

ФОРМИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМОМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДЛЯ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

*А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист,
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск*

*Ю.В. Рождественский, д.т.н. проф., М.В. Левцов, студ., К.А. Гонтарев, студ.
ЮУрГУ (НИУ) г. Челябинск*

Рассмотрены факторы, влияющие на формирование электрогидравлической системы управления механизмом газораспределения (МГР) W-образного двигателя с прицепными шатунами. Выполнен анализ особенностей и влияние различных схем организации управления работой МГР на нагруженность элементов и узлов двигателя. Сформулированы технические требования к электрогидравлической системе управления МГР. Отмечено, что реализация технических решений может представлять интерес как для изделий требующих плотной компоновки силовой установки, так и для изделий, где отношение веса двигателя к его мощности является важным параметром.

Введение

Как отмечено в ранее опубликованных статьях, задача снижения массогабаритных показателей, а также повышения эффективных параметров W-образного двигателя с прицепными шатунами, может быть частично решена за счет:

- снижения количества коренных опор и соответственно количества подшипников скольжения [1, 2] вследствие чего, уменьшается длина блок-картера, коленчатого вала и головок блока, с соответствующим снижением веса и количества деталей двигателя;

- снижения уровня механических потерь кривошипно-шатунного механизма (КШМ) за счет уменьшения количества коренных опор с 7 (для 12-цилиндрового V-образного двигателя с прицепными шатунами), до 4-х (для 12-цилиндрового W-образного двигателя с прицепными шатунами) [2, 3];

- организации электрогидроуправления работой МГР двигателя.

Известно, что одной из перспективных систем электронного управления в ДВС, является аккумуляторная система подачи топлива типа common rail, имеющая несомненные преимущества перед механической топливной системой. Поэтому, разработка подобной системы управления



МГР, является перспективной и актуальной задачей, в результате решения которой, вопросы снижения массогабаритных показателей деталей и повышения эффективности двигателей будут во многом решены. В этой связи определенный интерес представляют работы фирмы FreeValve «без системы распредвалов» [4].

В качестве технического решения подобной задачи, может быть предложена электрогидравлическая система управления МГР объединенная с системой подачи топлива аккумуляторного типа. Применение дизельного топлива в качестве рабочей жидкости в гидравлической системе обусловлено возможностью последовательного использования аккумуляторной системы МГР и аккумуляторной системы топливоподачи типа common rail. При этом, в аккумуляторных системах будет происходить постоянный обмен рабочей жидкости (дизельного топлива), что обеспечит стабильность ее температурного состояния, и как следствие, надежность и точность работы ее ме-

ханизмов. В единой структурной схеме, система МГР может быть определена как элемент, расположенный между топливоподкачивающим насосом и насосом высокого давления, что позволит использовать энергию подкачивающего насоса для организации работы клапанов МГР.

Кроме этого, для оценки возможности применения такой системы, целесообразно рассмотреть особенности работы W-образного двигателя с прицепными шатунами, а также выполнить анализ эффективности применения различных схем организации работы МГР в цилиндрах двигателя.

Особенности КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами

Расчетный, кинематический и логический анализ выполнены для виртуального 12-цилиндрового W-образного двигателя размерностью 10/12, мощностью 588 кВт. Как было отмечено в работе [3], основное отличие предлагаемой схемы W-образного двигателя заключается в последовательном протекании рабочего процесса в секции (секция — это часть двигателя, включающие в себя два главных и два прицепных шатуна, кинематически связанные с одной шатунной шейкой). Как известно, продолжительность рабочего цикла в цилиндре двигателя составляет 720 град ПКВ. Анализ кинематической схемы W-образного двигателя с прицепными шатунами, позволяет определить продолжительность рабочего цикла секции двигателя, которая в данном случае, составляет 813 град ПКВ.

Это связано со смещением начала и окончания каждого такта в цилиндрах секции. Например, если такт «Впуск» начинается при «0» град ПКВ в первом главном цилиндре, то такт «Впуск» во втором главном и далее в первом и втором боковых цилиндрах соответственно начинается при 21, 72 и 93 град ПКВ. Учитывая, что продолжительность такта составляет 180 градусов, то на участке хода поршней от 93 до 180 градусов, во всех цилиндрах секции происходит такт «Впуск». Соответственно, такт «Впуск» для первого главного цилиндра заканчивается при 180 град ПКВ, для второго главного при 201 град ПКВ, для первого бокового — при 252, а для второго бокового при 273 градусах. В это время, на участке хода поршней от 180 до 273 град ПКВ, в первом главном цилиндре будет происходить такт «Сжатие» или такт «Выпуск».

Расположение поршней секции по тактам W-образного двигателя

Цилиндры секции	Такты W-образного двигателя и значения углов в секции, град ПКВ							
	Впуск		Сжатие		Рабочий ход		Выпуск	
Первый главный	0	180	180	360	360	540	540	720
Второй главный	21	201	201	381	381	561	561	741
Первый боковой	72	252	252	432	432	612	612	792
Второй боковой	93	273	273	453	453	633	633	813

Более наглядно, взаимное расположение поршней по тактам в цилиндрах двигателя представлено в таблице.

Также можно объяснить наложения тактов в цилиндрах секции, который определяет характер и амплитуду силы Z действующую на шатунную шейку коленчатого вала (рис. 1).

Совместный анализ таблицы и рис. 1 показывает, что значения углов развала в ряду и между главными и боковыми цилиндрами, определяют начало и окончание тактов в секции W-образного двигателя. Основные кинематические зависимости предлагаемой конструкции КШМ такого двигателя и результаты кинематических исследований опубликованы в работах [1–3].

Начало работы, например такта «Впуск», в каждом цилиндре секции зависит от угла развала между главными и боковыми цилиндрами, а также

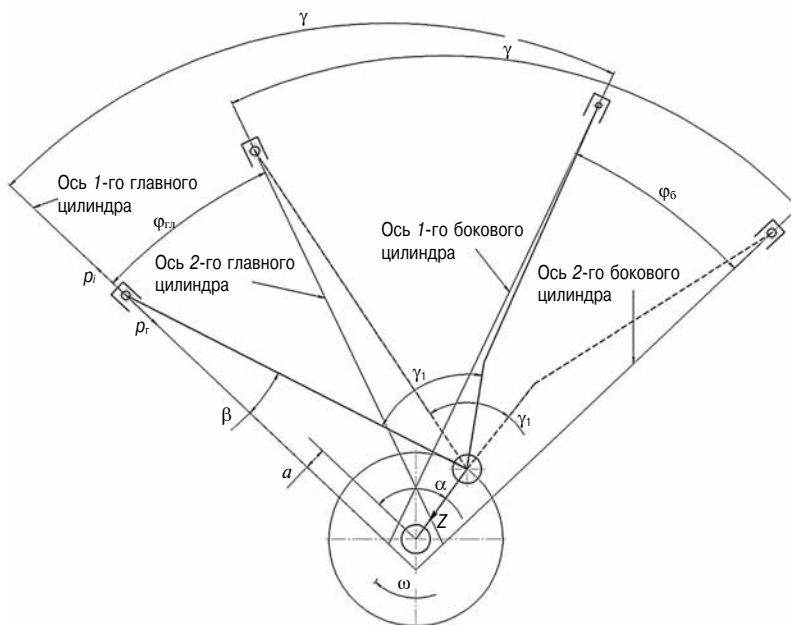


Рис. 1. Расположение осей кинематической схемы W-образного двигателя

a — величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала, α — угол поворота кривошипа, β — угол отклонения оси шатуна, ϕ — угол развала цилиндров в одном ряду ($\phi_{1л}$ — главном, $\phi_{2л}$ — боковом), γ — угол развала цилиндров между рядами, γ_1 — угол между осью главного шатуна и осью шейки, ω — угловая скорость вращения коленчатого вала, Z — суммарная сила, направленная к центру окружности радиуса кривошипа

от угла развала между цилиндрами одного ряда. Математическое выражение, характеризующее влияние геометрических параметров кинематической схемы W-образного двигателя на начало протекания каждого цикла в цилиндрах секции, будет иметь следующий вид:

$$\tau = \frac{\varphi_{\text{гл}}}{2} + \gamma + \frac{\varphi_{\text{б}}}{2},$$

где τ — значение угла, характеризующее начало и окончание цикла в секции, град; $\varphi_{\text{гл}}$ — угол развала между цилиндрами главного ряда, град; γ — угол развала между главными и боковыми цилиндрами, град; $\varphi_{\text{б}}$ — угол развала между цилиндрами бокового ряда, град.

Для разрабатываемого виртуального W-образного двигателя значения углов $\varphi_{\text{гл}}$, $\varphi_{\text{б}}$ и γ будут соответственно равны 21, 21 и 72 градуса.

Еще одной особенностью данной конструктивной схемы является то, что в секции может происходить только, например:

- такт «Впуск» или такт «Рабочий ход» во всех четырех цилиндрах;
- или такт «Впуск» в одном или двух цилиндрах, а в остальных такт «Рабочий ход».

Ситуация, когда в одних цилиндрах секции происходит такт «Впуск» или «Рабочий ход», а в других такт «Сжатие» или «Выпуск» — невозможна, из-за кинематической связи шатунов с шатунной шейкой, так как поршни могут двигаться только к или от ВМТ (НМТ). То есть, по конструктивным особенностям, порядок работы цилиндров: первый главный, второй главный, первый боковой и второй боковой — постоянный и не зависит ни от каких условий.

Порядок работы секции W-образного двигателя с прицепными шатунами в зависимости от вариантов организации работой МГР, может быть организован следующим образом:

- вариант *a* — 1гл, 2гл, 1б, 2б — последовательный;
 - вариант *b* — 1гл, 1б, 2гл, 2б — параллельный;
 - вариант *в* — 1гл, 2б, 2гл, 1б — перекрестный.
- где: гл — главный, б — боковой цилиндр.

Организация вариантов рабочего процесса секции двигателя представлена в виде развернутых диаграмм рис. 2, 4, 6, что позволяет оценить взаимосвязь работы цилиндров с учетом кинематики КШМ, моментов открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов, а также показать моменты подачи топлива в цилиндры двигателя с учетом моментов окончания рабочего цикла.

При оценке эффективности вариантов работы секции двигателя, целесообразно определить предварительные критерии оценки теплового и силового воздействия на детали ЦПГ и КШМ. Уровень этого воздействия условно можно оценить следующим образом:

➤ если такт «Рабочий ход» происходит с небольшим интервалом между вспышками топлива в цилиндрах, которые геометрически расположенных достаточно близко друг к другу, то такое тепловое воздействие на детали ЦПГ можно считать не благоприятным;

➤ если такт «Рабочий ход» происходит в цилиндрах, кинематически завязанных на один шатунный подшипник, то такое силовое воздействие на детали КШМ также можно считать не благоприятным.

Таким образом, если в первом и во втором главных цилиндрах все клапаны закрыты, то в этих цилиндрах может быть организован такт «Рабочий ход». При этом тепловое воздействие на детали ЦПГ в этих цилиндрах будет максимальным, так как эти цилиндры расположены рядом и в одном ряду, а рабочий процесс в них будет происходить с интервалом 21 град ПКВ. Если в первом главном и в первом боковом цилиндрах все клапаны закрыты, то в этих цилиндрах также может быть организован такт «Рабочий ход», который осуществляется с интервалом 72 град ПКВ. В этом случае, силовое воздействие на детали КШМ (на первый шатунный вкладыш) будет максимальным, так как суммарное воздействие от процессов, происходящих в этих цилиндрах, будут направлены только на один шатунный подшипник. На другой шатунный подшипник будут действовать силы, которые возникли от процессов сгорания и инерции во вторых главном и боковом цилиндрах. Учитывая, что все детали КШМ секции кинематически связаны с одной шатунной шейкой, на которой расположены первый и второй шатунные подшипники, тогда векторы силового воздействия на эти подшипники скольжения будут смещены относительно друг друга на угол равный 21, 51 или 72 град ПКВ. Структурная схема последовательной организации работы секции двигателя, с учетом требования перекрытия клапанов и опережения подачи топлива в цилиндры представлена на рис. 2.

Результаты логического и расчетного анализа выполненные в соответствии с рис. 2, представлены на рис. 3. Анализ изменения суммарной силы Z , позволяет сделать вывод о том, что продолжительность силового воздействия силы Z составляет примерно 160 град ПКВ для первого и второго шатунных подшипников, что необходимо учитывать при анализе характера силового воздействия на коренные подшипники коленчатого вала двигателя. При этом графики изменения суммарных сил Z в зависимости от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах, будут смещены относительно процессов происходящих в первых главном и боковом цилиндрах на 21 град ПКВ.

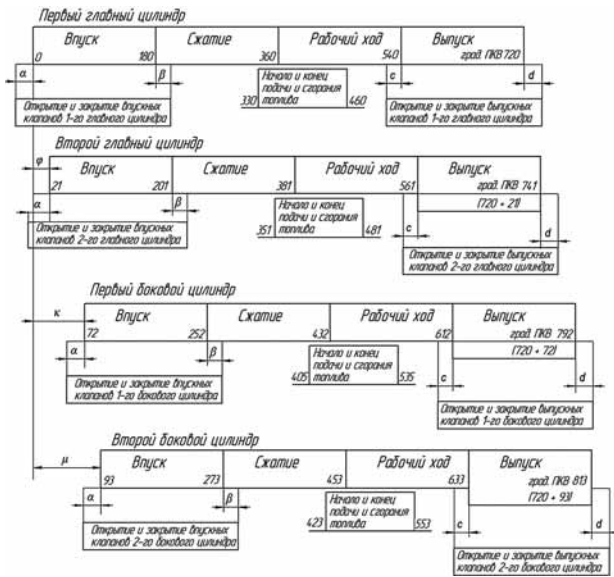


Рис. 2. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант а):

$\alpha, \beta, \gamma, \delta$ — моменты открытия и закрытия клапанов, которые определяется временем издрорма электромагнитного клапана и гидравлической системы, φ, κ, μ — начало тактов в цилиндрах секции двигателя

Аналогично можно оценить воздействие на детали КШМ от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах. Таким образом, при возникновении вышеуказанных условий силовое воздействие на детали КШМ (шатунные подшипники) двигателя будут идентичны и смещены на угол 21 град ПКВ (рис. 3), а продолжительность силового воздействия составит около 160 град ПКВ. Алгоритм организации работы секции по варианту б, представлен на рис. 4.

Как видно из рисунка, организация работы секции выполнена следующим образом. Если в первом и втором главных цилиндрах начинается такт «Рабочий ход» со смещением на 21 град ПКВ друг относительно друга, то в первом боковом цилиндре такт «Рабочий ход» начинается при 432 град ПКВ, а во втором боковом цилиндре при 453 град ПКВ. В этом случае, тепловое

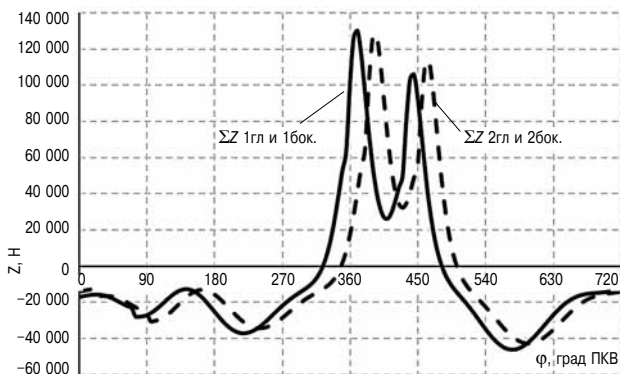


Рис. 3. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант а)

воздействие на детали ЦПГ будет максимальным, а силовое воздействие на детали КШМ (шатунные подшипники) будет существенно меньше. Аналогичным образом можно оценить состояние деталей ЦПГ и КШМ при организации работы двигателя по варианту в.

Как показано на схеме рис. 6, когда такт «Рабочий ход» происходит с интервалом равным 72 град ПКВ, во вторых главном и боковом цилиндрах, в этом случае, уровень воздействия на первый шатунный подшипник скольжения от сил, возникающих в первом главном цилиндре, достигнет максимального значения при 370 град ПКВ, а от сил, возникающих в первом боковом цилиндре при 450 град ПКВ.

Как показано на рис. 7, при использовании варианта в, сила Z достигает максимальных значений при угле поворота коленчатого вала равном:

- 370 град — от процессов, происходящих в первом главном цилиндре;

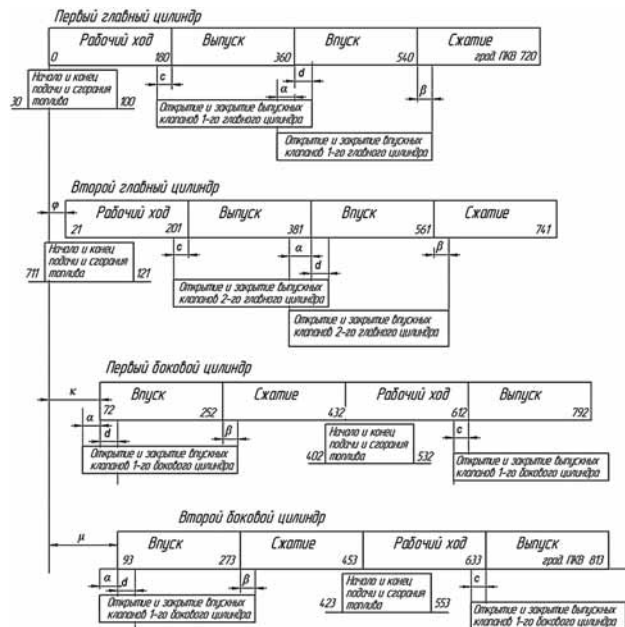


Рис. 4. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант б)

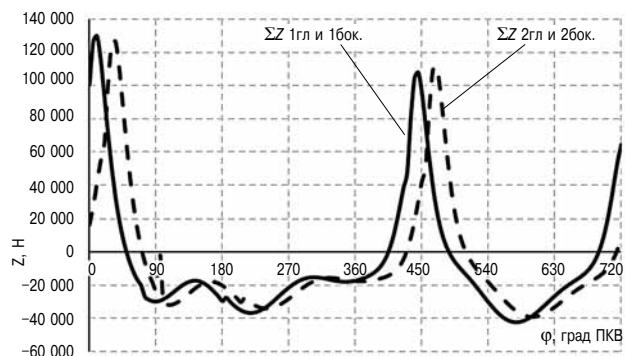


Рис. 5. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант б)

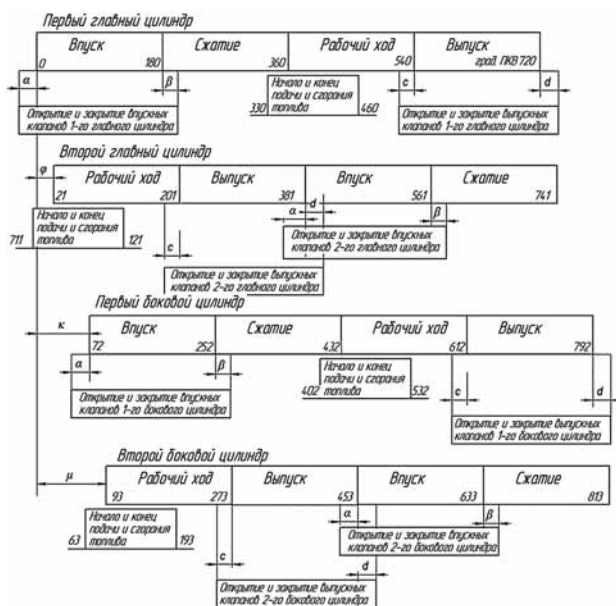


Рис. 6. Схема работы одной секции W-образного двигателя с прицепными шатунами (вариант в)

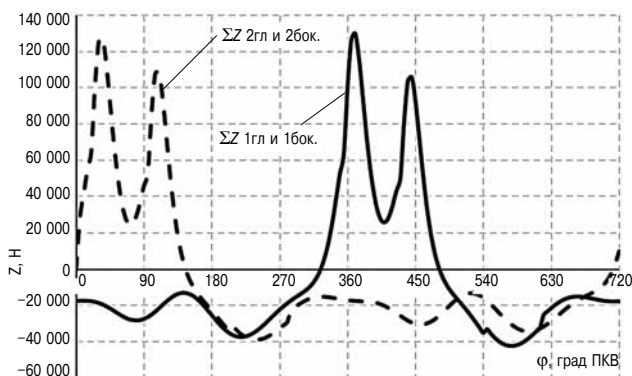


Рис. 7. Характер изменения суммарной силы Z одной секции W-образного двигателя (вариант в)

- 450 град — от процессов, происходящих в первом боковом цилиндре;
- 30 град — от процессов, происходящих во втором главном цилиндре;
- 110 град — от процессов, происходящих во втором боковом цилиндре.

Максимальное значение сил от процессов, происходящих во вторых главном и боковом цилиндрах по отношению к первым главному и боковому цилиндру, произойдет при значениях углов ПКВ, которые определяются в соответствии с порядком работы секции W-образного двигателя с прицепными шатунами и могут быть определены следующим образом:

- если в результате процессов происходящих в первом главном цилиндре, максимальное значение силы Z произошло при 370 град ПКВ, то чтобы определить, через, сколько градусов максимальное значение произойдет во втором главном цилиндре, необходимо чтобы рабочий про-

цесс завершился в первом главном и начался во втором главном цилиндре;

- учитывая, что рабочий цикл составляет 720 град ПКВ, то до завершения рабочего цикла в первом главном цилиндре, коленчатый вал должен повернуться еще на 350 градусов;

- достижение максимального значения силы Z во втором главном цилиндре происходит при 30 град ПКВ (рис. 7), то есть через 380 град ПКВ после достижения силой Z максимального значения от процессов, происходящих в первом главном цилиндре.

Обзор вариантов схем организации работы МГР двигателя, а также логический анализ различных вариантов организации работы секции двигателя, позволяет сделать вывод о возможности регулирования напряженно-деформированного состояния деталей ЦПГ и КШМ, за счет организации вариантов работы секции двигателя.

Вышеизложенные материалы по организации работы секции двигателя, позволяют оценить возможность организации управления 12-цилиндрового W-образного двигателя с прицепными шатунами путем создания электрогидравлической системы управления МГР.

В этом случае, порядок работы различных вариантов работы двигателя может быть представлен в следующем виде:

- вариант а — 1гл, 2гл, 1б, 2б, 5гл, 6гл, 5б, 6б, 3гл, 4гл, 3б, 4б — последовательный;
- вариант б — 1гл, 1б, 2гл, 2б, 5гл, 5б, 6гл, 6б, 3гл, 3б, 4гл, 4б — параллельный;
- вариант в — 1гл, 2б, 2гл, 1б, 5гл, 6б, 6гл, 5б, 3гл, 4б, 4гл, 3б — перекрестный.

Электрогидравлическая система управления МГР

Одно из основных требование, которое необходимо выполнить при разработке электрогидравлической системы, заключается в обеспечении надежной и долговременной работы управляющей и исполнительной системы МГР.

Управляющая система направлена на обеспечение надежной работы клапанов МГР во всем нагрузочном и скоростном диапазоне, на основе электрического сигнала, полученного от датчика при нахождении соответствующего поршня в ВМТ и осуществляющая управление клапанами гидравлической системы. Важным аспектом этой системы является достижение необходимого уровня быстродействия как электрической (электронной), так и гидравлической систем, то есть быстрое открытие и быстрое закрытие клапана при обеспечении безударного его опускания на седло. Гидравлическая система управления клапанами может быть оформлена в виде распределительного вала, который обеспечивает подачу гидравлической жидкости (в данном случае дизельное топливо) в соответствии с законами уп-

равления МГР представленными на рис. 2, 4, 6, с учетом времени изодрома электромагнитного клапана и гидравлической системы, с целью обеспечения закона динамики клапанов МГР. Общая схема работы электрогидравлической системы управления МГР, может быть представлена следующим образом:

➤ при подходе к ВМТ на такте «Впуск» первого главного поршня, при значении угла ПКВ равно α , происходит срабатывание электромагнитного клапана управления МГР, в результате которого происходит открытие соответствующего впускного клапана двигателя;

➤ аналогичным образом происходит открытие соответствующих клапанов секции двигателя;

➤ дальнейшая организация работы 12-цилиндрового двигателя может быть оформлена в соответствии с представленными выше вариантами работы МГР и ТА двигателя.

Чередование вспышек в секциях для 12-цилиндрового двигателя будут происходить через 120 град ПКВ.

Использование результатов логического анализа вышеизложенных положений и факторов позволяет перейти к этапу формирования исполнительной системы.

Исполнительная система направлена на обеспечение законов движения клапанов двигателя с характеристиками представленными выше.

Анализ технических решений, представленный в работах [4–7] наряду с применением современных методов 3D моделирования и электронного управления работой систем, позволяет проанализировать и предложить оптимальное техническое решение. Поэтому, для обеспечения технических характеристик таких важных параметров динамических характеристик клапанов: как угол наклона прямой, характеризующую максимальную скорость их открытия и закрытия, обеспечение безударной посадки конуса клапана на седло, необходимо создание 3D модели и выполнение виртуальных исследований.

Как было отмечено в работах [4–7], в качестве рабочего тела может быть использован газ или масло, что позволяет быстро открывать и медленно опускать клапан на седло. По мнению авторов, для данной конструкции дизельного двигателя больше подходит дизельное топливо, обладающее средними вязкостно-температурными характеристиками. При совместном использовании топлива в рампе МГР и рампе ТА с обеспечением необходимой чистоты и его постоянном расходе, будет обеспечена стабильность теплового состояния элементов систем, что обеспечит надежность работы и долговечность двигателя в целом. При оценке динамических характеристик клапанов целесообразно рассмотреть варианты с

использованием и без использования коромысел.

Одной из целей данной публикации является анализ возможности работы МГР без применения распредвалов и системы привода, что позволит снизить уровень механических потерь в МГР, а также уменьшить вес и габариты двигателя, что является важным условием при разработке и создании двигателя для БПЛА и легкомоторной авиации. При этом, патентно-лицензионный анализ публикаций на предложенную тему [6, 7] подтвердил актуальность и перспективность подобного типа разработок.

Заключение

1. Представленные схемы работы МГР и ТА, наряду с анализом изменения действующих на детали ЦПГ и КШМ сил в секциях, с учетом гидромеханических параметров сопряжений позволяют оценить применение схем управления МГР и подтверждают возможность их использования для W-образных двигателей.

2. Реализация различных схем работы секции позволяет регулировать нагрузку на детали ЦПГ и КШМ, что представляет интерес в случае перехода от одной схемы к другой без остановки двигателя.

3. Реализация предложенных решений направленных на уменьшение габаритов двигателя могут представлять интерес для изделий авто и бронетехники, а технических решений направленных на уменьшение веса двигателя для — БПЛА и легкомоторной авиации.

Литература

1. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3. С. 27–30.
2. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 1. С. 26–29.
3. Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Ловцов М.В. Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 2. С.3–8.
4. Двигатели без распредвалов, новая технология, которая изменит автоиндустрию <http://www.lgai.ru/publ/517681-dvigateli-bez-raspredvalov-novaya-tehnologiya-kotoraya-izmenit-avtoindustriyu.html> @ Igai.ru
5. Volkswagen Group. Семейство двигателей W. Программа самообучения 248 Wolfsburg. С. 10. [Электронный ресурс]. URL: http://www.autodela.ru/assets/files/books/VW/248_Wdvwg_W8_W12_Volkswagen.pdf (дата обращения: 28.07.2021).
6. Николаев П. Без кулачков // ТУРБО: автожурнал. — 2006. № 5 (91) [Электронный ресурс]. URL: http://www.turbobnsk.ru/index.pl?module=article_det;p1=443 (дата обращения: 05.10.2015).
7. Исполнительный механизм гидравлического привода клапана двигателя внутреннего сгорания (варианты): патент RU МПК F01L 9/00 (2006.01) / А.В. Максимов, А.Б. Березовский, Н.А. Гатауллин, Л.А. Зими́на, А.П. Сосновский Р.Ф. Сафин, И.Ф. Гумеров, А.С. Куликов, Р.Х. Хафизов; заявитель и патентообладатель — открытое акционерное общество «КамАЗ». № 2014123242/06(037856); заявл. 06.06.2014; решение о выдаче патента от 16.06.2015.