

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КШМ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист, М.В. Левцов, инженер  
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск

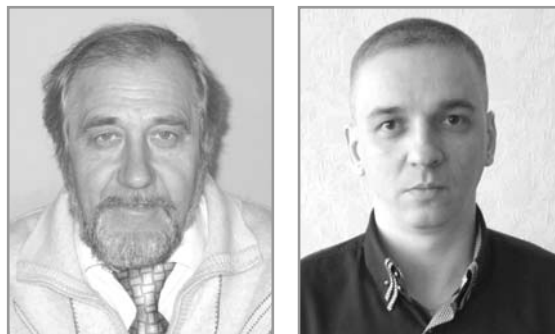
Рассмотрены особенности проектирования W-образного двигателя с прицепными шатунами. Предложен способ создания КШМ такого двигателя, обеспечивающий одинаковый ход поршней за счет согласования геометрических параметров элементов главного и прицепного шатунов. Выполнен анализ кинематики КШМ с использованием программного конструкторско-технологического комплекса Creo-Parametric со встроенным расчетным приложением Matcad, что позволяет оценить особенности, преимущества и недостатки конструкции. Полученные графические материалы позволяют приступить к проектированию шейки коленчатого вала и шатунного подшипника.

### Введение

Развитие производства и современных методов проектирования позволяет ставить перед конструкторско-технологическими организациями предприятий задачи по разработке оригинальных конструктивных схем ДВС. К одной из таких схем можно отнести двигатели с конструктивной схемой W. Как отмечено в работе [1], основное преимущество этой схемы заключается в том, что она позволяет при одинаковой размерности цилиндра создавать двигатели с уменьшенной длиной коленчатого вала и блок-картера, то есть создавать двигатели для малогабаритных транспортных средств с минимальными весогабаритными характеристиками. При этом жесткость коленчатого вала и блок-картера при равных геометрических размерах будет выше, чем у V-образных двигателей.

Известно, что одним из недостатков V-образных двигателей с прицепными шатунами является разный ход главных и прицепных поршней. Например, для двигателей семейства V-2 ход поршня главного шатуна составляет 180 мм, а ход поршня прицепного шатуна 186,7 мм. Очевидно, что разный ход поршней создает проблему уравновешиваемости двигателя и необходимость корректировки объема подаваемого топлива по цилиндрам, что вызывает определенные технологические сложности при изготовлении двигателя.

На рис. 1 представлена 3D-модель W-образного двигателя с прицепными шатунами. Как видно из рисунка, на одной шатунной шейке установлено



четыре поршня. При этом, как было показано в работе [1], за счет согласования геометрических размеров элементов КШМ был обеспечен одинаковый ход главных и прицепных шатунов.

При разработке конструкции W-образного двигателя с прицепными шатунами, в качестве прототипа, был взят W-образный двигатель фирмы Volkswagen [2].

В разрабатываемом проекте КШМ с прицепными шатунами для W-двигателя был сохранен развал блоков цилиндров 72 градуса, а развал между цилиндрами по блокам был изменен с 15 до 21 градуса, что позволило исключить пересечение поверхностей поршней при их положении в районе НМТ.

Логический анализ кинематики поршней (рис. 2) показывает, что действие максимальных сил на такте «Рабочий ход» во всех четырех цилиндрах происходит не одновременно, а «растянуто» по углу поворота коленчатого вала, так как соответствующее положение ВМТ поршни занимают при значениях ПКВ равных углам 360, 384, 435 и 459 градусов. Учитывая, что кинематическая схема всех четырех поршней замыкается

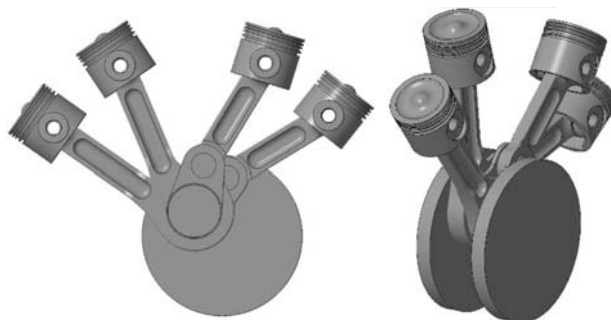


Рис. 1. 3D-модель кривошипно-шатунного механизма W-образного двигателя с прицепными шатунами

на одной шатунной шейке, организация работы этого сегмента двигателя может быть осуществлена по следующим вариантам:

- во всех четырех цилиндрах последовательно осуществляется такт «Рабочий ход» (вариант 1);
- в главном первом и в прицепном первом выполняется такт «Рабочий ход», а в главном втором и прицепном втором — такт «Впуск» (вариант 2);
- в главном первом и в прицепном втором выполняется такт «Рабочий ход», а в главном втором и в прицепном первом такт «Впуск» (вариант 3).

Очевидно, что момент от действия газовых сил (по варианту 1) суммируется с моментами, которые возникают в результате действия соответствующих газовых сил через 24 градуса ПКВ, 75 и 99 градусов после начала рабочего цикла в первом главном цилиндре.

Преимущества и недостатки вариантов организации работы по циклам данного сегмента двигателя могут быть рассмотрены в дальнейших публикациях при анализе работы полноразмерных 12- или 16-цилиндровых двигателей. Ясно, что анализ вариантов организации работы двигателя возможен только после оценки результатов расчетных исследований крутильных колебаний и уравниваемости этих двигателей.

Как следует из алгоритма разработки и анализа конструкции W-образного двигателя с прицепными шатунами, 3D-модели деталей КШМ были получены на основе результатов теплового и прочностного расчетов, выполненных с использованием расчетного приложения модуля Matcad в конструкторско-технологическом комплексе Creo-Parametric.

В результате анализа данных теплового расчета дизеля с использованием метода Вибре были определены значения действующих сил и выполнен прочностной расчет. Это позволило сформировать геометрические параметры поршня и других сопрягаемых деталей, таких как поршневой палец и верхняя головка шатуна.

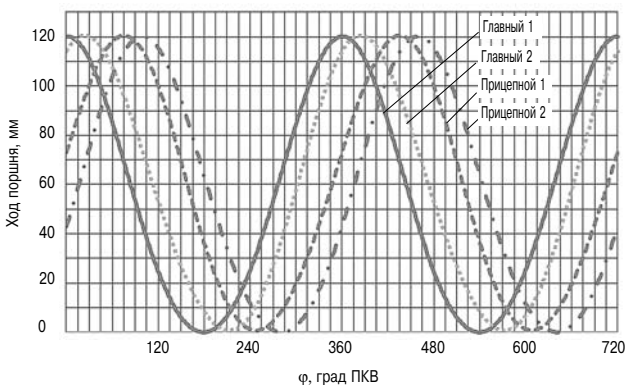


Рис. 2. Кинематика поршней W-образного двигателя

### Кинематический анализ W-образного двигателя с прицепными шатунами

Представленная на рис. 3 кинематическая схема двигателя с прицепными шатунами, с действующими силами и кинематическими связями позволяет выполнить необходимые расчеты для оценки возможности достижения одинакового хода поршней главных и прицепных шатунов. Расчетная схема действующих сил одной секции W-образного двигателя представлена в анализе кинематики поршней первого главного и первого прицепного цилиндров, а также второго главного и второго прицепного цилиндров.

Так как кривошипно-шатунный механизм является дезаксиальным, то за нулевое принимается такое положение, при котором кривошип будет параллелен оси цилиндра.

Как следует из графического анализа схемы, положение верхней мертвой точки и нижней мертвой точки, определяются углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ ,  $\varphi_3$  и  $\varphi_4$ , где  $k = e/r$  ( $e$  — дезаксаж,  $r$  — радиус кривошипа) [2, 3].

Определение углов отклонения (в ВМТ и НМТ) главного шатуна представлено в виде выражений:

$$\sin \varphi_1 = \frac{\lambda \cdot k}{1 + \lambda} = 0,048; \quad \sin \varphi_2 = \frac{\lambda \cdot k}{1 - \lambda} = 0,076;$$

$$\varphi_1 = \arcsin(\varphi_1) = 2,739^\circ; \quad \varphi_2 = \arcsin(\varphi_2) = 4,351^\circ.$$

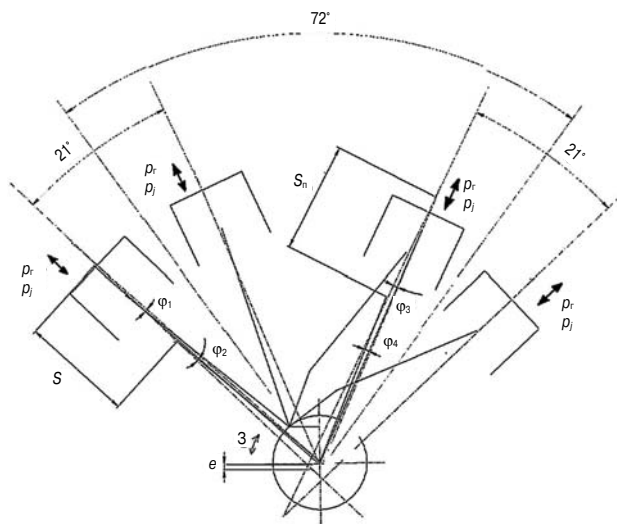


Рис. 3. Кинематическая схема W-образного двигателя с прицепными шатунами:

$\gamma$  — угол развала рядов цилиндров ( $\gamma = 72^\circ$ );  $\delta$  — угол развала цилиндров в одном ряду ( $\delta = 21^\circ$ );  $\varphi_1$  — угол отклонения главного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;  $\varphi_2$  — угол отклонения главного шатуна от оси движения поршня в НМТ;  $\varphi_3$  — угол отклонения прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;  $\varphi_4$  — угол отклонения прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ;  $e$  — дезаксаж ( $e = 15,5$  мм) характеризует смещение пересечения осей движения поршней относительно оси коленчатого вала;  $\alpha$  — угол поворота коленчатого вала;  $p_r$  — сила давления газов;  $p_p$  — сила инерции,  $s_n$  — ход поршня

Определение углов отклонения (в ВМТ и НМТ) прицепного шатуна также представлено в виде:

$$\sin \varphi_3 = \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot k_2}{1 + \lambda_{\text{п}}} = 0,038; \sin \varphi_4 = \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot k_2}{1 - \lambda_{\text{п}}} = 0,059;$$

$$\varphi_3 = \arcsin(\varphi_3) = 2,16^\circ; \varphi_4 = \arcsin(\varphi_4) = 3,401^\circ.$$

Из формул видно, что  $\sin(\varphi_2) > \sin(\varphi_1)$  и  $\sin(\varphi_4) > \sin(\varphi_3)$ , следовательно,  $\varphi_2 > \varphi_1$  и  $\varphi_4 > \varphi_3$ . Таким образом, угол поворота кривошипно-шатунного механизма при прямом ходе (от верхней мертвой точки) меньше  $180^\circ$ , а при обратном ходе (от нижней мертвой точки) — больше  $180^\circ$ .

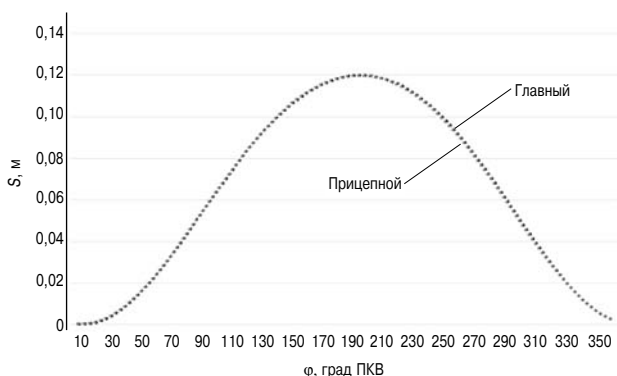


Рис. 4. Перемещение поршня на главном и прицепном шатунах

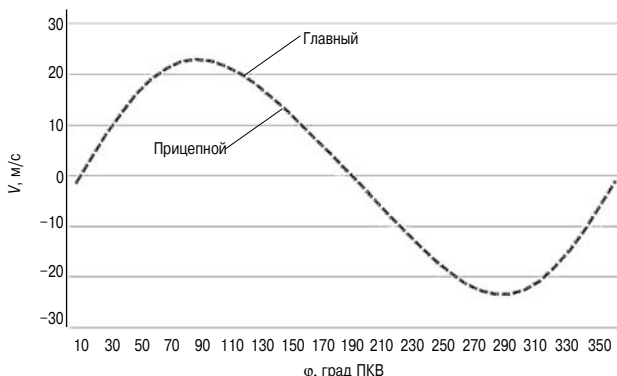


Рис. 5. Изменение скорости поршня на главном и прицепном шатунах

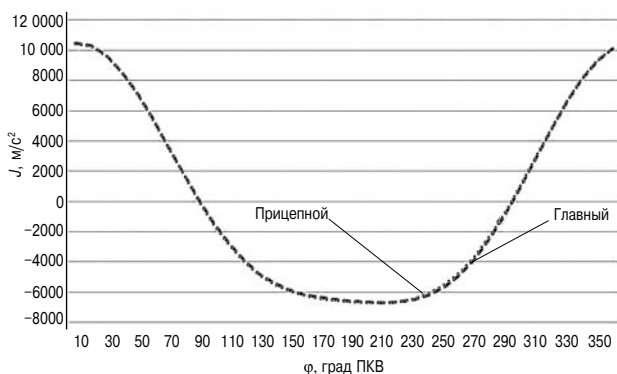


Рис. 6. Изменение ускорения поршня на главном и прицепном шатунах

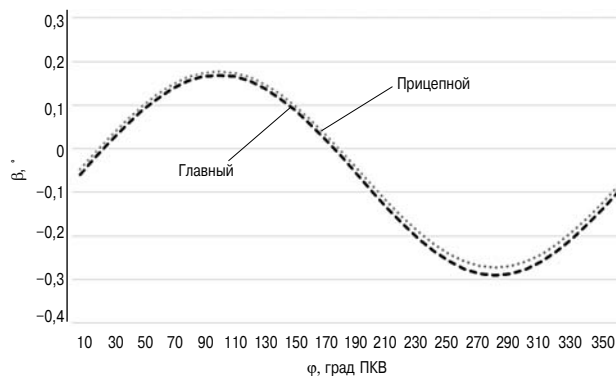


Рис. 7. Угол отклонения главного и прицепного шатуна

На рис. 4–6 представлены графики перемещения, скорости и ускорения главного и прицепного поршней в дезаксиальном кривошипно-шатунном механизме, а на рис. 7 — отклонение главного и прицепного шатунов.

Далее представлены зависимости для определения угловой скорости и углового ускорения качания главного и прицепного шатунов, а на рис. 8, 9 графики изменения этих величин.

$$\omega_{\text{ш.д}} = \lambda \cdot \omega \frac{\cos(\varphi)}{(1 - \lambda^2(\sin(\varphi) - k)^2)^{1/2}};$$

$$\omega_{\text{ш.д.п}} = \lambda_{\text{п}} \cdot \omega \frac{\cos(\varphi)}{(1 - \lambda_{\text{п}}^2(\sin(\varphi) - k_2)^2)^{1/2}};$$

$$\xi_{\text{ш.д}} = \lambda \cdot \omega^2 \times \frac{\lambda \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\varphi) \cdot (\sin(\varphi) - k) - (1 - \lambda^2(\sin(\varphi) - k)^2) \cdot \sin(\varphi)}{(1 - \lambda^2(\sin(\varphi) - k)^2)^{3/2}};$$

$$\xi_{\text{ш.д.п}} = \lambda_{\text{п}} \cdot \omega^2 \times \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\varphi) \cdot (\sin(\varphi) - k_2) - (1 - \lambda_{\text{п}}^2(\sin(\varphi) - k_2)^2) \cdot \sin(\varphi)}{(1 - \lambda_{\text{п}}^2(\sin(\varphi) - k_2)^2)^{3/2}}.$$

Как видно из графиков рис. 4–6 и 8, характер и амплитуда изменения параметров КШМ W-образного двигателя главного шатуна идентична амплитуде изменения параметров прицепного шатуна, а характер и амплитуда изменения углов отклонения (рис. 7) и углового ускорения качания

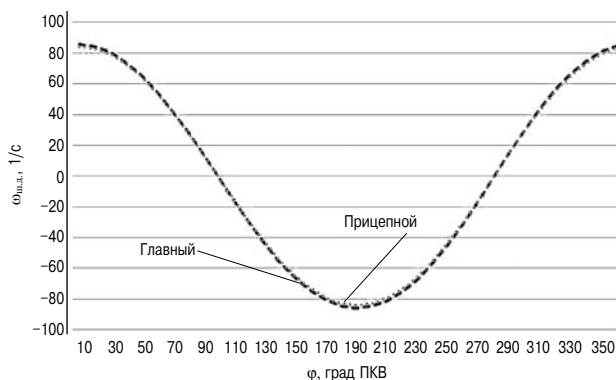
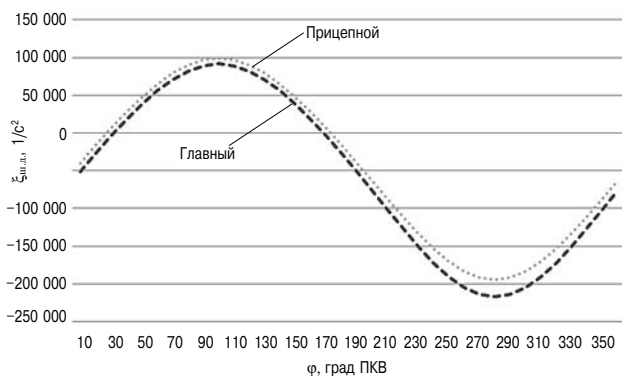


Рис. 8. Изменение угловой скорости главного и прицепного шатунов



**Рис. 9. Изменение углового ускорения качания главного и прицепного шатунов**

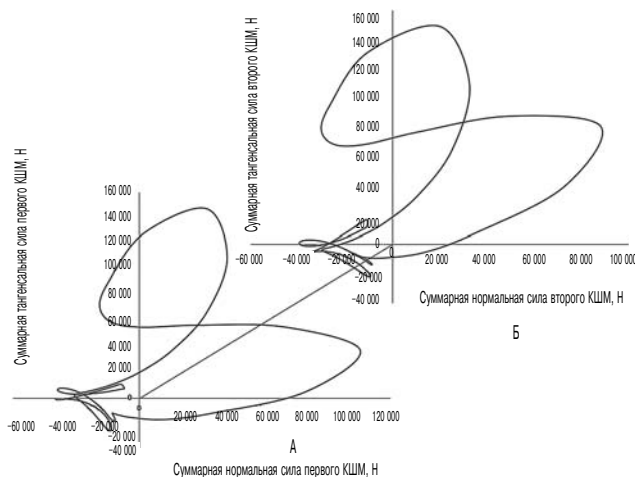
главного и прицепного шатунов (рис. 9) — отличаются. Это можно объяснить диаксиальным расположением поршней (см. рис. 3). Результаты выполненного анализа достаточно хорошо согласуются с основными положениями теории диаксиального кривошипно-шатунного механизма.

#### **Динамический анализ W-образного двигателя с прицепными шатунами**

Совместный кинематический и динамический анализ работоспособности W-образного двигателя с прицепными шатунами позволит выполнить гидромеханический расчет подшипников скольжения, что позволит определить геометрические параметры шатунного подшипника и их конструкцию.

Для определения геометрических параметров нижней головки главного и прицепного шатунов на рис. 10 представлены годографы сил, действующих на шатунную шейку. Как следует из конструкции КШМ W-образного двигателя (см. рис. 3), главные шатуны располагаются параллельно на одной шатунной шейке. Соответственно, результирующие силы, действующие на шатунную шейку, будут находиться в плоскостях, расположенных перпендикулярно оси шатунной шейки на длинах, равных одной четвертой ее длины от соответствующей щеки коленчатого вала. Годограф А характеризует действие сил на шатунную шейку первого главного и первого прицепного шатунов. Годограф Б характеризует действие сил на шатунную шейку второго главного и второго прицепного шатунов.

Анализ годографов действующих на шатунную шейку сил позволяет определить место подачи смазочного масла в зону подшипников, характеризующуюся наиболее нагруженным сопряжением. Учитывая, что точка приложения действующих результирующих сил располагается на расстоянии четверти длины шатунной шейки от щеки коленчатого вала, это позволяет перейти



**Рис. 10. Годографы сил, действующие на шатунную шейку**

к этапу определения размеров и конструктивных параметров шатунной шейки коленчатого вала и шатунного подшипника.

#### **Вывод**

Как следует из результатов выполненного анализа, конструктивные особенности КШМ W-образного двигателя могут быть использованы при разработке конструкции двигателей с повышенными требованиями к минимизации весогабаритных параметров.

Соотношение геометрических размеров и конструкции шатунов позволяет на стадии проектирования обеспечить одинаковый ход поршней на главных и прицепных шатунах.

Результаты кинематического и динамического анализа позволяют перейти к этапу проектирования шатунного подшипника и шатунной шейки коленчатого вала.

Логический анализ организации работы двигателя (см. рис. 2) с возможностью электронного или электрогидравлического управления МГР позволяет расширить возможности управления режимами работы двигателя.

#### **Литература**

1. Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В. Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2018. — № 4 (274). — С. 18–23.
2. Программа самообучения 248. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия.
3. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. — Владимир, 2014. — 142 с.