

# ГРУЗОВИК

7  
2016

## ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство  
"Инновационное машиностроение"  
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

### Редакционный совет

Д.Х. Валеев,  
д-р техн. наук  
В.А. Волчков  
С.М. Гайдар,  
д-р техн. наук  
Л.В. Грехов,  
д-р техн. наук, проф.  
В.А. Зорин,  
д-р техн. наук  
В.В. Комаров,  
канд. техн. наук  
В.А. Марков,  
д-р техн. наук, проф.  
А.Н. Ременцов,  
д-р пед. наук, канд. техн. наук

О.Н. Румянцева,  
ген. дир. ООО "Издательство  
"Инновационное  
машиностроение"  
А.Ф. Синельников,  
канд. техн. наук, проф.  
А.А. Солицев,  
д-р техн. наук  
В.С. Устименко,  
канд. техн. наук  
Х.А. Фасхиев,  
д-р техн. наук, проф.  
Н.Д. Чайнов,  
д-р техн. наук, проф.

**Корпункт:**  
Я.Е. Карповский (г. Минск)

**Адрес редакции:**  
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12  
Тел. (499) 269-48-96  
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

**Адрес издательства**  
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2  
Тел. (495) 661-03-36

Журнал зарегистрирован Федеральной службой  
по надзору в сфере связи, информационных технологий  
и массовых коммуникаций (Роскомнадзор).  
Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955  
от 09.12.2015 г.

**Подписной индекс:**  
по каталогу "Роспечать" 373409,  
по объединенному каталогу  
"Пресса России" 39799,  
по каталогу "Почта России" 25782

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»,  
«Грузовик», 2016

Перепечатка материалов из журнала «Грузовик» возможна при  
обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При  
перепечатке материалов ссылка на журнал «Грузовик» обязательна.  
За содержание рекламных материалов ответственность несет  
рекламодатель



### В НОМЕРЕ:

#### Конструкция

- 3 Марков В. А., Чайнов Н. Д., Гуртовой А. В. Системы регулирования степени сжатия двигателей внутреннего сгорания (часть 1)  
13 Макеев В. Н., Плешков Д. Д. Универсальный грузоподъемный механизм одноковшового гидравлического экскаватора  
16 Бархатов Г. С. Сравнительная оценка качества транспортных средств по техническому потенциальному

#### Исследования. Расчет

- 26 Панюков Д. И., Козловский В. Н., Киреев К. В. Качество первичных исследований — ключ к повышению эффективности FMEA  
30 Денисов А. С., Данилов Ю. И. Обоснование комплексной оценки технического состояния ДВС

#### Городской пассажирский наземный транспорт

- 32 Зиманов Л. Л., Сорокин С. Н., Поживилов Н. В. Управление возрастной структурой парка городских автобусов на предприятии с целью обеспечения высокого качества перевозки пассажиров  
35 Максимов В. А., Михайлов А. В., Моложавцев О. В., Назаров А. А. Особенности применения компонентного анализа при нормировании материальных ресурсов, используемых при эксплуатации городских автобусов

#### Практика

- 39 Якубович А. Н., Якубович И. А. Определение надежности автотранспортных систем и их элементов методами математического моделирования

#### Транспортный комплекс

- 45 Столяров В. В., Щеголова Н. В., Валиев Ш. Н., Кочетков А. В. Методические подходы совершенствования нормативного обеспечения технического регулирования дорожного хозяйства с учетом теории риска

Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней <http://perechen.vak2.ed.gov.ru/>  
Система Российского индекса научного цитирования [www.elibrary.ru](http://elibrary.ru).  
Пятилетний импакт-фактор РИНЦ 2015 г. — 0,208.  
Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2014 г. по тематике "Транспорт" — 11;  
по тематике "Машиностроение" — 44. [http://elibrary.ru/title\\_about.asp?id=9777](http://elibrary.ru/title_about.asp?id=9777)  
Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

## SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"  
Editor-in-Chief S.N. PEDEJKO

### Editorial council

D.Kh. Valeev,  
dr.en.s.

V.A. Volchkov

S.M. Gaydar,

dr.en.s., prof,

L.V. Grekhov,

dr.en.s., prof.

V.A. Zorin,

dr.en.s.

V.V. Komarov,

PhD in en.s.

V.A. Markov,

dr.en.s., prof.

A.N. Rementsov,

dr.Hab, PhD in en.s.

O.N. Rumyantseva,

General Director,  
JSC "Publisher

"Innovative Engineering"

A.F. Sinel'nikov,

PhD in en.s., prof.

A.A. Solntsev,

dr.en.s.

V.S. Ustimenko,

PhD in en.s.

Kh.A. Faskhiev,

dr.en.s., prof.

N.D. Chaynov,

dr.en.s., prof.

Correspondent's office:  
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:  
107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2, p. 12  
Ph. (499) 269-48-96  
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; smp748@yandex.ru  
<http://www.mashin.ru>

Address of publishing house  
107076, Kolodezny Lane, house 2, p. 2  
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor).  
Registration number PI number FS77.-63955  
on December 9, 2015

Subscription index:  
according to the catalog "Rospechat" 373409,  
according to the integrated catalog  
"Press of Russia" 39799,  
according to the catalog "Russian Post" 25782

JSC Innovationsnoye mashinostroyeniye Publishing House,  
"Truck", 2016

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials. For contents of advertising materials responsibility is born by the advertiser.

## CONTENTS:



### Design

- 3 Markov V. A., Chajnov N. D., Gurtovoj A. V. Compression ratio control systems for internal combustion engines (part 1)  
13 Makeev V. N., Pleshkov D. D. Universal lifting device of single-bucket hydraulic excavator  
16 Barkhatov G. S. Comparative assessment of quality of vehicles on technical potential

### Research. Calculation

- 26 Panyukov D. I., Kozlowski V. N., K. V. Kireev V. N. Quality of primary researches — a key to increase of efficiency of FMEA  
30 Denisov A. S., Danilov Yu. I. Rationale for a comprehensive assessment of the technical condition of internal combustion engine

### Public passenger land transport

- 32 Zimanov L. L., Sorokin S. N., Pozhivilov N. V. Management the age structure of bus fleet in the transit agency to provide high quality of passenger transportation  
35 Maksimov V. A., Mikhailov A. V., Molozhavtsev O. V., Nazarov A. A. Features of application of component analysis when the rationing of material used in the operation of city buses

### Practice

- 39 Yakubovich A. N., Yakubovich I. A. The determination of the reliability of transport systems and their elements using mathematical modeling

### Transportation complex

- 45 Stolyarov V. V., Shchegoleva N. V., Valiyev Sh. N., Kochetkov A. V. Methodical approaches of improvement of standard ensuring technical regulation of road economy taking into account the theory of risk

# КОНСТРУКЦИЯ

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, Н. Д. Чайнов, д-р техн. наук, профессор,  
А. В. Гуртовой, магистрант, Московский государственный технический университет  
им. Н. Э. Баумана  
E-mail: vladimir.markov58@yandex.ru

## СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ЧАСТЬ 1)

*Рассмотрены предпосылки регулирования степени сжатия в поршневых двигателях внутреннего сгорания – в бензиновых и дизельных двигателях. Данна классификация систем регулирования степени сжатия в поршневых двигателях. Рассмотрены конструкции разработанных систем регулирования степени сжатия. Отмечены их преимущества и недостатки. Даны рекомендации по выбору конструкции таких систем.*

**Ключевые слова:** автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, бензиновый двигатель, дизельный двигатель, степень сжатия, топливная экономичность, токсичность отработавших газов.

*Basis for compression ratio control in the piston internal combustion engine – in gasoline and diesel engine – is considered. Classification of compression ratio control systems in piston engines is given. The design of the developed systems of compression ratio control is considered. Their advantages and disadvantages are shown. Recommendations for the choice of such systems design are given.*

**Keywords:** vehicle, internal combustion engine, gasoline engine, diesel engine, compression ratio, fuel efficiency, exhaust gases toxicity.

Важнейшим конструктивным параметром двигателей внутреннего сгорания (ДВС), предопределяющим их мощностные, топливно-экономические и экологические показатели, является степень сжатия [1–4]. Многочисленные исследования показали, что для каждого эксплуатационного режима работы двигателя существует свое оптимальное значение степени сжатия [5–8]. В работе [9] рассмотрены предпосылки регулирования степени сжатия в поршневых ДВС – в бензиновых и дизельных двигателях. Проведен анализ влияния степени сжатия на индикаторные и эффективные показатели этих двигателей, а также на показатели токсичности их отработавших газов. Приведены рекомендуемые для дизелей законы регулирования степени сжатия при изменении скоростного и нагрузочного режимов. Данна классификация разработанных систем и устройств регулирования степени сжатия.

Значительный вклад в разработку и исследования таких систем и устройств внесли отечественные и зарубежные ученые В. В. Махалдиани, В. П. Демидов, А. И. Хуциев, В. Ф. Кутенев, Г. Г. Тер-Мкртичьян, М. А. Зленко, А. И. Яманин, А. Жанте, Н. Н. Полиот,

S. G. Timoney, W. A. Wallace, F. Werbeleit и другие. Результаты исследований влияния степени сжатия на показатели рабочего процесса двигателей отражены в работах Б. С. Стеклина, Д. А. Портнова, М. С. Ховаха, Н. С. Ханина, А. Н. Воинова, В. Р. Гальговского, В. А. Звонова, Н. Р. Ricardo, F. F. Pischinger и др.

Необходимо отметить, что до настоящего времени нет единого подхода к выбору оптимальной конструкции системы с изменяемой степенью сжатия (Variable Compression Ratio или VCR) в ДВС. Различные исследователи предлагают различные схемы работы таких систем [10–14]. Проблемами создания систем регулирования степени сжатия для ДВС занимались такие зарубежные фирмы, как Ford, Caterpillar, Continental и Sandia (США), Mercedes-Benz, Daimler AG и FEV Motorentechnik (Германия), Mayflower (Великобритания), Peugeot, Citroen и MCE-5 Development (Франция), Ferrari и Scuderia Power (Италия), SAAB и Volvo (Швеция), Hispano-Suisse и Sulzer (Швейцария), Gomecsys (Голландия), Nissan (Япония), ERDA (Австралия) и др. Ими разработаны многочисленные конструкции VCR-систем [4, 11–20]. Аналогичные исследования про-

# КОНСТРУКЦИЯ

ведены и в нашей стране — в НАМИ, Уфимском государственном авиационном техническом университете, МГТУ им. Н. Э. Баумана, Ярославском государственном техническом университете, в других организациях [6, 8, 9, 14]. Продолжается активное патентование конструкций VCR-систем [21—25]. По этой тематике защищен ряд диссертационных работ [26—29].

В настоящее время известно большое число систем и устройств регулирования степени сжатия в бензиновых и дизельных двигателях, имеющие существенные конструктивные отличия. Эти системы можно условно разделить на несколько групп (рис. 1) [4, 30]:

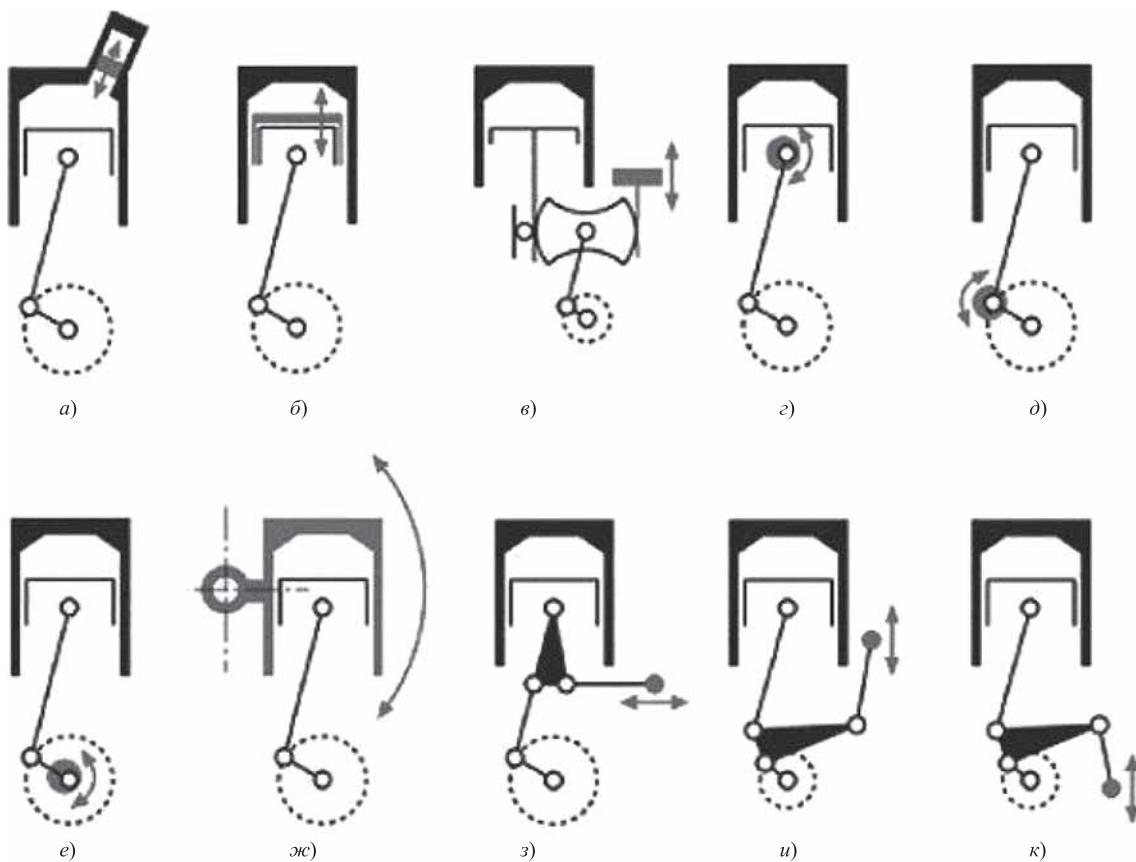
- системы, изменяющие объем камеры сжатия (рис. 1, а);
- системы, изменяющие высоту поршня (рис. 1, б);
- системы, изменяющие длину шатуна (рис. 1, в, г, д) или радиус кривошипа (рис. 1, д);
- системы, изменяющие расстояние от оси вращения коленчатого вала до камеры сжатия пу-

тем перемещения оси вала относительно цилиндра (рис. 1, е) или цилиндра относительно оси вала (рис. 1, ж);

— системы с нетрадиционными преобразующими механизмами (рис. 1, з, и, к). В работе [14] проанализированы кинематические схемы преобразующих механизмов двигателей с переменной степенью сжатия (рис. 2), отмечены их преимущества и недостатки;

— системы с переменными фазами газораспределения.

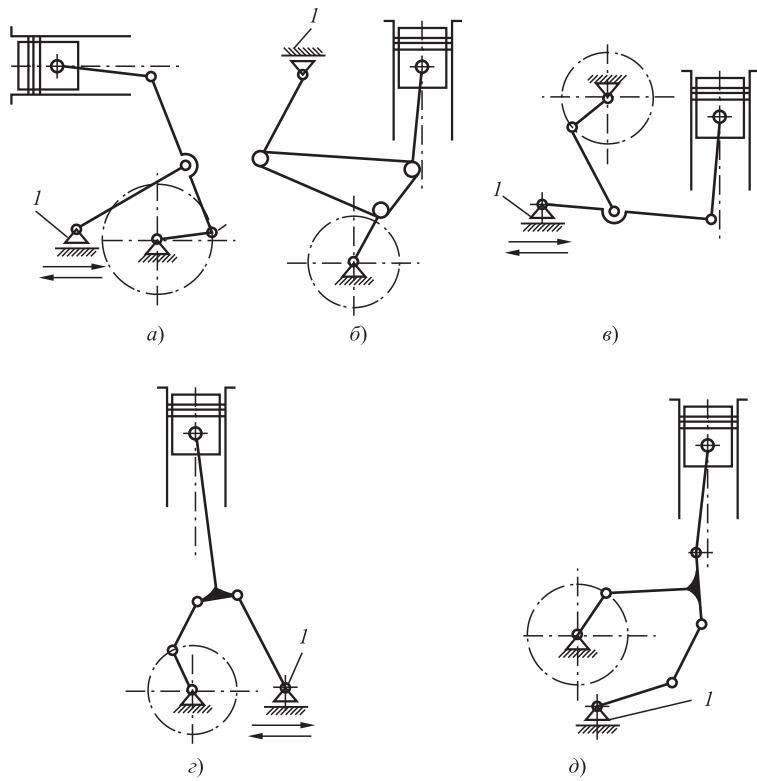
Конструкции систем регулирования степени сжатия, изменяющих объем камеры сжатия (см. рис. 1, а), весьма разнообразны. В 1946 г. В. В. Махалдiani и В. К. Белецким была предложена и реализована пневматическая VCR-система для судового дизеля (рис. 3), которая изменяет объем камеры сжатия [11]. Система содержит поршеньковое устройство регулирования степени сжатия. Степень сжатия определяется положением поршенька 1, который посредством шатуна 2 соч-



**Рис. 1. Схемы методов регулирования степени сжатия в ДВС:**

а — изменением объема камеры сгорания; б — изменением высоты поршня; в, г — изменением длины шатуна; д — изменением длины шатуна или радиуса кривошипа; е — перемещением оси коленчатого вала относительно цилиндра; ж — перемещением цилиндра относительно оси вала; з, и, к — применением нетрадиционных преобразующих механизмов

# КОНСТРУКЦИЯ



**Рис. 2. Кинематические схемы преобразующих механизмов двигателей с переменной степенью сжатия:**

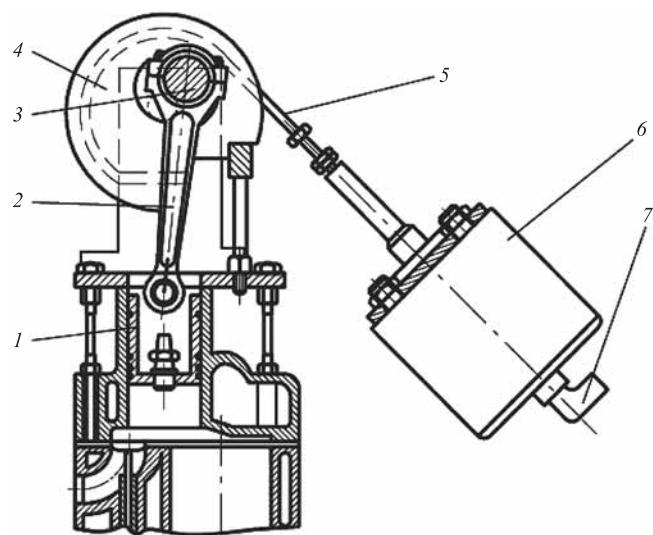
а — механизм П. Л. Чебышева; б — НАМИ; в — А. Жанте; г — FEV; д — Н. М. Пулиот; регулирование степени сжатия осуществляется перемещением опор 1 траверс

ленен с эксцентриковым валом 3. На эксцентриковом валу жестко закреплен диск 4. Диск имеет профилированную канавку, в которую укладывается трос 5. Один конец троса жестко связан с диском, а второй соединен со штоком пневматического бустера 6. Посредством штуцера 7 и трубопровода бuster 6 сообщается с впускным трубопроводом двигателя. При изменении разрежения на входе в двигатель это позволяет автоматически изменять положение эксцентрикового вала, и, следовательно, регулировать степень сжатия.

Разработаны и другие системы с изменяющимся объемом камеры сжатия, содержащие в головках цилиндров дополнительный объем изменяемой величины. Наибольших успехов в этом направлении достигла фирма Hispano-Suisse (Швейцария), разработавшая вихревую камеру автоматически регулируемого объема (ВКАРО), показанную на рис. 4 [4, 30]. Такую вихревую камеру переменного объема, подвижный свод которой перемещался под действием гидравлики, фирма установила в авиационном дизеле V8 модели HS-103. Подвижной свод ВКАРО передвигался под действием поршня с гидравлическим приводом вверх или вниз относительно неподвижной части вихревой камеры. В результате этого изменялся общий объем камеры сгорания и, следовательно, степень сжатия.

Помимо гидравлических систем управления положением подвижного свода камеры сгорания возможно применение и других типов устройств (механических, электрических). Такое VCR-устройство для искрового двигателя было запатентовано фирмой Ford (рис. 5) [30]. Отличие этой системы состояло в том, что подвижная часть дополнительной камеры перемещалась при помощи профилированного кулачка. По такому же принципу регулировалась степень сжатия в опытном двигателе ALVAR фирмы Volvo (Швеция), у которого сводами дополнительных камер сжатия служили днища небольших вторичных поршней, которые приводились в действие от дополнительного вала.

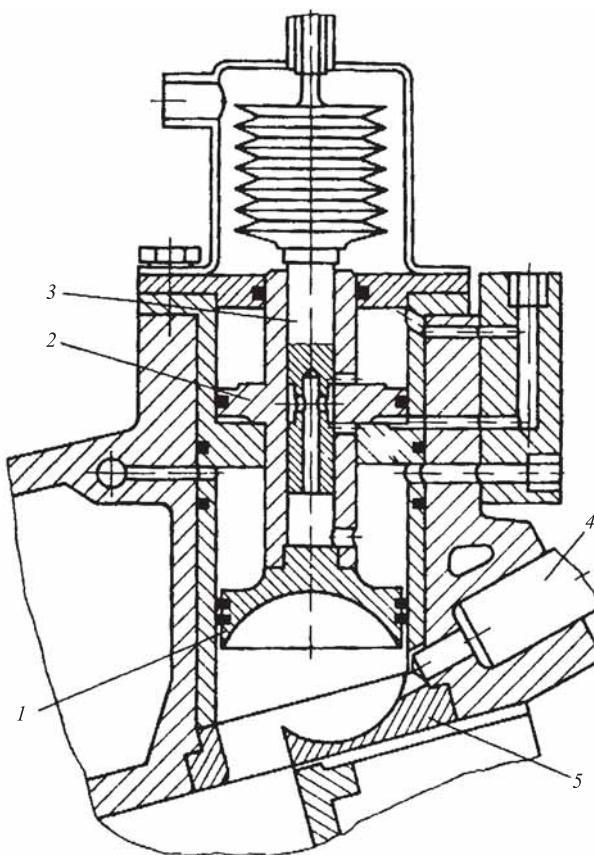
Описанный способ регулирования степени сжатия привлекателен тем, что необходимые изменения в двигателе ограничиваются только конструкцией головки блока цилиндров. Но при этом размещение в головке дополнительных элементов VCR-системы представляет большую проблему. Наличие дополнительного объема в камере сгорания ухудшает процессы смесеобразования и сгорания и, как следствие,



**Рис. 3. Система регулирования степени сжатия с пневматическим приводом:**

1 — поршенек; 2 — шатун; 3 — эксцентриковый вал; 4 — диск; 5 — трос; 6 — шток пневматического бустера; 7 — штуцер

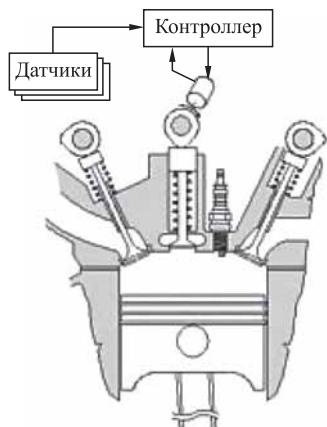
# КОНСТРУКЦИЯ



**Рис. 4. Схема ВКАРО двигателя HS-103 фирмы Hispano-Suisse:**

1 — подвижный свод вихревой камеры; 2 — гидравлический сервопоршень; 3 — регулирующий золотник; 4 — топливная форсунка; 5 — вставка вихревой камеры

приводит к ухудшению показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов. Кроме того, регулирующее устройство работает

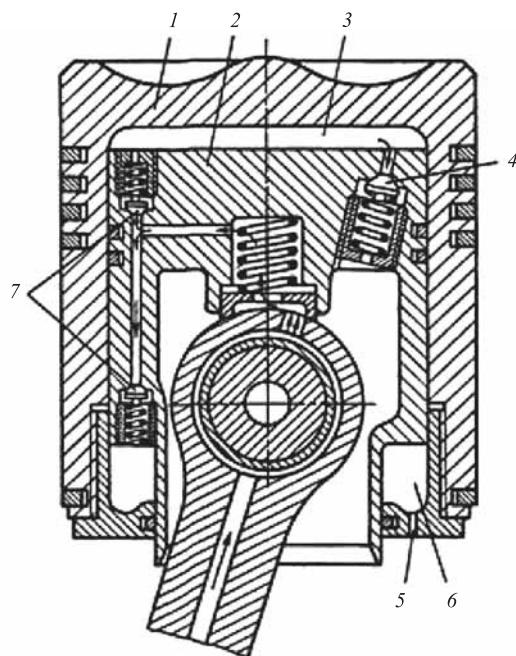


**Рис. 5. Схема камеры сгорания, предложенной фирмой Ford для контроля над детонацией в двигателе с искровым зажиганием**

в зоне максимальных тепловых и механических нагрузок, что снижает его надежность. Недостаток этих систем заключается также в сложности уплотнения подвижных частей ВКАРО. Вследствие указанных отрицательных факторов такие устройства пока не получили широкого применения.

Второй большой группой VCR-систем являются системы, в которых используются поршни с изменяемой высотой (поршни с автоматическим регулированием степени сжатия — ПАРСС, см. рис. 1, б). Поршни, изменяющие свою высоту и автоматически регулирующие степень сжатия, были впервые предложены в 1952 г. Британским научно-исследовательским институтом двигателей.

В 60-х годах прошлого века фирма Continental (США) разработала конструкцию поршня (рис. 6), которая позволила изменять степень сжатия в широких пределах — от 12 до 22 единиц при работе в широком диапазоне изменения нагрузок [4, 6, 7, 30]. Такая конструкция устанавливалась в серийном автомобильном многотопливном дизеле типа AVDS-1100 фирмы Continental. Указанный поршень конструктивно состоял из подвижного поршня 1 (рис. 5) и внутренней вставки 2. Стакан и вставка имели между собой гидравлическую связь. Внутренняя вставка была соединена с шатуном через поршневой



**Рис. 6. Схема поршня дизеля типа AVDS-1100 фирмы Continental:**

1 — подвижный стакан; 2 — внутренняя вставка; 3, 5 — масляные полости; 4, 7 — клапаны; 6 — дренажное отверстие

# КОНСТРУКЦИЯ

палец. Подвижный стакан перемещался свободно относительно внутренней вставки, и его положение определялось количеством перетекающего масла из масляных полостей 3 и 5. Количество перетекающего масла регулировалось с помощью редукционных клапанов 4 и 7. Масло поступало в полости от системы смазки через внутренний канал в шатуне. Уменьшение степени сжатия на режимах номинальных нагрузок осуществлялось следующим образом: давление сгорания внутри цилиндра увеличивалось до определенной величины, это давление преодолевало усилие пружины клапана 4, что вызывало его открытие. Масло из полости 3 сливалось в масляный картер, и подвижный поршень перемещался вниз. Увеличение степени сжатия на режимах с неполной нагрузкой осуществлялось при движении поршня 3 вверх, когда давление системы смазки преодолевало усилие пружины клапана 7.

Поршни с автоматическим регулированием степени сжатия разработаны фирмами Ford (США) и Mercedes-Benz (Германия). Они отличались несколько иной схемой подачи масла и организацией уплотнения подвижной головки. Поршни использовали в конструкции двигателей, выпускаемых небольшими сериями (рис. 7) [30]. Диапазон изменения степени сжатия у разных двигателей был различным. Например, на автомобилях фирмы Mercedes-Benz класса S он составлял от 11 до 14, за счет этого эффективный КПД возрастал на 5 %.

В отличие от других способов регулирования степени сжатия, этот способ требует минимальных изменений в конструкции самого базового двигателя и поэтому представляется одним из наиболее

привлекательных методов воздействия на степень сжатия. Кроме того, холодный пуск двигателей с ПАРСС осуществляется легче, чем пуск традиционных двигателей. Однако применение VCR-систем с гидравлическими устройствами сдерживается их определенной инерционностью. Увеличение высоты поршня от минимума до максимума происходит за 60–65 циклов (в дизеле AVDS-1100 фирмы Continental — примерно за 3 с), так как оно возможно лишь в течение небольшого периода времени, пока действующие на поршень силы инерции превышают силу противодавления газов.

В связи с этим на переходных режимах двигателей с искровым зажиганием возможно появление кратковременной детонации вследствие некоторого отставания в изменении степени сжатия при переходе на иной режим работы двигателя. Но низкое быстродействие — не самый значительный недостаток ПАРСС. Такие устройства с прецизионными элементами работают в условиях больших температур и нагрузок. В результате, возможно коксование масляных каналов и потеря подвижности головки поршня. К тому же применение таких VCR-систем существенно увеличивает массы поршней, что, как следствие, приводит к росту динамических нагрузок на основные детали двигателя.

К следующей группе VCR-систем относятся системы, изменяющие длину шатуна или радиус кривошипа. Для изменения длины шатуна в принципе можно использовать такие же конструктивные решения, как и для изменения высоты поршня. При этом тело шатуна выполняется телескопическим, а его длина изменяется с помощью механических или гидравлических устройств (см. рис. 1, в). Известно большое количество конструкций телескопических шатунов, большая часть из которых запатентована [12–14, 26, 30–32].

К этой группе устройств относится VCR-система, разработанная французской исследовательской фирмой MCE-5 Development [30]. В разработанном двигателе с этой системой верхняя головка шатуна соединена не с поршнем, а с осью зубчатого колеса, которое, в свою очередь, связано со штангой, жестко прикрепленной к поршню (см. рис. 1, в). Общий вид в разрезе такого VCR-двигателя показан на рис. 8.

В двигателе типа MCE-5 контроль и изменение степени сжатия производятся индивидуально в каждом цилиндре (рис. 9, а). Детали этого VCR-механизма показаны на рис. 9, б. Его главный элемент — двусторонняя урезанная шестерня-сектор, установленная на укороченный шатун кривошипно-

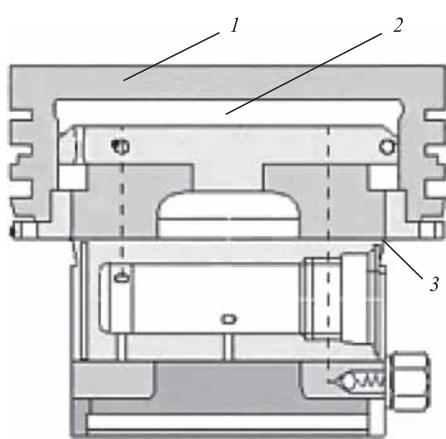


Рис. 7. Схема поршня с автоматическим регулированием степени сжатия фирмы Mercedes-Benz:

1 — подвижный стакан; 2 — верхняя камера; 3 — внутренняя часть поршня

# КОНСТРУКЦИЯ

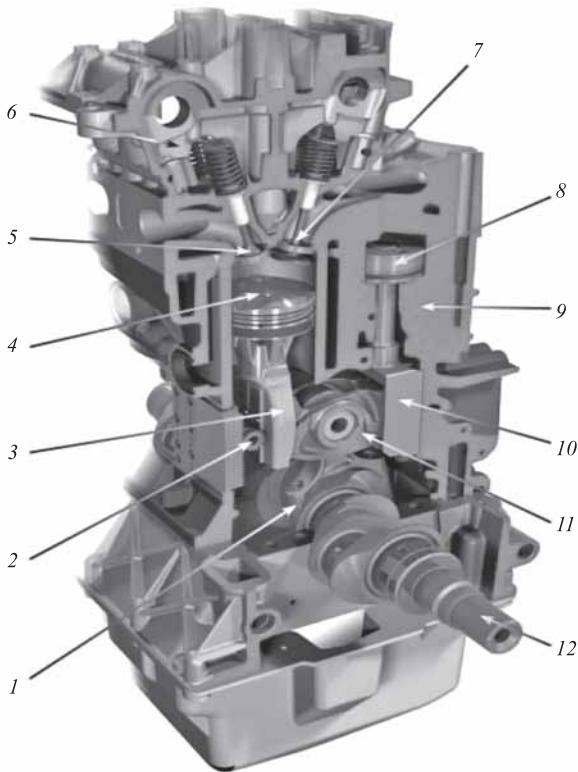


Рис. 8. Общий вид с разрезом двигателя типа МСЕ-5 с переменной степенью сжатия:

1 — соединительный рычаг; 2 — шестерня синхронизации; 3 — стойка поршня; 4 — рабочий поршень; 5 — выпускной клапан; 6 — головка блока цилиндров; 7 — выпускной клапан; 8 — поршень управления; 9 — блок цилиндров; 10 — стойка поршня управления; 11 — зубчатый сектор; 12 — коленчатый вал

шатунного механизма. В свою очередь, шестерня-сектор с одной стороны входит в зацепление с шатуном поршня, а с другой — с шатуном VCR-механизма. Шестерня-сектор является коромыслом, при наклоне которого в одну или другую сторону, изменяется положение поршня в верхней мертвоточке и, следовательно, объем камеры сгорания.



Рис. 9. Механизм регулирования двигателя типа МСЕ-5 с переменной степенью сжатия (а) и его основные детали (б)

Наклон коромысла осуществляется гидромеханическим устройством, управляемым электронной системой управления.

VCR-механизм включает также поршень с шатуном, нижний конец которого входит в зацепление с коромыслом (шестерней-сектором). Полости над и под этим поршнем сообщены с системой смазки. В самом поршне размещен клапан, через который масло из одной полости может перетекать в другую. Управление клапаном осуществляется с помощью эксцентрикового вала, который через червячную передачу приводится электромотором. Объем камеры сгорания регулируется путем изменения пропускной способности указанных масляных клапанов (при их открытии масляный поршень смещается вверх и камера сгорания увеличивается). При перемещении рейки управления вверх или вниз, верхняя и нижняя мертвые точки поршня смещаются, что приводит к изменению степени сжатия (рис. 10). Для ее изменения от 7 до 18 с использованием рассмотренного VCR-механизма требуется менее 100 миллисекунд.

По мнению разработчиков, такая схема VCR-двигателя обладает рядом достоинств — она позволяет регулировать степень сжатия в широких пределах, обеспечивает минимальные потери на трение ввиду отсутствия бокового давления поршня на стенки цилиндра, система регулирования надежна и имеет большой ресурс. Вместе с тем этот проект стартовал еще в 1997 г., но вследствие сложности конструкции такие VCR-двигатели так и не пошли в серию.

В VCR-механизмах этих двигателей присутствуют сложные кинетические связи и множество деталей с повышенными требованиями к точности их изготовления. Как следствие, двигатель имеет большую металлоемкость, высокую стоимость изготовления и сравнительно низкую надежность. Следует также отметить, что по сравнению с прямолинейно движущимися ПАРСС, телескопический шатун совершает более сложное плоско-параллельное движение. В результате он испытывает значительные изгибающие напряжения. В связи с этим недостатком телескопических шатунов по сравнению с поршнями изменяемой высоты является их более низкая надежность.

В нескольких разработках и патентах предложено изменять длину шатуна путем размещения эксцентриковых элементов в верхней

# КОНСТРУКЦИЯ

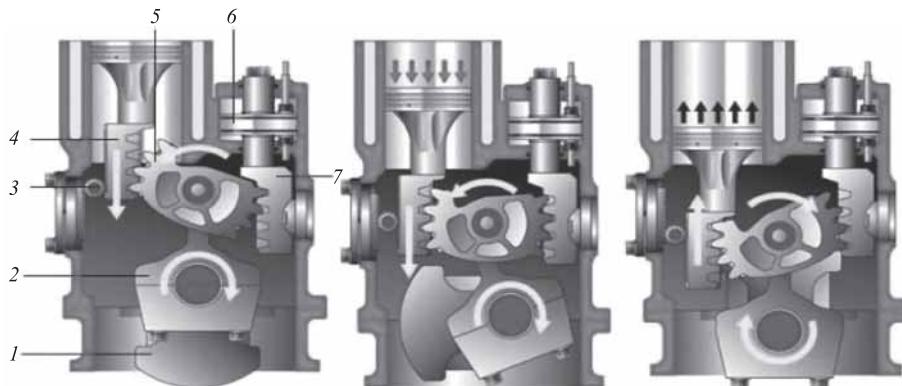


Рис. 10. Положение деталей в верхней и нижней мертвых точках и между ними:

1 — коленчатый вал; 2 — шатун; 3 — зубчатый опорный ролик; 4 — зубчатая рейка поршня; 5 — зубчатый сектор; 6 — поршень управляющего цилиндра; 7 — опорная зубчатая рейка управления

или нижней шатунных головках (см. рис. 1, г, д) [30]. Применение эксцентрикового механизма также рассматривалось в качестве средства для изменения радиуса кривошипа (рис. 1, д).

В этом направлении дальше всех продвинулась голландская инжиниринговая фирма Gomecsys [30]. В разработанной ею конструкции в области нижней шатунной шейки размещена подвижная эксцентриковая втулка с зубчатым венцом. Ее угловое положение изменялось благодаря повороту ответной зубчатой шестерни большого диаметра с внутренним зацеплением. Каждый механизм одновременно обслуживал два цилиндра, т. е. регулировал радиус кривошипа двух соседних кривошипно-шатунных механизмов, а возникающий дисбаланс двигателя компенсировал блок балансирных валов

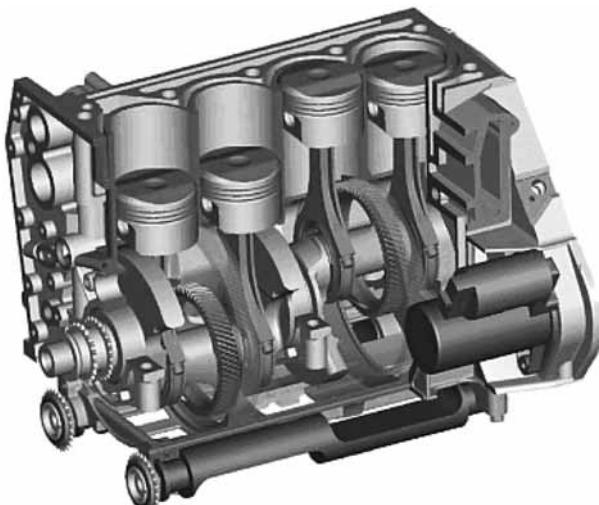


Рис. 11. Вид в разрезе двигателя GoEngine

(рис. 11) [30]. В связи с этим разработанная конструкция применима только для двигателей с определенной схемой — четным числом цилиндров, из которых два соседние работают同步но. В других случаях количество зубчатых пар, масса и габариты двигателя чрезмерно возрастили. Это значительно сужает возможности практического применения такого VCR-двигателя. По разработанному принципу были изготовлены и исследованы двух- и четырехцилиндровые двигатели — прототипы GoEngine.

На Всемирном конгрессе SAE World Congress 2013 инженерная фирма FEV Motorenrechnik (Германия) сообщила о разработке двухпозиционной системы изменения степени сжатия для ДВС, основанной на переменной длине шатуна с поршневым пальцем, расположенным эксцентрично по отношению к оси поршня. Таким образом происходит изменение крутящего момента, необходимого для заданных условий работы, что достигается путем выбора объема камеры сгорания в комбинации с выбором времени открытия и времени закрытия впускных клапанов (рис. 12).

Поскольку все функциональные элементы соединены только в одном элементе (шатуне), такой двигатель может стать экономически эффективным решением, не требующим дорогих и энергоемких приводов. Эта VCR-система фирмы FEV Motorenrechnik применима для поршневого ДВС любой конструкции. Диапазон изменения длины шатуна зависит от требуемой минимальной и максимальной степени сжатия, а также хода поршня. Продолжительность перехода системы на новую степень сжатия составляет 0,6 с и не зависит от температуры масла и соответствующей рабочей точки. Фирма утверждает, что увеличение трения в двигателе с этой системой является минимальным.

Главными недостатками этой системы являются: усложнение конструкции шатуна, введение дополнительных элементов, таких как коромысло и два поршенька, что оказывает влияние на надежность, металлоемкость и ремонтопригодность данного двигателя, а особенно цилиндропоршневой группы. Необходимо также отметить увеличение массы цилиндропоршневой группы, которое повлечет за собой рост неуравновешенных сил и моментов

# КОНСТРУКЦИЯ

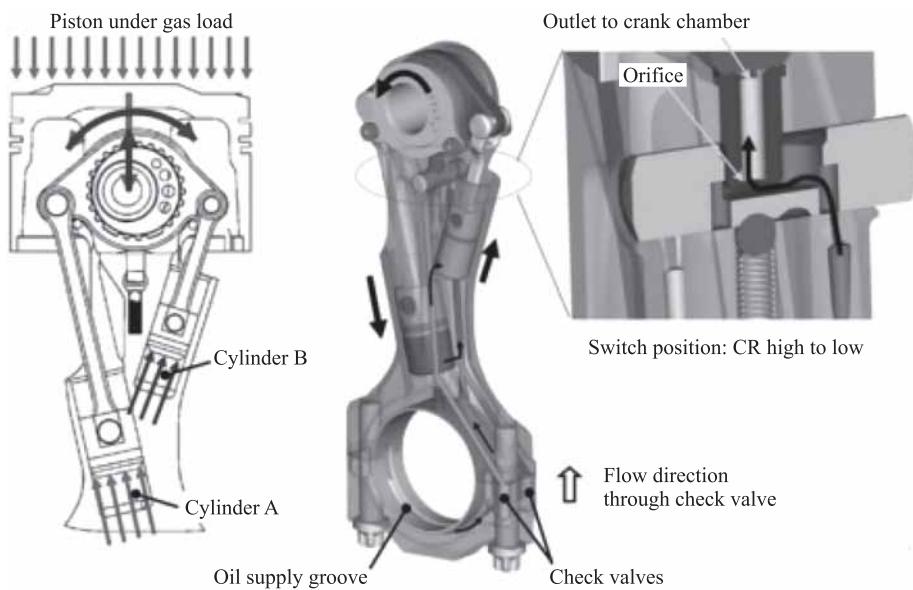


Рис. 12. Двухпозиционная система изменения степени сжатия

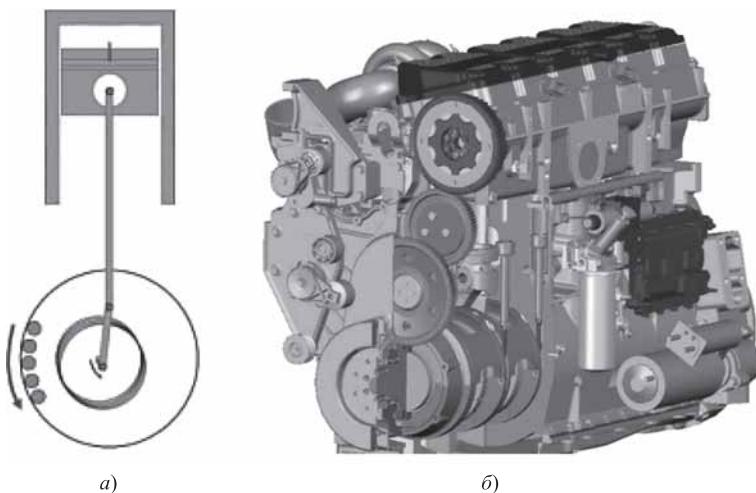


Рис. 13. Кинематическая схема (а) и общий вид (б) двигателя VCR фирмы Caterpillar с механизмом изменения степени сжатия



Рис. 14. Коленчатый вал и эксцентриковый механизм VCR-двигателя фирмы Caterpillar

инерции, а также внутренних изгибающих усилий. В силу указанных причин практическая реализация рассмотренных способов изменения длины шатуна или радиус кривошипа с целью регулирования степени сжатия, а также и других аналогичных конструкций, приведенных в работах [12–14, 26, 30–32], оказалась проблематичной. Сложность этих VCR-систем, сравнительно невысокая надежность и технологические проблемы пока сдерживают их широкое применение на практике с целью регулирования степени сжатия в ДВС.

Значительную группу VCR-систем составляют системы регулирования степени сжатия, изменяющие расстояние от оси вращения коленчатого вала до камеры сжатия путем перемещения оси вала относительно цилиндра (см. рис. 1, е) или путем перемещения цилиндра относительно вала (рис. 1, ж). Разработано достаточно большое количество конструкций, в которых реализован этот принцип регулирования степени сжатия [12–14, 26, 30].

Определенные преимущества имеют системы регулирования, обеспечивающие смещение оси вращения коленчатого вала относительно цилиндра (рис. 1, е). Известно большое количество схем VCR-двигателей с такими системами регулирования [4, 12–14, 26]. Как правило, это перемещение осуществляется благодаря повороту эксцентрично расположенных опор, в которых размещены коренные подшипники.

Такой принцип работы заложен в двигатель с переменной степенью сжатия, разработанный фирмой Caterpillar (рис. 13 и 14) [30]. В этом VCR-двигателе организован HCCI-процесс (Homogeneous Charge Compression Ignition), наибольшая эффективность которого достигается при реализации регулирования степени сжатия в соответствии с нагрузкой на двигатель. В этом двигателе с рабочим объемом  $iV_h = 15$  л коленчатый вал установлен в эксцентрично поворачивающейся постели. При ее повороте вал перемещается относительно блока цилиндров, вследствие чего изменяется объем камеры сгорания и, соответственно, степень сжатия. Поворот постели осуществляется

# КОНСТРУКЦИЯ



a)



б)

**Рис. 15. Общий вид экспериментального двигателя типа V6 GTDI с регулируемой степенью сжатия (а) и его компоновка на демонстрационном автомобиле Audi A6 (б)**

вляют гидравлические поршни. Они обеспечивают изменение степени сжатия в диапазоне от 8 до 15.

Преимуществом системы регулирования степени сжатия VCR-двигателя фирмы Caterpillar является сохранение базовой конструкции блока цилиндров ДВС (изменяется конструкция только одного элемента — постели коленчатого вала и добавляется эксцентриковый механизм, см. рис. 14). Рассмотренная кинематическая схема системы регулирования степени сжатия применима и для двигателей большой мощности. Эта схема позволила обеспечить сравнительно небольшие потери энергии на трение в цилиндропоршневой группе и снижение шумности работы двигателя.

Регулирование степени сжатия путем перемещения коленчатого вала с коренными подшипниками, установленными в эксцентриковых втулках, осуществляется в одном из VCR-двигателей, разработанных специалистами известной исследовательской фирмы из Германии FEV Motorentechnik (Аахен) [4, 30]. Общий вид экспериментального двигателя типа V6 GTDI этой фирмы с регулируемой степенью сжатия и его компоновка на демонстрационном автомобиле Audi A6 приведены на рис. 15.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели внутреннего сгорания:** Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов / В. П. Алексеев, В. Ф. Воронин, Л. В. Грехов и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
2. **Автомобильные двигатели:** Учебник для вузов / М. Г. Шатров, К. А. Морозов, И. В. Алексеев и др.
- Под ред. М. Г. Шатрова. — М.: Издательский центр "Академия", 2013. — 464 с.
3. **Чистяков В. К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие для вузов. — М.: Машиностроение, 1989. — 256 с.
4. **Машиностроение. Энциклопедия. Том IV.** Двигатели внутреннего сгорания / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, Н. А. Иващенко. — М.: Машиностроение, 2013. — 784 с.
5. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
6. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
7. **Вальехо Мальдонадо П. Р.** Энергосберегающие технологии и альтернативная энергетика: Учебное пособие для вузов. — М.: Изд-во РУДН, 2008. — 204 с.
8. **Гарипов М. Д., Саккулин Р. Ю.** Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС // Ползуновский вестник. — 2006. — № 4. — С. 54—57.
9. **Марков В. А., Трифонов В. Л., Вальехо Мальдонадо П. Р.** Регулирование степени сжатия в двигателях внутреннего сгорания // Грузовик. — 2016. № 4. — С. 3—8.
10. **Гуськов Г. Г.** Необычные двигатели. — М.: Изд-во "Знание", 1971. — 64 с.
11. **Махалдiani B.B., Эджибия I. F., Леонидзе A. M.** Двигатели внутреннего сгорания с автоматическим регулированием степени сжатия. — Тбилиси: Мецниереба, 1973. — 270 с.
12. **Демидов В. П.** Двигатели с переменной степенью сжатия. — М.: Машиностроение, 1978. — 137 с.
13. **Хуциев А. И.** Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия. — М.: Машиностроение, 1986. — 104 с.
14. **Тер-Мкртичян Г. Г., Кутенев В. Ф., Яманин А. И.** Вопросы теории двигателей с управляемым движением поршней с плоскими преобразующими механизмами. — М.: Изд-во НАМИ, 2004. — 240 с.
15. **Timoney S. G.** Variable compression ratio diesel engine // Intersoc Energy Convers Eng Conf (IECEC). — Boston, Mass., 1971. — New York, N. Y., 1971. — P. 353—356.
16. **Welsh H. W., Riley C. T.** The Variable Displacement Engine: An Advanced Concept Power Plant // SAE Technical Paper Series. — 1971. — № 710830. — P. 1—12.
17. **Lee R. C.** Effect of compression ration, mixture strength, spark timing, and coolant temperature upon exhaust emissions and power // SAE Technical Paper Series. — 1971. — № 710832. — P. 1—18.
18. **Pouliot H. N., Delameter W. R., Robinson C. W.** A Variable-Displacement Spark-Ignition Engine //

# КОНСТРУКЦИЯ

---

- SAE Technical Paper Series. — 1977. — № 770114. — Р. 1—19.
19. **Jante A.** Kraftstoffverbrauchssenkung von Verbrennungsmotoren durch kinematische Mittel // Automobil-Industrie. — 1980. — № 1. — С. 61—65.
20. **Variable Kompression** // Auto, Motor und Sport. — 2000. — № 6. — С. 12.
21. **Голиков А. П.** Устройство для регулирования степени сжатия двигателя внутреннего сгорания. — Патент РФ № 2009344 от 23.04.1991, опубл. 15.03.1994. — Бюллетень изобретений № 7.
22. **Дашенко О., Гельзэ В., Кутенев В.** и др. Поршневой двигатель внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия. — Патент РФ № 2256085 от 08.08.2001, опубл. 10.07.2005. — Бюллетень изобретений № 19.
23. **Заяц Ю. А., Камышевцев Ю. И., Сухоруков А. К.** Поршневой двигатель внутреннего сгорания с регулируемой степенью сжатия. — Патент РФ № 2291974 от 05.04.2004, опубл. 20.10.2005. — Бюллетень изобретений № 2.
24. **Никитин А. А., Тер-Мкртичян Г. Г., Седых Г. Е.** Поршневой двигатель с изменяемой степенью сжатия. — Патент РФ № 2394164 от 15.12.2008, опубл. 10.07.2010. — Бюллетень изобретений № 19.
25. **Афанасьев С. Н.** Двигатель внутреннего сгорания с изменяемой степенью сжатия. — Патент РФ № 2397345 от 26.10.2006, опубл. 20.08.2010. — Бюллетень изобретений № 23.
26. **Яманин А. И.** Параметрический синтез поршневых двигателей с нетрадиционными конструктивными схемами: Дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02, 05.07.05. — Ярославль, ЯГТУ, 1994. — 490 с.
27. **Тер-Мкртичян Г. Г.** Научные основы создания двигателей с управляемой степенью сжатия: Дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. — М.: НАМИ, 2004. — 323 с.
28. **Зленко М. А.** Теория и практика создания двигателей с регулируемым рабочим объемом: Дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. — М.: НАМИ, 2005. — 297 с.
29. **Яманин И. А.** Исследование вибродинамических характеристик двигателей с переменной степенью сжатия: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02. — Ярославль, ЯГТУ, 2011. — 165 с.
30. **Самохин С.** Степень свободы // АСБ авто. — 2014. — № 3. — 2014. — № 4.
31. **Rychter T. J., Teodrczyk A.** Economy and NO Emission Potential of an SI Variable R/L Engine // SAE Technical Paper Series. — 1985. — № 850207. — Р. 1—14.
32. **Мищенко Н. И.** Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. — Донецк: Лебедь, 1998. — 228 с.
33. **Мищенко Н. И., Химченко А. В., Крамарь С. Н., Супрун В. Л.** Влияние силового механизма на работу двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при регулировании степени сжатия // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). — 2004. — № 1. — С. 54—57.
34. **Мищенко Н. И., Заренбин В. Г., Колесникова Т. Н., Супрун В. Л.** Особенности проектирования бензинового двигателя с переменной степенью сжатия // Двигатели внутреннего сгорания (Харьков). — 2006. — № 1. — С. 37—40.
35. **Кутенев В. Ф., Тер-Мкртичян Г. Г.** Повышение технического уровня автомобильных дизелей за счет регулирования степени сжатия // Труды НАМИ. — 1989. — С. 7—17.
36. **Тер-Мкртичян Г. Г.** Т-01 дизель с управляемым движением поршней // Автомобильная промышленность. — 1992. — № 4. — С. 25—27.
37. **Зленко М. А., Кутенев В. Ф., Романчев Ю. А.** Кинематика и динамика аксиальных двигателей // Труды НАМИ. — 1993. — С. 12—45.
38. **Кутенев В. Ф., Тер-Мкртичян Г. Г.** О регулировании рабочего объема и степени сжатия в дизеле // Труды НАМИ. — 1998. — С. 57—72.
39. **Кутенев Ф. Т., Зленко М. А., Тер-Мкртичян Г. Г.** Управление движением поршней — неиспользованный резерв улучшения мощностных и экономических показателей дизеля // Автомобильная промышленность. — 1998. — № 11. — С. 25—29.
40. **Нагайцев М. В.** Двигатели с переменной степенью сжатия и рабочим объемом // Автомобильная промышленность. — 2014. — № 10. — С. 8—10.
41. **Леонов И. В., Марков В. А., Сиротин Е. А.** Управление фазами газораспределения дизелей транспортного назначения // Грузовик &. — 2002. — № 4. — С. 34—39.
42. **Марков В. А., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р.** Некоторые способы улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей с наддувом // Грузовик. — 2010. — № 1. — С. 20—31.

---

## "Горячая линия"

В ПАО "КАМАЗ" "горячая линия" функционирует с 2011 г. По словам начальника отдела комплаенс Виктора Спасова, в прошлом году на линию поступило более 90 сообщений о возможных нарушениях требований комплаенс-системы. В ходе проведенных комплаенс-расследований и комплаенс-проверок почти половина поступивших сообщений подтвердилась. "Благодаря "горячей линии" удалось выявить весьма существенные нарушения, — отметил Спасов. — Они проявились при проведении закупочных процедур, были также случаи лоббирования интересов отдельных контрагентов, умышленного создания условий, препятствующих участию в конкурсной процедуре добросовестных поставщиков, наличия риска хищения имущества ПАО "КАМАЗ".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 621.879

В. Н. Макеев, канд. техн. наук, профессор, Д. Д. Плешков, соискатель, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова (ВГЛТУ), г. Воронеж  
E-mail: pleskov2012@yandex.ru

## УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ГРУЗОПОДЪЕМНЫЙ МЕХАНИЗМ ОДНОКОВШОВОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

С целью повышения эффективности применения одноковшового гидравлического экскаватора предлагается запатентованный грузоподъемный механизм, который содержит дополнительный механизм, позволяющий изменять параметры грузоподъемного механизма в зависимости от вида рабочего оборудования, зон разработки и выгрузки грунта.

Предлагаемый грузоподъемный механизм одноковшового гидравлического экскаватора обеспечивает универсальность и возможность максимальной реализации режимных параметров в пределах рабочей зоны, позволяет повысить производительность.

**Ключевые слова:** конструкция, гидравлический экскаватор, грузоподъемный механизм, рабочее оборудование, разработка грунта, производительность.

*In order to improve the efficiency of single-bucket hydraulic excavator patented lifting device is suggested that contains an additional mechanism to change the parameters of the lifting mechanism depending on the type of work equipment, working zone and soil hauling.*

*The proposed lifting device of single-bucket hydraulic excavator ensures universality and the ability to maximize the regime parameters in the operating area, can increase productivity.*

**Keywords:** design, hydraulic excavator, load-lifting mechanism, working equipment, development of soil, productivity.

Грузоподъемный механизм (ГМ) в системе рабочего оборудования (РО) одноковшового гидравлического экскаватора является одним из основных и значимых элементов. От его действия зависят многие факторы выполнения операций копания, погрузки и перемещения грунта, оказывающие значительное влияние на производительность.

В настоящее время гидравлические экскаваторы оснащаются различными видами сменного РО и исполнительных механизмов, что делает их многофункциональными машинами. Однако эффективность применения такого рода многофункциональной машины — гидравлического экскаватора — снижается в силу того, что различные виды РО и исполнительных механизмов различаются между собой технологическими и геометрическими параметрами, условиями их применения, а основной движущий механизм — ГМ, постоянен.

В результате выполненного анализа основных конструктивных особенностей ГМ одноковшовых гидравлических экскаваторов [1], установлено:

— в современных конструкциях ГМ отечественных и зарубежных экскаваторов гидроцилиндры подъема имеют постоянное место крепления к платформе;

— разработанные, но не получившие широкого применения ГМ, позволяют осуществлять перевод экскаватора с одного вида рабочего оборудования на другой; изменять вылет стрелы; перемещать секторы угла качания стрелы;

— известные серийно выпускаемые промышленностью ГМ не могут изменять свои параметры в зависимости от режима эксплуатации;

— экскаваторы с нестандартными ГМ, позволяющими увеличить глубину и радиус копания грунта, имеют существенный недостаток — резко снижается устойчивость экскаватора и возрастает степень риска опрокидывания;

— эффективность использования гидравлического экскаватора с ГМ, не имеющим возможности изменять свои параметры в зависимости от вида применяемого РО и параметров эксплуатации, снижается.

В связи с тем, что типовые ГМ одноковшовых гидравлических экскаваторов имеют постоянные параметры для всех видов сменного РО, целесообразна разработка ГМ, который позволит изменять технологические параметры в зависимости от вариации используемого РО, а также зон разработки и выгрузки грунта.

# КОНСТРУКЦИЯ

Стрела на гидравлических экскаваторах соединена с платформой с помощью гидроцилиндров, что обеспечивает при запертом их положении жесткую связь РО с поворотной платформой. Это позволяет использовать всю массу экскаватора при работе одним ковшом, рукоятью или совместно. При этом усилие на режущей кромке ковша будет зависеть от усилий, развиваемых гидроцилиндрами ковша и рукояти, от устойчивости экскаватора, а также от реактивных давлений в гидроцилиндрах самой стрелы. Величина реактивных давлений в гидроцилиндрах стрелы зависит от факторов эксплуатации и кинематики рабочего оборудования, а поскольку и те и другие имеют большое разнообразие, поэтому целесообразно иметь ГМ, который бы обеспечивал величину реактивных давлений в гидроцилиндрах стрелы меньшую давления настройки предохранительных клапанов во всем диапазоне работы и на всех видах грунтов.

Для достижения поставленной цели, на основании проведенных исследований [2, 3] был разработан и запатентован универсальный ГМ одноковшового гидравлического экскаватора [4], который содержит дополнительный механизм, позволяющий перемещать точки крепления гидроцилиндров поворота стрелы и тем самым изменять параметры ГМ для различных условий эксплуатации.

На рис. 1 представлен общий вид гидравлического экскаватора с универсальной конструкцией ГМ. Механизм, служащий для изменения параметров ГМ гидравлического экскаватора, включает в себя двуплечий рычаг 5, шарнирно связанный с платформой 1 и гидроцилиндр 2, приводящий в действие рычаг 5. Гидроцилиндр 2 одним концом шарнирно соединен с платформой 1, а другим шарнирно связан с одной из проушин двуплечего рычага 5. Точкой качания двуплечий рычаг 5 одной стороной шарнирно связан с платформой 1, а к другому его плечу шарнирно присоединены гидроцилиндры 4 поворота стрелы 3. При перемещении штока гидроцилиндра 2 поворота стрелы 3, связанные с ним через двуплечий рычаг 5 и изменяется угол  $\alpha$  между продольной осью стрелы 3 и гидроцилиндрами 4 ее поворота. ГМ в положении I используется с оборудованием "прямая лопата", в положении II — "обратная лопата".

При разработке грунта прямой лопатой, перемещением штока гидроцилиндра 2 двуплечий рычаг 5 приводится в положение I. При этом зона угла  $\alpha$  при разработке грунта находится выше стоянки экскаватора. Этот угол будет больше, чем при традиционной схеме экскаваторов, которая должна обеспечить по-

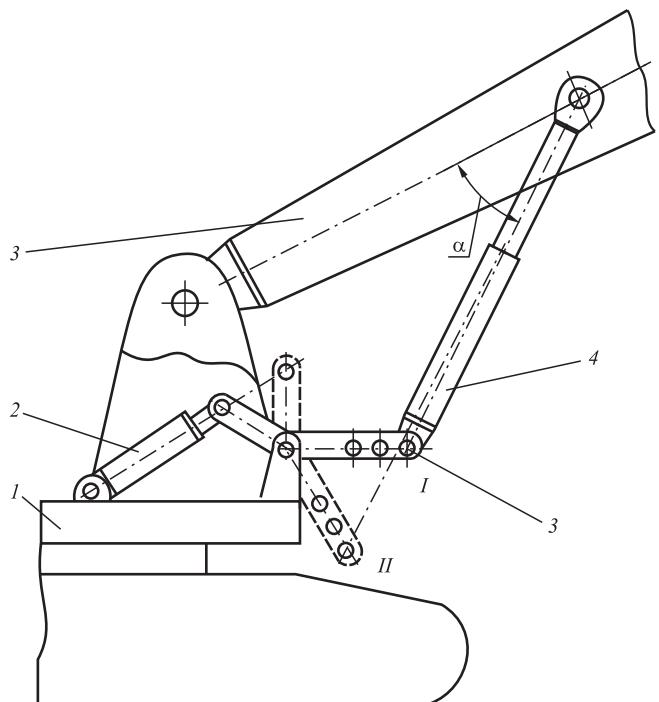


Рис. 1. Гидравлический экскаватор с универсальной конструкцией ГМ:

I — платформа; 2 — гидроцилиндр привода двуплечего рычага; 3 — стрела; 4 — гидроцилиндры привода стрелы; 5 — двуплечий рычаг; I — положение ГМ для РО "прямая лопата"; II — положение ГМ для РО "обратная лопата";  $\alpha$  — угол между продольной осью стрелы и гидроцилиндрами ее поворота

ворот стрелы 3 для разработки грунта как выше, так и ниже уровня опоры экскаватора.

При работе с рабочим оборудованием типа "обратная лопата" необходимо обеспечить наибольшую глубинукопания и выгрузку грунта, т. е. сектор угла поворота стрелы расположен в нижней зоне. При работе экскаватора с оборудованием типа "прямая лопата" требуется обеспечить возможно большую высоту разработки забоя и разработку грунта немногим ниже уровня стоянки, т. е. сектор поворота стрелы расположен в верхней зоне. Изменяя с помощью дополнительного механизма расстояние между пятой стрелы и проушиной крепления цилиндра поворота стрелы к дополнительному механизму, мы изменяем угол между стрелой и гидроцилиндрами ее поворота.

С целью визуального осмысливания вопроса изменения параметров ГМ гидравлического экскаватора, на рис. 2 приведена схема изменения угловых параметров ГМ при различных положениях двуплечего рычага. Для сравнения изменения угла  $\alpha$  в пределах угла качания стрелы при установке двуплечего рычага в положение I или II на рис. 2 построено дополн-

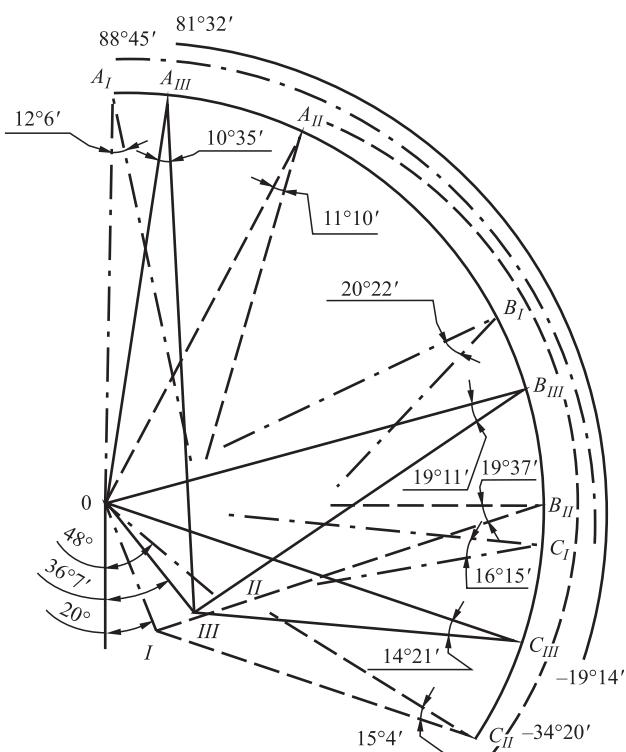
# КОНСТРУКЦИЯ

нительное положение III, соответствующее базовой модели экскаватора V размерной группы.

Контроль изменения параметров ГМ произведен по трем точкам *A*, *B* и *C*, расположенным на дуге окружности качания стрелы. Точка *A* соответствует верхнему положению стрелы; *B* — положению, при котором угол  $\alpha$  максимальный; *C* — нижнему положению стрелы.

Для наглядности изображения, шкалы, показывающие значения углов поворота стрелы для каждой из трех точек обозначены соответствующими для данных точек линиями.

Значения углов качания стрелы при расположении цилиндров поворота стрелы в одной из трех точек I, II и III составляют: для I положения  $93^{\circ}33'$  (от  $-4^{\circ}48'$  до  $88^{\circ}45'$ ), для II — равен  $97^{\circ}57'$  (от  $-34^{\circ}20'$  до  $63^{\circ}37'$ ), для III — равен  $100^{\circ}46'$  (от  $-19^{\circ}14'$  до  $81^{\circ}32'$ ). Рассматривая верхние части секторов поворота стрелы (точки *A*), можно сказать, что для I положения угол подъема стрелы наибольший ( $88^{\circ}45'$ ), также наибольший угол между стрелой и цилиндром ее поворота ( $12^{\circ}6'$ ). Анализ углов в нижней части секторов (точки *C*) показывает, что наибольший угол опускания стрелы у II положения ( $-34^{\circ}20'$ ) и при этом угол между стрелой и цилиндром ее поворота



**Рис. 2. Схема изменения угловых параметров ГМ:**  
I — положение ГМ для РО "прямая лопата"; II — положение ГМ для РО "обратная лопата"; III — положение ГМ для базовой модели экскаватора V размерной группы

для II положения ( $15^{\circ}4'$ ) больше, чем для базовой модели (точка *C*<sub>III</sub>, угол  $14^{\circ}21'$ ).

Значения углов при точках *B* показывают, что максимальная подъемная составляющая силы гидроцилиндров поворота стрелы имеет различное значение. Таким образом, видно, что дополнительный механизм позволяет переносить сектор углов качания стрелы по окружности, изменять величину этого сектора и изменять угол между стрелой и цилиндрами ее поворота. Это позволяет изменять подъемную составляющую гидроцилиндров в требуемых зонах работы. Как следствие, предполагается снижение нагрузок на гидроцилиндры стрелы при копании поворотом ковша или рукояти, что позволит более полно реализовать силовой потенциал экскаватора, разрабатывать более прочные грунты и в конечном счете увеличить производительность экскаватора.

Предлагаемый ГМ одноковшового гидравлического экскаватора обеспечивает универсальность и возможность максимальной реализации режимных параметров в пределах рабочей зоны и позволяет:

- обеспечить изменение режимных параметров в рабочих зонах для рабочего оборудования прямой и обратной лопат;
- снизить энергоемкость процесса производства земляных работ путем обеспечения оптимального значения усилия развивающего гидроцилиндром поворота стрелы и усилий резания в требуемых зонах;
- применение рабочего оборудования увеличенных размеров;
- повысить общую эффективность производства земляных работ;
- увеличить производительность.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сушкин С. И. Анализ конструктивных особенностей грузоподъемных механизмов гидравлических экскаваторов [Текст] // С. И. Сушкин, В. Н. Макеев, Д. Д. Плещков // Строительные и дорожные машины. — 2012. — № 6. — С. 13–15.
2. Макеев В. Н. Влияние параметров крепления гидроцилиндра подъема стрелы на динамическую нагруженность экскаватора [Текст] / В. Н. Макеев, П. И. Попиков, Д. Д. Плещков, А. А. Сидоров // Изв. вузов северо-кавказ. регион техн. науки. — 2007. — № 5. — С. 59–60.
3. Макеев В. Н. Исследование и выбор параметров грузоподъемного механизма гидравлического экскаватора [Текст] // В. Н. Макеев, Д. Д. Плещков // Строительные и дорожные машины. — 2010. — № 9. — С. 24–25.
4. Патент на изобретение № 2320823 РФ, МПК E02F 3/28. Рабочее оборудование одноковшового гидравлического экскаватора [Текст] / В. Н. Макеев, Д. Д. Плещков. — № 2006101432; заявл. 18.01.2006; опубл. 27.03.2008, Бюл. № 9. — 7 с.

# КОНСТРУКЦИЯ

---

УДК 629.113

Г. С. Бархатов, канд. техн. наук, НИИЦ АТ "ЗЦНИИ" Минобороны России  
E-mail: bgs1934@yandex.ru

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА КАЧЕСТВА ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ПОТЕНЦИАЛУ

*В статье изложены материалы оценки технического уровня транспортных средств по их техническому потенциалу. Исходные данные для расчета технического потенциала транспортных средств определяются измерительным и регистрационным методами при проведении государственных и других видов испытаний, уточняются и наращиваются по результатам эксплуатации. При определении объема сервисных услуг учитываются оперативные затраты времени (трудозатраты), относящиеся исключительно к конструкции транспортного средства и его техническому состоянию. Затраты времени (трудозатраты) на любые виды организационных мероприятий из расчетов исключаются.*

**Ключевые слова:** транспортные средства, средняя скорость, подвижность, объем сервисных услуг, затраты времени (трудозатраты), производительность, технический потенциал, технический уровень.

*In article materials of an assessment of a technological level of vehicles on their technical potential are stated. Basic data for calculation of technical potential of vehicles are defined measuring and registration by methods when carrying out the state and other types of tests, are specified and increased by results of operation. When scoping services the operational expenses of time (labor cost) relating only to a design of the vehicle and its technical condition are considered. Costs of time (labor cost) of any kinds of organizational actions are excluded from calculations.*

**Keywords:** vehicles, average speed, mobility, volume of services, expense of time (labor cost), productivity, technical potential, technological level.

Актуальность проблемы оценки качества транспортных средств, в том числе колесных и гусеничных машин коммерческого и военного назначения, не снижается. Разработаны и действуют методики разных авторов оценки технического уровня и эффективности транспортных средств, к сожалению, каждая из методик имеет свои достоинства и недостатки, что не позволяет получать однозначные результаты оценки без сомнений в их достоверности.

Методика [1] предназначена для сравнительной оценки потребительских свойств грузовых автомобилей с аналогами конкурентов. В методике для повышения объективности результатов оценки оптимизированы (минимизированы) параметры по оценке качества автомобилей, разработана новая матрица весовых коэффициентов, уточнен расчет комплексного критерия потребительских свойств сравниваемых автомобилей.

Некоторые недостатки методики [1]:

— в каждой из групп оценки качества одна и та же характеристика (свойство) автомобиля учитывается в разных формах несколько раз (скорость максимальная, скорость средняя техническая, скорость средняя эксплуатационная, разгон автомобиля — составная

часть, формирующая среднюю скорость; номинальная мощность двигателя, максимальный крутящий момент двигателя, рабочий объем двигателя и др.);

— весомость некоторых показателей качества автомобилей в сравнении с другими несопоставима ("Передний угол свеса" и "Грузоподъемность", "Передаточное число главной передачи" и "Наработка на отказ", "Дорожный просвет" и "Ресурс до списания" и т. п.);

— привлечение большого количества единичных показателей качества (около 38 ед.) не способствует получению объективной сравнительной оценки;

— учитывается ограниченное количество видов сервисного воздействия (упоминается лишь периодичность ТО-2, тыс. км);

— учет эксплуатационных затрат на ТО и ТР в рублях означает, что с изменением стоимости материалов и услуг будут изменяться показатели качества сравниваемых автомобилей;

— в выводах отмечается, что по коэффициенту качества из числа рассмотренных лидирующую позицию занимает автомобиль Volvo FM400, который сравнивается с автомобилями несопоставимого класса грузоподъемности, что допустимо, но вряд ли целесообразно;

# КОНСТРУКЦИЯ

---

— по результатам расчетов автомобиль Volvo FM400, имеющий коэффициент качества с учетом весов 0,744, превосходит автомобиль КАМАЗ-65115 Евро 4 по этому показателю (0,7005) в 1,062 раза. Величина превосходства вызывает сомнение. Объясняется это тем, что только по ресурсу до списания Volvo FM400 превосходит КАМАЗ-65115 Евро 4 в 1,42 раза, а по годовой производительности в 1,22 раза. В целом получается, что для замены одного автомобиля Volvo по этим показателям требуется в среднем 1,7 автомобилей КАМАЗ. Естественно, возникает потребность в уточнении предложенной методики [1].

Методика, приведенная в работе [2], предназначена для оценки эффективности транспортных машин.

## Недостатки методики [2]:

— по методике оценивается один объект исследования, а вывод делается о качестве другого объекта. По мнению авторов, оценивается эффективность транспортной машины, на самом деле оценивается эффективность транспортного процесса по производительности с использованием в этом процессе исследуемой машины. Это объясняется тем, что в расчетах учитываются потери времени на организационные мероприятия, на погрузочно-разгрузочные работы, на преодоление увеличенного по длине маршрута, которые не относятся к показателям качества машины и ее эффективности. Величина потерь времени (трудозатрат) на эти мероприятия может быть весьма значительной, что существенно повлияет на оценку качества и эффективности транспортной машины. Затраты времени (трудозатраты) на погрузочно-разгрузочные работы следует учитывать в случае, когда специальное устройство для выполнения этих работ является составной частью транспортного средства;

— методикой предусмотрены возможности частных оценок эффективности транспортных машин: по средней скорости, производительности, расходу топлива, по уровню проходимости, с учетом приведенных затрат, но не предусмотрена интегральная оценка качества транспортной машины;

— отмечается, что "для транспортных машин обычно в качестве оценочного критерия применяют производительность". Оценка эффективности транспортных средств по производительности (при условии исключения потерь времени на организационные мероприятия), допустима, но недостаточна, так как она является частной. Два сравниваемых транспортных средства могут иметь равную произ-

водительность, но разный ресурс до капитального ремонта (списания).

Цель настоящей статьи состоит в том, чтобы изложить вариант оценки качества транспортного средства, устраняющий некоторые недостатки существующих способов оценки их качества.

Особенность разработанной методики состоит в следующем:

— для оценки качества транспортного средства вводится интегральный показатель — "технический потенциал", учитывающий совокупность основных технических характеристик транспортного средства через комплексные показатели качества;

— критерием оценки качества транспортного средства принят коэффициент технического уровня, определяемый путем сравнения технических потенциалов исследуемого транспортного средства с базовым;

— в основу оценки качества транспортных средств положены измерительный и регистрационный методы определения исходных данных;

— в расчет принимаются оперативные затраты времени (трудозатраты) на движение и сервисное обеспечение этого движения, относящиеся только к конструкции и техническому состоянию транспортного средства (исключаются затраты на организационные мероприятия; ожидание в очереди на ремонт, обслуживание; на погрузку-разгрузку, прием пищи водителем и т.п.);

— средняя скорость движения в методике рассматривается как комплексный показатель реализации качества составных частей транспортного средства: двигателя, силовой передачи, ходовой части с подсистемами подпрессоривания, торможения, управления, обеспечения, и частично учитывающая проходимость (движение по разбитым грунтовым дорогам и местности) транспортного средства, геометрические параметры и координаты центра масс. При этом средние скорости движения, полученные на дорогах в разное время, приводятся к сопоставимым показателям по методике [3];

— готовность к движению, безотказность, долговечность, проходимость (обслуживание до и после преодоления препятствий), эксплуатационная и ремонтная технологичность, эргonomичность транспортного средства учитывается через объем сервисных услуг, выраженный в оперативных затратах времени (трудозатратах);

— выбираются препятствия, которые заведомо преодолимы для сравниваемых транспортных средств (учитываются затраты времени (трудозатра-

# КОНСТРУКЦИЯ

ты) на ТО перед и после преодоления препятствий, на снижение и восстановление давления в шинах, на установку и снятие цепей противоскользения, на операции с лебедкой и др.);

— эргономические показатели транспортного средства учитываются через оперативные затраты времени на отдых водителя при управлении движением автомобиля;

— предполагается, что влияние транспортного средства на экологию учитывается через затраты финансовых средств.

Потенциал (от латинского potential — сила), средства, запасы, источники, возможности, которые имеются в наличии и могут быть использованы для достижения определенных целей, решения каких-либо задач [4].

Технический потенциал транспортного средства — интегральный показатель совокупности технических характеристик и свойств, отражающий возможность транспортного средства выполнять задачи по своему назначению в заданных условиях воздействующих дорожно-грунтовых и климатических факторов внешней среды.

Предлагается первичной оценкой качества транспортного средства считать определение величины технического потенциала по исходным данным, полученным измерительным и регистрационным методами на завершающем этапе ОКР. Эти данные утверждаются специально назначенной комиссией, проводящей государственные испытания. В последующем оценка качества должна наращиваться и уточняться по результатам эксплуатации и (или) проведения ресурсных испытаний сравниваемых транспортных средств.

## Аналитические зависимости для оценки технического уровня транспортного средства по его потенциалу

Производительность транспортного средства в уточненном виде определяется исходя из общеизвестного соотношения:

$$\Pi = A / \sum_1^n T_i = G_{\Phi} S / (T_{\text{дв}} + T_{\text{то,п}} + T_{\text{об}}) = \\ = G K_{\Gamma} K_{\pi} V_{\text{ср}} / (1 + T_{\text{уд}} V_{\text{ср}}), \quad (1)$$

где  $\Pi$  — производительность транспортного средства,  $\text{т} \cdot \text{км}/\text{ч}$ ;  $A$  — транспортная работа,  $\text{ткм}$ ;  $\sum T_i$  — суммарные оперативные затраты времени (трудоза-

траты) на пробег (движение) и сервисные операции за рассматриваемый пробег, ч (чел.-ч);  $n$  — количество видов сервисных операций;  $G_{\Phi}$  — фактическая масса перемещаемого груза, т;  $G$  — грузоподъемность, т;  $S$  — пробег (гарантийный, до капитального ремонта, списания), км;  $T_{\text{дв}}$  — оперативные затраты времени (трудозатраты) на движение, ч (чел.-ч);  $T_{\text{то,п}}$  — оперативные затраты времени (трудозатраты) на сервисные операции, ч (чел.-ч);  $T_{\text{об}}$  — затраты времени (трудозатраты) на отдых водителя при управлении движением автомобиля, ч (чел.-ч);  $K_{\Gamma}$  — коэффициент использования грузоподъемности;  $K_{\pi}$  — коэффициент пробега с грузом;  $V_{\text{ср}}$  — средняя скорость движения с грузом по совокупности видов дорог с учетом распределения пробегов по ним,  $\text{км}/\text{ч}$ ;  $T_{\text{уд}}$  — удельные суммарные оперативные затраты времени (трудозатраты) на сервисные операции за рассматриваемый пробег (контрольные осмотры, пуск двигателя и подготовка машины к движению, все виды технического обслуживания, диагностирование и текущие ремонты, обслуживание перед и после преодоления препятствий, отдых водителя при управлении движением автомобиля), ч/км (чел.-ч/км).

Показатель  $T_{\text{уд}}$  учитывает наиболее важные технические характеристики и свойства автомобиля: готовность, безотказность, долговечность, проходимость, эксплуатационную и ремонтную технологичность, эргономичность и др. через объем сервисных услуг.

Средняя скорость движения:

$$V_{\text{ср}} = \frac{S}{S_1/V_1 + S_2/V_2 + \dots + S_n/V_n}, \quad (2)$$

где  $S$  — суммарный пробег транспортного средства по совокупности видов дорог, км;  $S_1, S_2, \dots, S_n$  — пробег транспортного средства по соответствующему виду дорог, км;  $V_1, V_2, \dots, V_n$  — средняя скорость движения транспортного средства на соответствующих видах дорог,  $\text{км}/\text{ч}$ ;  $n$  — количество рассматриваемых видов дорог.

Затраты времени (трудозатраты) на отдых водителя при управлении движением транспортного средства:

$$T_{\text{об}} = \sum_1^m (S_i t_{\text{об,}i} / V_{\text{ср,}i} t_{\text{нди}}), \quad (3)$$

где  $S_i$ ,  $V_{\text{ср,}i}$  — пробег и средняя скорость движения по  $i$ -му виду дороги;  $t_{\text{об,}i}$  — продолжительность отдыха водителя при движении по  $i$ -му виду дороги;  $t_{\text{нди}}$  — продолжительность непрерывного управления движением транспортного средства, ограниченная эргономическими показателями.

# КОНСТРУКЦИЯ

Обозначим в формуле (1) показатель подвижности  $W$  [5]:

$$W = V_{\text{ср}} / (1 + T_{\text{уд}} V_{\text{ср}}) = V_{\text{ср}} K_{\text{ти}}; \quad (4)$$

$$K_{\text{ти}} = 1 / (1 + T_{\text{уд}} V_{\text{ср}}), \quad (5)$$

где  $K_{\text{ти}}$  — коэффициент сервисного обеспечения движения транспортного средства.

Подвижность транспортного средства — комплексное свойство, характеризующее способность транспортного средства к передвижению по заданным видам дорог с максимально возможной по условиям безопасности средней скоростью, определяемой с учетом затрат времени на движение и сервисное обеспечение этого движения, зависящих от конструкции образца и его технического состояния [5].

Коэффициент технического уровня по производительности ( $K_{\text{пр}}$ ) исследуемого транспортного средства относительно базы сравнения:

$$K_{\text{пр}} = \Pi_i / \Pi_b, \quad (6)$$

где  $\Pi_i$  — производительность исследуемого транспортного средства, т · км/ч;  $\Pi_b$  — производительность базового транспортного средства, т · км/ч.

Коэффициент технического уровня по ресурсному пробегу ( $K_s$ ) исследуемого транспортного средства относительно базы сравнения:

$$K_s = S_i / S_b, \quad (7)$$

где  $S_i$  — ресурсный пробег (пробег до капитального ремонта и др.) исследуемого транспортного средства, км;  $S_b$  — ресурсный пробег (пробег до капитального ремонта и др.) базового транспортного средства, км.

Общий коэффициент технического уровня по производительности и ресурсному пробегу ( $K_p$ ) определим в соответствии с рекомендациями работы [6]:

$$K_p = K_{\text{пр}} K_s = \Pi_i S_i / \Pi_b S_b. \quad (8)$$

Числитель и знаменатель формулы (8) представляют собой отношение технических потенциалов исследуемого и базового транспортных средств:

$$P_i = \Pi_i S_i, \quad (9)$$

где  $P_i$  — технический потенциал транспортного средства, т · км<sup>2</sup>/ч.

Формула для расчета технического потенциала  $i$ -го транспортного средства в развернутом виде:

$$P_i = G_i K_{\text{г}i} K_{\text{п}i} V_{\text{ср}i} S_i / (1 + T_{\text{уд}i} V_{\text{ср}i}). \quad (10)$$

Формула (10) с учетом формулы (4) примет вид:

$$P_i = G_i K_{\text{г}i} K_{\text{п}i} S_i W_i. \quad (11)$$

Формула для расчета общего коэффициента технического уровня  $i$ -го транспортного средства по техническому потенциалу относительно базы сравнения в развернутом виде:

$$K_p = \frac{G_i K_{\text{г}i} K_{\text{п}i} S_i (1 + T_{\text{уд}b} V_{\text{ср}b})}{G_b K_{\text{г}b} K_{\text{п}b} V_{\text{ср}b} S_b (1 + T_{\text{уд}i} V_{\text{ср}i})}, \quad (12)$$

где  $i, b$  — индексы исследуемого и базового транспортных средств.

Формула (12) с учетом формулы (4) примет вид:

$$K_p = \frac{G_i K_{\text{г}i} K_{\text{п}i} S_i W_i}{G_b K_{\text{г}b} K_{\text{п}b} S_b W_b}. \quad (13)$$

При дальнейших расчетах общего коэффициента технического уровня по формуле (13) могут дополнительно вводиться или исключаться различные ограничения в зависимости от поставленных целей сравнительной оценки транспортных средств.

Удельный показатель технического потенциала относительно израсходованного топлива:

$$P_{\text{уд}} = P_i / Q_i, \quad (14)$$

где  $Q_i$  — количество топлива, израсходованного за рассматриваемый пробег, л.

Аналогичным образом можно определить удельный показатель технического потенциала относительно снаряженной массы транспортного средства, израсходованных материалов, финансовых затрат и др.

При определении технического потенциала за пробег до капитального ремонта ( списания) необходимо принять во внимание, что комплексные показатели качества  $V_{\text{ср}}$  и  $T_{\text{уд}}$  ухудшаются по нелинейному закону, в зависимости от срока службы, пробега транспортного средства и региона его эксплуатации. Для определения величин  $V_{\text{ср}}$  и  $T_{\text{уд}}$  в этом случае следует воспользоваться соответствующим математическим аппаратом исчисления.

Таким образом, из формулы (11) следует, что технический потенциал транспортного средства определяет система показателей качества: "грузоподъемность — подвижность — ресурс".

# КОНСТРУКЦИЯ

---

Показатель подвижности  $W$  есть средняя скорость, полученная с учетом суммарных затрат времени (трудозатрат) на заданный пробег и на все виды сервисных воздействий, обеспечивающих этот пробег. Средняя скорость — это частный показатель подвижности транспортного средства, она определяется при нулевых затратах на сервис. Показатель подвижности в наибольшей степени характеризует приспособленность транспортного средства к эффективному использованию в хозяйственном и оборонном комплексах страны. Показатель подвижности учитывает важнейшие характеристики транспортного средства: готовность, живучесть, быстроходность, управляемость, проходимость, эксплуатационную и ремонтную технологичность, эргономичность и приспособленность к преодолению препятствий.

Вариант расчета технического потенциала и коэффициента технического уровня проиллюстрируем на примере условных автомобилей: вновь разрабатываемый автомобиль (A2), существующий, принятый за базовый, автомобиль (A1). Государственные испытания автомобилей "A2" и "A1" проведены параллельно в одинаковых условиях в объеме гарантийного пробега (таблицы 1—4).

Средняя скорость движения по совокупности видов дорог:

$$V_{cp1} = \frac{6000}{(900/50 + 1500/32 + 3000/22 + 600/12)} = \\ = 23,9 \text{ км/ч};$$

$$V_{cp2} = \frac{8000}{(1200/55 + 2000/45 + 4000/25 + 800/15)} = \\ = 28,6 \text{ км/ч}.$$

Общие удельные суммарные оперативные трудозатраты на все виды сервисных операций:

$$T_{уд1} = T_{уто1} + T_{удп1} = 0,124 + 0,009 = \\ = 0,133 \text{ чел.-ч/км};$$

$$T_{уд2} = T_{уто2} + T_{удп2} = 0,085 + 0,008 = \\ = 0,093 \text{ чел.-ч/км}.$$

Таблица 1

**Исходные данные для расчета технического уровня исследуемого автомобиля относительно базового путем сравнения их потенциалов**

Характеристики	Обозначение	Единица измерения	Сравниваемые автомобили	
			A1 (базовый)	A2 (исследуемый)
Грузоподъемность	$G$	т	3,5	4,0
Коэффициент использования грузоподъемности	$K_g$	—	0,98	0,96
Коэффициент пробега с грузом (со смонтированным оборудованием)	$K_p$	—	1,0	1,0
Гарантийный пробег	$S$	км	6000	8000
Виды дорог, распределение пробегов, средние скорости				
Дороги с твердым покрытием	$\Delta S_1/V_{cp1}$	%/км/ч	15/50	15/55
Грунтовые дороги удовлетворительного состояния	$\Delta S_2/V_{cp2}$	"	25/32	25/45
Грунтовые разбитые дороги	$\Delta S_3/V_{cp3}$	"	50/22	50/25
Местность	$\Delta S_4/V_{cp4}$	"	10/12	10/15
Расход топлива	$Q$	л	5700	8800
Удельные суммарные оперативные трудозатраты на все виды ТО, ремонтов (устранение отказов, неисправностей) и другие сервисные операции за период испытаний машин (без учета ТО до и после препятствий)	$T_{уто1}$	чел.-ч/км	Расчет по результатам испытаний, табл. 2	
Удельные суммарные оперативные трудозатраты на сервисные операции при преодолении препятствий за период испытания машин	$T_{удп1}$	чел.-ч/км	Расчет по результатам испытаний, табл. 3	
Итоги расчетов	—	—	Табл. 4	

# КОНСТРУКЦИЯ

---

Таблица 2

**Расчет трудозатрат на все виды технических обслуживаний и другие сервисные операции за период проведения государственных испытаний автомобилей "А1" и "А2" в объеме гарантийного пробега (выбор номенклатуры учитываемых позиций и алгоритм расчета определяет исследователь)**

Расчетная формула	Результаты расчета
Количество выходов в рейс $n_p = S/\Pi_{cc}$ $\Pi_{cc}$ – среднесуточный пробег, км	$n_{p1} = 6000/75 = 80$ $n_{p2} = 8000/110 = 73$
Контрольные осмотры перед выходом из парка и в пути $T_{ko} = (t_{ko1} + t_{ko2})n_p$ , чел.-ч	$T_{ko1} = (0,25 + 0,15) \cdot 80 = 32$ $T_{ko2} = (0,20 + 0,10) \cdot 73 = 22$
Ежедневные ТО $T_{eto} = n_p t_{eto}$ (без учета дозаправки топливом)	$T_{eto1} = 80 \cdot 1,3 = 104$ $T_{eto2} = 73 \cdot 1,2 = 87,6$
Дозаправка топливом после рейса $T_{zt} = n_p t_{zt}$ , чел.-ч	$T_{z1} = 80 \cdot 0,20 = 16,0$ $T_{z2} = 73 \cdot 0,22 = 16,1$
Контрольно-технические осмотры $T_{kto} = (S/250)t_{kto}$ (если они предусмотрены НТД), чел.-ч	$T_{kto1} = 6000/250 \cdot 1,0 = 24,0$ $T_{kto2} = 8000/250 \cdot 0,7 = 22,4$
Техническое обслуживание № 1 $T_{to1} = (S/\Pi_{to})n_{to1}t_{to1}$ , чел.-ч	$T_{to1(1)} = 6000/3000 \cdot 1 \cdot 13 = 26$ $T_{to2(2)} = 0$ (нет ТО1)
Техническое обслуживание № 2 $T_{to2} = (S/\Pi_{to})t_{to2}$ , чел.-ч	$T_{to2(1)} = (6000/3000) \cdot 28 = 56$ $T_{to2(2)} = 0$ (нет ТО2)
Безномерное ТО $T_{bh} = (S/\Pi_{bh})t_{bh}$ , чел.-ч	$T_{bh1} = 0$ (нет безномерного ТО) $T_{bh2} = (8000/4000) \cdot 25 = 50$
Сезонные обслуживания $T_{co} = n_r(t_{ll} + t_s)$ , чел.-ч	$T_{co1} = 1 \cdot (28 + 28) = 56$ $T_{co2} = 1 \cdot (25 + 25) = 50$
Пуск двигателя и подготовка машины к движению в диапазоне заданных температур с учетом их распределения $T_{pd} = (S/\Pi_{cc})(a_1t_1 + a_2t_2 + a_3t_3)$ , чел.-ч	$T_{pd1} = (6000/75)(0,5 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,25 + 0,2 \cdot 1,5) = 34$ $T_{pd2} = (8000/110)(0,5 \cdot 0,1 + 0,3 \cdot 0,2 + 0,2 \cdot 0,5) = 23$
Техническая диагностика $T_{td} = (S/500)t_{td}$ , чел.-ч	$T_{td1} = (6000/500) \cdot 10 = 120$ $T_{td2} = (8000/500) \cdot 6 = 96$
ТО после обкатки машин $T_{obk1} = t_{to2}$ ; $T_{obk2} = t_{bh}$ , чел.-ч	$T_{obk1} = 28$ $T_{obk2} = 25$
ТО до и после транспортирования видами транспорта (мат. ож. • трудозатраты) $T_{trp} = (S/\Pi_{trp})(b_a t_a + b_{jd} t_{jd} + b_c t_c + b_m t_m)$ , чел.-ч	$T_{trp1} = (6000/500)(0,3 \cdot 0,5 + 0,5 \cdot 7,5 + 0,1 \cdot 1,5 + 0,1 \cdot 1,0) = 48,7$ $T_{trp2} = (8000/500)(0,3 \cdot 0,5 + 0,5 \cdot 6,0 + 0,1 \cdot 1,4 + 0,1 \cdot 0,8) = 53,9$
Отдых водителя при управлении движением машин $T_{ob} = \Sigma(S_i t_{oai}/V_{cp} t_{ndi})$ , чел.-ч	$T_{ob1} = 900 \cdot 0,1/50 \cdot 2 + 1500 \cdot 0,15/32 \cdot 1,5 + 3000 \cdot 0,25/22 \cdot 1 + 600 \cdot 0,25/12 \cdot 1 = 60,7$ $T_{ob2} = 1200 \cdot 0,1/55 \cdot 2 + 2000 \cdot 0,12/45 \cdot 1,7 + 4000 \cdot 0,25/25 \cdot 1,25 + 800 \cdot 0,25/15 \cdot 1,2 = 77,9$
Уборочно-моечные работы (мат. ож. пробега по видам дорог • трудозатраты) $T_{ym} = n_p(\Delta S_1 t_{yd} + \Delta S_2 t_{yr} + \dots + \Delta S_n t_{yp})$ , чел.-ч	$T_{ym1} = 80 \cdot (0,15 \cdot 0,2 + 0,25 \cdot 0,50 + 0,5 \cdot 1 + 0,1 \cdot 1) = 60,4$ $T_{ym2} = 73 \cdot (0,15 \cdot 0,2 + 0,25 \cdot 0,55 + 0,5 \cdot 1,2 + 0,1 \cdot 1,1) = 64,0$
Суммарные оперативные трудозатраты на все виды ТО $T_{toi} = T_{ko} + T_{eto} + T_{zt} + T_{kto} + T_{to1} + T_{to2} + T_{bh} + T_{co} + T_{pd} + T_{td} + T_{obk} + T_{trp} + T_{ob}$ , чел.-ч	$T_{to1} = 32 + 104 + 16 + 24 + 26 + 56 + 0 + 56 + 34 + 120 + 28 + 48,7 + 60,7 + 60,4 = 665,8$ $T_{to2} = 22 + 87,6 + 16,1 + 22,4 + 0 + 0 + 50 + 50 + 23 + 96 + 25 + 53,9 + 77,9 + 64 = 587,9$

# КОНСТРУКЦИЯ

---

*Продолжение табл. 2*

Расчетная формула	Результаты расчета
Трудозатраты на устранение отказов и неисправностей за рассматриваемый пробег (объем трудозатрат определяется по сводной ведомости отказов и неисправностей (см. отчет по испытаниям)), чел.-ч	$T_{\text{отк}1} = 79$ $T_{\text{отк}2} = 93$
Суммарные трудозатраты на все виды ТО, ремонтов и сервисные операции за период испытаний машин $T_{\text{топ}} = \sum t_{\text{тои}} + \sum t_{\text{отк}}, \text{чел.-ч}$	$\sum T_{\text{топ}1} = 665,4 + 79 = 744,4$ $\sum T_{\text{топ}2} = 587,9 + 93 = 680,9$
Удельные суммарные оперативные трудозатраты на все виды ТО, ремонтов (устранение отказов, неисправностей) и другие сервисные операции за период испытаний машин (без учета ТО до и после препятствий) $T_{\text{утор}} = \sum T_{\text{топ}i}/S_i, \text{чел.-ч}$	$T_{\text{утор}1} = 744,4/6000 = 0,124$ $T_{\text{утор}2} = 680,9/8000 = 0,085$

Таблица 3

**Результаты расчетов трудозатрат на сервисные операции при преодолении препятствий  
(за период проведения государственных испытаний) автомобилями "А1" и "А2"**

Расчетная формула	Результаты расчета
Количество бродов, преодолеваемых за период испытаний, принимается по данным обследования избранного региона испытаний $d_{\text{бр}} = n_{\text{бр}} S/1000$ ( $n_{\text{бр}} = 4$ брода на тыс. км)	$d_{\text{бр}1} = 4 \cdot 6000/1000 = 24$ $d_{\text{бр}2} = 4 \cdot 8000/1000 = 32$
Количество водных преград, преодолеваемых вплавь за период испытаний, принимается по данным избранного региона испытаний $d_{\text{пл}} = n_{\text{пл}} S/1000$ ( $n_{\text{пл}} =$ две водных преграды на тыс. км)	$d_{\text{пл}1} = 2 \cdot 6000/1000 = 12$ $d_{\text{пл}2} = 2 \cdot 8000/1000 = 16$
Трудозатраты на ТО до и после преодоления бродов $\sum T_{\text{бр}} = d_{\text{бр}} T_{\text{бр}}$ , чел.-ч	$\sum T_{\text{бр}1} = 24 \cdot 0,36 = 8,6$ $\sum T_{\text{бр}2} = 32 \cdot 0,31 = 9,9$
Трудозатраты на ТО до и после преодоления водных преград вплавь $\sum T_{\text{пл}} = d_{\text{пл}} T_{\text{пл}}$ , чел.-ч	$\sum T_{\text{пл}1} = 12 \cdot 0,67 = 8,0$ $\sum T_{\text{пл}2} = 16 \cdot 0,66 = 10,6$
$d_{\text{мг}}$ — количество участков пути с низкой несущей способностью грунта, преодоленных за период испытаний	$d_{\text{мг}1} = 6$ $d_{\text{мг}2} = 8$
Трудозатраты на сервисные операции до и после преодоления участков с низкой несущей способностью грунта $\sum T_{\text{мг}} = d_{\text{мг}} T_{\text{мг}}$	$\sum T_{\text{мг}1} = 6 \cdot 4,5 = 27$ $\sum T_{\text{мг}2} = 8 \cdot 4,0 = 32$
$d_{\text{мб}}$ — количество случаев использования средств самовытаскивания	$d_{\text{мб}1} = 3$ $d_{\text{мб}2} = 4$
Трудозатраты на сервисные операции для обеспечения самовытаскивания застрявших машин $\sum T_{\text{мб}} = d_{\text{мб}} T_{\text{мб}}$ , чел.-ч	$\sum T_{\text{мб}1} = 3 \cdot 3,6 = 10,8$ $\sum T_{\text{мб}2} = 4 \cdot 3,4 = 13,6$
Суммарные оперативные трудозатраты на сервисные операции при преодолении препятствий за период испытания машин $\sum T_{\text{п}} = \sum T_{\text{бр}} + \sum T_{\text{пл}} + \sum T_{\text{мг}} + \sum T_{\text{мб}}$ , чел.-ч	$\sum T_{\text{п}1} = 8,6 + 8,0 + 27 + 10,8 = 54,6$ $\sum T_{\text{п}2} = 9,9 + 10,6 + 32 + 13,6 = 66,1$
Удельные суммарные оперативные трудозатраты на сервисные операции при преодолении препятствий за период испытания машин $T_{\text{удп}} = \sum T_{\text{п}i}/S_{\text{п}i}$ , чел.-ч	$T_{\text{удп}1} = 54,6/6000 = 0,009$ $T_{\text{удп}2} = 66,1/8000 = 0,008$

# КОНСТРУКЦИЯ

Таблица 4

Итоги сравнительной оценки автомобилей "A1" и "A2"

Комплексные тактико-технические характеристики	Обозначение	Единица измерения	Техническое задание (T3)	A1	A2
Средняя скорость движения по совокупности видов дорог	$V_{cp}$	км/ч	30	23,9	28,6
Подвижность по совокупности видов дорог	$W_{cp}$	км/ч	7,5	5,7	7,8
Общие удельные суммарные оперативные трудозатраты на все виды сервисных операций	$T_{уд}$	чел. ч/тыс. км	100,0	133,0	93,0
Производительность	$\Pi$	ткм/ч	30,0	19,6	30,0
Технический потенциал	$P \cdot 10^3$	ткм <sup>2</sup> /ч	240,0	117,6	240,0
Коэффициент технического уровня по производительности относительно ТЗ	$K_{пр}$	—	1,0	0,65	1,0
Коэффициент технического уровня по пробегу относительно ТЗ	$K_s$	—	1,0	0,75	1,0
Коэффициент технического уровня по потенциалу относительно ТЗ	$K_p$	—	1,0	0,49	1,0
Общий коэффициент технического уровня автомобиля "A2" относительно автомобиля "A1" (по потенциалу)	$K_{p21}$	—	—	1,0	2,0
Суммарный расход топлива	$Q$	л	8550	5700	8800
Удельный показатель потенциала относительно израсходованного топлива	$P_q = P/Q$	ед./л	28,0	20,6	27,3
Коэффициент технического уровня по удельному потенциалу относительно израсходованного топлива	$K_q$	—	—	1,0	1,32

Производительность автомобилей:

$$\begin{aligned} \Pi_1 &= G_1 K_{г1} K_{п1} V_{cp1} / (1 + T_{уд1} V_{cp1}) = \\ &= 3,5 \cdot 0,98 \cdot 1,0 \cdot 23,9 / (1 + 0,133 \cdot 23,9) = \\ &= 19,6 \text{ т} \cdot \text{км}/\text{ч}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Pi_2 &= G_2 K_{г2} K_{п2} V_{cp2} / (1 + T_{уд2} V_{cp2}) = \\ &= 4,0 \cdot 0,96 \cdot 1,0 \cdot 28,6 / (1 + 0,093 \cdot 28,6) = \\ &= 30,0 \text{ т} \cdot \text{км}/\text{ч}. \end{aligned}$$

Коэффициент технического уровня по производительности:

$$K_{пр} = \Pi_2 / \Pi_1 = 30,0 / 19,6 = 1,53.$$

Коэффициент технического уровня по заданному пробегу:

$$K_s = S_2 / S_1 = 8000 / 6000 = 1,33.$$

Технический потенциал автомобилей:

$$P_1 = \Pi_1 S_1 = 19,6 \cdot 6000 = 117,6 \cdot 10^3 \text{ т} \cdot \text{км}^2/\text{ч};$$

$$P_2 = \Pi_2 S_2 = 30,0 \cdot 8000 = 240,0 \cdot 10^3 \text{ т} \cdot \text{км}^2/\text{ч}.$$

Общий коэффициент технического уровня вновь разработанного автомобиля относительно базы сравнения:

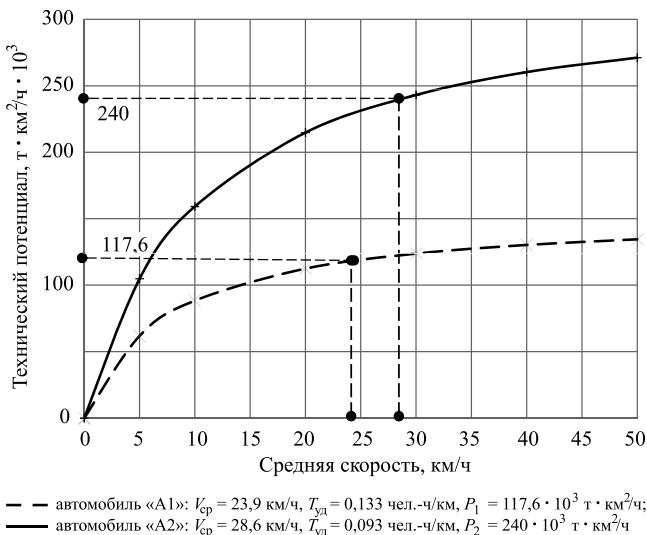
$$K_p = K_{пр} K_s = 1,53 \cdot 1,33 = 2,0.$$

Физически  $K_p = 2,0$  означает, что по величине потенциала один новый автомобиль "A2" заменяет два существующих "A1".

На рис. 1 представлен график (формула 11) зависимости технического потенциала рассматриваемых автомобилей от средней скорости движения и объема сервисных воздействий.

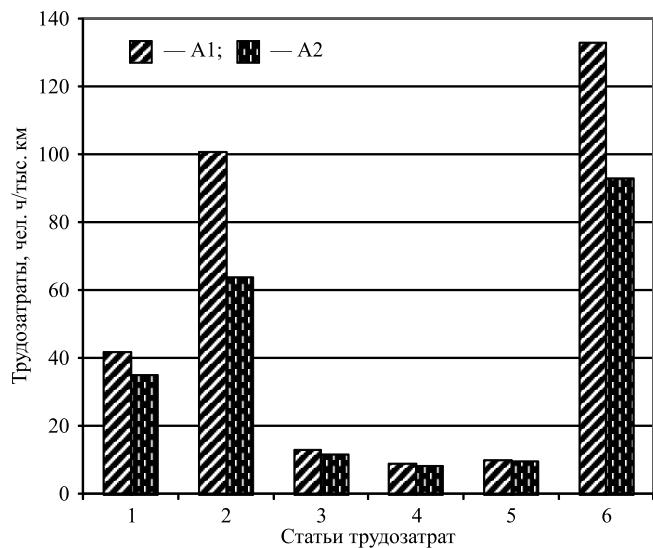
Из этого рисунка следует, что наиболее высокий темп прироста потенциала автомобилей наблюдается при средних скоростях в диапазоне от 0 до 30 км/ч. При дальнейшем увеличении средней скорости темп прироста потенциала снижается. Это объясняется тем, что выигрыш времени от увеличения скорости не сопоставим с его затратами на сервис.

На рис. 2 представлена диаграмма сопоставления статей оперативных трудозатрат на реализацию заданного пробега автомобилями в расчете на одну тысячу километров. Анализ диаграммы показывает,



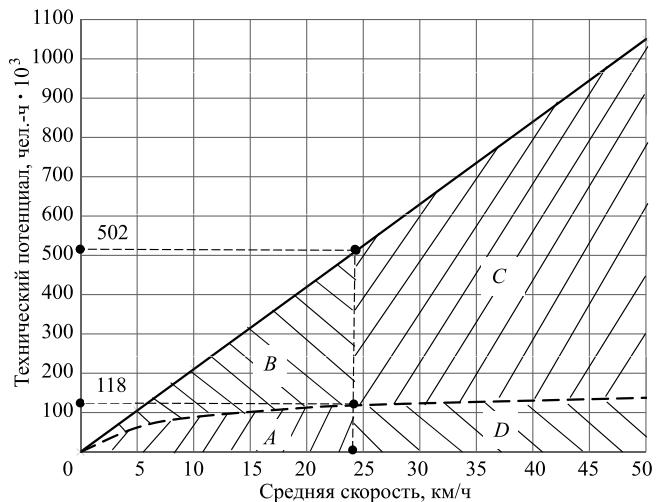
**Рис. 1. Зависимость технического потенциала автомобилей от средней скорости и объема сервисных воздействий за гарантийный пробег**

что для реализации пробега автомобилем "A" требуется 41,8 чел.-ч / тыс. км, при этом объем сервисного обеспечения пробега составляет 133 чел.-ч/тыс. км. Как видим, соотношение трудозатрат на выполнение пробега и на сервисное обеспечение для автомобиля весьма неблагоприятно. Автомобиль "A1" имеет очень низкий технический уровень.



**Рис. 2. Трудозатраты на движение (выполнение пробега) и на сервисное обеспечение пробегов за период государственных испытаний автомобилей:**

1 — движение (выполнение пробегов); 2 — технические обслуживания; 3 — ремонты; 4 — сервисные операции до и после преодоления препятствий; 5 — отдых водителя при управлении движением автомобиля; 6 — суммарные трудозатраты на все виды сервисных операций



**Рис. 3. Резервы для повышения технического потенциала автомобиля "A1":**

A — достигнутые значения; B — достигнуты путем снижения только затрат времени на сервис; C — достигнуты путем повышения средней скорости и снижения затрат времени на сервис; D — достигнуты путем повышения только средней скорости движения

Рассмотрим резервы модернизации существующего автомобиля «A1» (рис. 3).

На рис. 3 представлена интегральная техническая характеристика автомобиля «A1». Пунктирная линия рисунка соответствует техническому потенциалу при реальном объеме оперативных сервисных трудозатрат  $T_{уд} = 0,133$  чел.-ч/км в пределах заданного пробега. Сплошная линия относится к случаю, когда трудозатраты на сервисное обеспечение движения равны нулю ( $T_{уд} = 0$ ).

Анализ рисунка показывает, что технический потенциал в большей степени зависит от объема оперативных трудозатрат на сервисные операции, чем от средней скорости. На рис. 3 показана область A реализованного технического потенциала в заданных условиях использования автомобиля «A1» и области резервов его повышения (B, C и D). При средней скорости движения 23,9 км/ч потенциал автомобиля «A1», в пределе, может быть увеличен с  $117,6 \cdot 10^3$  до  $501,9 \cdot 10^3$   $\text{т} \cdot \text{км}^2/\text{ч}$ , то есть в 4,3 раза.

Повышение технического потенциала автомобиля «A» может быть обеспечено путем увеличения средней скорости, снижения объема сервисных услуг и комбинированным способом.

Прирост потенциала только благодаря увеличению средней скорости обеспечивается на относительно небольшую величину. При этом необходимо учесть, что в частных случаях использования автомобиля «A1» в течение нескольких часов, когда по-

# КОНСТРУКЦИЯ

---

требности в сервисных воздействиях равны нулю, повышение средней скорости весьма эффективно.

В большей степени увеличение технического потенциала автомобиля "A1" может быть достигнуто путем снижения трудозатрат на сервис.

Наибольшее возрастание потенциала автомобиля "A" может быть обеспечено комбинированным путем — увеличением средней скорости, грузоподъемности, ресурсного пробега и снижением объема сервисных работ. Возможности для этого имеются. Например, при средней скорости 40 км/ч потенциал автомобиля "A" теоретически может быть увеличен почти в 6 раз (практически в 2—3 раза).

В целом, анализ данных расчета показывает, что вновь разработанный автомобиль "A2" превосходит существующий автомобиль "A1" по техническому уровню в 2 раза. Автомобиль "A2" может взять на себя груз 4,0 т (вместо 3,5), переместить его на расстояние 8000 км (вместо 6000) со средней скоростью 28,6 км/ч (вместо 23,9) при меньших трудозатратах на сервис (93 вместо 133 чел.-ч/тыс. км), но при большем расходе топлива. Автомобиль "A1" имеет очень низкий технический уровень (0,49 относительно ТЗ), по этой причине подлежит глубокой модернизации или снятию с производства.

## Выводы

Предложенная методика, основанная на измерительном и регистрационном методах, позволит оценивать качество транспортных средств путем сравнения их технических потенциалов с большей точностью и достоверностью. По результатам государственных испытаний представляется возможным получать первичное представление о техническом

потенциале, заложенном в конструкцию транспортного средства.

По результатам эксплуатации транспортного средства можно установить уровень реализации технического потенциала в условиях конкретного предприятия и разработать рекомендации о повышении качества исследуемого транспортного средства и повышении эффективности работы предприятия.

Изложенный подход может быть использован для создания рабочих методик оценки качества конкретных транспортных средств и других технических устройств по их техническим потенциалам.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Мамин Л. Р., Румянцев В. В. Разработка методики сравнительной оценки потребительских свойств грузовых автомобилей с аналогами конкурентов // Грузовик. — 2014. — № 9. — С. 34—38.
2. Платонов В. Ф., Кожевников В. С., Коробкин В. А., Платонов С. В. Многоцелевые гусеничные машины. Под ред. В. Ф. Платонова — М., Машиностроение, 1998. 208 с.
3. Бархатов Г. С., Устименко В. С. Методика приведения показателей основных эксплуатационных свойств автомобилей к нормативным условиям и режимам испытаний // Грузовик. — 2015. — № 11. С. 2—5.
4. Военно-энциклопедический словарь. — М.: Воениздат, 1984.
5. Ходосовский Ю. В. Методика оценки подвижности автомобилей многоцелевого назначения в условиях оперативно-тактических задач. Бронницы: 21 НИИ МО РФ, 2006. — 34 с.
6. Ксеневич И. П., Гоберман В. А., Гоберман Л. А. Технико-экономические основы проектирования машин и процессов. Методологические аспекты управления проектной деятельностью и принятия решений. Том 3. — М.: Машиностроение, 2003. — 26 с.

## "КАМАЗ" на СТТ-2016

"КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) представил новейшие разработки на 17-й Международной специализированной выставке "Строительная техника и технологии-2016".

В своей обширной экспозиции компания представила продукцию, актуальную для строительного сегмента. наибольший интерес посетителей вызвали представители тяжелого ряда семейства перспективных автомобилей, выпуск которых стартовал в марте 2016 г. На выставке демонстрировались самосвалы КАМАЗ-6580 и КАМАЗ-65801. Со временем "новички" заменят на дорогах России своих предшественников — КАМАЗ-6520 и КАМАЗ-65201. Также на выставке показали абсолютно новый седельный тягач КАМАЗ-65806 с полуприцепом.

Помимо этого, в камазовской экспозиции были представлены самосвал с кран-манипуляторной установкой ИМ-150N на шасси КАМАЗ-65115-3094-19, два автобетоносмесителя на шасси КАМАЗ-6540 и КАМАЗ-65115, полуприцеп-битумовоз и бетоно-смесительная установка "Базальт 60 Д".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

УДК 629.331

Д. И. Панюков, канд. техн. наук, Поволжский государственный университет сервиса (г. Тольятти), В. Н. Козловский, д-р техн. наук, К. В. Киреев, канд. техн. наук, Самарский государственный технический университет  
E-mail: kozlovskiy-76@mail.ru

## КАЧЕСТВО ПЕРВИЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ – КЛЮЧ К ПОВЫШЕНИЮ ЭФФЕКТИВНОСТИ FMEA

*В работе представлены результаты анализа влияния качества первичных исследований, проводимых в рамках методологии FMEA, на эффективность процесса поиска и устранения причин потенциальных несоответствий автомобилей на этапах жизненного цикла.*

**Ключевые слова:** качество, удовлетворенность потребителей, FMEA, анализ дефектов.

*In work results of the analysis of influence of quality of primary researches of FMEA conducted within methodology on efficiency of process of search and elimination of the reasons of potential discrepancies of cars at stages of life cycle are presented.*

**Keywords:** quality, satisfaction of consumers, FMEA, analysis of defects.

В настоящее время в автомобильной промышленности большую популярность приобрел метод анализа и управления рисками потенциальных дефектов в новых проектах, называемый FMEA (от англ. Failure Mode and Effects Analysis). Широкое применение методика FMEA получила благодаря требованиям международного стандарта ISO/TS 16949, которые явным образом указывают поставщикам автомобильной промышленности на необходимость применять систему FMEA при проектировании автокомпонентов и процессов их производства с целью предотвращения дефектов еще на стадии разработки и проектирования, т. е. прежде чем они произойдут на самом деле. Кроме того, все автопроизводители требуют от своих поставщиков автокомпонентов применять методику FMEA в обязательном порядке. Многие из них определяют свои требования к применению этого метода, например, в [1] описаны требования американских автопроизводителей.

Метод FMEA включает в себя несколько этапов [2]. Полный цикл FMEA включает в себя следующие этапы:

- планирование и подготовка FMEA;
- структурный и функциональный анализ объекта исследования;
- определение видов потенциальных дефектов, их последствий и причин;
- оценка комплексного риска и ранжирование дефектов по степень комплексного риска;

— определение и внедрение мероприятий по доработке (оптимизации) конструкции или технологического процесса;

— актуализация методики FMEA по результатам мероприятий, повторная оценка комплексного риска;

- архивирование результатов FMEA;
- пересмотр FMEA.

Каждый этап очень важен для эффективного применения метода, но самым важным является этап предварительного анализа, который заключается в структурировании объекта анализа, определении функций каждого элемента и определении эффективности их выполнения, т. е. фактически в определении основных характеристик объекта, анализа и требований к ним. Этот этап во многом определяет успех, так как именно после него можно достаточно легко определить возможные дефекты объекта анализа.

Данный этап подготовки к анализу в рамках метода анализа видов, последствий и причин потенциальных дефектов (FMEA) заключается в предварительном исследовании объекта анализа и может включать в себя построение структурной (из каких элементов состоит объект), функциональной (как и в каких условиях функционирует объект) и потоковой моделей объекта анализа (параметрическая схема функционирования объекта, карта потока процесса).

Цель этапа — обеспечить возможность для всех участников команды FMEA достичь одинакового уровня знания об объекте анализа.

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Важно понимать, что функциональный анализ объекта исследования проводится с целью перечисления, описания характеристик и классификации всех эксплуатационных функций изучаемой системы, наряду с фазами жизненного цикла. Функциональный анализ (обычно изложенный в функциональных спецификациях) является необходимым условием методики FMEA, так как позволяет команде FMEA получить одинаковое и исчерпывающее представление об объекте анализа, правильно определить все возможные виды, последствия и причины потенциальных дефектов объекта анализа. Стоит отметить, что часть требований и характеристик разрабатываемого продукта, с учетом потребностей клиентов, могут определяться ранее, с использованием иных методов, например, таких как QFD (от англ. Quality Function Deployment) [3, 4].

Структурный и функциональный анализ FMEA автомобильных систем и конструкций можно произвести с помощью таблицы компонентов/функций и блок-схемы [2]. При формировании блок-схемы обязательно необходимо перечислить условия эксплуатации (причем как количественные ограничения, так и качественные).

На основе блок-схемы узла или спецификации выбираем компоненты и заносим в таблицу, сделанную по образцу табл. 1, все их функции. Сами функции компонента обычно определяются раньше разработчиком на основе требований системы с учетом принципов функционирования, технического задания и характеристик компонента, с учетом влияния взаимодействующих с компонентом других компонентов, узлов и систем, а также условий эксплуатации, т. е. влияния технических и природных факторов. Следует анализировать весь жизненный цикл изделия вплоть до его утилизации.

При последующем анализе правильность определения дефектов напрямую будет зависеть от полно-

ты и правильности описания функций и требований к компонентам, внесенным в табл. 1.

Указание номера (№ /Код) необходимо для четкой идентификации компонентов и для связи причин дефекта с рассматриваемыми компонентами из листа спецификации, с их функциями и требованиями. Этот номер может быть образован, например, при FMEA конструкций из номеров позиций в спецификации и порядкового номера (или кода по кодификатору) причины дефекта.

Структурный и функциональный анализ процесса FMEA можно провести, например, на основе карты потока процесса [2]. На этой основе или плана управления выбираем операции и составляем другую таблицу (табл. 2). При последующем анализе правильность определения дефектов напрямую будет зависеть от полноты и правильности описания целей (функций), требований и характеристик операций процесса из этой таблицы.

Указание номера (№/Код) необходимо для четкой идентификации процесса и для связи рассматриваемых причин дефекта с рассматриваемыми операциями процесса по плану управления. Этот номер может быть образован, например, при FMEA процесса из номеров технологических операций в техпроцессе и порядкового номера (или кода по кодификатору) причины дефекта.

Система FMEA процесса учитывает все важные функции и характеристики (согласно техпроцессу или плану управления) и отдельные характеристики деталей (чертеж, специальные характеристики) [5].

Функциональный или функционально-технический анализ (FTA) предшествует FMEA. Этот вид анализа рассматривает конструкцию в позитиве, т. е. как должна функционировать конструкция в нормальном состоянии. При этом не предполагается, что компоненты (элементы) станут дефектными. FMEA же рассматривает конструкцию (и процесс)

Таблица 1

## Компоненты и функции

№/Код	Подсистема/Узел/Компонент	Функция/подфункция	Требования

Таблица 2

## Операции и требования

№/Код	Операция/переход	Цель (функция)	Требования, характеристики

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

с точки зрения негатива, т. е. с точки зрения возможности появления дефекта как результата невыполнения требований к осуществлению заявленных функций изделия. Оба вида анализа направлены на улучшение.

Основная задача функционального анализа — изучить продукцию с точки зрения выполнения ею определенных функций, направленных на удовлетворение потребностей пользователя этой продукции при всех ожидаемых (в том числе обязательных) потребительских характеристиках и требуемом уровне совершенства.

При этом конструктор должен определить ожидаемое функциональное качество до начала поиска технических решений, а уже в рамках функционального анализа определить — обеспечивается или нет удовлетворенность потребителя этим функциональным качеством.

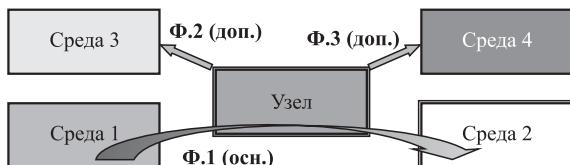
Классический метод состоит из следующих этапов (рис. 1):

- определить среды, взаимодействующие (контактирующие) с узлом;
- определить связи между самими средами для выявления основных функций узла;
- определить ограничения, т. е. связи между отдельной средой и узлом (дополнительные функции).

Важно понимать, что:

- необходимо определять как потребительские, так и технические функции;
- основные функции должны быть сформулированы как конечная цель с помощью глагола с дополнениями;
- необходимо учитывать ситуации, возникающие в рамках этапов "жизненного цикла" — т. е. выявить и описать функции и связанные с ними обязательные требования к продукции (в том числе по безопасности и экологичности), требования к условиям транспортировки, хранения, эксплуатации, ремонта.

Ожидаемые функции далее необходимо охарактеризовать в виде критериев эффективности, в том



- ❖ Среды — то, что взаимодействует (контактирует) с узлом.
- ❖ Изогнутая стрелка — отношения, которые создаются узлом. Цель отношения эквивалента базовой (основной) функции. Функция — глагол, описывающий отношение между узлом и внешними средами.
- ❖ Прямые стрелки — влияние узла на среды и/или наоборот (дополнительные функции).

Рис. 1. Основы функционального анализа

числе с помощью измеримых параметров. Речь идет о параметрах, которые позволяют количественно или качественно выразить функцию (глагол). Эти критерии эффективности и являются функциональными требованиями, на основе которых мы и будем далее определять потенциальные дефекты объекта анализа.

Разберем небольшой пример того, как можно определять функции разрабатываемого изделия. Возьмем, к примеру, маркер для досок. Нарисуем основные среды, с которыми он контактирует в эксплуатации (рис. 2) — это рука, доска, окружающая среда и глаз эстета (тот, кто оценивает внешний вид).

Маркер должен обеспечивать выполнение следующей основной функции ( $\Phi_{01}$ ) — писать рукой на доске (соединяются две среды посредством маркера — кривая стрелка на рис. 2). Техническая функция будет звучать так — "писать на доске желаемым цветом".

Взаимодействие маркера с остальными средами будет формировать дополнительные функции (стрелки от среды к маркеру или наоборот):

- $\Phi_{d2}$  — быть устойчивым к окружающей среде;
- $\Phi_{d3}$  — не загрязнять окружающую среду;
- $\Phi_{d4}$  — нравится эстетически.

Здесь определены, конечно, не все дополнительные функции, только основные. В обязательном порядке также нужно учитывать и различные ситуации из жизненного цикла изделия:

- хранение;
- транспортировка;
- эксплуатация;
- ремонт или замена;
- утилизация или вторичное использование;
- и др.

Каждая из этих ситуаций может выступать в качестве отдельной среды, с которой взаимодействует изделие. Например, для хранения — упаковка, для транспортировки — транспорт, для эксплуатации — поверхность, на которой будет лежать маркер, для ремонта — инструмент и т.п.

Итак, в рамках функционального анализа:

- осуществляется поиск ситуаций жизненного цикла для изделия, в которых изделие осуществляет взаимодействие с внешним миром;

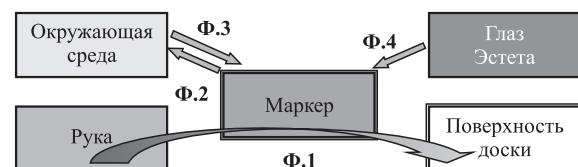


Рис. 2. Распределение сред и функций маркера

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

Таблица 3

Пример ранжирования ключевых характеристик

Значимость характеристик и их связь с последствиями для потребителя	Вариабельность — частота возникновения			
	1 PPM	60 PPM	400 PPM	400 PPM
Безопасность/законодательство	◊	◊	©	©
Основная функция	◊	◊	©	M1
Дополнительная функция	◊	©	M1	M1
Прочие ограничения	©	M1	M2	M2

Обозначения:  
◊ — класс 1 с нулевой допустимой вариабельностью (высокая значимость) — обычно для характеристик, связанных с безопасностью и соответствием с различными регламентами;  
© — класс 2 с минимальной допустимой вариабельностью (средняя значимость) — обычно для критических характеристик, связанных с выполнением основных и дополнительных функций;  
M (два подуровня 1 и 2) — класс 3 с определенными допустимыми уровнями вариабельности — для остальных характеристик, которые можно разбить на разные подтипы.

- осуществляется поиск внешних сред;
- осуществляется поиск и формулирование функций (основных, т. е. эксплуатационных, и дополнительных);
- определяются критерии эффективности по каждой функции.

Для удобства функционального анализа строится техническая схема (блок-схема), в которой:

- указываются составные элементы изделия (компоненты);
- идентифицируются и рисуются контакты между компонентами, а также между компонентами и внешними средами;
- рисуется на блок-схеме цепочка воздействий (взаимодействия компонентов узла) для осуществления основной функции.

Для определения критериев эффективности выполнения функции (характеристик изделия) используется понятие вариабельности. Обычно выделяют три уровня значимости (по вариабельности):

- класс 1 — нулевая вариабельность, т. е. ситуация, когда отклонения не допускаются — высокая значимость;
- класс 2 — уровень, допускающий минимальную вариабельность (мало отклонений) — средняя значимость;
- класс 3 — уровень, допускающий определенную вариабельность (могут быть отклонения в определенном количестве) — низкая значимость.

После того, как для каждой характеристики функции определена ее значимость необходимо установить их связь с ранжированием ключевых характеристик. На данной стадии могут быть установлены четкие взаимосвязи между уже выявленными ключевыми характеристиками (безопасности, законодательные,

обеспечивающие функции, обеспечивающие собираемость) и характеристиками функции, а также могут быть выявлены дополнительные ключевые (и не ключевые) характеристики, которые будут уточняться уже в рамках DFMEA, и для них будет определяться уровень требований со стороны конструктора в отношении установленных допусков (табл. 3).

Для сложного изделия основная функция может быть выражена в виде цепочки пронизывающей блок-схему устройства, на которой показаны все связи между компонентами. Досье на конструкцию в обязательном порядке должно содержать результаты функционального анализа. Причем на старте анализа конструкции (DFMEA) эти данные уже должны быть готовы!

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анализ видов и последствий потенциальных отказов. FMEA [Текст]: Ссылочное руководство. Четвертое издание. Перевод с англ. — Н. Новгород: ООО СМЦ "Приоритет", 2009. — 142 с.
2. Панюков Д. И. Фундаментальные основы FMEA для автомобилестроения: монография / Д. И. Панюков, В. Н. Козловский. — Самара: Издательство СамНЦ РАН, 2014. — 150 с.
3. Дмитриев А. Я. Метод идентификации качества продукции на основе матричного подхода / А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2010. Т. 12. № 4-4. С. 879—891.
4. Родионов В. Н. Инновационное преобразование рабочих мест на основе интеграции методов QFD и FMEA / В. Н. Родионов, Т. В. Попова, А. Я. Дмитриев, Т. А. Митрошкина // Методы менеджмента качества. 2011. № 8. С. 30—35.
5. Панюков Д. И. Проектирование новых производственных процессов / Д. И. Панюков, В. Н. Козловский, Г. Г. Слистина // Стандарты и качество. — 2014. — № 11 (929). — С. 92—95.

УДК 629.621.018

А. С. Денисов, д-р техн. наук, профессор, Ю. И. Данилов, аспирант,  
СГТУ имени Ю. А. Гагарина, г. Саратов  
E-mail: danilovik@sstu.ru

## ОБОСНОВАНИЕ КОМПЛЕКСНОЙ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДВС

*Способы диагностирования цилиндкопоршневой группы ДВС не отличаются широкой гаммой средств и информативных параметров. Отсутствуют методики, предполагающие, наряду с измерением давления, оценивать температуру в камере сгорания, которая является индикатором технического состояния цилиндкопоршневой группы.*

**Ключевые слова:** ДВС, цилиндкопоршневая группа, температура в камере сгорания, утечка, интенсивность изнашивания.

*Methods of diagnosing cylinder group of the internal combustion engine does not have a wide and informative range of settings. Methods involving along with the pressure measurement, to estimate the temperature in the combustion chamber, which is the indicator of the technical condition of the cylinder group, absent.*

**Keywords:** engine, cylinder-piston group, the temperature in the combustion chamber, leakage, intensity of wear.

Действующая на автомобильном транспорте планово-предупредительная система технических обслуживаний и ремонта сочетает две стратегии: профилактическую, призванную предупредить отказ, и ремонтную при устранении возникших отказов. По мере совершенствования планово-предупредительной системы увеличивается доля профилактических воздействий, однако они проводятся несвоевременно, что обуславливает высокие затраты труда, времени и средств на обеспечение работоспособности.

На практике степень износа двигателя и потребность в его ремонте устанавливают по ряду косвенных признаков таких, как расход топлива, моторного масла, падение давления в системе смазки, падение мощности.

Очевидно, что точность диагноза по указанным показателям относительна, и не позволяет определить состояние и степень изношенности цилиндкопоршневой группы (ЦПГ) двигателя и кривошипно-шатунного механизма (КШМ), дать объективную оценку проведенного ремонта или же снабдить информацией, позволяющей прогнозировать остаточный ресурс ЦПГ и КШМ.

В Саратовском ГТУ имени Ю. А. Гагарина ведется разработка устройств для диагностики систем ДВС без разборки [1]. Для оценки технического состояния КШМ ранее нами описывалось разработанное и запатентованное устройство для диагностирования кривошипно-шатунного механизма и аналитическое обоснование этого метода диагностирования [2]. Суть — в безразборном измерении суммарного за-

зора в кривошипно-шатунном механизме и оценке толщины масляного слоя в шатунных подшипниках при перекладке поршня в верхней мертвой точке. Характер трибологии подшипника скольжения подтвержден в работах других исследователей [3, 4].

В 2010 г. нами получен патент на полезную модель № 95827 для диагностирования технического состояния цилиндкопоршневой группы по температуре в камере сгорания. В дизелях температура такта сжатия является важным фактором, поскольку влияет на его эффективность и экономичность.

Для оценки технического состояния ЦПГ нами выдвинута рабочая гипотеза, заключающаяся в том, что при износе сопряжения ДВС цилиндр—поршневое кольцо снижается температура, при которой происходит возгорание топливно-воздушной смеси, так как часть газов прорывается в картер двигателя, снижая давление, а следовательно, и температуру в камере сгорания. То есть, измеряя температуру в камере сгорания (без возгорания топливно-воздушной смеси), можно судить о состоянии рассматриваемого сопряжения. Сопряжение цилиндр — поршневое кольцо относится к саморазгружающимся, так как давление на поверхности трения по мере износа деталей уменьшается в процессе эксплуатации. Износ цилиндров и поршневых колец при одинаковых внешних условиях работы зависит от действия двух основных факторов: давления газов и упругости поршневых колец. Падение мощности двигателя происходит вследствие уменьшения уплотняющей способности

# ИССЛЕДОВАНИЯ. РАСЧЕТ

поршневых колец, герметичности камеры сгорания, упругости поршневого кольца и изменения формы гильзы. Чем больше отклонение формы гильзы в поперечном сечении от цилиндрической и чем меньше упругость поршневого кольца, тем сильнее ухудшается прилегаемость кольца к гильзе. Площадь просвета между кольцом и гильзой пропорциональна износу гильзы на величину  $d$ , тогда зазор в стыке кольца увеличится на величину  $\pi d$ , упругость поршневого кольца уменьшится на величину коэффициента пропорциональности  $b\pi d$ . Поэтому можно говорить о линейности зависимости прилегаемости кольца (герметичности камеры сгорания) и его упругостью (износом гильзы). По экспериментальным данным [1], давление сжатия и сгорания уменьшается пропорционально площади просветов. Уменьшается и температура такта сжатия. Такие закономерности справедливы при величине относительной площади просвета до 10 %.

Но интенсивность изнашивания сопряжений цилиндр—поршневое кольцо в зависимости от пробега не остается постоянной, поэтому [1]:

$$S = \alpha_0(1 - e^{-bl})/b, \quad (1)$$

где  $S$  — увеличение зазора в стыке кольца при износе поршневого кольца и цилиндра по радиальной толщине;  $\alpha_0$  — интенсивность изнашивания поршневого кольца;  $b$  — параметр, характеризующий изменение интенсивности изнашивания на единицу износа (коэффициент интенсификации изнашивания);  $l$  — пробег.

Толщина поршневых колец и гильзы экспоненциально убывает в процессе эксплуатации, закономерность изменения интенсивности изнашивания в зависимости от пробега [1]:

$$\alpha = \alpha_0 e^{-b}, \quad (2)$$

где  $\alpha_0$  — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации.

То есть, интенсивность изнашивания сопряжения цилиндр — поршневое кольцо уменьшается в зависимости от пробега по экспоненциальному закону.

С другой стороны, при увеличении зазоров в сопряжении цилиндр — поршневое кольцо уменьшается температура такта сжатия вследствие снижения компрессионных свойств. Зависимость интенсивности изнашивания от температуры является весьма сложной. Однако с достаточной для практических целей точностью ее можно принять линейной [1]:

$$\alpha = \alpha_0 + b^*t, \quad (3)$$

где  $\alpha_0$  — интенсивность изнашивания в конце приработки, приведенная к началу эксплуатации;  $b^*$  — параметр, характеризующий изменение температуры

камеры сгорания на единицу износа;  $t$  — разница температуры внешней среды и температуры камеры сгорания без подачи топлива.

Приравняв (3) и (2) относительно  $\alpha$ , получим зависимость износа сопряжения цилиндр — поршневое кольцо от температуры камеры сгорания:

$$\alpha_0 = b^*t/(e^{-bl} - 1). \quad (4)$$

То есть имеется аналитическая база для измерения температуры камеры сгорания и увязка с износом сопряжения цилиндр — поршневое кольцо.

При диагностировании двигатель пускают в режиме холостого хода, и воздух в камере сгорания нагревается примерно до температуры 200 °C. При снижении температуры на 5 % и более следует провести углубленное диагностирование ЦПГ, а при необходимости — замену поршневых колец на новые для исключения прорыва газов в картер ДВС и снижения температуры горения рабочей смеси. Расширяясь, нагретый воздух истекает из камеры сгорания тем интенсивнее, чем больше износ в сопряжении между поршневыми кольцами и цилиндром. Вследствие этого температура воздуха в камере сгорания падает. Значение температуры камеры сгорания можно с достаточной степенью точности преобразовать в величины износа цилиндропоршневой группы по предлагаемой зависимости (4), что может служить дополнительным диагностическим параметром технического состояния ЦПГ ДВС.

Таким образом, использование устройств для комплексной оценки технического состояния ЦПГ и КШМ без разборки позволит увеличить точность и информативность диагностики ДВС с целью прогнозирования и продления его ресурса обоснованными профилактическими воздействиями.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Данилов И. К., Слитников К. Л., Данилов Ю. И. Аналитическое обоснование и разработка устройства для оценки износа цилиндропоршневой группы дизелей. Мир транспорта и технологических машин. 2012. № 1 (36). С. 15—19.
2. Денисов А. С., Данилов И. К. Исследование режима диагностирования кривошипно-шатунной группы дизельных двигателей по толщине масляного слоя. Вестник Саратовского государственного технического университета. 2003. № 1. С. 71—75.
3. Виноградов А. Н. Повышение качества подшипников на основе формирования рациональных физико-механических свойств контактных поверхностных слоев. Дисс. на соиск. уч. ст. докт. техн. наук. Саратов, 2008.
4. Радченко С. Ю., Новиков А. Н., Катунин А. А., Тебекин М. Д. Анализ видов повреждений шаровых шарниров. Мир транспорта и технологических машин. — 2012. — № 1 (36). — С. 8—15.
5. Гребенников А. С. Концепция диагностирования элементов автомобиля динамическим методом / А. С. Гребенников, С. А. Гребенников, А. В. Никитин, М. Г. Петров, Д. В. Федоров // Грузовик. — 2014. — № 6. — С. 24—26.

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 656.132

Л. Л. Зиманов, канд. техн. наук, доцент, e-mail: llz@rambler.ru, С. Н. Сорокин, доцент,  
Н. В. Поживилов, аспирант, МАДИ, e-mail: poj-nikita@mail.ru

## УПРАВЛЕНИЕ ВОЗРАСТНОЙ СТРУКТУРОЙ ПАРКА ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ НА ПРЕДПРИЯТИИ С ЦЕЛЬЮ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВЫСОКОГО КАЧЕСТВА ПЕРЕВОЗКИ ПАССАЖИРОВ

*Обеспечение качества услуг перевозки пассажиров осуществляется благодаря эффективной эксплуатации автомобилей, в том числе путем эффективного управления парком подвижного состава. Выявление рационального срока эксплуатации автобусов на предприятии и формирование оптимальной возрастной структуры парка позволят обеспечить высокое качество перевозки пассажиров и увеличить доход предприятия.*

**Ключевые слова:** автобус, безопасность, возрастная структура, лизинг, методика, пассажирские перевозки, срок службы.

*Providing the quality of services of passengers transportation carried by effective operation of vehicles, including through effective fleet management. Finding rational service life of buses in a transit agency and creation of optimal fleet age structure will allow to provide a high quality passenger transport and increase the income of the company.*

**Keywords:** age structure, bus, lease, methodology, passenger services, safety, service life.

(Рисунки на 3-й полосе обложки)

Автотранспортное предприятие (АТП) перевозит пассажиров в соответствии с установленным расписанием, требованиями по времени и скорости движения автотранспортных средств, предусмотренными договором перевозки. Одним из отчетных документов является выполнение рейсов автобусами по маршрутам регулярных перевозок за отчетный период [1].

В частности, указываются следующие основные показатели:

- 1 — предусмотрено рейсов по расписанию;
- 2 — фактически выполнено рейсов, в том числе выполнено без нарушения расписания.

Таким образом, предприятиям необходимо обеспечить выполнение всех планируемых рейсов по расписанию в соответствии с графиком движения на маршруте, что достигается не только реализацией организационно-управленческих решений, но и высокой степенью готовности, надежности и безопасности подвижного состава.

Важнейшую роль в обеспечении качественной работы АТП играет управление технической

эксплуатацией автомобилей на предприятии. Основа любого АТП — подвижной состав, поэтому большая часть вопросов управления технической эксплуатацией и техническими системами направлена на совершенствование эксплуатационного процесса подвижного состава.

Ниже представлены основные рекомендации по формированию возрастной структуры парка [2].

Прогноз изменения возрастной структуры парка рекомендуется проводить, как минимум, ежегодно. Для внутрихозяйственных расчетов возрастные группы, особенно при различных условиях эксплуатации, целесообразно формировать с меньшим шагом, например в квартал или в полгода.

При старении происходят изменения не только количественных, но и качественных показателей работы парков: расширяется номенклатура необходимых запасных частей, материалов; появляется необходимость в выполнении новых видов работ, в оборудовании, персонале. Существенно ухудшаются свойства подвижного состава, непосредственно

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

не связанные с надежностью, но влияющие на конкурентоспособность в рыночных условиях: ухудшается внешний вид, снижается комфортабельность, экологичность и др.

Существенного и устойчивого улучшения показателей работы парка можно добиться в результате его омоложения, т. е. своевременного списания автомобилей, выработавших установленный ресурс.

Предприятиям необходимо координировать управление парком регулярно, в современных условиях несколько раз в год, так как запоздалые решения могут повлиять на неполное выполнение плана перевозок, чрезмерную загруженность технической службы и ухудшение имиджа компании.

Возрастной подвижной состав автомобильного транспорта — сегодня большая проблема автотранспортников Российской Федерации, особенно тех, кто эксплуатирует автобусы. Автобусы старше 10 лет составляют около половины парка автобусов. Из года в год положение изменяется не сильно, невозможно в кратчайшие сроки обновить весь автобусный парк страны, вследствие большой численности автобусов (рис. 1) [3].

Срок службы автомобиля до списания — один из факторов, влияющих на возрастную структуру парка. Возрастная структура парка, в свою очередь, влияет на показатели эффективности работы предприятия в целом и на отдельные ресурсы: себестоимость, коэффициент технической готовности и производительность автомобилей, потребность в рабочей силе и базе, запасных частях. Иными словами, возрастная структура парка транспортных средств влияет на работу инженерно-технической службы, работу производственно-технической базы (ПТБ) и АТП в целом.

При изменении сроков службы меняются эксплуатационные затраты и капиталовложения. Так, при сокращении установленных сроков службы уменьшаются затраты на ТО и ремонт, потребность в персонале и ПТБ для ТО и ремонта, потребность и затраты на запасные части, сокращается их номенклатура. Но одновременно увеличивается поставка новых автомобилей, т. е. растут затраты, связанные с приобретением новых автобусов.

Для определения рационального срока эксплуатации автобусов необходимо учитывать изменение технико-эксплуатационных показателей парка машин [5], а именно показателей их эффективности.

Чтобы оценить зависимость показателей эффективности парка АТП от срока эксплуатации автобусов была произведена экспертная оценка [6].

Экспертам было предложено провести ранжирование зависимости показателей эффективности парка АТП от срока эксплуатации автобуса. Результат экспертной оценки представлен на рис. 3.

Несмотря на то что важность показателя "Число ДТП" эксперты оценили как самую низкую, необходимо также уделить этому пункту внимание при формировании возрастной структуры парка, а соответственно, и при определении срока службы автобусов на предприятии. По мере старения автомобиля повышается вероятность его эксплуатации с неисправностями, угрожающими безопасности движения и состоянию окружающей среды. Анализ статистических данных подтверждает это утверждение. Так, в ходе исследования, проводившегося на дорогах Германии, был оценен возраст транспортных средств, попавших в ДТП по причине неудовлетворительного технического состояния. По сравнению с автомобилями в возрасте 1–2 лет автомобили в возрасте 6–8 лет были участниками ДТП в 4 раза больше, а в возрасте 12–14 лет — в 10 раз больше [7].

Парк автомобилей в России нуждается в значительном обновлении подвижного состава (около половины всех транспортных средств в РФ), однако невозможно обеспечить финансирование на реализацию такого крупного проекта, приобретая подвижной состав в собственность. В рыночных условиях одним из распространенных и эффективных методов сокращения больших разовых инвестиций при обновлении парков являются различные формы лизинга, т. е. длительной аренды оборудования с рассрочкой соответствующих платежей за его приобретение.

Россия в 2012 г. заняла 4-е место по объему лизингового рынка среди стран Европы, опередив Италию, и приблизилась к Германии, Великобритании и Франции. Кроме того, финансовый лизинг уступил свои позиции, а доля оперативного лизинга увеличилась до 8 % в общем объеме сделок. На сегодняшний день лизинговый рынок в России характеризуется значительным темпом роста доли оперативного лизинга по сравнению с темпом роста доли финансового лизинга. С учетом того, что в Европе доля оперативного лизинга находится в пределах 30...40 % общего объема очевидно, что оперативный лизинг может продолжить устойчивый поступательный рост и стать одним из перспективных направлений развития отечественного рынка [8].

При заключении договора оперативного лизинга АТП и лизингодателю необходимо установить срок

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

эксплуатации (обычно в месяцах), на который автобусы переходят в распоряжение АТП.

Для решения задачи определения рационального срока лизинга автобусов необходимо составить уравнение целевой функции (прибыли) и систему ограничений, которым должен соответствовать срок эксплуатации автобусов. Требования зависят от плановых показателей эффективности всего парка АТП с учетом приобретаемых по лизинговой системе автобусов.

В среде MATLAB 2011 составлен алгоритм решения задачи одномерной оптимизации методом перебора значений целевой функции для решения поставленной задачи определения рационального срока лизинга подвижного состава на АТП. Алгоритм позволяет не только выявить оптимальное значение срока лизинга автобуса, но и прогнозировать изменение качества перевозки пассажиров путем расчета показателей эффективности парка АТП.

Программа позволяет производить расчет целевой функции и ограничений целевой функции, зависящих от срока лизинга автобусов  $x$  на АТП.

В качестве ограничений целевой функции выступают фактические показатели эффективности парка автобусов  $R_i^\Phi$ , численные значения которых должны укладываться в заданные интервалы (плановые или нормативные значения —  $R_i^\Pi$ ).

В качестве целевой функции выступает удельная прибыль от выполнения пассажирских перевозок автобусом АТП  $Z$ , значение которой должно быть максимальным.

Ограничение целевой функции:  $R_i^\Phi(x) \leq R_i^\Pi$ . Целевая функция:  $Z(x) \rightarrow \max$ .

На рис. 4 показан пример расчета рационального срока лизинга городских автобусов Iveco Daily на АТП для перевозки в г. Москве. В результате расчета по предложенному алгоритму в программе MATLAB 2011 при сроке лизинга 42 мес. достигается значение максимальной прибыли от выполнения перевозки автобусом на маршруте, а показатели эффективности всего парка АТП не окажут негативного воздействия на безопасность и качество выполнения перевозки пассажиров. Разработанный алгоритм позволяет производить расчет рационального срока лизинга автобусов в среде MATLAB по основным исходным данным: структура существующего подвижного состава АТП, марка и модель автобусов, приобретаемых в лизинг и условия заключения договора лизинга для любого АТП, обеспечивающего осуществление пассажирских перевозок.

Высокая значимость выбора оптимального срока службы транспортного средства на АТП определена современными рыночными условиями и требованиями к качеству пассажирских перевозок, которые выдвигают регулирующие и контролирующие органы. Рациональное управление парком, возрастной структурой и сроками эксплуатации или лизинга подвижного состава на предприятии позволят АТП снизить эксплуатационные издержки и обеспечить безопасность и высокое качество перевозки пассажиров.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Приказ Росстата от 18.08.2015 № 378 (с изм. от 26.08.2015) "Об утверждении статистического инструментария для организации федерального статистического наблюдения за деятельностью в сфере транспорта".
2. Кузнецов Е. С. Техническая эксплуатация автомобилей: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и дополн. / Е. С. Кузнецов, А. П. Болдин, В. М. Власов и др. — М.: Наука, 2004. — 535 с.
3. За последние 8 лет количество автотранспорта в России увеличилось почти в полтора раза [Электронный ресурс] URL: [http://www.gibdd.ru/news/federal/70911/?phrase\\_id=6543698](http://www.gibdd.ru/news/federal/70911/?phrase_id=6543698) (дата обращения 05.10.2015).
4. Транспорт и связь в России. 2014: Стат. сб. / Росстат. — М., 2014. — 114 с.
5. Поживилов Н. В. Влияние технико-экономических показателей на срок эксплуатации городского автобуса особо малого класса, приобретаемого в лизинг / Н. В. Поживилов // Автотранспортное предприятие. — 2014. — № 11. — С. 52—55.
6. Zimanov Lev L. Prediction of the optimal bus leasing contract time for transit agency / L. L. Zimanov, N. V. Pozhivilov // 1st Polish-Russian Symposium on Science and Education, Gdansk, May 14th—15th. — 2015. — P. 170—176.
7. Зиманов Л. Л. Управление возрастной структурой парка подвижного состава автотранспортного предприятия в современных условиях работы / Л. Л. Зиманов, Н. В. Поживилов // Проблемы технической эксплуатации и автосервиса подвижного состава автомобильного транспорта: сб. науч. тр. — М.: МАДИ, 2016. — С. 94—99.
8. Третьяков В. С. Развитие рынка оперативного лизинга в России / В. С. Третьяков // Universum: Экономика и юриспруденция: электрон. науч. журн. — 2014. — № 3(4) [Электронный ресурс] URL: <http://7universum.com/ru/economy/archive/item/1061> (дата обращения: 06.12.2015).

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 656.132:629.341.084

В. А. Максимов, д-р техн. наук, профессор, А. В. Михайлов, инж.,

О. В. Моложавцев, инж., А. А. Назаров, канд. техн. наук, МАДИ

E-mail: vamaximov57@mail.ru

## ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОМПОНЕНТНОГО АНАЛИЗА ПРИ НОРМИРОВАНИИ МАТЕРИАЛЬНЫХ РЕСУРСОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГОРОДСКИХ АВТОБУСОВ

Параметры маршрута (длина маршрута, средняя эксплуатационная скорость на маршруте, время рейса, количество технологических остановок, перекрестков, светофоров, поворотов, число перевезенных пассажиров и т. д.), характеризуют условия эксплуатации подвижного состава. В свою очередь, условия эксплуатации в определенной мере формируют режимы движения автобусов на маршруте (нагрузочный и скоростной режимы), а это в конечном итоге сказывается на надежности подвижного состава, количестве потребляемых ресурсов (топливо, смазочные материалы и технические жидкости, шины, запасные части).

**Ключевые слова:** автобусы, городские автобусы, подвижной состав, надежность подвижного состава, эксплуатация подвижного состава, режимы движения городских автобусов, сложность маршрута движения, маршрутный расход топлива, расход запасных частей городских автобусов в эксплуатации.

*Route settings (route length, average operating speed on the route, time of flight, number of stops, intersections, traffic lights, turns, passengers, etc.) characterize the conditions of rolling stock operation. In turn, the operating conditions to some extent shape the modes of movement of buses on the route (load and speed modes), and this in turn affects the reliability of rolling stock, the amount of resources consumed (fuel, lubricants and technical fluids, tires, spare parts).*

**Keywords:** buses, city buses, rolling stock, reliability of rolling stock maintenance of rolling stock, the modes of motion of buses, complexity of route, route fuel, consumption spare parts city buses in operation.

Режимы движения городских автобусов достаточно индивидуальны на каждом маршруте движения. Установлено, что режимы движения маршрутных городских автобусов определяются показателями сложности маршрута движения. При этом под сложностью маршрута движения понимается совокупное действие факторов, отражающих интенсивность использования подвижного состава на маршруте (средняя эксплуатационная скорость, среднесуточный пробег, время в наряде, удельный пассажиропоток и т. д.), параметров самого маршрута (количество остановок, перекрестков, светофоров, состояние дорожного по-

крытия, наличие и величина спусков и подъемов и т. д.) и транспортных условий на маршруте (интенсивность и организация движения транспортного потока, освещенность в темное время суток и т. д.).

Факторы сложности изменяются в широких пределах (табл. 1). В частности, количество остановок изменяется в 5 раз, плотность транспортного потока — более чем в 20 раз, пассажиропоток — в 8 раз, скорость сообщения — в 2,1 раза и т. д.

В свою очередь, факторы сложности маршрута движения связаны между собой, т. е. обладают мультиколлинеарностью.

Таблица 1

Характеристика маршрутов движения городских автобусов

Светофоры, шт/км	Повороты, шт/км	Остановки, шт/км	Переключения передач, шт/км	Знак "Уступи дорогу", шт/км	Плотность транспортного потока авт/100 м	Пассажиров на перегоне, чел.	Скорость сообщения, км/ч
0,05—4,32	0,20—2,52	0,73—3,71	5,76—25,32	0—0,76	0,5—11,5	14—115	12,9—27,4

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

Для устранения явления мультиколлинеарности без потери полезной информации в многомерной статистике используют специальный математический аппарат компонентного анализа [1, 2, 6].

Обзор исследований по проблеме нормирования маршрутного расхода топлива городских автобусов, а также теоретические разработки по данному вопросу позволили выделить факторы, оказывающие влияние на расход топлива на маршруте. В первую очередь к ним относятся факторы сложности маршрута движения:

- эксплуатационная скорость и скорость сообщения, км/ч;
- среднее расстояние между технологическими остановками (средняя протяженность перегона), км;
- удельное количество технологических остановок на маршруте, шт./км;
- удельное количество светофоров на маршруте, шт./км;
- удельное количество поворотов на маршруте, шт./км;
- плотность транспортного потока, авт/100 м;
- коэффициент использования пассажировместимости;
- удельное количество пересечений с главной дорогой, шт./км;
- загрузка салона автобуса;
- вид перекрестков;
- количество торможений;
- количество полос в направлении движения автобуса;
- состояние дорожного покрытия;
- время рейса;
- время наполнения салона на технологических остановках;
- атмосферные условия (температура, влажность, атмосферное давление и т. д.).
- время задержек на случайных остановках.

Существует гораздо больше факторов, но приведенные выше оказывают наибольшее влияние на расход топлива.

Также можно учитывать:

- личные качества водителя (стаж, класс, стаж работы на конкретном маршруте, и т. д.);
- своевременность проведения плановых ремонтов и ТО;
- качество выполнения ТО, ТР и КР (качество запасных частей, стаж работы ремонтного рабочего, добросовестность ремонтного рабочего и т. д.);

- качество ТСМ;
- особенности конструкции транспортного средства (модель двигателя, АКП или КП, и т. д.);
- пробег транспортного средства с начала эксплуатации;
- состояние шин.

Последняя группа факторов при расчетах норм расхода топлива городскими автобусами в эксплуатации почти не применяется, так как сложно их оценить в численном виде.

При проведении расчетов также необходимо оценить, какие факторы имеют наибольшее влияние, чтобы включить их в рассмотрение.

Обычно расчеты проводятся по маркам подвижного состава с учетом особенностей каждого маршрута движения, т. е. определяются дифференциальные маршрутные нормы расхода топлива для конкретной модели городского автобуса.

Особенности вычисления можно продемонстрировать на примере автобусов ЛиАЗ-6212, эксплуатирующихся в условиях маршрутной сети 14 автобусного парка-филиала ГУП "Мосгортранс".

Для целей построения математических моделей маршрутного расхода топлива были собраны данные по маршрутному расходу топлива ( $Q$ ), также была выделена группа из пяти факторов, которые оказывают значительное влияние на расход топлива на маршруте:  $X_1$  — средняя эксплуатационная скорость, км/час;  $X_2$  — средняя длина перегона, км;  $X_3$  — удельное количество поворотов на маршруте, шт./км;  $X_4$  — фактическое наполнение салона на  $1\text{ м}^2$ ;  $X_5$  — среднесуточный пробег, км.

Для выявления влияния приведенных выше факторов на маршрутный расход проводился корреляционно-регрессионный анализ. Для этого была построена матрица коэффициентов парной корреляции (табл. 2). Данная матрица может быть построена и по большему количеству факторов. Численные значения коэффициентов парной корреляции помогают оценить степень влияния фактора на маршрутный расход топлива и степень влияния факторов друг на друга.

При помощи этой матрицы были определены взаимно коррелируемые факторы, которые были в дальнейшем не исключены из рассмотрения, а подвергнуты факторному анализу методом главных компонент. Из табл. 2 видно, что таковыми являются все рассматриваемые факторы.

В результате проведения компонентного анализа были вычислены собственные значения, дисперсии, факторные нагрузки главных компонент.

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

Таблица 2

Матрица коэффициентов парной корреляции

	$Q$	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$	$X_5$
$Q$	1,00	-0,43	-0,25	0,19	-0,06	-0,22
$X_1$	-0,43	1,00	0,64	-0,37	-0,30	0,44
$X_2$	-0,25	0,64	1,00	-0,07	0,14	0,56
$X_3$	0,19	-0,37	-0,07	1,00	0,25	-0,09
$X_4$	-0,06	-0,30	0,14	0,25	1,00	0,43
$X_5$	-0,22	0,44	0,56	-0,09	0,43	1,00

Для определения числа компонент, принимаемых в рассмотрение для построения математической модели, необходимо проанализировать собственные значения, по которым также определяется процент воспроизведения общей дисперсии. Для этого применяют: критерий Кайзера, который предлагает принимать в рассмотрение компоненты с собственным значением больше единицы, и критерий "каменистой осыпи". Также выбираются такие компоненты, которые в сумме воспроизводят не менее 85 % общей дисперсии.

Было определено оптимальное положение главных компонент (вращение осей различными методами). По результатам расчетов выбрали трехкомпонентную модель, без вращения компонент. Проверка выделенной математической модели на значимость подтвердила хорошую сходимость функции с экспериментальными данными.

$$Q_{\text{АСКП}}^{\text{ЛиАЗ-6212}} = 64,371 - 0,109X_1 - 1,051X_2 + \quad (1) \\ + 1,148X_3 + 0,178X_4 - 0,009X_5.$$

В результате данного анализа выбранной математической модели было выяснено, что доминирующее значение на расход топлива автобуса ЛиАЗ-6212, оснащенного автоматизированной системой контроля пассажиров (АСКП), оказывает средняя эксплуатационная скорость — 46,0 %, на втором месте — фактическое наполнение салона — 15,55 %, на третьем месте — среднесуточный пробег — 17,28 %, на четвертом месте — удельное количество поворо-

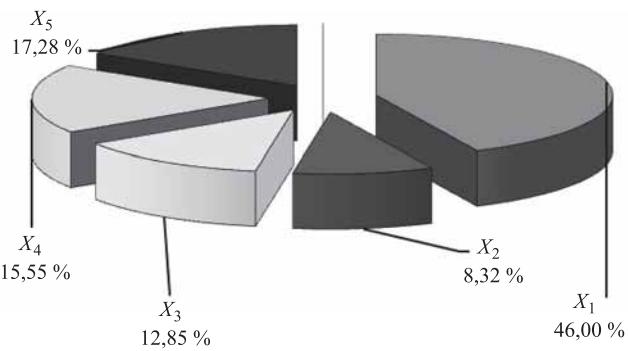


Рис. 1. Влияние факторов условий эксплуатации на расход топлива автобуса ЛиАЗ-6212, оснащенного АСКП

тов на маршруте — 12,85 %, и, наконец, самое маленькое влияние оказывает средняя протяженность перегона — 8,32 %.

Графическая интерпретация весового влияния факторов на расход топлива отображена на рис. 1.

Для построения математических моделей методом главных компонент активно применяются компьютерные программы. Они позволили сократить время на обработку данных и получение результата. Таким образом, все сводится к:

- сбору исходных данных;
- обработке данных при помощи специализированного программного обеспечения.

Данное моделирование приводит в основном к более объективному контролю за расходом топлива конкретных автобусов в эксплуатации и выявлению причин перерасхода топлива. В конечном итоге снижаются эксплуатационные затраты автобусного предприятия и выбросы вредных веществ.

Аналогичным образом была получена математическая модель расхода запасных частей городскими автобусами в эксплуатации на влияющих факторах:

$$Q_{\text{ЗЧ}} = -1,383 - 0,077V_{\text{Э}} - 0,702l_{\text{ПЕР}} + \quad (2) \\ + 8,298\gamma - 0,026L_{\text{М}} + 0,004L + 0,263B.$$

Анализ статистических характеристик полученной математической модели (табл. 3) говорит о том, что она является адекватной исследуемому процессу и исследуемым исходным данным.

Таблица 3

Статистические характеристики математической модели расхода запасных частей городскими автобусами в эксплуатации на главных компонентах

Коэффициент множественной корреляции	Коэффициент детерминации	Критерий Фишера	Табличное значение критерия Фишера	Средняя ошибка аппроксимации, %
0,971	0,942	65,05	2,66	1,8

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

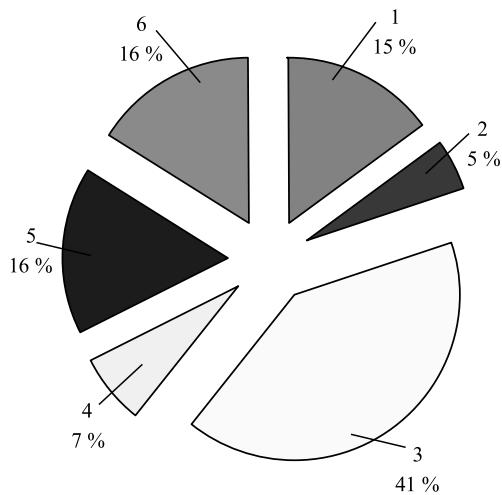


Рис. 2. Влияние факторов на расход запасных частей городскими автобусами в эксплуатации:

1 — средняя эксплуатационная скорость; 2 — средняя протяженность перегона; 3 — коэффициент использования пассажировместимости; 4 — длина маршрута; 5 — пробег автобуса с начала эксплуатации, тыс. км; 6 — "возраст" автобуса, лет

Анализ многофакторной математической модели (формула 2) показал, что доминирующее влияние на расход запасных частей городскими автобусами в эксплуатации из влияющих факторов оказывает коэффициент использования пассажировместимости ( $\gamma$ ) — 41 %, далее идут пробег автобуса с начала эксплуатации ( $L$ ) в тыс. км — 16 %, "возраст" автобуса в годах ( $B$ ) — 16 %, средняя эксплуатационная скорость ( $V_3$ ) — 15 %, длина маршрута ( $L_M$ ) — 7 % и средняя протяженность перегона ( $l_{\text{пер}}$ ) — 5 % (рис. 2).

Таким образом, суммарное влияние факторов условий эксплуатации составляет 68 %, а факторов, характеризующих техническое состояние ("возраст") подвижного состава, — 32 %.

Исследование полученной математической модели (формула 2) с помощью коэффициента эластичности показало, что среди факторов, влияющих на расход запасных частей городскими автобусами, наибольшей эластичностью обладает коэффициент

использования пассажировместимости. При изменении его на 1 % расход запасных частей городскими автобусами в эксплуатации изменяется на 0,013 %. Далее по эластичности идут — пробег автобуса с начала эксплуатации в тыс. км — 0,005 %, "возраст" автобуса в годах — 0,005 %, средняя эксплуатационная скорость — 0,0047 %, длина маршрута — 0,0023 % и средняя протяженность перегона — 0,0017 %.

Анализ полученной математической модели (формула 2) по приращению факторов, влияющих на расход запасных частей на величину своего среднеквадратического отклонения, показал, что наиболее чувствительным является "возраст" автобуса в годах — 0,114 %, а далее идут средняя протяженность перегона — 0,098 %, средняя эксплуатационная скорость — 0,096 %, длина маршрута — 0,092 %, коэффициент использования пассажировместимости — 0,086 % и пробег автобуса с начала эксплуатации в тыс. км — 0,086 %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дубров А. М., Мхитарян В. С., Трошин Л. И. Многомерные статистические методы: Для экономистов и менеджеров. Учебное пособие для экономических специальностей вузов. — М.: Финансы и статистика, 2000. — 350 с.
2. Болдин А. П., Максимов В. А. Основы научных исследований: учебник для студ. учрежд. высш. проф. образования / А. П. Болдин, В. А. Максимов. — М.: Издательский центр "Академия", 2012. — 336 с.
3. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта / М-во автомоб. трансп. РСФСР. — М.: Транспорт. 1988. — 78 с.
4. Правила организации пассажирских перевозок на автомобильном транспорте. — М., 1983. — 512 с.
5. Сошникова Л. А., Тамашевич В. Н., Уэбе Г., Шеффер М. Многомерный статистический анализ в экономике: Учебное пособие для вузов. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, 1999. — 598 с.
6. Факторный, дискриминантный и кластерный анализ / Дж.-О. Ким, Мьюллер Ч. У., Клекка У. Р. и др.; пер с англ. Хотинского А. М., Королева С. Б. — М.: Финансы и статистика, 1989. — 215 с.

## Аэропорт "Бегишево": новый рейс

Аэропорт "Бегишево", дочернее предприятие ПАО "КАМАЗ", совместно с авиакомпанией "Оренбуржье" открыл рейс в Самару.

Совершить авиаперелет "Нижнекамск — Самара" стало возможным с июня по вторникам, четвергам и воскресеньям. Из Самары в Нижнекамск самолет отправится в 16.45, завершится рейс в 16.40. Время вылета в обратном направлении, из Нижнекамска в Самару — 17.25, время прилета — 19.20 (в расписании указано местное время аэропортов двух городов). Стоимость авиабилета — 3155 руб. Авиарейсы осуществляют самолеты чешского производства L-410.

Пресс-служба ПАО "АМАЗ"

# ПРАКТИКА

УДК 656.1:62-192 + 004.942

А. Н. Якубович, д-р техн. наук, И. А. Якубович, д-р техн. наук, МАДИ

E-mail: yakubovich\_irina@mail.ru

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕТОДАМИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

При выборе методов оценки надежности автотранспортной системы или объекта существенную роль играет вероятность их отказа. Для систем, вероятность неработоспособного состояния которых достаточно велика, количественные показатели надежности могут быть с высокой точностью определены по эмпирическим данным о состоянии системы в процессе эксплуатации. Высоконадежные системы, отличающиеся повышенной опасностью и крайне редко наблюдаемыми нарушениями работоспособности, требуют оценки надежности на основе учета их внутренней структуры и конструктивных особенностей; наиболее эффективным методом в этом случае является статистическое моделирование. Для систем обоих видов проанализирована современная практика определения их надежности. Представление в модели факторов, влияющих на надежность системы, в виде случайных процессов, обычно требует для их идентификации чрезмерно большого массива эмпирических данных; по этой причине целесообразно устранение фактора времени из модели, с формализованным описанием значимых факторов как случайных величин. Критерием работоспособности системы предлагается считать случайную величину  $\tilde{y}$ , зависящую в рамках модели от значимых факторов, и принимающую значение  $y = 1$  на границе между работоспособным состоянием системы и ее отказом. Вероятность выполнения неравенства  $y \geq 1$  при этом интерпретируется как вероятность полного отсутствия отказов за рассматриваемый период эксплуатации; зависимость надежности от времени прослеживается сравнением вероятностей безотказной работы для разных периодов. Идентификацию случайных величин, используемых при моделировании, предлагается выполнять на основе кривых Пирсона.

**Ключевые слова:** надежность, автотранспортные системы, статистическое моделирование, кривые Пирсона.

*When choosing methods of assessing the reliability of the motor system or object's essential role is played by the probability of their failure. For systems, the probability of an unhealthy state which is sufficiently large, the quantitative reliability indices can be determined with a high accuracy on empirical data about the state of the system in operation. Highly reliable system, characterized by high risk and rarely observed violations of health require the evaluation of reliability on the basis of their internal structure and design features; the most effective method in this case is statistical modeling. For systems of both types of analyses the modern practice of determining safety. Representation in the model of factors affecting the reliability of the system, in the form of stochastic processes, typically requires to identify an excessively large array of empirical data; for this reason, it is advisable to eliminate the time factor from the model, with the formalized description of the relevant factors as random variables. The health criteria of the system are considered to be random variable  $\tilde{y}$ , dependent within the model from the significant factors and takes the value  $y = 1$  at the boundary between the operational system and its failure. The likelihood of the inequality  $y \geq 1$  in this case is interpreted as the probability of a complete lack of failures during the period of exploitation; the dependency of reliability against time is traced by a comparison of probabilities of faultless work for different periods. Identification of random variables in the simulation, it is proposed to perform curve-based Pearson.*

**Keywords:** reliability, transport systems, statistical simulation, the Pearson curves.

Современное общество характеризуется весьма высоким уровнем развития и нарастающими темпами роста практического использования разнообразных технических средств, их проникновением во все

стороны жизнедеятельности общества; характерным примером здесь служат автотранспортные средства и системы. Сформированная неразрывная связь между человеком и повсеместно окружающими его авто-

транспортными системами с особой остротой ставит вопрос об обеспечении высокого уровня надежности этих систем, о научно обоснованных гарантиях отсутствия значимых рисков материального ущерба, угроз жизни и здоровью людей, возникающих как следствие нарушения нормальной работоспособности данных систем и их отдельных компонентов. Соответственно, постоянную актуальность и практическую значимость сохраняют методы количественной оценки надежности сложных автотранспортных систем, практическая реализация которых направлена, в первую очередь, на определение вероятностей нарушения работоспособности таких систем, а также на их дальнейшее совершенствование (конструктивное, структурное, организационное и т. д.), имеющее конечной целью повышение надежности их функционирования.

Методы оценки вероятности отказа систем и их элементов на основе эмпирических данных о наблюдавшихся случаях утраты работоспособности рассмотрены, в частности, в работах [1—3]. В работах [1, 2] предложена и проанализирована модель рисков автотранспортного комплекса, в которой риски оцениваются как измеримые случайные события в рамках теории вероятностных пространств; количественная оценка риска опирается на эмпирические данные о работоспособности рассматриваемых объектов. Единая система учета и анализа статистических данных об отказах отдельных элементов систем АТС, создаваемая с целью количественной оценки показателей надежности, предложена в [3].

Необходимо отметить, что методы оперативного и, что особенно важно, неразрушающего контроля состояния отдельных узлов и агрегатов автотранспортных систем представляют особый интерес, поскольку значительно расширяют эмпирическую базу, используемую для количественной оценки надежности. Наблюдение за функционированием всей системы в целом позволяет давать лишь бинарную по своей сути оценку ее состояния (либо работоспособное состояние, формально интерпретируемое как единица, либо отказ, соответствующий нулевому показателю работоспособности). Возможность получения данных о состоянии отдельных элементов автотранспортной системы позволяет перейти к значительно более широкому диапазону значений, отражающих работоспособность системы и способных принимать промежуточные значения в интервале от 0 до 1. В этом направлении можно выделить работу [4], где рассмотрены акустические методы контроля состояния узлов и агрегатов АТС с целью раннего выявления их неисправностей.

Повышение надежности отдельных элементов автотранспортных систем путем использования тех-

нических, технологических и организационных мероприятий рассмотрены в [5, 6]. Разработка перспективной конструкции рамы автотракторного прицепа, с повышением надежности за счет снижения напряжений стесненного кручения в узлах крепления рессор, показана в [5]. В работе [6] предложена методика определения общей вероятности безотказной работы передней подвески ВАЗ-2107, которая дает возможность корректировать нормативы ее технического обслуживания и ремонта, не допуская эксплуатацию транспортной машины в предотказном состоянии; определение вероятности отказа выполняется на основе анализа структурной схемы рассматриваемой системы.

Очевидно, что надежность любой технической системы, основным количественным показателем которой является вероятность ее пребывания в стадии безаварийной эксплуатации, должна находиться в прямой зависимости от величины возможного ущерба, закономерно ожидаемого при наступлении аварии (отказе) системы. Большой и важный, с практической точки зрения, класс, составляют системы, условно называемые "высоко опасными"; возможный ущерб от их отказов настолько велик, что наступление даже одного такого отказа за весь период эксплуатации системы недопустимо; это требование в полной мере учитывается при проектировании и практической реализации таких систем. Как следствие, оценка реальной надежности высоко опасной системы на основе лишь наблюдения за ее поведением становится невозможной, поскольку отсутствие наблюдаемых отказов формально приводит к необоснованному выводу о ее абсолютной надежности (вероятности безотказной работы, равной 100 %). Даже при наличии сведений об отдельных немногочисленных авариях, для корректной оценки вероятности безотказной работы (которая весьма близка к 1), объем статистических данных, как правило, оказывается слишком малым.

В этом случае единственным путем оценки надежности является прогнозирование ее поведения при различных возможных внешних воздействиях и с учетом ожидаемой реакции системы на эти воздействия, обусловливаемой ее внутренней структурой и параметрами состояния (например, прочностями материалов). Необходимым условием получения адекватной количественной оценки вероятности безотказной работы является наличие корректной математической модели системы; этому вопросу посвящено значительное количество работ. В отношении автотранспортных систем можно упомянуть [7], где автотранспортное предприятие формализуется

# ПРАКТИКА

---

в виде многомерного нормального случайного вектора, который является основой для достаточно нового энтропийно-вероятностного подхода в моделировании социально-экономических систем. Также необходимо отметить работу [8], в которой разработано более пятидесяти различных моделей (применительно к технологическим процессам производства, обслуживания и ремонта дорожно-строительной техники); основой представления данных процессов является формальный аппарат процессно-ориентированного описания имитационных моделей сложных технических систем.

Одним из наиболее важных этапов математического моделирования автотранспортных систем и объектов является выявление и идентификация факторов, наиболее значимо влияющих на надежность исследуемой системы. По результатам выполнения данного этапа производится построение формальных зависимостей, отражающих влияние значимых факторов на работоспособность системы. При этом, в зависимости от характера учитываемых влияющих факторов, можно выделить два основных класса моделей. К первому классу относятся модели, в которых значимыми являются технические факторы — прочности материалов, величины нагрузок, геометрические размеры, изменяющиеся в процессе эксплуатации (износ), и т. д. Применительно к расчету показателей надежности технических устройств механического типа можно выделить работу [9], в которой состояние системы определяется набором нормально распределенных случайных величин. Второй, более многочисленный класс, составляют модели, в которых рассматривается влияние на надежность технологических и организационных факторов — видов и сроков технического и межремонтного обслуживания [10], объема материальных средств, затрачиваемых на техническую эксплуатацию [11] и т. д. В работе [12] оценено влияние отказов отдельных элементов автомобиля на его работоспособность; при этом разработанная математическая модель потребности в запасных частях может интерпретироваться как модель отказов. Выполненное на основе процессного подхода по ISO 9000 выявление обеспечивающих процессов, наиболее сильно влияющих на надежность АТС, а также последующая минимизация общих расходов на подготовку и эксплуатацию АТС, приведены в [13].

Статистическое моделирование, основанное на программной реализации алгоритмов поведения рассматриваемой системы, является одним из наиболее эффективных методов количественной оценки надежности высокопрочных автотранспортных

систем. Под алгоритмом поведения в данном случае понимается формализованная связь  $H$  между входными параметрами  $\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n$  (внешними воздействиями на систему) и выходным параметром  $\tilde{y}$ , однозначно определяющим работоспособность (либо неработоспособность) системы. При наличии нескольких параметров, по значениям каждого из которых можно судить о нахождении системы в рабочем либо аварийном состоянии, они могут быть использованы в качестве входных параметров функции  $F(\tilde{y}_1 \dots \tilde{y}_m)$ , которая возвращает значение единственного критерия работоспособности  $\tilde{y}$ . Целесообразно использовать критерии работоспособности, для которых зоны рабочего и аварийного состояний системы разделены значением  $y = 1$ ; тогда вероятность выполнения неравенства  $y \geq 1$  будет равна вероятности безотказной работы системы — как одной из важнейших количественных характеристик ее надежности. Таким образом, в общем случае численное определение надежности системы требует программной реализации алгоритма определения критерия работоспособности:

$$\tilde{y} = F\left[\left(H\left(\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n\right)\right)\right], \quad (1)$$

после чего по данному алгоритму определяются значения (реализации)  $\tilde{y}$  при различных сочетаниях входных параметров (количество программно моделируемых реализаций должно быть достаточным для идентификации  $\tilde{y}$  с требуемой точностью). После идентификации  $\tilde{y}$  становится возможным количественно оценить вероятность безотказной работы системы  $R$ :

$$R = p(y \geq 1). \quad (2)$$

Любая автотранспортная, и, в особенности, высоко опасная система, создается на основе научно обоснованной и, как правило, подтвержденной на практике модели поведения системы, формализованной в виде норм и правил, используемых при ее расчете на стадиях проектирования и конструирования. Целью проектирования и конструирования является установление структуры и назначение параметров состояния системы, соответствующих ожидаемым воздействиям на нее (в стадии эксплуатации). Таким образом, построение и программная реализация алгоритма поведения системы  $H$  не должны вызывать принципиальных сложностей при выполнении статистического моделирования ее надежности. Основной проблемой, от успешного решения которой кардинально зависит точность и адекватность всех результатов моделирования, является адекватное формальное описание внешних

воздействий на систему  $\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n$  и корректная дальнейшая их программная реализация.

Наиболее полно соответствующей реально наблюдаемой картине является, очевидно, формализация внешних воздействий как случайных процессов, когда в каждый момент времени любое воздействие описывается определенным законом распределения случайной величины, с соответствующими значениями параметров этого закона. Различным моментам времени при этом, в общем случае, могут соответствовать как различные значения параметров, так и неодинаковые законы распределения. Теоретически, такой подход позволяет получать количественную оценку надежности системы в любой момент времени, а значит, дает возможность проследить за изменением надежности в течение всего периода эксплуатации системы. К сожалению, вследствие крайне большой изменчивости внешних воздействий, наблюдаемой в течение достаточно больших периодов эксплуатации систем, построение, и, в особенности, дальнейшая идентификация адекватной формальной модели этих воздействий (как случайных процессов) обычно вызывает непреодолимые затруднения. Одним из способов преодоления этих трудностей является вынужденное упрощение модели, которое заключается в устранении из нее фактора времени, с соответствующим представлением внешних воздействий как случайных величин (вместо случайных процессов). При этом идентификация каждой случайной величины  $\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n$  кардинально упрощается и, как правило, становится практически возможной. Критерий работоспособности  $\hat{y}$  при этом также будет являться случайной величиной, определение закона распределения которой, вместе с количественной оценкой его параметров, будут составлять основное содержание процесса статистического моделирования.

Вопросы идентификации используемых при моделировании случайных величин заключаются в определении законов распределения этих величин, а также параметров данных законов. Идентификация осуществляется либо на основе статистических данных за определенный период времени (что предпочтительнее), либо с помощью некоторых априорных предположений об особенностях применяемых в модели случайных величин. Из посвященных этому вопросу работ можно отметить [14], где предложен метод эмпирического определения закона и параметров распределения напряжений в деталях машин (которые являются случайной величиной) при малом объеме экспериментально создаваемой выборки реализаций. В работе [15] предлагается спо-

соб получения статистического ряда растягивающих напряжений в дорожных одеждах, используемый далее в целях определения уровня их надежности.

Устранение фактора времени при статистическом моделировании надежности системы означает рассмотрение ее работоспособности в течение всего срока эксплуатации. При этом подразумевается, что период функционирования системы состоит из большого (в предельном случае — бесконечно большого) количества отдельных интервалов, каждый из которых характеризуется определенной и постоянной (в течение данного интервала) величиной каждого из входных воздействий. Таким образом, любой интервал количественно описывается набором значений  $x_1 \dots x_n$ , понимаемым как реализации соответствующих случайных величин  $\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n$ . Одновременно с этим, каждому интервалу соответствует свое значение критерия работоспособности системы  $y$ , определяемое на основе (1) и рассматриваемое как реализация случайной величины  $\hat{y}$ . По мере увеличения моделируемых интервалов (с соответствующим возрастанием количества получаемых реализаций критерия работоспособности), описывающие эту случайную величину количественные характеристики будут стремиться к некоторым постоянным значениям; на их основе выполняется идентификация  $\hat{y}$ .

С учетом вышеизложенного, становится возможным уточнить интерпретацию сущности вероятности безотказной работы системы  $R$ , определяемой с помощью (2). Под безотказной работой системы при этом понимается полное отсутствие отказов на протяжении всего рассматриваемого периода; вероятность этого численно определяется как  $R$ . Одновременно с этим, с вероятностью  $1 - R$  в системе (за рассматриваемый период) может иметь место один или более отказов; возможность количественной оценки вероятностей наступления какого-либо строгого определенного количества отказов отсутствует.

Корректная идентификация случайной величины  $\hat{y}$  является одним из ключевых условий точности результатов моделирования (получаемого значения  $R$ ). Как показано в [16], даже в случае нормально распределенных параметров, влияющих на надежность автотранспортной системы, получаемый в конечном итоге критерий надежности системы в общем случае не подчиняется нормальному закону распределения. Исследование распределений случайных величин, определяемых на основе статистических данных и отличных от нормального закона, выполнено в [17], где методами статистического моделирования анализируются распределения статистик критериев

# ПРАКТИКА

Хартли и критерия, предложенного Шеффе. В работе [18] приведено мнение о том, что наиболее эффективными для описания случайной величины представляются диффузионные распределения, которые и рекомендуется использовать при планировании испытаний на безотказность.

Относительно общего вида закона распределения случайной величины  $\tilde{y}$ , количественно характеризующей работоспособность автотранспортной системы, можно сформулировать следующие априорные предположения. Когда работоспособное состояние и отказ системы разграничиваются значением  $y = 1$ , то величина  $y$  для определенного интервала (конечно, если при этом  $y > 1$ , что для высокопасных систем имеет место на подавляющем большинстве интервалов) может интерпретироваться как коэффициент запаса работоспособности в текущий момент времени. При проектировании многих автотранспортных систем, которое осуществляется на основе некоторых детерминированных уровней внешних воздействий и параметров состояния системы, подобные коэффициенты запаса используются достаточно широко. Они могут вводиться как к отдельным расчетным факторам (нагрузкам, прочностям материалов), так и ко всей системе в целом. В результате создается и впоследствии практически эксплуатируется система, обладающая определенным расчетным коэффициентом запаса, который соответствует использованным при ее расчете величинам внешних воздействий и внутренних параметров. В процессе эксплуатации системы текущие значения этих факторов (реализации  $\tilde{x}_1 \dots \tilde{x}_n$  при статистическом моделировании системы) отклоняются в ту или иную сторону от своих расчетных значений, что приводит к текущим изменениям коэффициента запаса системы (реализаций  $\tilde{y}$ ). Естественно предположить, что наблюдаемая частота таких отклонений расчетных факторов будет находиться в обратной зависимости от их абсолютной величины (чем больше отклонения от расчетного значения, тем реже они имеют место); в противном случае это будет означать некорректно выбранные при расчете уровни факторов (не соответствующие картине их физического проявления). Как следствие, абсолютная величина отклонений коэффициента запаса работоспособности от некоторого наиболее типичного значения также будет связана с частотой их появления обратной зависимостью.

Таким образом, использование одномодальных плотностей вероятности  $p(y)$  для случайной величины  $\tilde{y}$  представляется наиболее целесообразным, соответствующим физической сущности большинства автотранспортных и, в более общем случае, технических систем.

К зависимостям такого вида относятся кривые распределения Пирсона (получаемые как предельные стохастические кривые распределения Маркова), систематизированные, в частности, в [19]. Кривые Пирсона соответствуют действительным корням знаменателя в дифференциальном уравнении:

$$\frac{dp}{p} = \frac{y + a_3}{a_2 y^2 + a_1 y + a_0} dy. \quad (3)$$

Уравнение (3), при соответствующих коэффициентах  $a_0 \dots a_3$ , обеспечивает выполнение общих требований к свойствам плотности вероятности случайной величины: не отрицательность значений  $p$  и равенство единице площади под графиком  $p(y)$ . В начале и в конце диапазона возможных значений  $y$  значение  $p(y)$  равно нулю (при теоретически бесконечном диапазоне между  $p(y)$  и осью  $y$  имеет место касание высшего порядка). Функция  $p(y)$ , определенная на основе (3), имеет единственное максимальное значение (моду).

Уравнение (3) имеет решение в явном виде; его общий интеграл может быть представлен как:

$$p(y) = p_0 e^{\alpha(y)}, \quad (4)$$

где

$$\alpha(y) = \int \frac{y + a_3}{a_2 y^2 + a_1 y + a_0} dy. \quad (5)$$

Значение интеграла в выражении (5) существенным образом зависит от значений коэффициентов  $a_0 \dots a_2$ . На их основе может быть вычислен критерий Пирсона, в зависимости от значения которого выделяются восемь типов кривых, в число которых входит, как частный случай, и кривая нормального распределения. Тип и значения параметров для всех кривых также однозначно определяются и значениями первых четырех моментов, вычисляемых на основе полученных при статистическом моделировании реализаций случайной величины  $\tilde{y}$ .

За последнее время в Российской научометрической базе РИНЦ зафиксировано почти 40 работ, в которых упоминается использование кривых Пирсона для определения закона распределения случайной величины на основе экспериментальных данных. При этом только в двух из них параметры технических систем рассмотрены в качестве случайной величины. Представляется, что более широкое использование кривых Пирсона в задачах статистического моделирования надежности автотранспортных систем и средств позволит повысить точность получаемых результатов без усложнения используемого математического аппарата.

## Выводы

1. Определение надежности высокоопасных систем с малыми вероятностями отказов, с помощью непосредственного обобщения эмпирических данных об их наблюдаемом состоянии, не способно, в общем случае, обеспечивать необходимую точность получаемых количественных оценок надежности. Наиболее действенным способом определения надежности таких систем является статистическое моделирование.

2. При построении моделей автотранспортных систем с целью определения их надежности целесообразным является устранение из них фактора времени, с соответствующей заменой случайных процессов случайными величинами. Это позволяет оценить вероятность полного отсутствия отказов за рассматриваемый период эксплуатации системы; зависимость этой вероятности от времени эксплуатации может быть прослежена при нескольких периодах, рассматриваемых в рамках отдельных моделей.

3. Для формализации законов распределения случайных величин (как исходных факторов, учитываемых в модели, так и получаемого по результатам моделирования критерия работоспособности системы) целесообразно использовать кривые Пирсона, сочетающие достаточную простоту математического аппарата с возможностью максимально точно (до четырех первых моментов включительно) аппроксимировать любой набор реализаций случайной величины.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Комаров В. В.** Управление рисками и надежностью автотранспортных систем на основе мониторинга свойств автомобильной техники в эксплуатации // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. — 2008. — № 2. — С. 42—49.
2. **Комаров В. В.** Методологические подходы к разработке системы обеспечения безопасности в автотранспортном комплексе на основе управления рисками с учетом требований к надежности конструкций транспортных средств // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. — 2008. — № 2. — С. 30—42.
3. **Сакно О. П.** Обеспечение повышения управляемости автомобиля за счет комплексного подхода к его надежности / О. П. Сакно, А. В. Лукичев, А. В. Костенко // Вісник СЕВНТУ. — 2014. — № 152. — С. 93—97.
4. **Якубович А. Н.** Применение цифрового виртуального анализатора звуковых сигналов в целях диагностики неисправностей агрегатов АТС / А. Н. Якубович // Грузовик. — 2015. — № 1. — С. 22—23.
5. **Корчагин В. А.** Повышение надежности несущих систем приводных автотранспортных средств / В. А. Корчагин, Е. В. Сливинский, Д. К. Сысоев, Т. В. Корчагина // Бюллетень транспортной информации. — 2014. — № 9. — С. 25—29.
6. **Денисов Ив. В.** Методика определения общей вероятности безотказной работы технических систем автомобиля (на примере передней подвески ВАЗ-2170) / Ив. В. Денисов, Ил. В. Денисов // Фундаментальные исследования. — 2014. — № 9—7. — С. 1425—1429.
7. **Тырсин А. Н.** Энтропийное моделирование работы автотранспортного предприятия / А. Н. Тырсин, О. В. Ворфоломеева // Вестник Южно-Российского государственного технического университета (Новочеркасского политехнического института). Серия: Социально-экономические науки. — 2011. — № 3. — С. 145—150.
8. **Николаев А. Б.** Аналитико-имитационное моделирование технологических процессов производства, обслуживания и ремонта дорожно-строительной техники / А. Б. Николаев, В. А. Демин, И. А. Еськова, А. А. Окунькова, М. В. Приходько. — Saint-Louis: Publishing House Science and Innovation Center, Ltd. — 2014. — 242 с.
9. **Апполонов И. В.** Методы оценки надежности технических устройств на этапе проектирования (практические примеры расчета показателей надежности) / И. В. Апполонов, Н. И. Харив // Оборонный комплекс — научно-техническому прогрессу России. — 2006. — № 4. — С. 87—104.
10. **Побединский В. В.** Нечеткое моделирование режимов технического обслуживания автомобилей Volvo / В. В. Побединский, С. А. Лаврищев, К. П. Асин // Научное обозрение. — 2014. — № 9—2. — С. 657—662.
11. **Родионов Ю. В.** Исследование влияния уровня затрат на надежность и эффективность грузовых автомобилей / Ю. В. Родионов, М. Ю. Обшивалкин, Н. В. Паули // Мир транспорта и технологических машин. — 2013. — № 1. — С. 3—11.
12. **Ременцов А. Н.** Управление запасами запасных частей автотранспортных средств, выполняющих перевозку строительных грузов / А. Н. Ременцов, В. А. Зенченко, П. Б. Фетисов // Технология колесных и гусеничных машин. — 2015. — № 5. — С. 41—46.
13. **Глумов И. С.** Обеспечение надежности при подготовке к пассажирским перевозкам подвижного состава автотранспортного предприятия // Современные проблемы науки и образования. — 2014. — № 5. — С. 249.
14. **Касьянов В. Е.** Метод получения совокупности конечного объема средневзвешенных напряжений в деталях машин / В. Е. Касьянов, Т. Н. Роговенко, М. М. Зайцева // Вестник Донского государственного технического университета. — 2010. — № 1, Т. 10. — С. 91—94.
15. **Толстиков Н. П.** Применение метода Монте-Карло при оценке уровня надежности монолитных слоев дорожных одежд с использованием результатов штамповых испытаний / Н. П. Толстиков, С. О. Рудыкин, А. С. Голлич // Дороги и мосты. — 2007. — № 1. — С. 47—54.
16. **Якубович А. Н.** Оценка обеспеченности ведущей функции потока отказов / А. Н. Якубович, И. А. Якубович // Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). — 2011. — № 1. — С. 16—21.
17. **Лемешко Б. Ю.** Исследование распределений статистик, используемых для проверки гипотез о равенстве дисперсий при законах ошибок наблюдений, отличных от нормального / Б. Ю. Лемешко, В. М. Пономаренко // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. — 2006. — № 2. — С. 21—33.
18. **Стрельников В. П.** Исследование свойств статистики, применяемой для оценки вероятности безотказной работы / В. П. Стрельников, С. В. Егоров // Математические машины и системы. — 2008. — № 3, Т. 1. С. 147—152.
19. **Тимофеев В. С.** Оценивание параметров регрессионных зависимостей с использованием кривых Пирсона / В. С. Тимофеев // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. — 2009. — № 4. — С. 57—66.

# ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

УДК 62-78

**В. В. Столяров**, д-р техн. наук, профессор, **Н. В. Щеголева**, канд. техн. наук, доцент, Саратовский государственный технический университет имени Ю. А. Гагарина, **Ш. Н. Валиев**, канд. техн. наук, доцент, Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), **А. В. Кочетков**, д-р техн. наук, профессор, Пермский национальный исследовательский политехнический университет  
E-mail: soni.81@mail.ru

## МЕТОДИЧЕСКИЕ ПОДХОДЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ НОРМАТИВНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДОРОЖНОГО ХОЗЯЙСТВА С УЧЕТОМ ТЕОРИИ РИСКА

*Основные требования к реконструкции автомобильных дорог заключаются в максимальном использовании существующих геометрических элементов при условии устранения участков дорог с низкими транспортно-эксплуатационными показателями, включая опасные участки (очаги аварийности). Теория риска позволяет решить поставленные задачи наиболее доступным и дешевым способом, т. е. провести ремонт или реконструкцию эксплуатируемого участка автомобильной дороги с оценкой влияния качества разбивочных работ и строительства на степень опасности движения автомобилей.*

**Ключевые слова:** теория риска, автомобиль, автомобильная дорога, нормативы, безопасность, дорожное движение, аварийность, неометрия, кривые, трассирование.

*The basic requirements for the reconstruction of roads are making maximum use of existing geometry under condition of elimination of road sections with low transportation and performance, including hazardous areas (pockets of accidents). Risk theory allows to solve tasks in the most affordable and cheap way, namely to repair or renovation lot operated road with an assessment of the impact of quality and construction staking on the risk for car traffic.*

**Keywords:** risk theory, car, road standards, security, traffic, accidents, neometrib, curves, tracing.

(Рисунки на 2-й полосе обложки)

В настоящее время человеческая деятельность на всех уровнях нашей жизни в той или степени связана с риском. На протяжении всей истории развития человеческой цивилизации без риска невозможен прогресс, движение вперед, открытие новых явлений природы. Вот почему так важно осознать риск и научиться управлять им.

Риск означает ситуацию, в которой люди точно не знают, что случится, но представляют вероятность каждого из возможных исходов. Риск является измеримой величиной, его количественной мерой может служить вероятность благоприятного или неблагоприятного исхода.

Однако, двигаясь по пути развития технического прогресса, человек подвергает себя все большему ри-

ску. Крушение поездов, авиационные катастрофы, аварийные выбросы вредных веществ на химических предприятиях, дорожно-транспортные происшествия — вот далеко не полный перечень техногенных проблем, с которыми столкнулось человечество.

Как свидетельствуют статистические данные, за последние 20 лет XX века произошло 56 % аварий и катастроф из общего числа наиболее крупных происшествий в промышленности и на транспорте за всю историю существования человеческой цивилизации. Ущерб от аварийности и травматизма достигает 10–15 % валового национального продукта промышленно развитых государств. Только в нашей стране за последние 30 лет от аварий и катастроф пострадало более 10 млн чел., из них погибло более 600 тыс.

# ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Таким образом, техносфера, созданная человеком для защиты от неблагоприятных природных явлений, сама становится источником опасности. А значит, риск и масштаб аварий постоянно возрастают.

Поэтому пришлось изменить и подходы в проектирование и эксплуатацию объектов техносферы, конкретно нормативного обеспечения технического регулирования дорожного хозяйства с учетом теории риска. До недавнего времени во всем мире техногенные объекты проектировались по принципу абсолютной безопасности. Проектировщики и инженеры стремились сделать абсолютно безопасную технику и абсолютно безопасные промышленные объекты. Для предотвращения аварий внедрялись дополнительные технические устройства — инженерные системы безопасности, принимались организационные меры, обеспечивающие высокий уровень дисциплины, строгий регламент работы. Считалось, что такой инженерный подход позволяет исключить любую опасность для населения и окружающей среды.

На основании существующего мирового опыта общество предлагает установить нормативы предельно допустимого уровня (ПДУ) индивидуального риска смерти, а также уровня социального риска. Предлагаемые обществом нормативы носят рекомендательный и целевой характер, отражают специфику промышленного объекта, а также характер опасного воздействия.

Для потенциально опасных производственных объектов России в целом целесообразно установление ПДУ индивидуального риска для населения, не превышающего  $10^{-4}$  в год в качестве общего федерального норматива.

Указанный норматив должен быть дифференцирован в зависимости от специфики промышленных объектов — источников опасности, и характеру их опасного воздействия на население. Эта дифференциация отражает следующие показатели ПДУ индивидуального риска смерти, являющиеся частными федеральными нормативами:

а) по критерию новизны промышленного объекта (за исключением специальных объектов):

— не более  $10^{-5}$  в год — для новых (вновь проектируемых) объектов;

— не более  $10^{-4}$  в год — для действующих объектов.

б) по критерию комбинированности опасного воздействия:

— не более  $10^{-5}$  в год — для систематического воздействия вредных факторов на здоровье населения;

— не более  $10^{-4}$  в год — для совместного (комбинированного) систематического воздействия различных вредных факторов на здоровье населения.

Уровни индивидуального риска, которыми можно пренебречь, рекомендуется установить в 100 раз меньше соответствующих ПДУ [1].

Таким образом, на смену технике безопасности — набору правил безопасной работы с техникой — в настоящее время пришла теория безопасности, т. е. теория риска [2].

Данная теория позволяет учитывать влияния неблагоприятных дорожных условий на увеличение аварийности. Натурные обследования автомобильных дорог, находящихся в эксплуатации, показали, что одной из причин ухудшения дорожных условий является низкий уровень качества строительства, приводящий к значительной неоднородности параметров геометрических элементов. Например, нередко, в пределах круговой кривой, радиус изменяется в 5–10 раз. Такие отступления от проекта приводят к значительным колебаниям видимости поверхности дороги и встречного автомобиля на выпуклых кривых, увеличению опасности поперечной устойчивости на горизонтальных кривых. Устранение опасных участков, вызванных недоброкачественным строительством, достигается в результате исправления параметров геометрических элементов дороги в процессе капитального ремонта или реконструкции.

При реконструкции дорог до сих пор доминирует детерминированный подход к назначению прочностных и геометрических показателей, в котором специалисты не учитывают вероятностную сущность входных параметров и случайность условий работы сооружения. Поэтому полученные расчетом детерминированные показатели имеют неустановленную и разную надежность безопасного движения автомобилей и безотказной работы дорожных конструкций. В настоящее время важно использовать вероятностные методы назначения геометрических и прочностных показателей дорог с учетом безопасности движения [3, 4].

Основные требования к реконструкции автомобильных дорог заключаются в максимальном использовании существующих геометрических элементов при условии устранения участков дорог с низкими транспортно-эксплуатационными показателями, включая опасные участки (очаги аварийности). Тех-

# ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

ория риска позволяет решить поставленные задачи наиболее доступным и дешевым способом, т. е. провести ремонт или реконструкцию эксплуатируемого участка автомобильной дороги с оценкой влияния качества разбивочных работ и строительства на степень опасности движения автомобилей.

При применении теории риска в расчетах ремонта и реконструкции автомобильных дорог наряду с детерминированными (однозначно определенными) параметрами используется математическое ожидание (среднее значение) фактических параметров существующих участков автомобильных дорог и среднее квадратическое отклонение этих параметров.

Кроме того, все входные переменные расчетных формул (скорость движения, коэффициент сцепления, время реакции водителя и др.) характеризуются основными параметрами распределения — средним значением и средним квадратическим отклонением. Это позволяет учитывать вероятностную сущность описываемых процессов.

Определение опасности движения по фактическим кривым в плане заключается в установлении риска потери устойчивости автомобиля по формуле [2]:

$$r_{cp} = 0,5 - \Phi\left(\frac{R - R_m}{\sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_m^2}}\right), \quad (1)$$

где  $R$  — среднее значение радиуса кривой в плане, м;  $\sigma_R$  — среднее квадратическое отклонение радиуса, определяемые по заданию, м;  $R_m$  — минимальная величина радиуса кривой в плане, при которой риск потери устойчивости автомобиля равен 50 %, м;  $\sigma_m$  — среднее квадратическое отклонение минимального радиуса кривой в плане, м;  $\Phi$  — функция Лапласа.

Результаты типовых расчетов представлены в графическом виде на рис. 1, 2 и 3.

На основании выполненных в этом примере расчетов принимается решение о полной реконструкции кривой в плане, которая заключается в увеличении радиуса и тем самым снижении аварийности.

Серьезной методической проблемой повышения безопасности дорожного движения является проблема учета воздействия человеческого фактора в проектирование дорог и организацию дорожного движения. Нередко встречаются такие ситуации, когда водители транспортных средств, в результате перегрузки информационными показателями (знаками, дорожной разметкой и пр.), а также геометрическими параметрами автомобильной дороги, пытаясь отреа-

гировать на все одновременно, теряют в памяти (не охватывают) ту или иную информацию (наступает психическое перенапряжение) и попадают в аварию.

Любой уровень психического напряжения и эмоционального состояния являются следствием информационной нагрузки и (или) перегрузки водителя. Один и тот же уровень информации является неприемлемым для одних людей и не вызывающим больших напряжений для других. Этим подтверждается вероятностная сущность восприятия и переработки информации человеком. Параметром, оценивающим усвоение информации у человека, является технический риск потери информации [5], который определяется по следующей зависимости:

$$r = 0,5 - \Phi\left(\frac{B_m - B_i}{\sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_i^2}}\right), \quad (2)$$

где  $B_m$  — максимальное количество информации дорожной обстановки, при поступлении которой за 1 с вероятность безотказной работы водителя равна 50 %, бит/с;  $B_i$  — среднее количество фактической информации дорожной обстановки, поступающее в кратковременную память водителя за 1 с, бит/с;  $\sigma_m$  — среднее квадратическое отклонение максимального количества информации дорожной обстановки за 1 с, бит/с;  $\sigma_i$  — среднее квадратичное отклонение количества фактической информации дорожной обстановки за 1 с, бит/с;  $\Phi$  — функция Лапласа.

Динамический объем информации ( $B_i$ , бит/с) опасной дорожной обстановки, частично или полностью воспринимаемый водителем, непрерывно поступающий к нему, определяется по формуле:

$$B_i = bv, \quad (3)$$

зависит от скорости движения автомобиля ( $v$ , м/с) и фактического количества информации ( $b$ , бит/м), сосредоточенной на конкретном участке дороги или в конкретной дорожно-транспортной ситуации (ДТС).

Зависимость (3) показывает, что с ростом скорости движения автомобилей увеличивается информационная загрузка водителей и поэтому в основе вывода формул теории риска должны быть положены такие теоретические законы распределения вероятностей, которые хорошо согласуются с фактическими (нормальным) распределениями вероятностей для скоростей свободного движения автомобилей [6].

# ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

Совместное решение зависимостей (1) и (2) позволяет оценить величину приемлемого (порогового) риска потери информации водителем, соответствующей допустимой величине риска возникновения ДТП по причине несовершенства дорожных условий.

На рис. 4 представлен пример соответствия риска потери информации водителем и риска возникновения ДТП на участках возможной потери устойчивости автомобиля.

Анализируя величины рисков (см. рис. 4) видно:

— что при первоначальном росте риска дорожных условий водитель практически не реагирует на эти изменения. Человек еще не достиг порога чувствительности ( $r_{nu}$ ) =  $2,0 \cdot 10^{-4}$  и его психическое и эмоциональное состояние не перегружены. Водитель спокойно продолжает движение по автомобильной дороге, успевая при этом переработать поступающую информацию;

— однако дальнейшее увеличение опасности дорожных условий (при риске от  $1,3 \cdot 10^{-3}$  до  $3,7 \cdot 10^{-3}$ ) приводит к резкому увеличению риска потери информации;

— в данном случае, водитель транспортного средства, пытаясь удержать всю ситуацию под контролем, реагирует на процесс движения гораздо эмоциональней и напряженней, что может приводить к неправильно принятым решениям и к возникновению аварийных ситуаций.

Представленные подходы позволяют с учетом вероятностного метода рассчитывать реконструируемые геометрические элементы дороги с определением опасности движения как в существующих условиях, так и после принятия проектных решений. Если эти величины малы, т. е. риск мал, то техногенный объект принято считать безопасным.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гусев В. А., Щеголева Н. В. Усилия международных организаций для решения проблемы безопасности дорожного движения / В. А. Гусев; науч. рук. Н. В. Щеголева // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе: материалы междунар. науч.-практ. конф. — Пермь, 2013. — Т. 2. — С. 124—132.
2. Столяров В. В. Теория риска в судебно-технической экспертизе дорожно-транспортных происшествий (+ABS): моногр. / В. В. Столяров. — Саратов: ИД "МарК", 2010. — 412 с.
3. Федоркин Н. О., Щеголева Н. В. Использование теории риска для расчета безопасности движения на вертикальных кривых / Н. О. Федоркин, Н. В. Щеголева // Математические методы в технике и технологиях — ММТТ-27: сб. тр. XVII междунар. науч. конф., г. Тамбов, 3—5 июня 2014 г.: в 12 т. — Тамбов, 2014. — Т. 4. — С. 106—108.
4. Яркин А. М., Щеголева Н. В. Определение скоростного режима на опасных поворотах / А. М. Яркин, Н. В. Щеголева // Математические методы в технике и технологиях — ММТТ-27: сб. тр. XXVII междунар. науч. конф., г. Тамбов, 3—5 июня 2014 г.: в 12 т. — Тамбов, 2014. — Т. 4. — С. 104—106.
5. Яркин А. М. Влияние информации, поступающей к водителю во время движения, на скоростной режим / А. М. Яркин, Н. В. Щеголева // Ресурсо- и энергоэффективные технологии в строительном комплексе региона: сб. науч. тр. по материалам Междунар. науч.-практ. конф. — Саратов: СГТУ, 2014. — С. 470—472.
6. Щеголева Н. В. Риск потери информации как обобщенная характеристика водителя при проектировании и эксплуатации автомобильных дорог: дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2006. 128 с.

## Первые туристы

В рамках промышленного туризма в ПАО "КАМАЗ" состоялась первая экскурсия: с крупнейшим в России производством грузовых автомобилей ознакомились учащиеся и преподаватели Ижевского лингвистического лицея.

Главным моментом визита стало знакомство с производством большегрузных автомобилей. Гости посетили главный сборочный конвейер "КАМАЗа", конвейер сборки кабин и участок производства кабин для нового модельного ряда. Масштабы заводов и четкий тakt сборки КАМАЗов произвели на молодых экскурсантов особое впечатление. По итогам поездки на автогигант учащиеся выполняют практическую работу "Изучение промышленного предприятия".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

Художественный редактор Т. Н. Галицына. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 12.05.2016. Подписано в печать 20.06.2016. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.

Отпечатано в ООО «Канцлер», 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: [www.aov.ru](http://www.aov.ru)