

<b>РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	<b>ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES</b>
<i>Маслов А.П., Рождественский Ю.В., Левцов М.В.</i> <b>Графоаналитический анализ возможности обеспечения одинакового хода поршней V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами</b>	<b>3</b> <i>Maslov A.P., Rozhdestvensky Yu.V. and Levtsov M.V.</i> <b>Graph-analytic method of crank gear design for V- &amp; W-engines featuring master and slave connecting rods</b>
<i>Федянов Е.А., Левин Ю.В., Шумский С.Н.</i> <b>Использование фазированной подачи малых добавок водорода для улучшения показателей роторного двигателя Ванкеля</b>	<b>9</b> <i>Fedyanov E.A., Levin Yu.V. and Shumsky S.N.</i> <b>Minor addition of hydrogen to fuel as a means to improve rotary engine performance</b>
<b>СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ</b>	<b>ENGINE SYSTEMS AND UNITS</b>
<i>Радченко П.М., Крашенинин В.Е., Макаев М.А.</i> <b>Комбинированный двухэтапный наддув дизель- генератора в переходных режимах</b>	<b>13</b> <i>Radchenko P.M., Crashenin V.E. and Makaev M.A.</i> <b>Transients in marine engine-generator featuring combined two-stage supercharge system</b>
<b>ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ</b>	<b>FUEL. LUBRICANTS</b>
<i>Плотников С.А., Кантор П.Я., Мотовилова М.В.</i> <b>Расчет характеристик впрыскивания при работе дизеля на активированном топливе</b>	<b>19</b> <i>Plotnikov S.A., Kantor P.Ya. and Motovilova M.V.</i> <b>Activated fuel as a means to improve engine performance</b>
<b>ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	<b>MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES</b>
<i>Бирюков Н.Н., Мудрецов Д.Н., Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Карпец Ф.С.</i> <b>Удаление нагара в двигателях внутреннего сгорания с помощью водородно-воздушной смеси</b>	<b>24</b> <i>Biriukov N.N., Mudretsov D.N., Markov V.A., Pozdniakov E.F. and Karpets F.S.</i> <b>Hydrogen-air mixture injection as a means of carbon deposit removal</b>
<i>Валеев Р.С., Еникеев Р.Д., Сакулин Р.Ю.</i> <b>Повышение стойкости поршней двухтактных ДВС к прогару посредством нанесения МДО-покрытия</b>	<b>30</b> <i>Valeev R.S., Yenikeev R.D. and Sakulin R.Yu.</i> <b>Micro-weld oxidation as a means to prevent burnout of 2-stroke engine piston</b>
<b>НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ</b>	<b>ENGINE BUILDING NEWS</b>
<b>Водород — перспективное топливо для поршневых ДВС (материалы конгресса CIMAC 2019)</b>	<b>35</b> <b>Hydrogen — up-and-coming fuel for reciprocating engines (based on CIMAC 2019 papers)</b>
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	<b>INFORMATION</b>
<b>Рефераты статей</b>	<b>54</b> <b>Synopsis</b>

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

## ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
В.А. Шелеметьев	<i>зам. техн. директора</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
С.В. Хильченко	<i>техн. директор</i>	<i>ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербурге</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
А.В. Попов	<i>зам. ген. директора</i>	<i>АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
А.С. Куликов	<i>гл. констр. по двиг.</i>	<i>ПАО КАМАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

## НИИ

В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенок	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>

## ВУЗЫ

В.А. Марков	<i>зав. кафедрой Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
В.А. Рыжов	<i>проф. кафедры ТМС и САПР</i>	<i>КИ фил. МПУ, г. Коломна</i>
Ю.В. Галышев	<i>проф. ВШ энерг. маш.</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. ВШ гидротех. стр-ва</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
С.П. Столяров	<i>зав. кафедрой СДВС и ДУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры СДВС и ДУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>проф. кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>проф. кафедры ЯЭ</i>	<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково</i>

---

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», Санкт-Петербург

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

### Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2020 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» ([www.elibrary.ru](http://www.elibrary.ru)) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

---

Выпускающий редактор — Н.А. Вольская  
Редактор инф. отдела — Г.В. Мельник  
Ст. редактор — О.Д. Камнева  
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 02.06.2020  
Подписано в печать 23.06.2020  
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7  
Зак. 96. Тираж 700 экз.  
Цена договорная

---

Почтовый адрес редакции журнала:  
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

Тел.: +7 (921) 956-31-94  
+7 (812) 719-73-30

E-mail: [ecology@rdiesel.ru](mailto:ecology@rdiesel.ru)  
[www.rdiesel.ru](http://www.rdiesel.ru)

---

**ДВИГАТЕЛЕ  
СТРОЕНИЕ**

Типография «Светлица»  
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,  
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2020. № 2 (280)

## ГРАФИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ОДИНАКОВОГО ХОДА ПОРШНЕЙ V- И W-ОБРАЗНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

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

Представлен принцип построения конструкции V- и W-образного двигателя с прицепными шатунами, позволяющий создавать условия для достижения одинакового хода поршня с главным и прицепным шатунами. Условия для достижения одинакового хода главного и прицепного поршней обеспечены за счет:

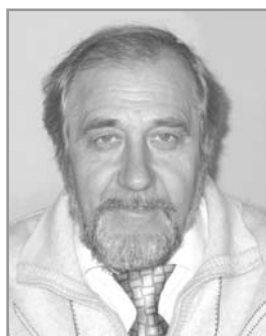
- анализа влияющих факторов на геометрические параметры КШМ;
- разработки конструктивных изменений деталей КШМ и ЦПГ, их геометрического соотношения и расположения.

Приведена математическая формула для расчета одинакового хода главного и прицепного поршней виртуального W-образного двигателя.

### Введение

Уровень вибрации и шума двигателя зависит от равномерности протекания рабочих процессов и кинематических характеристик КШМ. Одним из способов снижения вибрации является создание условий для обеспечения одинакового хода поршней, соединенных с главным и прицепным шатунами в V- и W-образных двигателях.

Известно, что классическое построение кинематической схемы КШМ с прицепными шатунами не позволяет обеспечить одинаковый ход главных и прицепных поршней, что является одним из основных недостатков V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами. Например, в двигателях семейства V-2 ход поршня с главным шатуном составляет 180 мм, а ход поршня с прицепным шатуном — 186,7 мм. Очевидно, что при разном ходе поршней возникают проблемы уравниваемости двигателя, которые частично решаются за счет корректировки объема подаваемого топлива по блокам цилиндров, что вызывает определенные технологические сложности при изготовлении и регулировке двигателя.



В этой связи предложенный метод построения кинематической схемы КШМ позволяет создать условия для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней.

Основные геометрические параметры главного и прицепного шатунов, взаимное пространственное расположение базовых деталей, влияющих на характеристики хода поршней виртуального двигателя размерностью 10/12, представлены на рис. 1.

### Построение кинематической схемы

Построение кинематической схемы V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами базируется на классической теории разработки и конструирования ДВС. При этом для обеспечения одинакового хода поршней в конструкцию КШМ необходимо было внести и учесть некоторые изменения. В данной

статье авторами представлен поэтапный характер построения такой кинематической схемы.

При построении конструктивной схемы КШМ виртуального W-образных двигателя за основу был принят развал цилиндров равный  $72^\circ$ , также как и в двигателях W фирмы Volkswagen [1], который был принят в качестве прототипа. Конструктивная схема двигателей этого типа достаточно хорошо отработана, что подтверждается их серийным выпуском на заводах Германии.

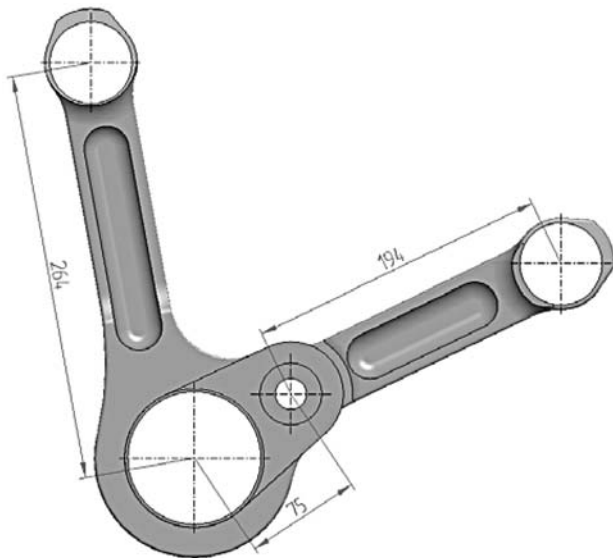


Рис. 1. Эскиз сборки главного и прицепного шатунов W-образного виртуального двигателя

Поэтому, на этапе проектирования целесообразно оценить преимущества и недостатки этой и создаваемой конструкции. При построении были использованы результаты кинематического анализа в ранее представленных работах [1, 2].

При анализе геометрических построений КШМ виртуального двигателя и двигателя прототипа, следует отметить их существенные отличия (см. схемы на рис. 2).

Алгоритм построения кинематической схемы W-образного двигателя с прицепными шатунами строился с учетом размерности двигателя [2, 3] и его конструктивных особенностей, которые были получены при выполнении построения в следующем порядке:

- из центра окружности, диаметр которой условно равен ходу поршня (в данном случае 120 мм), под углами 54 и 126 градусов, то есть в первой и четвертой четвертях окружности проводятся лучи, угол между которыми равен  $72^\circ$ ;

- параллельно этим лучам проводятся эквидистантные линии на расстоянии 15,5 мм (значение дезаксажа 15,5 мм было определено и выбрано согласно конструктивным особенностям и размерности разрабатываемого виртуального двигателя, с учетом исключения критических углов взаимного расположения деталей КШМ);

- из центра окружности на эти эквидистантные линии проводятся перпендикуляры. Точки пересечения перпендикуляров и эквидистантных линий — базовые для формирования линии осей цилиндров двигателя;

- из этих базовых точек под углом 10,5 градусов (значение 10,5 градуса было определено и выбрано из конструктивных особенностей разрабатываемого виртуального двигателя) сим-

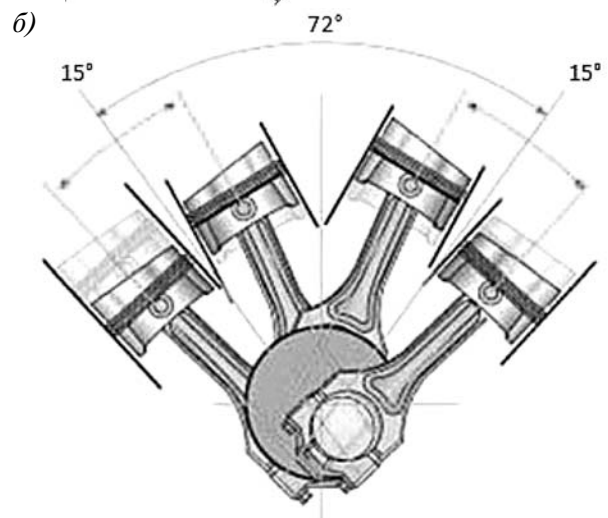
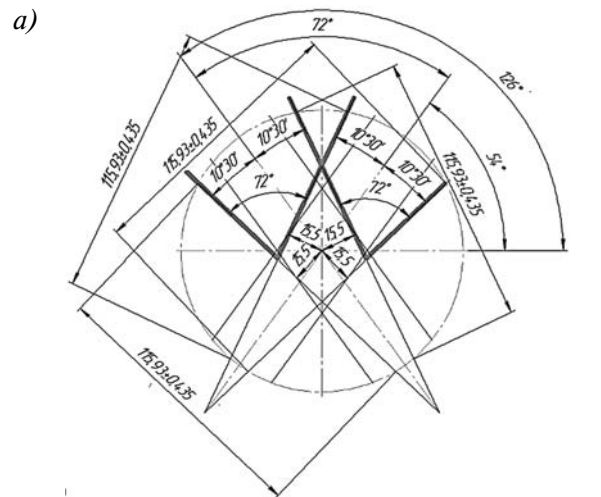


Рис. 2. Сравнительная схема определения геометрического положения осей цилиндров W-образного двигателя при создании условия обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней:

*a* — схема формирования W-образного виртуального двигателя; *b* — схема формирования W-образного двигателя фирмы Volkswagen [1]

метрично параллельным линиям проводятся лучи, которые являются осями цилиндров W-образного двигателя с прицепными шатунами.

Следует отметить, что представленная схема формирования КШМ виртуального двигателя несколько отличается от схемы, представленной авторами в работе [3]. Построение участка перпендикуляра (равного 15,5 мм), опущенного на эквидистантные линии из центра окружности, позволило упростить математическое описание условия обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней.

Как видно из рисунков, одинаковый ход главных и прицепных поршней может быть реализован за счет изменения расположения осей цилиндров относительно оси коренных шеек коленчатого вала. Длина каждого участка линий осей цилиндров, ограниченных окруж-

ностью условного хода поршней (120 мм для данного случая), составляет 115,93 мм. Это связано со смещением осей цилиндров относительно центра оси коленчатого вала. При этом общая картина симметрии W-образного двигателя нарушена не будет. Относительное положение некоторых элементов деталей КШМ и их взаимное расположение, полученное в соответствии с приведенной выше схемой построения, представлено ниже.

Геометрические параметры элементов КШМ, полученные на основе фундаментальных положений теории ДВС, позволяют выбрать длину главного шатуна, равную 264 мм и суммарную длину прицепного шатуна равную 269 мм при радиусе кривошипа 60 мм.

Геометрические характеристики КШМ разрабатываемого двигателя [2] были получены при анализе кинематики и углов отклонения осей шатунов относительно оси цилиндров, а также с учетом значений дезаксажа и радиуса кривошипа для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней. Представленные графические материалы достаточно хорошо совпадают с результатами расчетных исследований, что позволит наглядно представить взаимное расположение элементов КШМ при их перемещении.

Ниже представлены сравнительные результаты расчетных исследований взаимного положения деталей КШМ:

➤ при положении *главного* поршня в ВМТ, угол отклонения оси главного шатуна относительно оси цилиндра  $\varphi_1$  составляет: расчет — 2,739°, ЧТД — 2,75°;

➤ при положении *главного* поршня в НМТ, угол  $\varphi_2$  отклонения оси главного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — 4,351°, ЧТД — 4,3°;

➤ при положении *прицепного* поршня в ВМТ, угол  $\varphi_3$  отклонения оси прицепного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — 2,16°, ЧТД — 2,41°;

➤ при положении *прицепного* поршня в НМТ, угол  $\varphi_4$  отклонения оси прицепного шатуна относительно оси цилиндра составляет: расчет — 3,401°, ЧТД — 3,73°.

На рис. 3 и 4 значения углов показаны по результатам геометрических построений.

Для аналитического определения хода главного поршня, были рассмотрены два прямоугольных треугольника *COE* и *BOE*, образованные условными линиями деталей КШМ при положении поршня главного шатуна в ВМТ и НМТ.

Как показано на рис. 4, катет *OE* — для этих треугольников общий, а гипотенузы *CO* и *BO* — длины кривошипа. Следовательно, эти треугольники одинаковые и длины катетов *CE* и *BE* равны и лежат на линии оси движения поршня.

Как отмечено выше и в работе [2], катет *OE* является дезаксажем и характеризует смещение оси цилиндра относительно оси коленчатого вала на 15,5 мм. Тогда длина катета *CE* равна квадратному корню разницы квадратов гипотенузы *CO* и квадрата катета *OE* и составляет 57,96 мм. Аналогично, длина катета *BE* также равна 57,96 мм.

В этом случае, длина катете *AE* будет равна  $AC + CE = (264 + 57,96) = 321,96$  мм, а длина катета *DE* —  $(DB - BE) = (264 - 57,96) = 206,04$  мм.

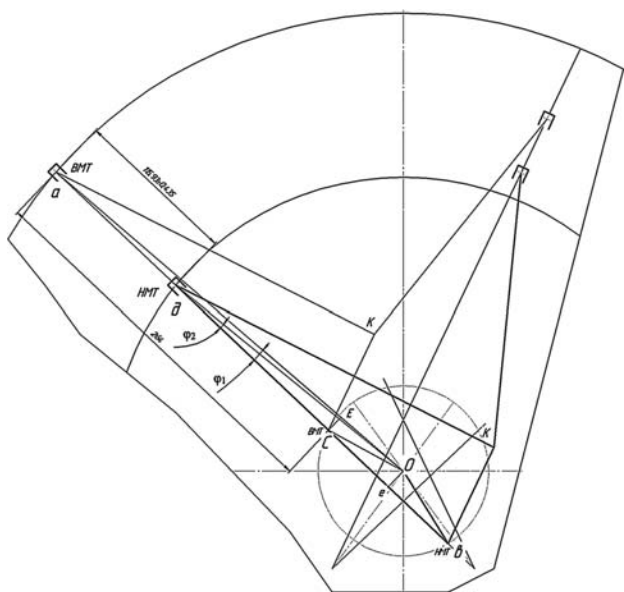


Рис. 3. Относительное расположение элементов КШМ главного и прицепного шатунов при положении в ВМТ и НМТ поршня главного шатуна

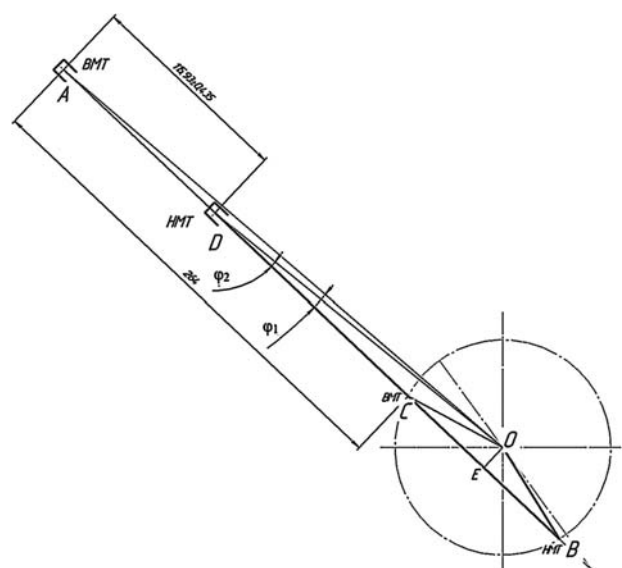


Рис. 4. Геометрическое расположение осей деталей КШМ главного шатуна при положении его поршня в ВМТ и НМТ

Разница длин катетов (длина хода главного поршня) будет:  
 $AE - DE = 321,96 - 206,04 = 115,92$  мм, что соответствует выше представленным кинематическим данным равным 115,93 мм.

#### Определение длины хода прицепного поршня (НМТ)

Дальнейший анализ по определению геометрических параметров прямоугольных треугольников для прицепного шатуна представлен на рис. 5.

Для выполнения дальнейших работ с целью проверки одинакового хода поршней на рис. 6 показаны геометрические параметры элементов треугольников, образованных условными линиями деталей КШМ и линией, совпадающей с осью цилиндра при положении поршня прицепного шатуна в НМТ.

С целью аналитического определения хода прицепного поршня рассмотрим три прямоугольных треугольника  $NMK$ ,  $RMK$  и  $RLQ$ :

1. Из треугольника  $NMK$  определим длину катета  $MK$ , равную 11,51 мм, как произведение длины гипотенузы  $NK$  на синус угла  $\varphi_4 = 3,401^\circ$  [2].

2. Из этого же треугольника определим длину катета  $MN$ , равную 193,658 мм, как  $NK$  на косинус угла  $\varphi_4 = 3,401^\circ$  [2].

3. Из треугольника  $RMK$  определим длину катета  $RM$ , равную 74,112 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы  $RK$  и квадрата катета  $MK$ .

4. Из треугольника  $RLQ$  определим длину катета  $RL$ , равную 57,96 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы  $RQ$  (60 мм) и квадрата катета  $LQ$  (15,5 мм).

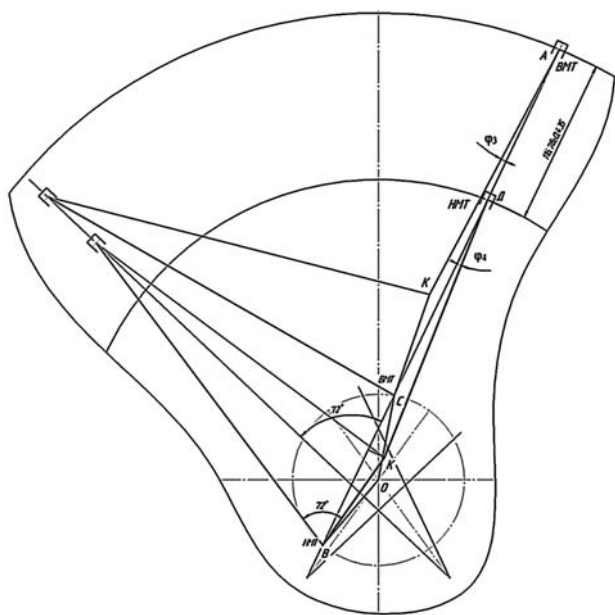


Рис. 5. Относительное расположение элементов КШМ главного и прицепного шатунов при положении в НМТ и ВМТ поршня прицепного шатуна

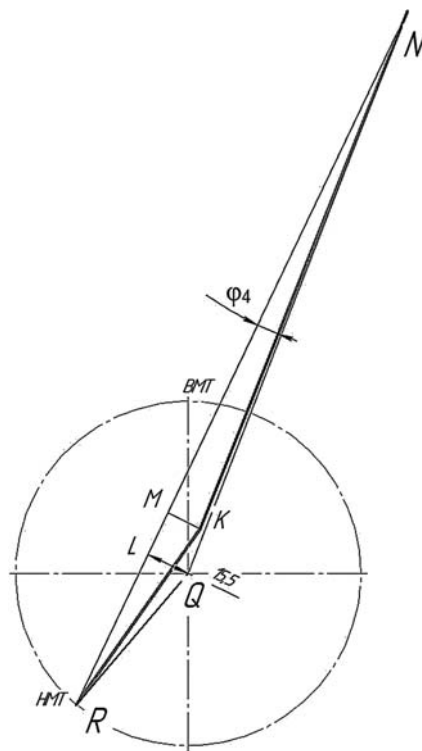


Рис. 6. Геометрическое расположение осей деталей КШМ прицепного шатуна, при его положении поршня в НМТ

5. Определим длину катета  $NL = MN + RM - RL = 193,658 + 74,112 - 57,96 = 209,81$  мм;

#### Определение длины хода прицепного поршня (ВМТ)

Для дальнейшего выполнения работ с целью определения одинакового хода поршней, в соответствии с рис. 7, были рассмотрены геометрические размеры элементов треугольников, образованных условными линиями деталей КШМ и линии, совпадающей с осью цилиндра, при положении поршня прицепного шатуна в ВМТ.

Рассмотрим прямоугольные треугольники  $FKS$  и  $SGK$ :

1. Из треугольника  $FKS$  определим длину катета  $SK$ , равную 7,312 мм, как произведение длины гипотенузы (194 мм) на синус угла  $\varphi_3 = 2,16^\circ$  [2].

2. Из треугольника  $FKS$  определим длину второго катета  $FK$ , равную 193,86 мм, как произведение длины гипотенузы на косинус угла  $\varphi_3 = 2,16^\circ$ .

3. Из треугольника  $SGK$  определим длину катета  $GK$ , равную 74,643 мм, как квадратный корень разности квадрата гипотенузы  $GS$  (75 мм) и квадрата катета  $SK$ .

4. Длина катета  $GL$ , равная 57,96 мм, определится как квадратный корень разности квадрата гипотенузы  $GQ$  (60 мм) и квадрата катета  $QL$  (15,5 мм).

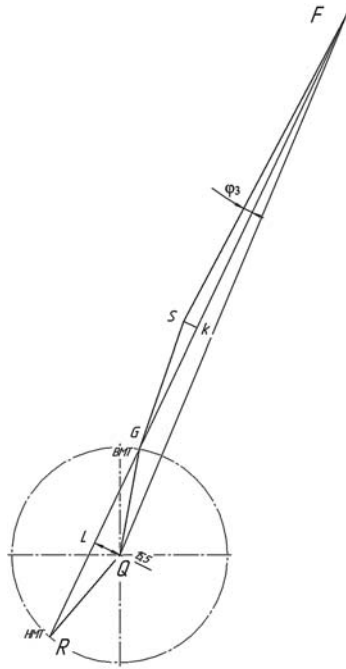


Рис. 7. Геометрическое расположение осей деталей КШМ прицепного шатуна, при положении его поршня в ВМТ

5. На следующем этапе определится длина катета  $FL$  треугольника  $FLQ$ , как сумма длин катетов:  $GL + GK + FK = 57,96 + 74,643 + 193,86 = 326,463$  мм.

Таким образом, разность длин катетов (ход поршня)  $326,463 - 209,2366 = 117,226$  мм.

По результатам геометрических построений различие в длине хода главного и прицепного поршней составляет 1,3 мм.

**Формирование математической зависимости**

Для расчетного определения длины хода главного и прицепного поршней целесообразно геометрические параметры деталей КШМ представить в удобной форме:

$L_r = 264$  мм — межосевое расстояние между верхней и нижней головкой главного шатуна;

$L_n = 194$  мм — межосевое расстояние между верхней и нижней головками прицепного шатуна;

$R = 75$  мм — расстояние между нижней головкой главного шатуна и осью серьги для прицепного шатуна;

$\varphi_1 = 2,739^\circ$  — угол отклонения оси главного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;

$\varphi_2 = 4,351^\circ$  — угол отклонения оси главного шатуна от оси движения поршня в НМТ;

$\varphi_3 = 2,16^\circ$  — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ;

$\varphi_4 = 3,401^\circ$  — угол отклонения оси прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ;

$e = 15,5$  мм — дезаксаж, смещение осей цилиндров относительно оси коленчатого вала;

$r = 60$  мм радиус кривошипа;

$k = e/r$  — отношение дезаксажа к радиусу кривошипа;

$\sin \varphi_{1-4}$  использованы по результатам расчетов, представленных в работе [2]:

$$\sin \varphi_1 = \lambda k / 1 + \lambda = 0,048;$$

$$\sin \varphi_2 = \lambda k / 1 - \lambda = 0,076;$$

$$\sin \varphi_3 = \lambda k_2 / 1 + \lambda = 0,038;$$

$$\sin \varphi_4 = \lambda k_2 / 1 - \lambda = 0,059.$$

Главный поршень (рис. 4):

— формула длины прилежающего катета:  $AE = L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}$  — главный поршень в ВМТ;

— формула длины прилежающего катета:  $DE = L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}$  — главный поршень в НМТ;

Ход главного поршня равен:

$$S_n = \{L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}\} - \{L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}\}. \quad (1)$$

Прицепной поршень в НМТ (рис. 6):

— формула длины прилежающего катета:  $NM = L_n \cos \varphi_4$ ;

— формула длины противолежащего катета:  $MK = L_n \sin \varphi_4$ ;

— формула длины катета  $RM$  треугольника  $RMK$ :  $RM = \{R^2 - (L_n \sin \varphi_4)^2\}^{1/2}$ ;

— формула длины катета  $RL$  треугольника  $RLQ$ :  $RL = (r^2 - e^2)^{1/2}$ .

$$LN = NM + RM - RL = L_n \cos \varphi_4 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_4)^2\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}. \quad (2)$$

Прицепной поршень в ВМТ (рис. 7):

— формула длины прилежающего катета  $FK$  треугольника  $FSK$ :  $FK = L_n \cos \varphi_3$ ;

— формула длины противолежащего катета  $SK = L_n \sin \varphi_3$ ;

— формула длины катета  $GK$  треугольника  $GSK$ :  $GK = \{R^2 - (L_n \sin \varphi_3)^2\}^{1/2}$ ;

— формула длины катета  $GL$  треугольника  $GLQ$ :  $GL = (r^2 - e^2)^{1/2}$ ;

$$FL = FK + GK + GL = L_n \cos \varphi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}. \quad (3)$$

Ход прицепного поршня равен:

$$S_n = [L_n \cos \varphi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}] - [L_n \cos \varphi_4 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_4)^2\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}]. \quad (4)$$

Для проверки значений одинакового хода поршня достаточно определить равенство значений ходов главного и прицепного поршней по следующей зависимости:

$$\{L_r + (r^2 - e^2)^{1/2}\} - \{L_r - (r^2 - e^2)^{1/2}\} = [L_n \cos \varphi_3 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_3)^2\}^{1/2} + (r^2 - e^2)^{1/2}] - [L_n \cos \varphi_4 + \{R^2 - (L_n \sin \varphi_4)^2\}^{1/2} - (r^2 - e^2)^{1/2}]. \quad (5)$$

В качестве примера представлены геометрические размеры КШМ виртуального двигателя:  $\{[264 + (60^2 - 15,5^2)^{1/2}] - [264 - (60^2 - 15,5^2)^{1/2}]\} - \{[194 \cos 2,16^\circ + \{75^2 - (194 \sin 2,16^\circ)^2\}^{1/2} + (60^2 - 15,5^2)^{1/2}] - [194 \cos 3,401^\circ + \{75^2 - 194 \sin 3,401^\circ\}^{1/2} - (60^2 - 15,5^2)^{1/2}]\} = 0,74$  мм.

Как видно из примера, разница хода поршней по результатам геометрических построений составляет 1,3 мм, а по результатам математи-

ческих вычислений — 0,74 мм, что говорит о хорошей сходимости результатов выполненного анализа.

#### **Выводы**

1. Выполненный анализ геометрических положений деталей КШМ позволяет оценить условия, обеспечивающие одинаковый ход поршней для V- и W-образных двигателей с прицепными шатунами.

2. Разработан алгоритм формирования кинематической схемы V- и W-образных двигателей для обеспечения одинакового хода главного и прицепного поршней.

3. Разница результатов графического анализа и математических вычислений составляет 0,625 %, что позволяет сделать вывод о правомерности их использования для определения геометрических размеров КШМ двигателя с прицепными шатунами.

4. Для окончательного формирования зависимостей обеспечивающих одинаковый ход поршней, целесообразно выполнить комплексные оптимизационные и кинематические исследования КШМ двигателя.

#### **Литература**

1. Volkswagen. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия. Программа самообучения 248. Перевод и верстка ООО «Фольксваген Груп Рус». 64 с.

2. Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2019. № 3 (277). С. 27–30.

3. Маслов А.П., Левцов М.В. Анализ действующих сил в КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. 2020. № 1 (279). С. 26–29.

4. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. Владимир, 2014. 142 с.

#### **НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ**

### **ЧТЗ — 87 лет: гордимся прошлым, создаем настоящее, верим в будущее**

1 июня 2020 г. исполнилось 87 лет со дня пуска Челябинского тракторного завода, индустриального гиганта первых пятилеток СССР, легендарного Танкограда, крупнейшего производителя дорожно-строительной техники страны и центра бронетанкового двигателестроения России.

История ЧТЗ предприятия полна славными страницами, принесшими почет и уважение, а также многочисленные награды коллективу завода. Рождение в Челябинске тракторного гиганта способствовало бурному росту города и области. Героический труд коллектива завода в годы войны дал родному городу второе имя — Танкоград.

Сегодня ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (в составе АО «Концерн «Уралвагонзавод» входит в Госкорпорацию «Ростех») — крупное машиностроительное предприятие, работающее как единый технологический комплекс по производству колесной и гусеничной дорожно-строительной техники, а также танковых двигателей. Один из значимых и узнаваемых брендов Челябинской области.

К своему 87-летию на ЧТЗ создан существенный научно-технический задел, который позволяет предприятию производить продукцию, пользующуюся устойчивым спросом не только в России, но и за рубежом.

Завод осуществил переход от узкой специализации к выпуску широкого ассортимента дорожно-строительной техники, ориентируясь на запросы потребителей различных отраслей экономики РФ. Так, серийные машины 10-го класса тяги Б10 были дополнены техникой 11-го и 14-го класса тяги — бульдозерами Б11 и Б14. Модельный ряд фронтальных погрузчиков пополнился модификациями ПК-55, ПК-65 и ПК-70.

В настоящее время активно идет запуск в серийное производство новых моделей техники — трубоукладчика с гидравлическим приводом лебедки ТР-20В, бульдозера в легком тяговом классе Б-9, трактора Т-11 с джойстиком управлением. Бульдозер Б10М.6100 с надежным и массовым двигателем ЯМЗ прошел существенную доработку и стал наиболее востребованной машиной в модельном ряду ЧТЗ. Техника ЧТЗ имеет значительный объем локализации, с учетом установки отдельных узлов российского производства она составляет 95–98 %.



В текущем году завод планирует значительно нарастить объемы выпуска продукции, создать широкий спектр модификаций и комплектаций техники, позволяющих эксплуатировать ее в самых разных областях применения.

ЧТЗ — основное предприятие-производитель дизельных двигателей для бронетанковых войск Российской Федерации и военной бронетанковой техники отечественного производства, поставляемой в иностранные государства. Челябинские двигатели стоят на самой современной и передовой технике Концерна «Уралвагонзавод» и других предприятий отрасли: танках, самоходных установках, инженерных машинах и др.

Сегодня моторное производство выпускает повышенные объемы продукции по гособоронзаказу, ведет работу по диверсификации производства и новым научным разработкам.

*«Моей главной целью является настройка гражданского и спец-производства, выполнение государственного оборонного заказа и программ военно-технического сотрудничества, продолжение работ по научно-техническим разработкам, повышение экономической эффективности работы предприятия», — говорит и.о. генерального директора ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» Валерий Костюченко. «Только это и мобилизация всего коллектива дают заводу перспективы для достойной конкуренции на рынке дорожно-строительной техники и дальнейшего обеспечения российской армии самыми мощными и надежными двигателями нового поколения».*

Пресс-центр ЧТЗ