка прочности и деформаций сопряжения, обеспечивающих его работоспособность при заданных нагрузках. Дополнительно была выполнена оценка кинематики сопряжения для исключения контакта элементов двигателя с другими деталями.

Результаты гидродинамического расчета показали, что с учетом деформаций нижней головки шатуна сопряжение остается работоспособным на протяжении всего цикла нагружения. Значение минимальной толщины смазочного слоя составило 3 мкм. При этом пик максимального гидродинамического давления достигал 170 МПа, а среднее значение давления составило 74,5 МПа. Это свидетельствует, что подшипник является работоспособным.

Список литературы

1. Shabana A.A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments. // *Multibody System Dynamics*. 1997. Vol. 1. P. 189–222. <https://doi.org/10.1023/A:1009773505418>.
2. Drab C.B., Engl H.W., Haslinger J.R. et al. Dynamic simulation of crankshaft multibody systems. // *Multibody Syst Dyn*. 2009. Vol. 22. P. 133–144. <https://doi.org/10.1007/s11044-009-9152-8>.
3. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие. Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2006. 104 с.
4. Gotz A.N., Frolov S.M. Modeling of Maximum cycle pressure based on Engine external speed performance // *Safety and Ecological Aspects of Vehicles: Papers of International Automotive Conference*. Zakopane, Poland. 2004. P. 278–285.
5. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 1970. 328 с.
6. Чистяков В.К. Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 256 с.
7. Ludvigsen Karl. The V12 Engine. Sparkford, Yeovil: Haynes Publishing. 2005. P. 14–19.
8. Erjavec Jack. *Automotive Technology: A Systems Approach*. Clifton Park, NY USA: Delmar, Cengage Learning. 2010. P. 226–227.
9. 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.
10. Lapointe S., Zhang K., McNenly M.J. Reduced chemical model for low and high-temperature oxidation of fuel blends relevant to internal combustion engines // *Proceedings of the Combustion Institute*. 2019. Vol. 37(1). P. 789–796.
11. Zhen X., Wang Y., Liu D. A new improvement on a chemical kinetic model of primary reference fuel for multi-dimensional CFD simulation // *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 109. P. 113–121.
12. Buhl S., Dietzsch F., Buhl C., Hasse C. Comparative study of turbulence models for scale-resolving simulations of internal combustion engine flows // *Computers and Fluids*. 2017. Vol. 156. P. 66–80. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2017.06.023>
13. Berton A., D'Orrico F., Sideri M. Overset grids for fluid dynamics analysis of internal combustion engines // *Energy Procedia*. 2017. Vol. 126. P. 979–986.
14. Yang X., Gupta S., Kuo T-W., Gopalakrishnan V. RANS and large Eddy simulation of internal combustion engine flows-A comparative study // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014. Vol. 136(5): 051507.

15. Dong Z., Chen G., Jiang Y., Wang, C. Modeling of Transient Heat Transfer for the 3-D Coupling Components in an Internal-Combustion Engine // SAE Technical Paper, 2012, Vol. 1. Number article 1759. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1759>.
16. Buttsworth D.R., Agrira A., Malpress R., Yusaf T. Simulation of Instantaneous Heat Transfer in Spark Ignition Internal Combustion Engines: Unsteady Thermal Boundary Layer Modeling // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2011. Vol. 133(2). Number article 022802. <https://doi.org/10.1115/1.4001080>
17. 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. <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.763006>.
18. 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. 175–184.
19. 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.
20. 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.
21. 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.
22. 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.
23. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3(277). С. 27–30.
24. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 2 (280). С. 3–8.
25. Нейман И.Ш. Авиационные поршневые двигатели. М.: Оборонгиз. 1950. 44 с.
26. 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. 223 с.
27. Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Дудников А.Л., Еркин В.И. Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы // Свидетельство № 2017612831 от 03.03.2017.
28. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. М.: Машиностроение, 2001. Т. 1. 836 с.
29. Papadopoulos I.V., Filippini M. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals // Int. J. Fatigue. 1997. Vol. 19, No. 3. P. 219–235.

References

1. Shabana A.A. Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments. *Multibody System Dynamics*, 1997, vol. 1, pp. 189–222. <https://doi.org/10.1023/A:1009773505418>.
2. Drab C.B., Engl H.W., Haslinger J.R. et al. Dynamic simulation of crankshaft multibody systems. *Multibody Syst Dyn*, 2009, vol. 22, pp. 133–144. <https://doi.org/10.1007/s11044-009-9152-8>.
3. Gots A.N. *Kinematika i dinamika krivoshipno-shatunnogo mekhanizma porshnevnykh dvigateley: uchebnoye posobiye* [Kinematics and dynamics of the crank mechanism of piston engines: textbook]. Vladim. state univ. Vladimir, 2006. 104 p.
4. Gotz A.N., Frolov S.M. Modeling of Maximum cycle pressure based on Engine external speed performance. *Safety and Ecological Aspects of Vehicles: Papers of International Automotive Conference. Zakopane, Poland*, 2004, pp. 278 – 285.
5. Popyk K. G. *Dinamika avtomobil'nykh i traktornykh dvigateley* [Dynamics of automobile and tractor engines]. Moscow, 1970. 328 p.
6. Chistyakov V.K. *Dinamika porshnevnykh i kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Dynamics of piston and combined internal combustion engines] Moscow, 1989. 256 p.

7. Ludvigsen Karl. *The V12 Engine*. Sparkford, Yeovil: Haynes Publishing, 2005, pp. 14–19.
8. Erjavec Jack. *Automotive Technology: A Systems Approach*. Clifton Park, NY USA: Delmar, Cengage Learning, 2010, pp. 226–227.
9. 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, 012169 IOP. Publishing <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1047/1/012169>.
10. Lapointe S., Zhang K., McNenly M.J. Reduced chemical model for low and high-temperature oxidation of fuel blends relevant to internal combustion engines. *Proceedings of the Combustion Institute*. 2019, vol. 37(1), pp. 789–796.
11. Zhen X., Wang Y., Liu D. A new improvement on a chemical kinetic model of primary reference fuel for multi-dimensional CFD simulation. *Energy Conversion and Management*, 2016, vol. 109, pp. 113–121.
12. Buhl S., Dietzsch F., Buhl C., Hasse C, Comparative study of turbulence models for scale-resolving simulations of internal combustion engine flows. *Computers and Fluids*, 2017, vol. 156, pp. 66–80. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2017.06.023>
13. Berton A., D'Orrico F., Sideri M. Overset grids for fluid dynamics analysis of internal combustion engines. *Energy Procedia*, 2017, vol. 126, pp. 979–86.
14. Yang X., Gupta S., Kuo T-W., Gopalakrishnan V. RANS and large Eddy simulation of internal combustion engine flows-A comparative study. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2014, vol. 136(5): 051507 (9 pages).
15. Dong Z., Chen G., Jiang Y., Wang, C. Modeling of Transient Heat Transfer for the 3-D Coupling Components in an Internal-Combustion Engine. *SAE Technical Paper*, 2012, vol. 1, number article 1759. <https://doi.org/10.4271/2012-01-1759>
16. Buttsworth D.R, Agrira A., Malpress R., Yusaf T. Simulation of Instantaneous Heat Transfer in Spark Ignition Internal Combustion Engines: Unsteady Thermal Boundary Layer Modeling. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2011, vol. 133(2), number article 022802. <https://doi.org/10.1115/1.4001080>
17. 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), pp. 503–515. <https://doi.org/10.1080/10402004.2012.763006>.
18. 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), pp. 175–184.
19. 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, pp. 343–348.
20. Ju D-M, Meng H., Han K. Study of co-simulation of engine and cool system. *Journal of System Simulation*, 2009, vol. 21(7), pp. 1841–1845.
21. 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), pp. 5476–5485.
22. 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), pp. 476–485.
23. Maslov A.P., Levtsov M.V. [Kinematic and dynamic analysis of the crankshaft of a W-shaped engine with trailed connecting rods]. *Engine manufacturing*. 2019, No. 3(277), pp. 27–30. (In Russ.)
24. Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V., Levtsov M.V. [Graphic-analytical analysis of the possibility of ensuring the same stroke of V- and W-shaped engines with trailed connecting rods] *Engine manufacturing*, 2020, No. 2 (280). pp. 3–8. (In Russ.)
25. Neiman I.Sh. *Aviatsionnyye porshnevyye dvigateli* [Aviation piston engines]. Moscow, 1950. 44 p.
26. Neiman I.Sh. *Dinamika i raschet na prochnost' aviatsionnykh motorov. (Spravochnik). Chast' 1 – kinematika i dinamika aviatsionnykh motorov* [Dynamics and strength calculations of aircraft engines. (Directory). Part 1. Kinematics and dynamics of aircraft engines]. ONTI NKTP USSR. State aviation auto-tractor publishing house. Moscow – Leningrad, 1933. 223 p.

27. Zadorozhnaya E.A., Levanov I.G., Dudnikov A.L., Erkin V.I. Programma otsenki resursa podshipnikov skol'zheniya teplovykh dvigateley s uchetom neustanovivshikhsya rezhimov raboty [Program for assessing the life of sliding bearings of thermal engines taking into account unsteady operating modes]. Certificate No. 2017612831, dated 03/03/2017. (In Russ.)

28. Anuriev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroytelya* [Handbook of mechanical engineering designer]. Vol. 1. Moscow, 2001. 836 p.

29. Papadopoulos I.V., Filippini M. A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals. *Int. J. Fatigue*, 1997, vol. 19, no. 3, pp. 219–235.

Информация об авторах

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

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Южно-Уральский государственный университет, Челябинск, Россия; zadorozhnaiaea@susu.ru

Гаффатуллин Руслан Булатович, инженер, ГСКБД «Трансдизель» ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», Челябинск, Россия; gaffatullinr@mail.ru

Information about the authors

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

Elena A. Zadorozhnaya, doctor of technical sciences, professor of the department of “Motor Transport”, South Ural State University, Chelyabinsk, Russia; zadorozhnaiaea@susu.ru

Ruslan B. Gaffatullin, Engineer, GSKBD “Transdiesel” LLC “ChTZ-URALTRAK”, Chelyabinsk, Russia; gaffatullinr@mail.ru

Статья поступила в редакцию 13.11.2023; принята к публикации 14.11.2023.

The article was submitted 13.11.2023; accepted for publication 14.11.2023.