

АНАЛИЗ ДЕЙСТВУЮЩИХ СИЛ В КШМ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист,
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск
М.В. Левцов, студент
ЮурГУ (НИУ) г. Челябинск

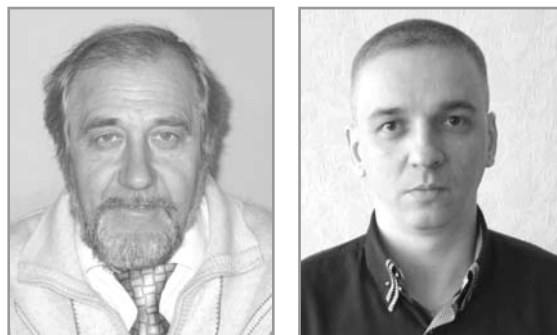
Особенности кинематики КШМ W-образных двигателей с прицепными шатунами состоят в том, что крутящий момент в КШМ возникает в результате суммарного действия сил на одну шатунную шейку от двух главных и двух прицепных шатунов. Это позволяет оценить эффективность организации порядка работы цилиндров двигателя в одном из двух возможных вариантов: во всех четырех цилиндрах, организован такт «рабочий ход»; если в одном, двух или трех цилиндрах организован такт «рабочий ход», то в остальных заканчивается такт «выпуск» или происходит такт «впуск». В этой связи оценка влияния организации порядка работы цилиндров в секции двигателя имеет практический интерес.

Введение

Отличительной особенностью конструктивной схемы кривошипно-шатунного механизма (КШМ) W-образного двигателя с прицепными шатунами является характер действующих на шатунную шейку сил. Как показано на рис. 1, все четыре поршня секции W-образного двигателя кинематически связаны с одной шатунной шейкой. Первый и второй главные шатуны параллельно устанавливаются на одну шатунную шейку, а прицепные крепятся к соответствующим сергам нижних головок главных шатунов.

Принципиальная схема конструкции в формате 3D представлена на рис. 1, а и в работах [1]. Из кинематической схемы (рис. 1, б) следует, что в левом ряду цилиндров установлены поршни с главными шатунами, а в правом ряду — поршни с прицепными шатунами. Необходимо отметить, что в приведенной W-образной схеме, за счет смещения точки пересечения осей цилиндров относительно оси коленчатого вала вниз на 21 мм (при заданных геометрических параметрах КШМ), исключается соприкосновение поверхностей поршней при их положении вблизи НМТ.

Таким образом, при разработке виртуального двигателя целесообразно рассмотреть и учесть особенности конструкции и выполнить анализ действующих сил в ДВС с W-образной схемой и прицепными шатунами.



Очевидно, что действующие на шатунную шейку силы в W-образном двигателе с прицепными шатунами аналогичны схеме сил, действующих на шатунную шейку V-образного двигателя с прицепными шатунами. Это позволяет сделать вывод о том, что теоретические положения, представленные в работах [3–6], могут быть использованы при анализе работы W-образного двигателя.

Для более точного понимания и описания процессов, происходящих в одной секции двигателя (секция — это четыре поршня, расположенные на одной шатунной шейке), предлагается принять следующие пояснения:

- первый главный — цилиндр и поршень конструктивно связаны с первым главным шатуном;
- второй главный — цилиндр и поршень конструктивно связаны со вторым главным шатуном;
- первый прицепной — цилиндр и поршень конструктивно связанный с первым прицепным шатуном;
- второй прицепной — цилиндр и поршень конструктивно связанный со вторым прицепным шатуном;
- первый главный шатун — конструктивно расположен на первой шатунной шейке, ближе к носку коленчатого вала (рис. 1);
- второй главный шатун — конструктивно расположен на первой шатунной шейке, рядом с первым главным шатуном (см. рис.1).

Результаты кинематического анализа W-образного двигателя, представленные на рис. 2 и в работе [1], позволяют оценить работу одной

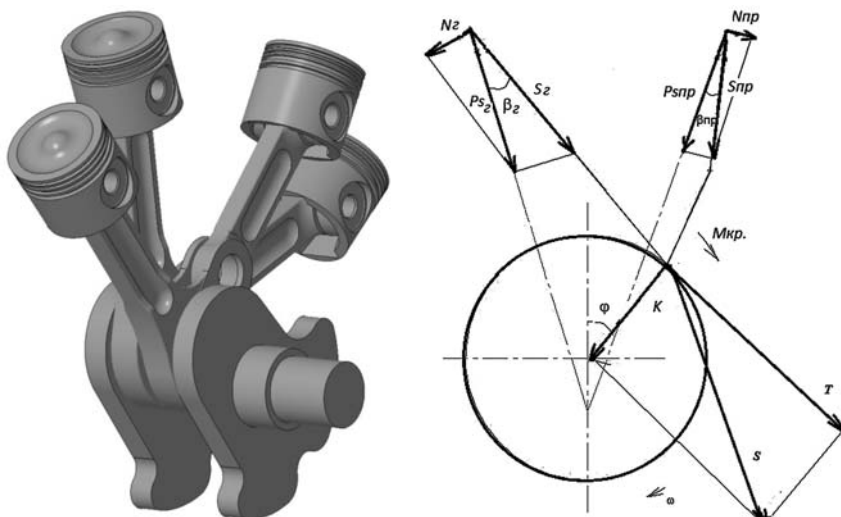


Рис. 1. Кинематическая схема расположения поршней сектора W-образного двигателя с прицепными шатунами (а) и схема действующих сил (б):

N и N_{np} — сила, прижимающая поршни с главным и прицепным шатунами к стенке цилиндра; K — нормальная сила; T — тангенциальная сила; S — сила, действующая вдоль продольной оси шатуна; P_s — суммарная сила, действующая вдоль оси цилиндра в зависимости от соотношения сил P_1 и P_2 ; φ — угол поворота коленчатого вала; ω — угловая скорость вращения кривошипа; β — угол между силами P_1 и S ; $M_{кр}$ — крутящий момент

секции в плане ее организации по тактам работы двигателя в каждом цилиндре.

Как показано на графиках рис. 2, поршни, сочлененные с главными и прицепными шатунами (учитывая, что они кинематически связаны с одной шатунной шейкой, достигают верхней мертвой точки (ВМТ) при разных углах поворота коленчатого вала. Это происходит при 360 — для первого главного, при 384 — для второго главного, при 435 — для первого прицепного и при 459 град ПКВ — для второго прицепного. Как видно из графиков, организация работы цилиндров в секции двигателя возможна только в одном из двух вариантов:

- первый — когда, во всех четырех цилиндрах организован такт «рабочий ход»;
- второй — если в одном, двух или трех цилиндрах организован такт «рабочий ход», то в

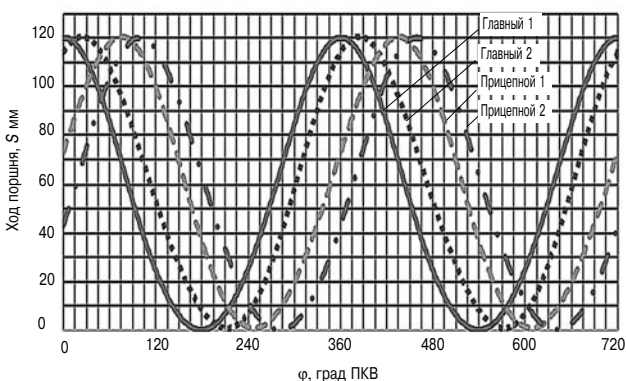


Рис. 2. Графики движения поршней W-образного двигателя с прицепными шатунами

остальных происходит такт «впуск».

Такая схема позволяет обеспечивать работу двигателя на частичных режимах при полной нагрузке одного, двух или трех поршней одного сектора двигателя. Равномерное чередование полной нагрузки по цилиндрам сектора позволит обеспечить оптимальное тепловое состояние деталей ЦПГ и топливной аппаратуры, а также исключить возможность коксования сопел распылителей.

Для оценки эффективности различных вариантов организации работы сектора двигателя необходимо рассмотреть различные варианты схем силового воздействия на детали ЦПГ и КШМ и проанализировать работу сектора двигателя.

Анализ вариантов организации порядка работы цилиндров двигателя

Логический анализ работы двигателя по тактам, организованный в соответствии с первым вариантом, показал, что если в первом главном начинается такт «рабочий ход» (см. рис. 2) то в трех остальных цилиндрах заканчивается такт «сжатие». Следовательно, часть работы, совершаемой в первом цилиндре, расходуется на преодоление механических потерь в остальных цилиндрах, к которым относятся: потери на сжатие воздуха (такт «сжатие»), сил инерции и на трение в деталях ЦПГ и КШМ (в целях упрощения, при дальнейшем анализе, потери на трение анализировать не будем).

При дальнейшем повороте коленчатого вала и последовательном достижении поршнями секции ВМТ в соответствующих цилиндрах будет начинаться такт «рабочий ход», который продлится до 540 град ПКВ в первом главном, до 564 град ПКВ во втором главном, до 615 град ПКВ в первом прицепном и при угле 639 град ПКВ во втором прицепном.

Далее, когда такт «рабочий ход» в первом главном цилиндре закончится, совершаемая работа на такте «рабочий ход» в других цилиндрах будет направлена на преодоление механических потерь такта «выпуск» в первом главном цилиндре, и эти процессы будут продолжаться до завершения такта «рабочий ход» в последующих цилиндрах.

Механические потери на остальных тактах могут быть компенсированы за счет кинетической энергии маховика или работы, совершаемой в других секциях двигателя.

В этой связи целесообразно разработать наглядный метод оценки эффективности различных вариантов, рассмотреть преимущества и недостатки различных вариантов организации порядка работы цилиндров в каждой секции двигателя.

Результаты анализа удобно представить в графической интерпретации, так как необходимо комплексно рассмотреть изменение влияющих факторов в соответствии с кинематическими характеристиками деталей ЦПГ и КШМ.

Общая схема метода оценки на основе формирования графического материала, позволяющего оценить работу секции, была построена следующим образом:

а) первый главный

- такт «впуск» 0–180;
- такт «сжатие» 180–360;
- такт «рабочий ход» 360–540;
- такт «выпуск» 540–720 град ПКВ;

б) второй главный

- такт «впуск» 24–204;
- такт «сжатие» 204–384;
- такт «рабочий ход» 384–564;
- такт «выпуск» 564–744 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 24 град ПКВ)

в) первый прицепной

- такт «впуск» 75–255;
- такт «сжатие» 255–435;
- такт «рабочий ход» 435–615;
- такт «выпуск» 615–795 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 75 град ПКВ)

г) второй прицепной

- такт «впуск» 99–279;
- такт «сжатие» 279–459;
- такт «рабочий ход» 459–639;
- такт «выпуск» 639–819 град ПКВ;

(на графике такт «выпуск» закончится при 99 град ПКВ).

Кроме этого, для графического оформления характера изменения суммарной силы «Т» необходимо учитывать результаты расчета силы инерции в зависимости от вариантов работы секции и согласование ее с работой двигателя по углу ПКВ:

- расчет сил инерции для углов от 0 до 720 град ПКВ;
- расчет сил инерции для углов от 24 до 744 град ПКВ;
- расчет сил инерции для углов от 75 до 795 град ПКВ;
- расчет сил инерции для углов от 99 до 819 град ПКВ.

Представленные на рис. 3 графики изменения газовых и инерционных сил позволяют оценить эквидистантность пиковых значений суммарной

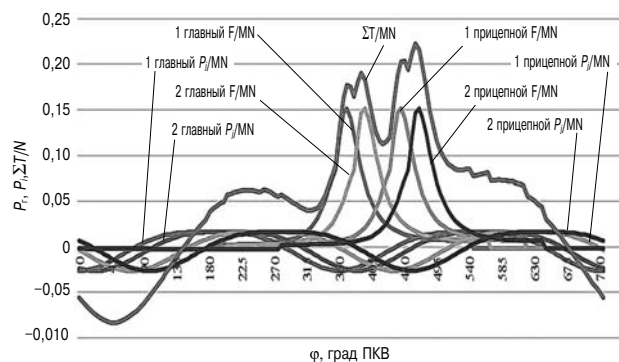


Рис. 3. Графики изменения сил газов P_g (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр), сил инерции P_i (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 1)

силы «Т». Из графиков видно, что изменения давления газов в каждом из цилиндров секции, а также изменения значений действующих инерционных сил P_g (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр), P_i (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр), достаточно хорошо коррелируются с пиковыми значениями силы «Т» как результат суммарного действия газовых и инерционных сил.

Возможность управления работой секции двигателя достаточно наглядно представлена на рис. 4 и 5.

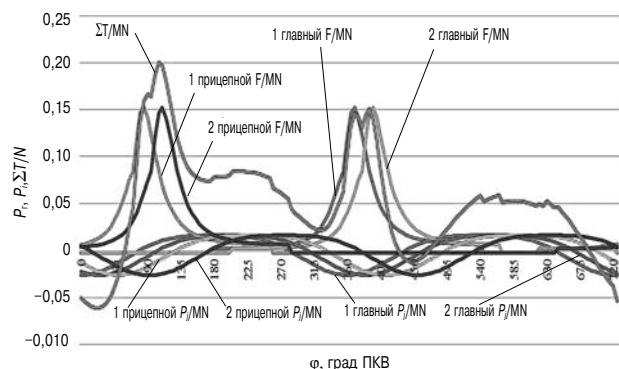


Рис. 4. Графики изменения сил газов P_g (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр), сил инерции P_i (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 2)

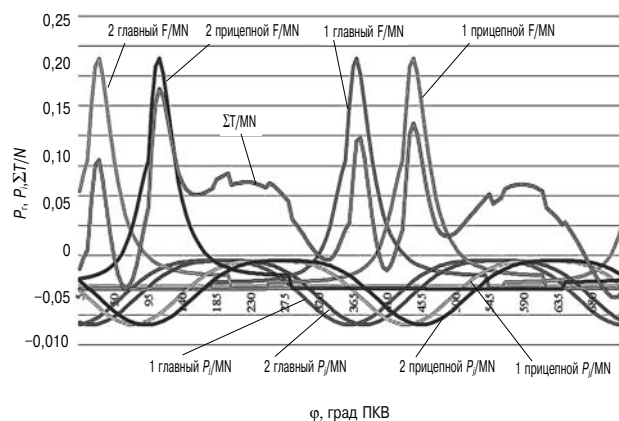


Рис. 5. Графики изменения сил газов P_g (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр), сил инерции P_i (1гл., 2гл., 1пр., 2 пр) и суммарной силы «Т» в зависимости от угла ПКВ (вариант 2а)

В соответствии со схемой формирования графического материала, работа двигателя (см. рис. 4) может быть организована так, что в первом главном и в первом прицепном организован такт «рабочий ход», тогда во втором главном и во втором прицепном организован такт «впуск».

Особенность организации работы двигателя по схеме, представленной на рис. 4, заключается в том, что такт «рабочий ход» совершается последовательно (при 370 и 395 град ПКВ, то есть через 24 град ПКВ) в двух цилиндрах, а в остальных двух он совершается через 435 градусов после начала такта «рабочий ход» в первом главном цилиндре. Кроме этого, следует отметить, что максимальные значения силы «Т» при 110 град ПКВ больше, чем соответствующее значение при 370 градусах, что можно объяснить влиянием инерционной составляющей.

Аналогичным образом может быть организована работа двигателя (рис. 5) так, что в первом главном и в первом прицепном (при 370 и 445 град ПКВ то есть через 75 град ПКВ) происходит такт «рабочий ход», а во втором главном и во втором прицепном организован такт «впуск». Соответственно, такт «рабочий ход» в цилиндрах второго главного и второго прицепного совершается через 380 градусов после начала такта «рабочий ход» в первом главном цилиндре.

Вывод

Анализ представленных графических материалов позволяет сделать следующие выводы.

1. При реализации первого варианта организации работы сектора W-образного двигателя можно обеспечить максимальные значения крутящего момента и мощности.

2. Представленные структурные схемы и методы определения суммарной силы «Т», действующей на шатунную шейку коленчатого вала, в зависимости от различных схем организации работы виртуального двигателя, позволяет вы-

полнить графоаналитические исследования по выбору наиболее оптимальных схем порядка работы цилиндров двигателя в целом.

3. Графическое построение изменения суммарной силы «Т» было выполнено с использованием результатов кинематического, динамического анализа и на основе теплового расчета [7] 12-цилиндрового W-образного виртуального двигателя (размерностью 10/12, мощностью 588 кВт при частоте вращения коленчатого вала 3500 об/мин).

Литература

1. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ и исследование КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 27–30.
2. Программа самообучения 248. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия.
3. Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Пырьев С.А. Расчет сложнагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизеля // Вестник машиностроения, 2013. № 12. С. 42–47.
4. Rozhdestvenskya Y., Khozeniuka N., Surovtsev S. Dynamics and Lubrication Problem Analysis of Main Bearings for IC Engines Based on Coupling between a Crankshaft and a Flexible Whole Engine Block / Tribology in Industry Vol. 40, Nr. 1 (2018) 139–148, DOI: 10.24874/ti.2018.40.01.13.
5. Rozhdestvensky Yu.V., Khozeniuk N.A., Mylnikov A.A. The Technique of an Interconnection Problem of the Hydrodynamic Lubrication Theory and the Nonlinear Dynamics for Mechanical Systems «An Elastic Crankshaft on Journal Bearings» / International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2016. Procedia Engineering 150 (2016). 647–653
6. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей // Учебное пособие. Владимир, 2014. 142 с.
7. Виле И.И. Тепловой расчет двигателя внутреннего сгорания (уточненный метод). Челябинск, 1972. 100 с.