ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 10 • октябрь • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65

Основы интеграции информационной системы управления предприятием и АСУ технологическими процессами

Э.Ш. ЗИГАНШИН, канд. физ.-мат. наук Ю.Н. СМИРНОВ

ИНЭКА (8.8552. 39-66-02)

Рассматриваются основы интеграции автоматизированных систем управления технологическими процессами и информационной системы управления предприятием, а также один из аспектов данной интеграции — совместимость стандартов управления. Предлагается обеспечение совместимости стандартов управления на основе процессно-задачного управления предприятием. Показана возможность решения учетных бизнес-задач машиностроительного предприятия средствами АСУТП.

Ключевые слова: *машиностроительное предприятие, интеграция, автоматизированная система управления технологическими процессами, информационная система управления предприятием, бизнес-процесс.*

Ziganshin E.Sh., Smirnov Yu.N.

BASIS OF INTEGRATION BETWEEN ENTERPRISE INFORMATION CONTROL SYSTEM AND PROCESS CONTROL SYSTEMS

The article describes a basis of integration between process control systems and enterprise information control system. The article also says about one of aspect of this integration — compatibility of management standards. The compatibility of management standards is suggested on process-task enterprise management. The possibility of resolve registration business-task mechanical engineering enterprise is shown in this article.

Keywords: *mechanical engineering enterprise, integration, control system, enterprise system, business-process.*

Существует два принципиально различных подхода к управлению предприятием — функциональный и процессный. Однако современное представление о деятельности предприятия, как совокупности взаимосвязанных бизнес-процессов, а каждого бизнес-процесса, как совокупности последовательно-параллельно взаимосвязанных бизнес-задач, является развитием именно процессного подхода. При этом основной элемент управления — бизнес-задача, решение которой создает бизнес-продукцию.

В свою очередь, бизнес-задачи делятся на четыре класса: аналитические (расчет, анализ и планирование), организационные, технологические и учетные, а модель функционирования бизнес-процесса за плановый период включает в себя цикличное решение всех бизнес-задач.

Наконец, документированные процедуры их решения, взаимосвязи решений по продуктам, а также измерители качества бизнес-процессов представляют собой стандарт управления бизнес-процессом.

Это с одной стороны. С другой же, любое предприятие имеет общую информационную систему, которая предназначена для обработки, хранения и передачи информации с использованием различных технологий и инструментариев и базовой частью которой служит информационная система управления (ИСУ), реализуемая с помощью компьютерных технологий и средств коммуникации. Причем согласно процессно-задачному подходу, проект ИСУ включает в себя реализацию только аналитических, организационных и учетных бизнес-задач. Что же касается задач технологических, которые для любого производственного предприятия, в том числе и автомобилестроительного, представляют собой важнейший аспект совершенствования его деятельности, то они решаются с помощью автоматизированных систем управления технологическими процессами (АСУТП).

Правда, при этом следует иметь в виду, что АСУТП применимы лишь к групповым и типовым технологическим процессам, которые по своей сути есть процессы унифицированные, характеризующиеся большими объемами производства. Единичные же технологические процессы в силу небольших объемов производства не могут быть объектом автоматизации средствами АСУТП [1].

ИСУ и АСУТП, как правило, формально автономны. Однако де-факто они неизбежно связаны по входным и выходным параметрам,

поскольку являются подсистемами одной общей информационной системы предприятия. Поэтому возникает необходимость их интеграции, которая предполагает совместимость стандартов управления, а также информационную и технологическую совместимость.

Рассмотрим основы этой интеграции, для чего формализуем представление об ИСУ и АСУТП, воспользовавшись аппаратом дискретной математики [2]. Например, множество бизнес-процессов предприятия рассмотрим как объединение множеств аналитических (A), организационных (O), технологических (T) и учетных (U) бизнес-задач: $A \subseteq B$, $A = \{a$: *аналитические бизнес-задачи*$\}$; $O \subseteq B$, $O = \{o$: *организационные бизнес-задачи*$\}$; $T \subseteq B$, $T = \{t$: *технологические бизнес-задачи*$\}$; $U \subseteq B$, $U = \{u$: *учетные бизнес-задачи*$\}$; $B = = A \cup O \cup T \cup U$.

При этом множество учетных бизнес-задач состоит из двух подмножеств — подмножества u' бизнес-задач, сопутствующего выполненным технологическим бизнес-задачам ($U' = \{u' : u' \in U\}$), и подмножества остальных учетных бизнес-задач, являющегося разностью множеств U и U', т. е. $U \backslash U' = \{u \in U \wedge u \notin U'\}$.

Теперь ИСУ как множество I, элементами которого являются бизнес-задачи z, принадлежащие множеству B бизнес-процессов предприятия: $I = \{z : z \in B\}$. Оно, очевидно, состоит из следующих подмножеств: аналитических (A), организационных (O) и учетных (U) бизнес-задач, таких что: $A \subseteq I$, $A = \{a$: *аналитические бизнес-задачи*$\}$; $O \subseteq I$, $O = \{o$: *организационные бизнес-задачи*$\}$; $U \subseteq I$, $U = \{u$: *учетные бизнес-задачи*$\}$; $I = = An \cup O \cup U$.

АСУТП же в общем случае есть множество W, представляющее собой объединение двух множеств — T', являющегося подмножеством множества T, элементы которого — технологические бизнес-задачи, реализующие унифицированные технологические процессы, т. е. $T' \subseteq T$, и множества S, элементы которого — задачи s сбора и обработки информации, т. е. $S = \{s$: задачи сбора и обработки информации$\}$. Другими словами, $W = T' \cup S$.

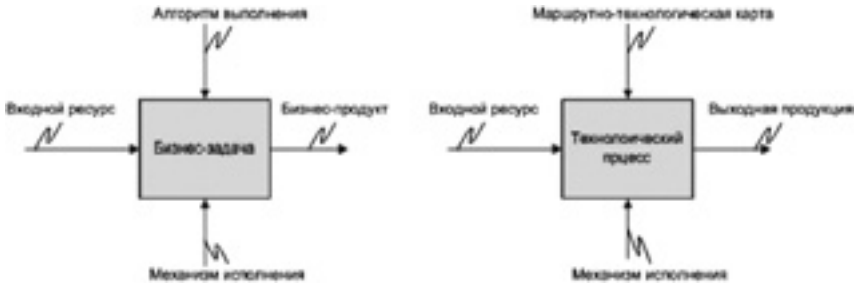


Рис. 1

Однако такая АСУТП, как видим, не ориентирована на интеграцию с ИСУ. Значит, в результате реинжиниринга бизнес-процессов предприятия необходимо спроектировать АСУТП так, чтобы множество W приняло следующий вид: $W = T' \cup U'$(1). Причем $S \subseteq U'$.

Признаки, по которым множество S отличается от множества U', приведены в таблице.

Как видим, множества ИСУ и АСУТП при выполнении условия $I \cap W = U'$ пересекаются. Иначе говоря, это равенство есть условие интеграции ИСУ и АСУТП. Оно, в частности, означает, что решение части учетных бизнес-задач можно осуществлять средствами АСУТП. Кроме того, его наличие делает возможным существование подмножества $O' \subseteq O$ организационных бизнес-задач, где подмножество O' состоит из таких организационных задач, которые могут инициировать выполнение технологических бизнес-задач, решаемых средствами АСУТП.

Признак	S	U'
Структурированность данных	Четкой структуры данных не существует	Структура данных определена
Методы хранения данных	Единого стандарта не существует	Реляционные БД
Методы обработки данных	Не автоматизированы	Автоматизированы
Пользователи	Исполнители технологического процесса	Исполнители технологического процесса

Наличие подобного автоматического механизма формирования заданий на выполнение технологических бизнес-задач делает интеграцию АСУТП и ИСУ еще более тесной.

И это, как говорится, не "голая" теория. Процессно-задачная технология управления предприятием полностью обеспечивает совместимость стандартов управления ИСУ и АСУТП. Аналогично тому, как на основе маршрутно-технологической карты входной ресурс технологического процесса преобразуется в выходную продукцию, решением бизнес-задачи является бизнес-продукт, полученный в результате выполнения ее алгоритма. (Диаграммы в нотации IDEF0, описывающие выполнение бизнес-задачи и технологического процесса, иллюстрирует рис. 1.)

На основе анализа реально существующих технологических процессов предприятия необходимо выполнить реинжиниринг его бизнес-процессов с целью выделения соответствующих им технологических бизнес-задач. Итогом реинжиниринга должно стать выполнение приведенного выше условия. Тогда в результате проектирования АСУТП обеспечивается совместимость стандартов управления бизнес-задачами и технологическими процессами. (Данный тезис подтверждает рис. 2, результаты реинжиниринга с точки зрения множества бизнес-процессов предприятия — рис. 3.)

Непрерывное совершенствование показателей эффективности решения бизнес-задач составляет суть процессно-задачного управления предприятием. Поэтому, чтобы применить единые стандарты управления к технологическим процессам, важно оценить состав их технологических параметров, который напрямую зависит от типа выполняемых техноло-

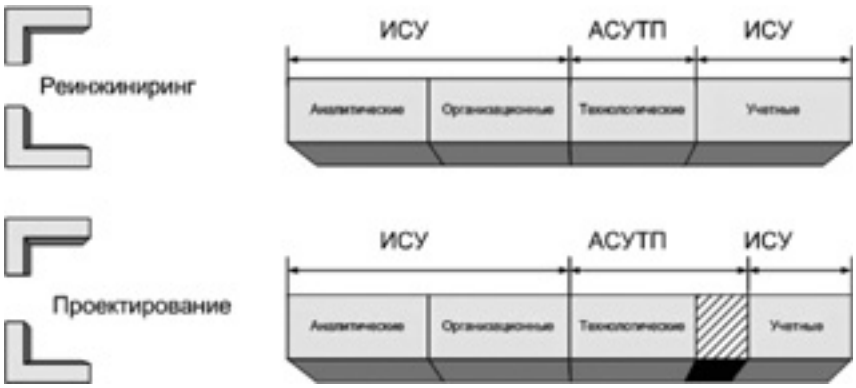


Рис. 2

гических процессов [3, 4]. А групп таких процессов довольно много.

1. Ковка: осадка, протяжка, прошивка, скручивание, отрубка, гибка, правка.

2. Горячая штамповка в открытых и закрытых штампах; выдавливание и прошивка; штамповка в штампах с разъемными матрицами, на горизонтально-ковочных машинах; гибка; вальцовка; специальные процессы (радиальное обжатие, высадка на электровысадочных, вертикально-ковочных машинах, раскатка, накатка зубьев, поперечная прокатка); комбинированные процессы; штамповка на высокоскоростном оборудовании; отделочные операции.

3. Холодная штамповка.

4. Литье.

5. Металлообработка (точение, строгание, долбление, сверление; фрезерование, резание, резьбонарезание, протягивание, шлифование).

6. Холодное и горячее прокатывание.

7. Волочение.

8. Прессование.

9. Электрохимическая, электрофизическая, электромеханическая, лазерная обработки.

10. Нанесение покрытий: окраска, отделка, термическая обработка.

11. Припуск.

12. Сборка, сварка, склеивание, пайка.

Кроме того, существуют также технологические процессы, присущие всем видам производств и всем

Рис. 3

отраслям. Это транспортирование по конвейеру и с помощью погрузчика, упаковка, складирование.

Все технологические операции в зависимости от типов технологических операций можно разделить на пять классов.

Первый: преобразующие операции, для которых характерно то, что в результате их выполнения из одного вида продукции получается структурно неделимая продукция другого вида. К ним относятся ковка, горячая и холодная штамповки, литье, резание металлов, холодное и горячее прокатывание, волочение, прессование, электрохимическая, электрофизическая, электромеханическая и лазерная обработки.

Второй: дополняющие операции, когда в процессе выполнения технологических операций над входной продукцией ей придаются дополнительные свойства. К данному классу относятся процессы нанесения покрытий, упаковка.

Третий: сборочные операции — выходная продукция создается в результате сборки разных видов продукции.

Четвертый: вспомогательные операции. Это процессы перемещения продуктов выполнения других технологических задач, которые не производят новую продукцию, но придают ей новые пространственно-временные характеристики. К данному классу относятся транспортирование по конвейеру, с помощью погрузчика, складирование.

Пятый: смешанные операции. К ним относятся технологические процессы, которые состоят из серии операций, принадлежащих различным их классам.

Технологические процессы каждого класса, в свою очередь, характеризуются сходной структурой технологических параметров. Следовательно, существует возможность типизации АСУТП для каждого класса. Кроме того, АСУТП должна обладать набором выходной информации, которая необходима для решения учетных бизнес-задач. Например, в процессе реализации средствами АСУТП технологической бизнес-задачи "Производство технологической оснастки" формируются информационные массивы, необходимые для решения учетной бизнес-задачи "Учет производства технологической оснастки"; при реализации технологической бизнес-задачи "Производство продукции" с помощью средств АСУТП полностью либо частично могут быть решены учетные задачи "Анализ качества и учет брака производства", "Учет движения материалов в производстве", "Учет объема НЗП", "Учет фактических объемов производства". Кроме того, выходные данные всех технологических бизнес-задач, реализуемых средствами АСУТП, необходимы для решения учетной задачи "Учет рабочего состояния оборудования".

Приведенная выше классификация технологических процессов машиностроительного предприятия по типам технологических операций позволяет типизировать АСУТП для каждого класса и, соответственно, ускорить процесс разработки АСУТП, интегрированной с ИСУ предприятия. И, кроме того, решать его учетные бизнес-задачи средствами АСУТП.

Литература

1. Валетов В.А., Мурашко В.А. Основы технологии приборостроения. / Учебное пособие. — СПб.: СпбГУ ИТМО, 2006. — 180 с.
2. Белоусов А.И., Ткачев С.Б. Дискретная математика: Учеб. для вузов / Под ред. В.С. Зарубина, А.П. Крищенко. — 3-е изд., стереотип. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. — 744 с.
3. Дальский А.М., Косилова А.Г. и др. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 1 / Под ред. А.М. Дальского, А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова, А.Г. Суслова. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение-1, 2001. — 912 с.
4. Полухин П.И. Технология обработки металлов давлением / Полухин П.И., Хенаель (ГДР), Полухин В.П. и др. / Под ред. Полухина П.И. — М.: Металлургия. 1988. — 408 с.

УДК 338.012

Энергоаудит на предприятиях машиностроения

Канд. экон. наук Е.Н. ЛЕТЯГИНА

Нижегородский ГУ имени Н.И. Лобачевского (831. 439-79-37)

Рассмотрены проблемы энергосбережения в машиностроении и энергетический аудит, которые позволят оптимизировать систему энергоснабжения предприятий.

Ключевые слова: *машиностроение, энергосбережение, энергоаудит.*

Letyagina E.N.

ENERGY AUDIT IN MACHINE INDUSTRY

The paper considers the problem of energy conservation in mechanical engineering. Optimize the power supply system enterprises can qualitatively energy audits.

Keywords: *machine industry, conserve power, energy audit.*

Для большинства крупных отечественных промышленных предприятий характерна достаточно низкая эффективность использования тепловой и электрической энергии. Одна из основных причин такого положения состоит в том, что многие из них были построены более нескольких десятилетий назад и рассчитаны на 100%-ную их загрузку, а сейчас рыночные условия зачастую не дают возможности использовать все имеющиеся производственные мощности [1].

Не является исключением в этом смысле и предприятия автомобильной промышленности, потому что переход на рыночную экономику и, особенно, мировой финансовый кризис не могли не отразиться на российском автомобильном рынке. Например, одно только ужесточение условий банковских кредитов, на которые до недавнего времени приобреталось до 50 % новых автомобилей, привело к заметному замедлению роста продаж во втором полугодии 2008 г. Так, в ноябре и декабре впервые за последние 10 лет было отмечено снижение объемов месячных продаж даже новых легковых автомобилей иностранных марок. В итоге за год, первая половина которого была удачной, прирост их продаж составил 26,5 % общего их числа, тогда как в предыдущем, 2007 г., он был равен 61,4 %. Что же касается российской автомобильной промышленности в период мирового экономического кризиса, то она оказалась одной из наиболее "пострадавших" отраслей экономики. Достаточно сказать, что производство легковых автомобилей в 2009 г. сократилось, по сравнению с 2008 г., до 597 тыс., т. е. на 50,4 %. А если не учитывать сборку зарубежных моделей, то до 316,9 тыс. шт., или на 63,9 %. В итоге общий объем отгруженной в 2009 г. продукции легкового автомобилестроения составил 227 млрд руб., что на 40,8 % меньше объема 2008 г.

Примерно такая же картина и с грузовыми автомобилями: в 2009 г. общий их выпуск достиг 91,4 тыс. шт. (35,7 % объема 2008 г.). В том числе автомобилей зарубежных моделей — 7,4 тыс. шт. (40,6 % объема 2008 г.). В денежном выражении это всего лишь 79,6 млрд руб. (49,8 % объема 2008 г.).

И автобусов в 2009 г. изготовили 35,5 тыс. шт. (на 46,3 % меньше, чем в 2008 г.), в том числе 4,5 тыс. автобусов иностранных марок (104,5 % к 2008 г.) — 12,7 % общего объема производства. Или в денежном выражении — 12,6 млрд руб. (56,6 % объема 2008 г.).

Для поддержания отечественного производства правительство разработало Стратегию развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года. В соответствии с ней, долю добавленной стоимости в этой отрасли планируется повысить с 21 % (492,8 млрд руб.) в 2008 г. до 48 % (2200 млрд руб.) в 2020 г. При этом доля продукции российского производства в общем объеме потребления на внутреннем рынке в натуральном выражении должна составить: по легковым автомобилям — 80 %, легким коммерческим — 61, автомобилям грузовым — 97, автобусам — 99 %. Увеличится и доля экспорта: по легковым автомобилям — до 8 %, легким коммерческим — до 14, грузовым — до 50, автобусам — до 23 %.

Но даже при условии успешной реализации задач Стратегии имеющиеся у нас производственные мощности предприятий, с одной стороны, не смогут обеспечить перспективные потребности внутреннего рынка, а с другой — в большинстве своем останутся недозагруженными (см. таблицу). Значит, с точки зрения энергозатрат — себе в убыток.

И такой парадокс легко объяснить: всему виной низкая конкурентоспособность выпускаемой продукции и изношенность производственной инфраструктуры. К примеру, физический (не говоря уже о моральном) износ технологического и энергетического оборудования отечественных предприятий зачастую превышает 50—60 %. И с каждым годом он увеличивается, поскольку средства, необходимые для его капитального ремонта и профилактики, не вкладываются или их попросту не хватает.

Такая псевдоэкономия приводит к огромным текущим затратам на оплату энергоресурсов. Дело в том, что существующие энергосистемы устроены так, что чем меньше загруженность предприятия, тем выше удельное, на единицу продукции, потребление энергии [2]. Правда, есть надежда, что положение должно измениться в лучшую сторону: в нашей стране, начиная с 2000 г., введены в действие федеральные стандарты серии "Энергосбережение", одна из целей которых состоит в том, что любая продукция по энергоэффектив-

Тип АТС	Располагаемая мощность, тыс. шт.		Годовое изменение мощности, %	Среднегодовая мощность, тыс. шт.	Использование среднегодовой мощности, %
	2008 г.	2009 г.			
Автомобили легковые	1837,99	1979,6	107,7	1957,9	73,4
Автомобили грузовые (включая шасси)	435,7	517,7	118,8	480,8	54,7
Автобусы (включая шасси)	55,7	80,2	143,9	72,7	55,5

ности должна сопоставляться с лучшими отечественными и зарубежными образцами-аналогами. Это же относится и к технологиям производства однотипной продукции. Однако большинство изготовителей это требование пока что, к сожалению, игнорируют.

Вторая проблема — использование вторичных энергетических ресурсов. Типичный тому пример: у нас исключительно редко термические и нагревательные печи оборудуются рекуператорами для подогрева воздуха, подаваемого на горение. А ведь это потеря до 30 % потребляемого топлива.

Еще хуже обстоят дела с утилизацией тепла и пара, используемых в приводах кузнечно-прессового оборудования: потери достигают 70 % энергии потребляемого энергоносителя.

Между тем затраты на энергию, как показывает опыт, можно заметно сократить. Здесь таится большой резерв, чего не скажешь о других расходных статьях предприятий автомобильной промышленности. Например, сэкономить на сырье и материалах гораздо труднее: понадобится поставщик, чьи расценки ниже рыночных, а качество товара не оказалось хуже, чем у остальных продавцов.

Проблема экономии энергии, конечно же, многоплановая, и чтобы максимально эффективно использовать все производственные мощности, нужны соответствующие стратегия и тактика. А начинать нужно с квалифицированного исследования (аудита) энергетического состояния предприятия. При этом надо иметь в виду, что методология энергоаудита зависит от той информации, которую стремится получить и за которую желает платить клиент, а также от состава используемого в ходе обследования контрольно-измерительного оборудования. Например, энергоаудит может быть простым обзором энергопотребления, основанным на данных счетчиков, установленных на предприятии. Но может представлять собой комплексный трудоемкий процесс определения и идентификации всех направлений расходования энергии, предусматривать установку нового постоянного контрольно-измерительного оборудования, тестирование и измерение в течение длительного периода времени. Естественно, второй вариант обойдется значительно дороже. Но дает заведомо более точные результаты, позволяющие свести потери энергии к минимуму. Правда, лишь при условии, что аудит энергетического обследования выполняется квалифицированными специалистами, а не случайным работником фирмы.

Литература

1. Щелоков Я. М.. Машиностроительный комплекс и энергосбережение // Уральский рынок металлов. 2003. № 07 (67).
2. Бендиков М. А. Экономическая безопасность промышленного предприятия в условиях кризисного развития // Менеджмент в России и за рубежом. 2000. № 2.

АМ-факты

На Белорусском автозаводе прошла Международная научно-практическая конференция «Карьерный транспорт-2011», в работе которой приняли участие более двухсот представителей потребителей белорусской карьерной техники и поставщиков комплектующих для ее производства (в том числе зарубежных), банковских структур, научных и проектных организаций, а также дилеры БелАЗа на территории СНГ и дальнего зарубежья, журналисты из: России, Украины, Казахстана, Узбекистана, Таджикистана и Армении, Китая, Боснии, Ирана, Эстонии, Польши, Чехии и др.

Открывая конференцию, генеральный директор ПО «БелАЗ» П.А. Пархомчик подробно рассказал об итогах работы ПО «БелАЗ» в 2010 г. и планах на 2011 г. Так, темп роста продаж в 2010-м к уровню 2009 г. достиг 196,3 %. При этом экспорт составил без малого 193 % к уровню 2009 г. и 116% — к уровню докризисного 2008 г. Поставлены партии 30-тонных самосвалов в Анголу, 45-тонных — в Египет, 220-тонных — на рынки Сербии и ЮАР, 55-тонных — в КНДР, 130-тонных — в Иран. Производство самосвалов грузоподъемностью 220—240 т было увеличено более чем в 5 раз по отношению к 2009 г. и почти в 2 раза — по отношению к 2008 г. Завершены испытания самосвала грузоподъемностью 360 т. Успешно продолжается работа по реализации проекта реконструкции предприятия на 2008—2012 гг. Инвестиции в 2010 г. составили 114 млрд белорусских рублей. Об обновлении выпускаемой техники и перспективных направлениях дальнейшего технического развития продукции предприятия рассказали выступившие на конференции главный конструктор по карьерной технике О.Г. Степук и главный конструктор по подземной и строительно-дорожной технике С.Н. Семко.

В первый день конференции на испытательном полигоне были продемонстрированы образцы выпускаемой предприятием техники, среди которой особое внимание привлекли самый мощный 360-тонный самосвал БелАЗ-75601 и самосвал БелАЗ-75137 с дистанционным управлением.

БелАЗ-75601 разработан как машина более высокого технического уровня и класса грузоподъемности с использованием базовых узлов самосвала БелАЗ-75600 и комплектующих узлов и агрегатов ведущих мировых производителей. На нем установлены: дизель MTU 20V4000 мощностью 2800 кВт (3750 л.с.) с новой электронной системой управления и диагностики, трансмиссия переменного тока фирмы «Сименс», шины размерностью 59/80R63 диаметром 4 м, новая кабина повышенной комфортабельности и улучшенной обзорности с информационным жидкокристаллическим дисплеем на панели приборов, улучшенными обивочными и изоляционными материалами и т. д.

БелАЗ-75137 — машина нового технического уровня с применением уникального, впервые установленного на технике БелАЗ оборудования, использование которого позволяет управлять данным самосвалом дистанционно. Это прототип, который специалисты предприятия только «учат ходить». Сегодня управление техникой осуществляется с удаленного рабочего места оператора, расположенного в радиусе нескольких сот метров от самосвала. В будущем же планируется разработка полностью автономно управляемой машины без участия человека, что призвано снизить влияние человеческого фактора во время работы в труднодоступных местах добычи с опасными условиями эксплуатации, а также устранить воздействие на оператора самосвала вредных факторов окружающей среды. Дизель MTU DD 12V4000 мощностью 2207 кВт (1623 л.с.) с новой электронной системой управления подачей топлива и диагностикой соответствует требованиям по выбросу токсичных веществ «Tier 1», На самосвале применена трансмиссия переменно-постоянного тока, есть еще ряд новых конструктивных решений по системам.

О структуре поставок белорусской карьерной техники и развитии товаропроводящей сети предприятия рассказал участникам конференции директор маркетинг-центра В.В. Рудковский.

Исполняющий обязанности заместителя генерального директора по качеству А.А. Синяк отметил, что сегодня продукция БелАЗа соответствует требованиям международных стандартов, гармонизированным с европейскими требованиями по общим требованиям безопасности, тормозным системам, устройствам защиты оператора, системам рулевого управления и так далее. Требования, заложенные конструкторами, строго контролируются в процессе производства и испытаний продукции. Гарантия выпуска качественной продукции — сертифицированная система менеджмента качества.

В 2010 г. БелАЗ-7540С стал лауреатом конкурса «Лучшие товары Республики Беларусь», а БелАЗ-75306 грузоподъемностью 220 т, участвуя в Программе «100 лучших товаров России», во второй раз был признан лучшим товаром Республики Беларусь на рынке Российской Федерации. В этом же году ОАО «БелАЗ» стало лауреатом премии Министерства промышленности за достижения в области качества.

Участниками научно-практической конференции «Карьерный транспорт-2011» был обобщен опыт эксплуатации карьерной техники БелАЗ и МоАЗ с целью повышения эффективности его использования. В работе конференции приняли участие первый заместитель министра промышленности Республики Беларусь И.И. Демидович и директор НТЦ «Карьерная техника» Национальной академии наук Герой Беларуси П.Л. Мариев. Программа конференции была насыщенной, что отразилось в ее итоговом документе, в котором намечены пути дальнейшего совершенствования серийно выпускаемых изделий и освоения новых видов карьерной техники.

УДК 621.565.93

Локальные граничные условия теплообмена в охладителях наддувочного воздуха

Канд. техн. наук В.В. РУМЯНЦЕВ, Е.Э. АХМЕТШИН, И.А. КУЗЬМИН, Д.В. РУМЯНЦЕВ

ИНЭКА (8.8552 58-91-52),
ООО "КАММИНЗ" (8.8552 39-23-02)

Приведен метод определения локальных граничных условий теплообмена третьего рода в охладителях наддувочного воздуха комбинированных двигателей внутреннего сгорания, основанный на дискретизации расчетной области (матрицы ОНВ), совместном решении и использовании уравнений подобия теплообмена и гидравлики, известных законах теории теплообмена и термодинамики.

Ключевые слова: *граничные условия теплообмена, охладитель наддувочного воздуха, локальные граничные условия.*

Rumjancev V.V., Ahmetchin E.A., Kuzmin I.A., Rumjancev D.V.

LOCAL BOUNDARY CONDITIONS OF HEAT EXCHANGE IN COOLERS OF AIR OF THE COMBINED INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Method for determining the local boundary conditions of heat exchange of the third kind of charge air coolers combined internal combustion engines is presented, which is based on a sampling of the computational domain (matrix intercooler), a joint decision and use the equations of the similarity of heat transfer and hydraulics, well-known laws of the theory of heat transfer and thermodynamics.

Keywords: *boundary conditions of heat transfer, charge air cooler, the local boundary conditions.*

Прикладные программы численного анализа, выполненные в виде коммерческих пакетов, широко внедряются в промышленность как инструмент проектирования различных энергетических устройств, основаны на наиболее полных физических и математических моделях. Однако они не заменяют теоретические и эмпирические методы, входящие в арсенал проектировщика. Дело в том, что точность результатов численного анализа зависит от точности задания (расчета) граничных условий, для чего необходима разработка программ-препроцессоров и программных комплексов, реализующих синтез расчетных моделей различного уровня. И транспортные ДВС с этой точки зрения — не исключение.

Современный облик таких ДВС во многом определяют два элемента системы воздухоснабжения — турбокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха. Причем для повышения удельно-массовых показателей ДВС конструкторы стараются увеличить степень $\varepsilon_к$ повышения давления в компрессоре ТКР, глубину $\Delta T_{онв}$ охлаждения и тепловую эффективность $E_{онв}$ охладителя. Однако уже при $\varepsilon_к = 2{,}5$ абсолютное давление $p_к$ воздуха на выходе компрессора достигает 0,25 МПа (2,5 кгс/см^2), а его температуры $T_к$ — 410÷420 К (137—147 °С). А ведь это давление и температура на входе в охладитель, который эту температуру должен снизить на величину $\Delta T_{онв}$ (у современных ДВС она составляет ~100 К, или 373 °С).

Другими словами, охладители наддувочного воздуха современных двигателей работают не только при высоких значениях $T_{онв}$ и $p_{онв}$, но и при большой разнице температур наддувочного воздуха на входе и выходе. Значит, при значительном изменении теплофизических параметров воздуха. Хуже того, характер их изменения нелинейный. Что, естественно, усложняет расчеты. Поэтому в известных методиках проектировочных расчетов охладителей наддувочного воздуха граничные условия теплообмена рекомендуется определять как средние по внешней и внутренней поверхностям теплообмена [1, 2]. Что, по сути, сводит практически на нет возможности дальнейшего анализа с привлечением численных методов, реализованных в системах CAD/CAE. Кроме того, расчеты проводятся без учета взаимного влияния тепловых и гидравлических параметров. В результате — заведомо высокие погрешности расчета.

В связи с чем для определения локальных граничных условий теплообмена и гидродинамики (в приближении гидравлики) охладителей наддувочного воздуха необходим новый метод. Он, метод совместного теплогидравлического расчета, и предлагается вниманию читателей.

Поскольку в охладителях наддувочного воздуха типа "воздух—воздух" реализуется схема с перекрестным течением теплоносителей, несложно догадаться, что теплофизические свойства внешнего теплоносителя (атмосферный воздух), контактирующего с охладителем, также будут меняться, причем нелинейно. Таким образом, метод должен решать теплогидравлическую задачу определения локальных граничных условий с переменными параметрами обоих теплоносителей при условии, что параметры теплоносителей (расходы, температуры, давления) на входе по каждой из сторон (внешняя, внутренняя) охладителя известны.

Эта задача может быть решена методом последовательных приближений, т. е. с дискретизацией расчетной области (матрицы ОНВ) на элементарные объемы, для каждого из которых необходимо выполнение условия баланса количества теплоты.

Как это делается, рассмотрим на примере внутренних каналов охладителя, т. е. тракта наддувочного воздуха.

Расчетная область (объем матрицы охлаждения с размерами $1 \times h \times b$) разбивается на отдельные "характерные" объемы (рис. 1), каждый из которых имеет одни и те же внешние и внутренние геометрические параметры. Затем на "элементарные" участки разбивается характерный объем. При этом разбивается на объ-

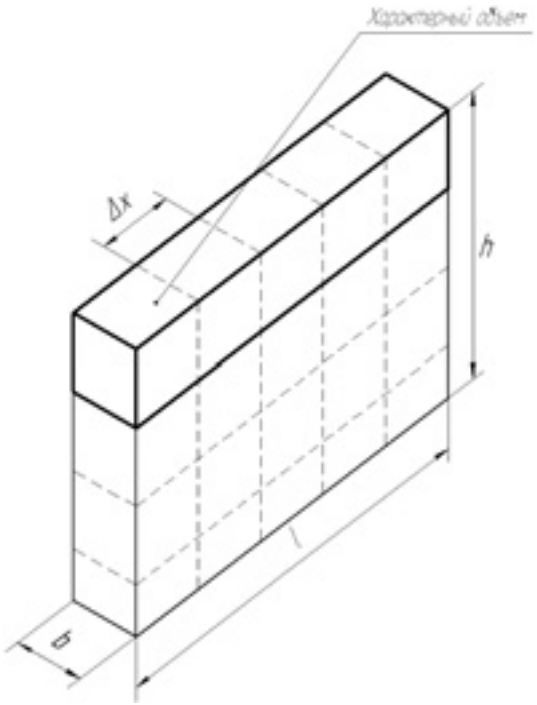


Рис. 1. "Характерный" объем матрицы охладителя

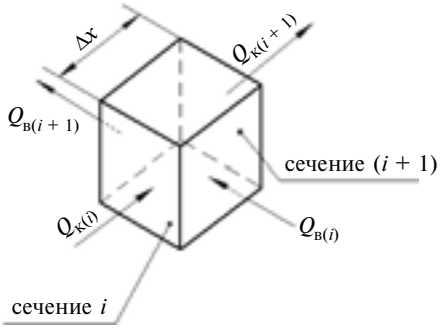


Рис. 2. "Элементарный" объем матрицы охладителя:

$Q_к$ — количество теплоты в массе охлаждаемого (наддувочного) воздуха, $Q_в$ — количество теплоты в массе охлаждающего (атмосферного) воздуха

емы сечениями $1 \leqslant i \leqslant n$ по длине l с шагом Δx (рис. 2), который выбирается из условия возможности определения среднего по поверхности $F_{то}$ теплообмена "элементарного" объема температурного напора как среднеарифметического, т. е. $\Delta T_{ср} = (\Delta T_{max} + \Delta T_{min})/2$, где ΔT_{max} и ΔT_{min} соответственно максимальный и минимальный температурные напоры между охлаждаемым (наддувочный воздух) и охлаждающим (атмосферный воздух) теплоносителями в пределах "элементарного" объема.

Исходными данными для расчета служат: геометрические параметры матрицы охладителя с внешней и с внутренней его сторон; основные режимные параметры — суммарные расходы наддувочного ($G_к$) и атмосферного ($G_в$) воздуха; давление $p_к$ и температура $T_к$ наддувочного воздуха во входном коллекторе охладителя; давление $p_в$ и температура $T_в$ атмосферного воздуха перед фронтом охладителя, т. е. за вентилятором.

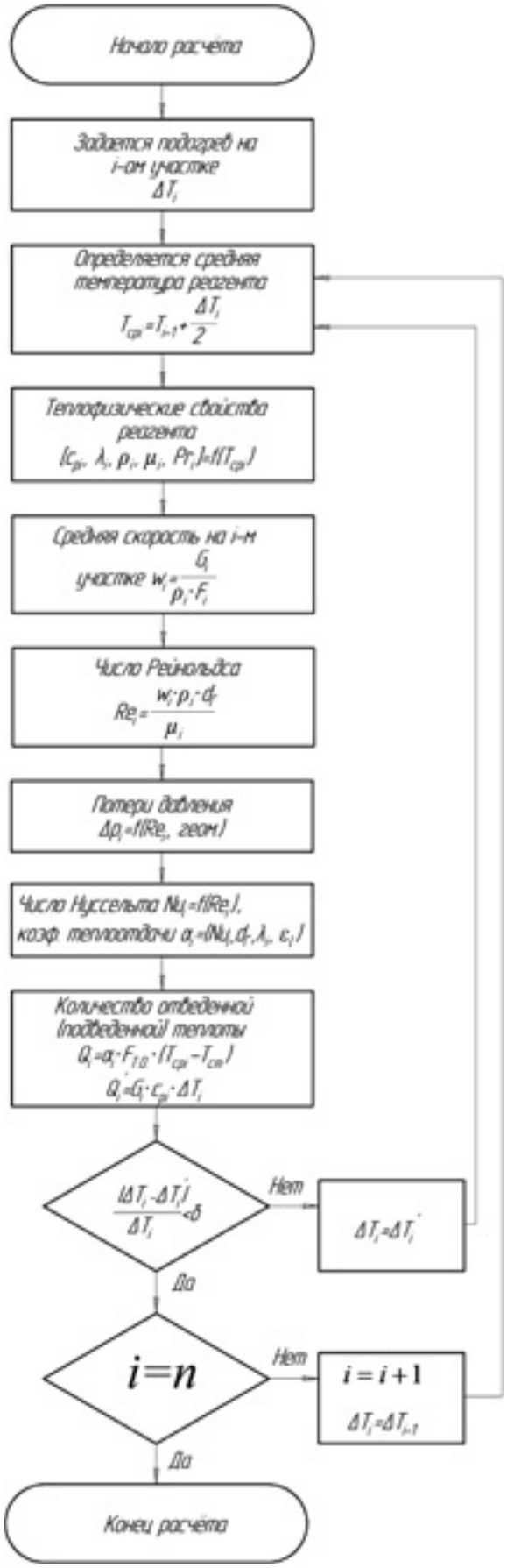


Рис. 3. Блок-схема алгоритма теплогидравлического расчета охладителя

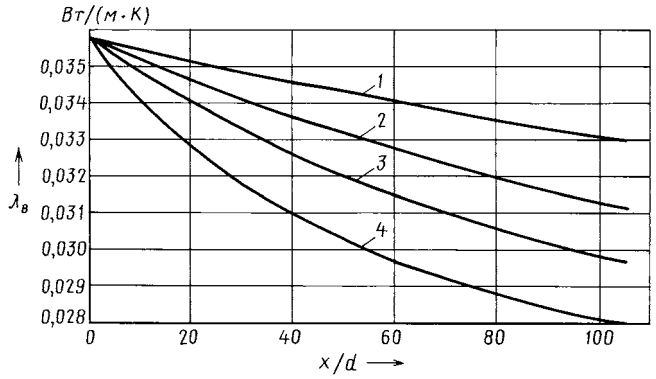


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплопроводности воздуха от относительной длины канала и энергетической эффективности охладителя при E = 0,31 (1), E = 0,51 (2), E = 0,68 (3) и E = 0,85 (4)

При этом значения $p_к$ и $T_к$ берутся по результатам теплового расчета, $p_в$ и $T_в$ — по результатам предварительного расчета вентилятора или при скорости $v_а$ движения автомобиля, равной 30 км/ч (8,3 м/с).

Метод теплогидравлического расчета заключается в организации двух итерационных циклов — внешнего и внутреннего, первый их них используется для определения тепловых характеристик, а второй — для расчета гидравлических характеристик на участке длиною Δx.

Блок-схема алгоритма, реализующего этот метод, приведена на рис. 3. Она включает следующие операции.

Для каждого i-го "элементарного" объема задается изменение ΔT_i температуры (нагрев, охлаждение) теплоносителя. Далее по формуле № 1 (см. таблицу) определяется среднеарифметическая температура $T_{ср}$ теплоносителя в пределах элементарного объема, а по ее значению — теплофизические свойства теплоносителя (воздуха): его теплоемкость $c_р$, теплопроводность λ, динамическая вязкость μ, плотность ρ. Затем на i-м участке Δx_i рассчитывается средняя скорость W_i теплоносителя (формула № 2), число Рейнольдса (формула № 3), потери Δp_i давления (формула № 4), число Нуссельта (формула № 5), коэффициент α теплопередачи (формула № 6), количество Q_i подведенной (отведенной) энергии (формула № 7) и наконец, вычисляется абсолютное значение относительной разности температур (формула № 8).

Если окажется, что полученное значение $\delta_{\Delta T}$ превышает заранее заданное, то расчет повторяется. И так до тех пор, пока неравенство будет выполнено.

После расчета параметров теплоносителя во внутренних каналах полученные в его ходе значения α_i, T_i и Q_i считаются истинными, и начинается аналогичный расчет внешних каналов матрицы.

Итог обоих расчетов — локальные граничные условия как с внешней, так и с внутренней стороны матрицы (α_i, T_i, $\alpha_{iв}$, $T_{iв}$). При этом число переходов (при-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{ср_i} = \frac{\Delta T_i}{2} + T_{i-1}$	ΔT_i — перепад температуры на i-м элементарном объеме; T_{i-1} — температура на $(i-1)$-м предыдущем элементарном объеме
2	$W_i = \frac{G_i}{\rho_i F_i}$	G_i — расход воздуха через i-й элементарный объем; ρ_i — средняя по температуре плотность воздуха в i-м элементарном объеме; F_i — площадь проходного сечения в i-м элементарном объеме
3	$Re_i = \frac{W_i \rho_i d_г}{\mu_i}$	$d_г$ — гидравлический диаметр; μ_i — средняя по температуре динамическая вязкость в i-м элементарном объеме
4	$\Delta p_i = \xi_i \frac{\rho_i W_i^2}{2}$	ξ_i — коэффициент гидравлического сопротивления в i-м элементарном объеме
5	$Nu_i = A Re_i^n Pr_i^m \varepsilon_l$	A, n, m — эмпирические коэффициент и показатели степени; Pr_i — среднее по температуре число подобия Прандтля в i-м элементарном объеме; ε_l — коэффициент интенсификации теплообмена на начальном участке канала
6	$\alpha_i = \frac{Nu_i \lambda_i}{d_г}$	λ_i — средний по температуре коэффициент теплопроводности воздуха в i-м элементарном объеме
7	$Q_i = \alpha_i F_{ТОi}(T_{рi} - T_{ci}) = G_i C_{рi} \Delta T_i$	$F_{ТОi}$ — площадь теплообмена в i-м элементарном объеме; T_{ci} — средняя температура стенки в i-м элементарном объеме; $C_{рi}$ — средняя по температуре теплоемкость воздуха в i-м элементарном объеме
8	$\left\|\frac{\Delta T_i - \Delta T_i'}{\Delta T_i}\right\| > \delta_{\Delta T}$	T_i' — уточненный перепад температуры на i-м элементарном объеме; $\delta_{\Delta T}$ — допустимая погрешность расчета
9	$E_{онв} = \frac{T_{к1} - T_{к2}}{T_{к1} - T_{в1}}$	$T_{к1}$ — температура надувочного воздуха на входе в ОНВ; $T_{к2}$ — температура надувочного воздуха на выходе из ОНВ; $T_{в1}$ — температура охлаждающего воздуха на входе в ОНВ

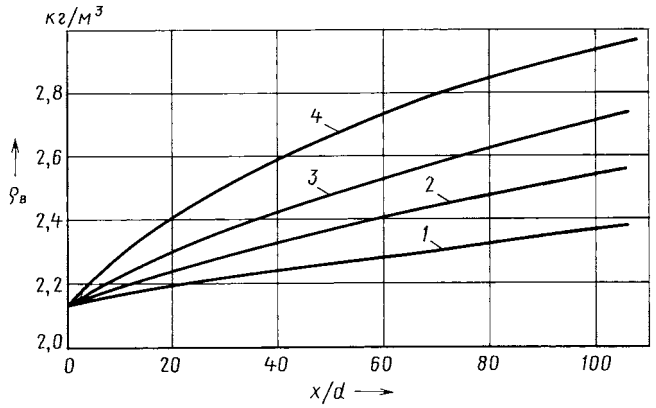


Рис. 5. Зависимость плотности воздуха от относительной длины канала и энергетической эффективности охладителя при E = 0,31 (1), E = 0,51(2), E = 0,68 (3) и E = 0,85 (4)

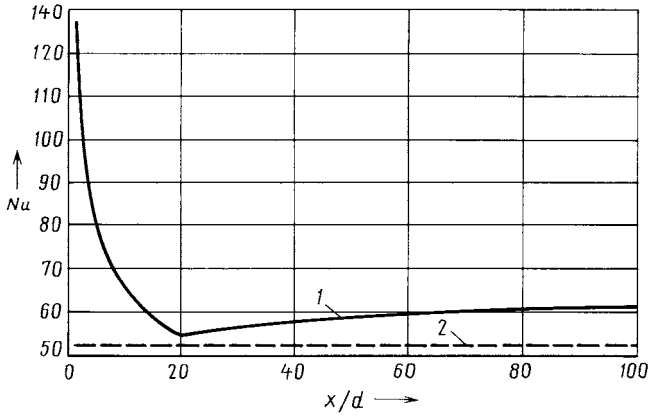


Рис. 6. Зависимости локального (1) и среднего (2) значения числа Нуссельта от относительной длины единичного канала охладителя

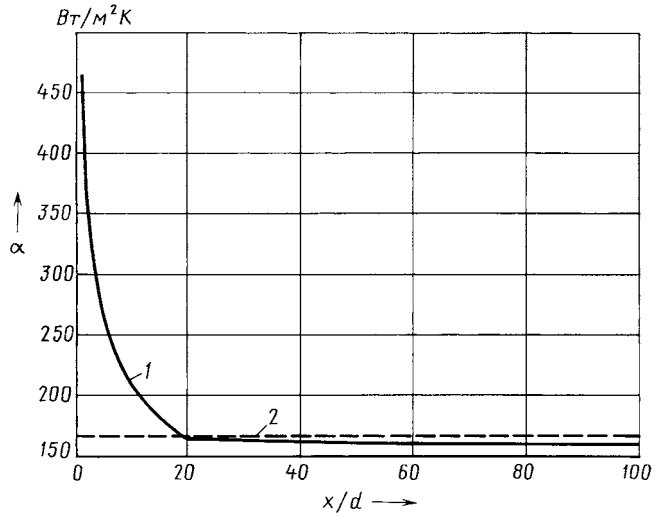


Рис. 7. Локальная (1) и средняя (2) зависимости коэффициента теплоотдачи от относительной длины единичного канала охладителя

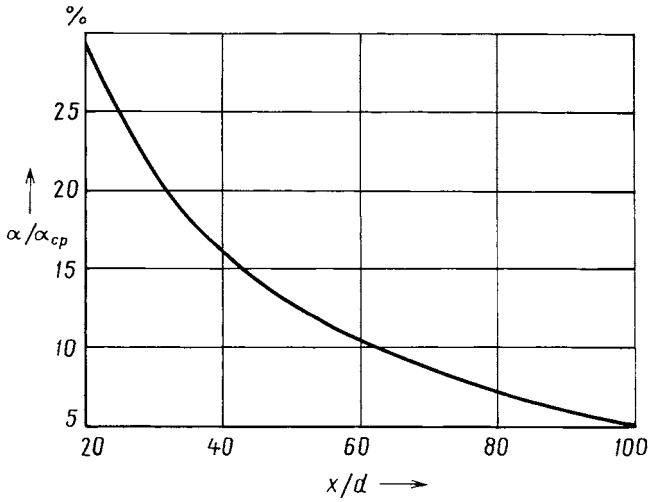


Рис. 8. Зависимость отношения локального и среднего коэффициентов теплоотдачи от относительной длины единичного канала охладителя

ближений) определяется величиной заданной погрешности.

Заключительная операция всех расчетов — определение тепловой эффективности δ охладителя наддувочного воздуха (формула № 9).

По рассмотренному алгоритму авторы составили программу расчета. Примеры ее применения для внутренних каналов охладителя (наддувочный воздух) приведены на рис. 4—7. И они весьма любопытны.

Так, из рис. 4 и 5 видно, что при высоких значениях тепловой эффективности ($E_{онв} > 0,5$) характер изменения $\lambda_в$ и $\rho_в$ действительно нелинейный. Расчет локальных значений чисел *Nu* (рис. 6) показывает, что они существенно отличаются от средних значений, когда теплофизические параметры воздуха рассчитывались по среднеарифметической температуре. Например, если на участке $0 < (x/d) < 20$ основное влияние на значение *Nu* оказывает интенсификация теплоотдачи, то при $(x/d) > 20$ отличие можно объяснить учетом взаимного влияния тепловых и гидравлических параметров и изменением $\lambda_в$ и $\rho_в$ по длине канала.

Естественно, что изменение локальных значений чисел *Nu* формирует соответствующую картину изменения коэффициентов α теплоотдачи по *x/d* (рис. 7).

Рис. 8 иллюстрирует отличие локальных значений коэффициентов α теплоотдачи от средних ($\alpha_{ср}$). Как видим, при расчетах относительно длинных каналов ($(x/d) > 60$) можно пользоваться значениями $\alpha_{ср}$ для определения тепловых характеристик охладителя наддувочного воздуха. Однако это применимо только на стадии проектировочных расчетов, когда определяются предварительные размеры теплообменных поверхностей.

Литература

1. Двигатели внутреннего сгорания: системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
2. Савельев Г.М., Зайченко Е.Н. Турбокомпрессоры и теплообменники наддувочного воздуха автомобильных двигателей. Учебное пособие для институтов повышения квалификации. — Ярославль: Верх.-Волж. КН. Изд-во, 1983, — 96 с. с ил.

УДК 629.1.066

Особенности проектирования автомобильных стартер-генераторов вентильно-индукторного типа

Кандидаты техн. наук А.Н. ПАНАРИН,
НГУЕН КУАНГ ТХИЕУ и П.Н. КЛЮКИН
МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Рассмотрены проблемы проектирования автомобильных стартер-генераторов, выполненных на основе вентильно-индукторной электрической машины.

Ключевые слова: *стартер-генератор, вентильно-индукторная машина.*

Panarin A.N., Nguyen Quang Thieu, Klyukin P.N.

DESIGNING FEATURES OF AUTOMOTIVE STARTER-GENERATORS SWITCHED-RELUCTANCE-TYPE

The article describes the main provisions of designing automotive starter-generators based on switched-reluctance motors. The principal trends of development, the technological issues that must be addressed to improve the technical and economic performance cars were shown.

Keywords: *starter-generator, switched-reluctance motor.*

Объединение стартера и генератора в одной электрической машине — задача, давно уже решенная в авиастроении, начала решаться и в автомобилестроении. Преимущества такого решения очевидны: замена двух электрических машин одной практически вдвое снижает ее массу.

Стартер-генератор, в принципе, может быть спроектирован как на основе асинхронной, так и синхронной машины с постоянными магнитами, а также вентильно-индукторной машины. Поэтому здесь очень важно уметь выбрать наилучший из вариантов. Попытаемся обосновать этот выбор.

Асинхронная машина с короткозамкнутым ротором не имеет датчиков положения ротора, ее механические характеристики могут формироваться в соответствии с характером зависимости момента нагрузки от скорости. Кроме того, она имеет достаточно высокую надежность, относительно низкую стоимость. Однако у нее КПД меньше, чем у других перечисленных выше электрических машин. Причина — потери в роторе.

Синхронная машина с постоянными магнитами обладает хорошими массогабаритными показателями, но из-за использования редкоземельных высококоэрцитивных магнитов обходится дороже. Кроме того, в ней невозможно регулирование магнитного потока возбуждения из-за возрастания потерь в магнитопроводе в верхней части диапазона регулирования, что требует применения тонколистового высокочастотного электротехнического железа, а также специальных способов управления для согласования механических ее характеристик и нагрузки.

Учитывая все перечисленное, предпочтение следует отдавать вентильно-индукторным машинам.

Конструкций таких машин много. Однако из них наиболее простые по конструкции — машины с самоподмагничиванием, которые, к тому же, имеют очень хорошие показатели по использованию активного объема. Они, следовательно, дешевле в изготовлении. Наконец, у них отсутствуют контакты, обмотки и магниты на роторе, что позволяет снизить, по сравнению с асинхронной машиной, потери.

Правда, и у них есть недостатки: повышенные пульсации крутящего момента и шум; значительная индуктивная составляющая тока, создающая дополнительную нагрузку на полупроводниковые элементы; повышенное влияние насыщения на характеристики машины. Поэтому стартер-генераторы на основе этих машин среди разработок автомобилестроительных фирм встречаются редко. Однако в последнее время интерес к ним заметно увеличился, чему способствует развитие силовой электроники и микроэлектроники.

Авторы статьи тоже не остались в стороне от данной тенденции, и предлагают вниманию читателей свое видение этой проблемы.

В простейшем варианте стартер-генератор может быть размещен как навесной агрегат, приводимый во вращение от коленчатого вала ДВС с помощью ременной передачи, т. е. так, как это имеет место на традиционном ДВС. Очевидно, что такое решение — самое дешевое из возможных. Однако ресурс приводных ремней и передаваемый им крутящий момент ограничены: мощность устройства в таком варианте обычно ограничивается на уровне 2—5 кВт (2,7—5,4 л.с.). Кроме того, из-за необходимости разгона электрической машины увеличивается время пуска ДВС, повышаются потери топлива. Поэтому многие специалисты, и авторы в том числе, считают, что наиболее рациональным вариантом следует считать компоновку, при которой стартер-генератор присоединяется непосредственно к коленчатому валу ДВС, а его ротор одновременно является маховиком последнего.

Такое техническое решение, как установлено в ходе исследований, обладает следующими достоинствами.

Во-первых, оно обеспечивает высокую надежность системы, поскольку в ней нет ременного привода между стартер-генератором и ДВС, а также других быстро изнашивающихся элементов.

Во-вторых, оно позволяет получать в стартерном режиме большой пусковой крутящий момент, что сокращает время уверенного пуска ДВС и снижает расход топлива в процессе пуска.

В-третьих, дает возможность автоматического пуска ДВС с системой "стоп—старт".

В-четвертых, обеспечивает режим "докрутки" ДВС приводом от стартер-генератора при разгоне автомобиля, что позволяет уменьшить выброс вредных веществ за счет скорейшего прохождения участка характеристики ДВС с низким КПД, одновременно увеличивая маневренность автомобиля при начале движения и подъеме на уклоне дороги.

В-пятых, дает возможность рекуперации энергии торможения для заряда буферного источника энергии и режима принудительного заряда последнего избыточной мощностью ДВС.

В-шестых, позволяет использовать электрическую машину для гашения возникающих на коленчатом валу ДВС вибраций. Ведь известно, что при работе ДВС крутящий момент на его коленчатом валу имеет значительные пульсации, особенно при низких частотах вращения и большой нагрузке на двигатель, вызывая неравномерность вращения элементов трансмиссии и отрицательно сказываясь на уровне комфорта. И эти пульсации можно демпфировать, регулируя соответствующим образом электромагнитный момент стартер-генератора,

т. е. минимизируя отклонение суммарного крутящего момента на коленчатом валу от заданных значений.

Все перечисленные преимущества стартер-генераторов способствуют повышению топливно-экономических и экологических показателей автомобиля.

Стартер-генератор на базе вентильно-индукторной машины с самоподмагничиванием (ВИМС) — фактически электромеханический комплекс, сочетающий в себе электрическую машину индукторного типа с самоподмагничиванием и интегрированную систему регулируемого электропривода, состоящую из блока коммутатора *2* полупроводниковых ключей и системы *3* управления, регулируемых по положению ротора (рис. 1).

Коммутатор обеспечивает питание фаз (*A*, *B*, *C*) индукторной машины *1* однополярными импульсами напряжения, а она, в свою очередь, осуществляет электромеханическое преобразование энергии. Система же *3* управления в соответствии с заложенным в нее алгоритмом и сигналами обратной связи (по положению ротора, величине фазных токов), поступающими от датчиков, управляет данным процессом.

Индукторная машина, входящая в состав ВИМС, имеет следующие конструктивные особенности: сердечники ее статора и ротора выполняют шихтованными и имеют явно полюсную структуру; обмотка статора — сосредоточенная, с числом катушек, равным числу его зубцов; числа зубцов статора ($N_{ст}$) и ротора ($N_р$) неодинаковы.

Принцип работы ВИМС таков: при питании катушки полюса однополярным током сила взаимодействия магнитных полей притягивает к нему ближайший зубец ротора. Поскольку числа зубцов ротора и статора разные, то в это время под остальными полюсами зубцы ротора находятся в другом положении, чем под возбужденным полюсом. После притяжения зубца ротора к возбужденному полюсу ток переключается в соседнюю обмотку, и к вновь возбужденному полюсу притягивается ближайший зубец.

Числа зубцов выбираются таким образом, чтобы ротор при переключении токов в соседних катушках по кругу вдоль активной поверхности стремился поворачиваться в одну сторону. Наиболее распространенным вариантом исполнения индукторной машины тот, у которого статор имеет на два зубца больше, чем ротор, что обеспечивает отсутствие одностороннего магнитного притяжения ротора к статору в радиальном направлении.

Однополярность токов способствует образованию активного по своей природе момента, что определяется взаимодействием потока возбуждения, созданного магнитодвижущей силой от постоянной составляющей фазного тока и тока якоря, являющегося переменной составляющей фазного тока.

Образование электромагнитного момента в машинах индукторного типа основано на взаимодействии полей якоря и возбуждения, связанных благодаря модуляции магнитной проводимости воздушного зазора. Эта модуляция обеспечивается тем, что зубчатые зоны выполняются с открытыми пазами.

Стартер-генератор на базе ВИМС, как было отмечено выше, выполняется с ротором, заменяющим собой маховик ДВС. Поэтому при его проектировании следует учитывать ограничения по габаритам (диаметр

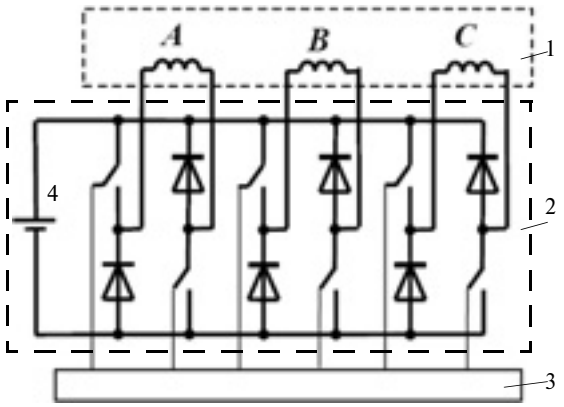


Рис. 1. Упрощенная функциональная схема вентильно-индукторной машины с самовозбуждением:

1 — индукторная машина; *2* — коммутатор; *3* — система управления; *4* — источник электропитания

ротора, длина его активной части, наружные диаметр и длина статора), исходя из геометрических размеров маховика и возможности вписать конструкцию в общую конструкцию силового агрегата.

Наиболее важные параметры ВИМС — числа зубцов статора и ротора, которые необходимо выбирать на стадии проектирования. При этом число зубцов ротора выбирается, исходя из максимального использования магнитной системы по моменту в двигательном режиме, при ограничении по наружному диаметру и минимально возможному воздушному зазору.

Следует отметить также, что в генераторном режиме ВИМС с последовательным возбуждением более эффективно генерирует электрическую энергию при низких частотах вращения, а на высоких частотах мощность, генерируемая машиной, падает. Это объясняется тем, что за период коммутации потокосцепление обмотки под действием напряжения возбуждения не успевает достигнуть необходимого значения [1].

Обмотка статора вентильно-индукторного стартер-генератора выполняется многофазной. Причем каждая фаза индукторной машины состоит из двух катушек, расположенных на диаметрально противоположных полюсах статора.

Способы соединения обмоток вентильно-индукторной машины зависят от применяемой схемы электронного коммутатора. При использовании коммутатора в виде асимметричного полумоста (см. рис. 1) фазные обмотки электрически не связаны и получают питание независимо — каждая от своей пары ключей.

Такая схема коммутатора получила широкое применение в вентильно-индукторных электроприводах в связи с простотой формирования фазных токов, которыми можно легко раздельно управлять соответствующим полумостом. Однако при большем числе фаз (с целью уменьшения пульсаций момента) требуется увеличивать и число силовых ключей коммутатора.

Для машины, ротор и статор (рис. 2) которой имеют соответственно $N_{ст} = 12$ и $N_р = 10$, принят вариант соединения обмоток по схеме "звезда". "Обслуживает" ее коммутатор, схема которого приведена на рис. 3. (Но обмотка статора, в принципе, может соединяться и в "многоугольник".)

Рис. 2. Конструкция статора (а) и ротора (б) индукторной машины

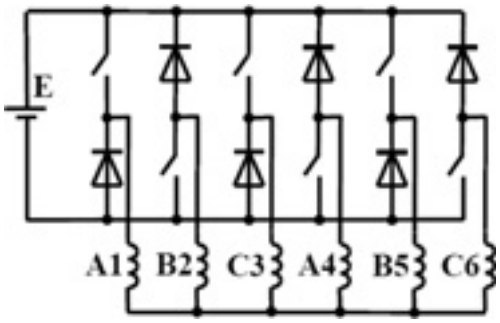


Рис. 3. Схема коммутатора вентильно-индукторной машины с самовозбуждением при соединении обмоток в "звезду"

Использование такого коммутатора позволяет максимально снизить число полупроводниковых приборов: на каждую фазу приходится по одному транзистору и одному диоду. Правда, управление индукторной машиной по такой схеме сложнее, чем по классической полумостовой, в связи с необходимостью связанного управления токами разных фаз и протекания тока одновременно минимум в двух фазах. Однако ее применение позволяет, благодаря увеличению числа фаз при одном и том же числе используемых ключей, существенно снизить пульсации электромагнитного момента. За счет возможности увеличения магнитной индукции в воздушном зазоре и укорачивания пути протекания магнитного потока (поток замыкается через соседние полюсные выступы, а не через диаметрально расположенные полюсные выступы, как для машины с коммутаторами, показанной на рис. 1) удается повысить эффективность использования магнитопровода.

Как сказано выше, обмотка в такой машине может быть соединена в многоугольник, но при этом в фазных токах появляется отрезок времени, в течение которого ток протекает в противоположном направлении, что уменьшает суммарный момент и увеличивает потери в обмотке.

Электромагнитные нагрузки целесообразно выбирать исходя из того, что нужно получить минимум массы при наилучших энергетических показателях (минимум потерь в стартерном режиме). Эти показатели противоречивы и достигаются при различных сочетаниях входных параметров.

Обычно в данном случае применяется совокупный критерий оптимальности, учитывающий все частные критерии со своими коэффициентами.

После определения размеров магнитопровода проводится поверочный расчет методом конечных элементов, обеспечивающий высокую точность результатов.

Механические и электромеханические характеристики вентильно-индукторной машины в значительной мере зависят от ее алгоритмов управления. Как правило, переменные состояния (фазные токи, потокосцепления, момент, частота вращения ротора) управляются переключением напряжения, подаваемого на фазы через силовые ключи. Для перехода из двигательного в генераторный режим достаточно изменить угол подачи управляющего напряжения, а систему управления угловой скоростью (моментом) можно построить по подчиненной схеме, где внешним является контур регулирования скорости, а внутренним — контур регулирования тока.

Необходимо также отметить, что с помощью обратных связей по углу положения ротора и току всегда есть возможность синтеза законов формирования фазных токов для уменьшения пульсаций электромагнитного момента, и теоретически, если пренебречь высшими гармониками пульсации магнитной проводимости, эти пульсации можно свести к нулю.

Повышение мощности стартер-генератора до 10 кВт при ограничении силы коммутируемого полупроводниковыми вентилями тока на уровне 500—600 А требует увеличения напряжения питания до 36 В и выше. При такой мощности имеется возможность использовать стартер-генератор для разгона автомобиля совместно с ДВС, а также для заряда буферного источника энергии при рекуперативном торможении. Тогда источником питания стартер-генератора может служить аккумуляторная батарея или емкостный накопитель энергии. (Последний, конечно, уступает аккумуляторной батарее по массогабаритным показателям, но способен отдать больше энергии в режиме разряда и принимать больший зарядный ток.)

Наконец, в системе электроснабжения автомобиля необходимо предусматривать силовой полупроводниковый преобразователь высокого напряжения в напряжение 12 В для питания бортового электрооборудования автомобиля.

В заключение отметим, что в современных стартер-генераторах, разработанных западными фирмами, доминируют конструкции на основе синхронных машин с постоянными магнитами. Однако вентильно-индукторные машины могут быть конкурентоспособными при устранении их недостатков — повышенного шума и пульсаций электромагнитного момента. Тем более что эти недостатки можно устранить как путем совершенствования конструкции, так и развития алгоритмов управления, на чем сейчас и сосредоточены усилия ведущих мировых фирм.

Второе. Проектирование стартер-генераторов на базе вентильно-индукционных — итерационный процесс оптимизации конструкции электрической машины, подбора схемы коммутатора и алгоритмов его оптимального управления.

И, наконец, третье. Рассматриваемый в статье вариант конструкции с точки зрения использования электротехнического железа и уменьшения пульсаций момента имеет безусловные преимущества перед традиционно используемыми конструкциями.

Литература

1. Кузнецов В.А., Николаев В.В. Стратегия проектирования вентильно-индукторного стартер-генератора // Электричество. 2005. № 4, С. 46—50.

УДК 629.113

ВЛИЯНИЕ КООРДИНАТЫ ЦЕНТРА МАСС НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТОРМОЗНОЙ ДИНАМИКИ ДВУХОСНОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук И.В. ХОДЕС, А.С. НИКИТИН

Волгоградский ГТУ (8442. 24-81-62)

Рассмотрено влияние размещения центра масс АТС, позволяющее получить его максимальное замедление, минимальный тормозной путь и проявление заноса. Получаемое распределение тормозных моментов следует вводить, по мнению авторов, как техническое требование при стендовом испытании АТС.

Ключевые слова: *центр масс, АТС, замедление, тормозной путь, занос.*

Hodes I.V., Nikitin A.S.

THE INFLUENCE OF CENTRAL MASS COORDINATES ON THE EFFECTIVENESS OF BRAKE DYNAMICS IN A TWO AXES AUTOMOBILE

Observing the influence of the placement of central mass on ATS, which requires getting the maximum deceleration, maximality of a braking path and occurance of snowdrift. This results in the spreading of braking moments which is necessary as a technical requirement in experimenting ATS.

Keywords: *central mass, ATS, deceleration, braking path, snowdrift.*

Эффективность тормозной системы в значительной мере определяет безопасность движения и оценивается максимальным замедлением, υ'_{max} АТС для заданных дорожных условий (коэффициента φ сцепления, а при наличии АБС и коэффициента ψ сопротивления движения). Потому что именно от этих параметров зависит, в конечном счете, тормозной путь S при снижении скорости от начальной υ_0 до конечной υ, равной или больше нуля, т. е. соответствующей управляющему действию водителя по усилию или позиционному изменению элемента управления торможением (чаще всего — педали тормоза). Но не менее важным фактором, влияющим на активную безопасность, является устойчивость АТС, которая в значительной мере зависит от распределения суммарного тормозного усилия по осям опорных колес [1]. Кроме того, максимальное замедление υ'_{max} при заданной массе m АТС характеризуется суммарной тормозной силой F_c, в формировании сопротивления участвует, особенно на больших скоростях движения, F_w воздушного потока, а также, естественно, силы сопротивления движению опорных колес передней (R_1) и задней (R_2) осей (формула № 1 в таблице).

Входящая в эту формулу сумма ($R_1 + R_2$) рассчитывается по формуле № 2, а коэффициент K_υ сопротивления воздушного потока — по формуле № 3. Максимальное же замедление υ'_{max} при $\cos\alpha \approx 1$ (движение по горизонтальной поверхности) дает формула № 4.

Далее. Известно [2], что нормальные реакции R_1 и R_2 зависят от задаваемого водителем замедления и перераспределяются в соответствии с формулами № 5.

Если данное уравнение представляет собой востребованное водителем замедление υ'_{max}, которое достигается при тормозных силах F_1 и F_2 на опорных осях, а в правой части стоят возможные реализуемые силы по условиям сцепления на передней и задней осях с учетом нормальных реакций от дороги при том же востребованном замедлении, то это условие можно записать в виде формулы № 6. Или, после преобразования, — формулы № 7.

При решении данного равенства следует учесть, что $\upsilon(t) = (\upsilon_0 - \upsilon'_t)$, где t — текущее время от начала торможения. Поэтому подставляя $\upsilon(t)$, получаем квадратное уравнение относительно замедления υ'. Но для этого предварительно находим его корни (формула № 8).

Решение, в принципе, можно найти методом разделения переменных, но анализ показал, что аналитически сделать это довольно трудно. Однако учитывая, что при движении с большей (более 30 м/с, или 108 км/ч) начальной скоростью υ_0 и частичном торможении сопротивление воздушного потока можно учесть, определяя его среднее эффективное значение $F_{w\ ср}$ за время t торможения от начальной скорости υ_0 до текущей величины $\upsilon(t)$ и считая, что $t = (Q_0 - \upsilon(t))/\upsilon'$. Для чего среднюю величину получим как отношение результата интегрирования $F_w(t)$ за время t к той же продолжительности (формула № 9).

После преобразования этой формулы получим формулу № 10. Например, при $K_\upsilon = 0{,}626$ Нс^2/м^2; $Q_0 = 30$ м/с; $\upsilon' = 0{,}3\,g \approx 3$ м/с^2; $t = 5$ с имеем: $F_{ср} = 525$ Н.

Вместе с тем можно учесть, что для большинства ситуаций в инженерных расчетах сопротивление воздушного потока оказывается незначительным относительно задаваемого усилия торможения. Тогда максимальное замедление составит величину, определяемую формулой № 11. И, к примеру, при $\varphi \to 0$ (гололед) $\upsilon'_{max} = \psi g$.

Выше показано, что эффективное торможение с замедлением υ'_{max} возможно при выполнении условий, записанных в виде формул № 4 и 5, т.е. при вполне определенном соотношении нормальных реакций, составляющих в сумме $R_1 + R_2 = mg$. Однако и при служебном торможении опорных колес передней и задней осей для получения замедления υ' тормозные моменты M_1 и M_2 необходимо задать пропорционально изменению нормальных реакций (формулы № 12). Отсюда по формулам № 13 легко рассчитать тормозные моменты на передней (M_1) и задней (M_2) осях АТС.

Таким образом, в приводе тормозной системы следует организовать регулирование тормозных моментов в соотношении, соответствующем формуле № 14, а если пренебречь величиной K_υ ($K_\upsilon \upsilon^2 \approx 0$), то формуле № 15, т. е. с учетом фактического замедления υ' и координат a, b, h центра массы.

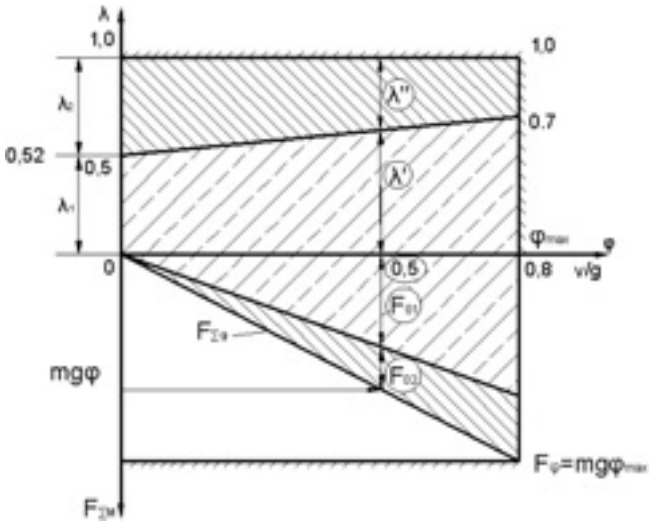
Рассмотрим численный пример.

Допустим, что автомобиль ВАЗ-2109 тормозится при следующих условиях: $\varphi = 0{,}8$; $\psi = 0{,}01$; $L = 2{,}46$ м; $a = 1{,}18$ м; $b = 1{,}28$ м; $m = 1350$ кг; $H = 1{,}4$ м; $B = 1{,}75$ м; $r_к = 0{,}288$ м. Максимальное замедление при суммарном тормозном моменте: $M_\Sigma = M_1 + M_2 = \varphi_{max} mgr_к = 3055$ Н · м и распределении его на переднюю ось $M_1 = 3055(0{,}52 + 0{,}8 \cdot 0{,}55/2{,}46) = 2136$ Н · м и на заднюю — $M_2 = 3055(0{,}48 - 0{,}8 \cdot 0{,}55/2{,}46) = 918$ Н · м может составить $(\varphi + \psi)g = 7{,}95$ м/с. Однако если соотношение тормозных моментов с тем же

$M_\Sigma = 3055$ Н · м будет одинаково, то замедление будет меньше. Например, если M_Σ распределен поровну, т. е. $M_1 = M_2 = 3055/2 = 1527{,}5$ Н · м, то статическое распределение тормозных сил по осям будет следующим: $F_1 = F_2 = \frac{1827{,}5}{0{,}288} = 5304$ Н. При этом динамическое распределение нормальных реакций с учетом потенциально возможного замедления было бы следующим: $R_1 = 9290$ Н и $R_2 = 3985$ Н. Но в самом деле предельно возможные реализуемые тормозные силы примут такие значения: $F_{1п} = \varphi R_1 = 0{,}8 \cdot 9290 = 7432$ Н и $F_{2п} = \varphi R_2 = 0{,}8 \cdot 3985 = 3188$ Н.

Сопоставление с задаваемыми силами показывает, что на передней оси тормозное усилие $F_1 = 5304 < 7432 = F_{1п}$ может быть реализовано, а вот на задней оси будет реализовано только меньшее из усилий, т. е. $F_{2п} = 3188$ Н, ограниченное сцеплением. Вместо потенциально возможного $F_2 = 5304$ Н. Тогда суммарная сила торможения будет: $F_ф = 5304 + 3188 = 8493$ Н,

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F_c = F_1 + F_2 + F_w = (\psi + \varphi)(R_1 + R_2) + R_w = (\psi + \varphi)mg\cos\alpha + K_v v^2$	g — ускорение свободного падения; α — продольный уклон дороги
2	$R_1 + R_2 = mg\cos\alpha$	—
3	$K_v = C_v HB\rho$	C_v — коэффициент обтекаемости кузова АТС; B — его ширина; ρ — плотность воздуха
4	$\dot{v}_{max} = \frac{(\psi + \varphi)(R_1 + R_2)K_v}{m} = (\psi + \varphi)g\cos\alpha + \frac{K_v v^2}{m}$	—
5	$R_1 = (\dot{v} - \varphi g)\left(\lambda_1 + \frac{\dot{v}h}{gL}\right)m - K_v v^2;\ R_2 = (\dot{v} - \varphi g)\left(\lambda_2 - \frac{\dot{v}h}{gL}\right)m + K_v v^2$	$\lambda_1 = \frac{b}{L}$; $\lambda_2 = \frac{a}{L}$; h — высота центра масс АТС; b — расстояние этого центра до задней оси; a — его расстояние до передней оси; $L = (a + b)$ — база АТС
6	$(\dot{v}_{max} - \varphi g)\left(\lambda_1 + \frac{\dot{v}_{max}h}{gL}\right)m - K_v v^2 + (\dot{v}_{max} - \varphi g)\left(\lambda_2 - \frac{\dot{v}_{max}h}{gL}\right)m + K_v v^2 \leqslant \varphi\lambda_1 mg - \frac{\varphi K_v v^2 h}{L} + \frac{\varphi m\dot{v}_{max}h}{L} + \varphi\lambda_2 mg + \frac{\varphi K_v v^2 h}{L} + \frac{\varphi m\dot{v}_{max}h}{L}$	—
7	$m\dot{v} - 2K_v v^2 - (\psi + \varphi)mg = m\dot{v} - 2K_v v^2 - D \leqslant 0$	$D = (\psi + \varphi)mg$
8	$\dot{v}_{1,2} = \frac{m + K_v v_0 \pm \sqrt{(m + 2K_v v_0 t) - 4K_v t^2[K_v v_0^2 - mg(\psi - \varphi)]}}{2K_v t^2}$	t — продолжительность торможения; v_0 — начальная скорость торможения при условии, что $0 \leqslant t \leqslant \frac{v_0}{\dot{v}}$
9	$F_{v_{ср}} = \frac{1}{t}\int_0^t K_v(v_0 - \dot{v}t)dt$	—
10	$F_{w_{ср}} = K_v\left(v_0^2 - v_0\dot{v}t + \frac{\dot{v}^2 t^2}{3}\right)$	—
11	$\dot{v}_{max} = (\varphi + \psi)g$	—
12	$\frac{M_1}{r_к} = m\dot{v}\left(\lambda_1 + \frac{\dot{v}h}{gL}\right) - K_v v^2;\ \frac{M_2}{r_к} = m\dot{v}\left(\lambda_2 - \frac{\dot{v}h}{L}\right) + K_v v^2$	$r_к$ — радиус колеса АТС
13	$M_1 = \dot{v}mr_к\left(\lambda_1 + \frac{\dot{v}h}{L}\right);\ M_2 = \dot{v}mr_к\left(\lambda_2 - \frac{\dot{v}h}{L}\right);\ M_1 + M_2 = \dot{v}mr_к$	—
14	$\frac{M_1}{M_2} = \frac{(\dot{v} - \psi g)(\lambda_1 gL + \dot{v}h)m - K_v v^2}{(\dot{v} - \psi g)(\lambda_1 gL - \dot{v}h)m + K_v v^2}$	—
15	$\frac{M_1}{M_2} = \frac{gb + \dot{v}h}{ga - \dot{v}h}$	—



а замедление $\upsilon' = \frac{8493}{1340} = 6{,}3$ м/с^2, что, по сравнению с максимальным, составит 6,3 · 100 %/7,95 ≈ 79 %, т. е. оно будет на 21 % меньше.

На рисунке графически представлено востребованное соотношение тормозных моментов на передней и задней осях АТС, позволяющее получать наиболее эффективное торможение с реализацией полной фактической силы тяжести АТС без проявления потери сцепления колес с опорной поверхностью. На нем: λ, λ_1, λ', λ'' — коэффициенты распределения нормальных реакций на колесах передней и задней осей АТС в статике, т. е. при $\left(\frac{\dot{\upsilon}}{q} = 0\right)$, и в динамике, т. е. при $\left(\frac{\dot{\upsilon}}{q} > 0\right)$, F_{01} и F_{02} — тормозные тангенциальные силы на передней и задней осях.

Из рисунка видно, что повышение эффективности торможения улучшает свойство активной безопасности. Кроме того, будет сформирован дополнительный эффект безопасности за счет повышения устойчивости по фактору управляемости в результате уменьшения склонности АТС к заносу при большей эффективности тормозной системы.

Реализация распределения тормозных сил по осям АТС в соответствии с формулой № 15 в ряде случаев дает возможность отказаться от применения АБС — более сложной, дорогой в производстве и менее надежной по ряду параметров. Вместе с тем при стендовом диагностировании тормозной системы следует обеспечить условие перераспределения нормальных реакций с приближением к соотношению по формулам № 14 и 15. То есть только так можно реализовать максимальное замедление и минимальный тормозной путь, сохранив устойчивость движения автомобиля без заноса передней или задней его осей или одновременно их обеих. При этом, очевидно, активная безопасность АТС будет реализована потенциально возможной для конкретных дорожных условий.

Литература

1. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей. — М.: Машиностроение, 1978. — 216 с.
2. Конструкция автомобиля. Шасси. Под редакцией А.А. Карунина. — М.: МАМИ, 2000. — 528 с.
3. Ходес И.В. Расчетно-теоретические показатели управляемости автомобиля при прямолинейном курсовом направлении / И.В. Ходес // Автомобильная промышленность, 2006. — № 5. — С. 23—25.

УДК 629.022

О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ ПРОФИЛЕЙ РАЗЖИМНЫХ КУЛАКОВ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Канд. техн. наук Ю.Ф. ХОЛОДНЫЙ, Н.В. СТАРКОВ, В.Ю. ХОЛОДНЫЙ

Кременчугский НУ имени М. Остроградского (8.05366. 3-62-19)

Предлагается создавать профили разжимных кулаков барабанных тормозных механизмов с переменным числом приращения спирали, что исключит падение тормозного момента в результате износа фрикционной накладки в период ее эксплуатации.

Ключевые слова: *тормозной механизм, разжимной кулак, профиль кулака, приращение спирали, уменьшение тормозного момента, стабильность характеристики.*

Kholodnyi Yu.F., Starkov N.V., Kholodnyy V.Yu.
ABOUT PERFECTION OF CROSS-SECTIONS OF EXPANSION CAMS BRAKE'S MECHANISMS

It is offered to create cross-sections of expansion cams of drum brake gears with variable gains filched, that will supporting constancy of a braking torque for during of a friction facing in its maintenance.

Keywords: *brake gear, expansion cam, tappet cross-section, coil gain, braking torque decrease, stability of performance.*

Барабанные тормозные механизмы — наиболее распространенные тормозные устройства: они применяются практически на всех АТС — от легкового автомобиля до автомобиля особо большой грузоподъемности. Причем конструктивно они неплохо доведены. Тем не менее попытки совершенствования продолжаются и в настоящее время. И одним из направлений этого совершенствования является повышение стабильности их выходных характеристик. В частности, достижение, согласно ГОСТ 22895—77, отношения разности тормозных сил на колесах одной оси менее 15 % от наибольшего значения тормозной силы. В том числе и независимо от срока эксплуатации АТС.

Поддерживать это отношение постоянным — задача не из простых. Дело в том, что на него оказывает влияние множество внутренних и внешних факторов: темп износа тормозных накладок; частота, с которой водитель пользуется тормозами; условия дорожного движения и т. п.

Разработчики барабанных тормозных механизмов названные факторы, естественно, учитывают. Однако, как считают авторы, резервы улучшения этих устройств еще далеко не исчерпаны, что подтверждают проведенные исследования.

Так, выполненный анализ показал, что снизить указанное выше отношение можно путем совершенствования конструкции разжимных устройств тормозных механизмов. Например, устройств, выполненных в виде S-образных кулаков, профиль которых построен как

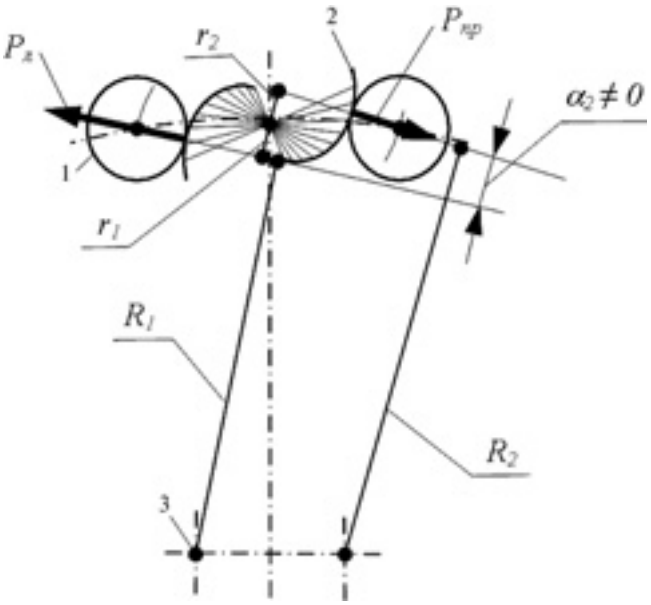


Рис. 1. Схема расположения плеч разжимных усилий для рабочего кулака, построенного по спирали Архимеда

1 — разжимной ролик; *2* — участок профиля разжимного кулака; *3* — ось тормозной колодки; $r_{1,2}$ и $R_{1,2}$ — плечи действия прижимных усилий; α_2 — угол между линиями действия прижимных усилий; $P_{л.пр}$ — усилия прижатия левой и правой колодок

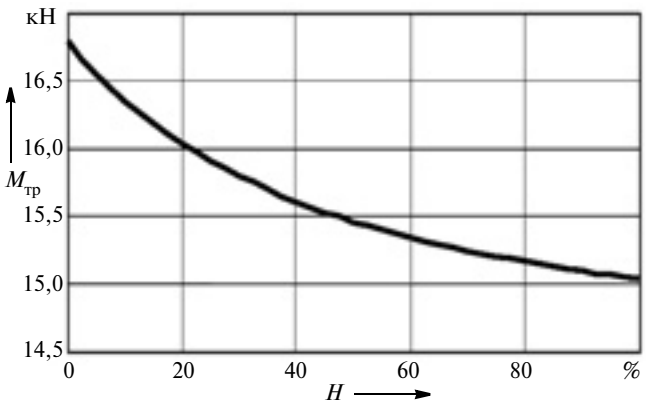


Рис. 2. Зависимость величины тормозного момента от степени износа тормозной накладки

по эвольвенте, так и по спирали Архимеда (которая, как известно, представляет собой частный случай эвольвенты: с диаметром эволюты, равным нулю.) Изучение научных публикаций [1, 2 и др.], а также проведенный авторами статьи численный эксперимент показали, что исследователи, в том числе и занимающиеся рассматриваемой проблемой в настоящее время, используют не совсем точное представление о направленности действующих со стороны кулака разжимных усилий. Они считают, что эта направленность не зависит от положения осей тормозных колодок. В действительности же все "с точностью до наоборот": зависит и от положения осей колодок (рис. 1), и от диаметра эволюты, а также от приращения Δ профиля кулака. Более того, направленность разжимных усилий при повороте кулака постоянно меняется.

Также до сих пор отсутствуют данные в отношении особенностей проектирования S-образных разжимных кулаков и рекомендации по оптимизации их профилей.

С целью оценки влияния конфигурации профилей разжимных кулаков на стабильность тормозного механизма авторы статьи провели численные исследования зависимости тормозного момента $M_{тр}$ от степени H износа фрикционной накладки. В результате оказалось, что какой бы не была величина приращения Δ спирали рабочего профиля (радиуса эволюты), характер зависимости момента трения $M_{тр}$ от величины износа накладки остается аналогичным представленному на рис. 2. При этом тормозные моменты механизма с новыми накладками могут существенно, на 10 % и более, отличаться от моментов механизма с полностью изношенными накладками. То есть падение момента обусловлено только несовершенством конструкции одной из деталей тормозного механизма — кулака.

С целью подтверждения результатов численного эксперимента была разработана лабораторная установка (рис. 3), которая представляет собой плоскую схему тормозного механизма, с помощью которого имитировались величины моментов $M_{пр}$ прижатия колодок со стороны кулака. Ее особенность состоит в следующем: в реальных тормозных механизмах если усилие на штоке тормозной камеры постоянно, то по мере поворота кулака имеет место падение момента $M_{пр}$ прижатия колодок, а значит, и тормозного момента $M_{тр}$. Реализовать эту схему нагружения достаточно сложно, поэтому было принято решение пойти от обратного, а именно: обеспечив постоянные моменты в приводе имитаторов колодок, фиксировать величину изменения приводной силы на имитаторе кулака по мере его поворота.

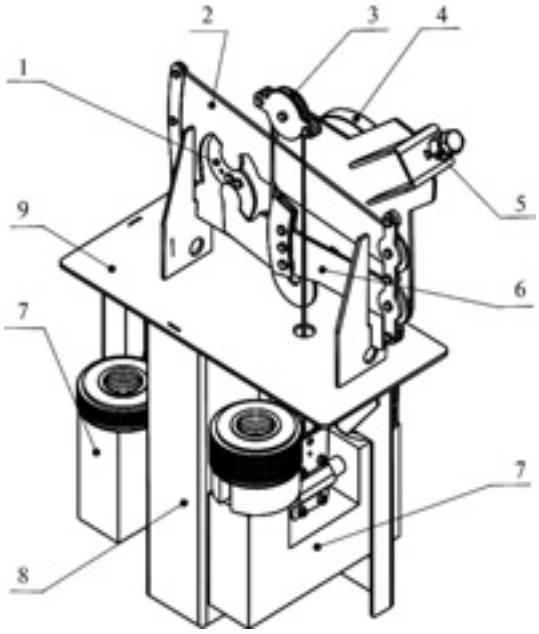


Рис. 3. Экспериментальная установка

1 — имитатор кулака; *2, 6* — имитаторы самоотжимной и самоприжимной колодок; *3* — блок для изменения направления троса; *4* — динамометр; *5* — гайка для создания нагрузки в приводе; *7* — набор грузов; *8* — стойка; *9* — плита

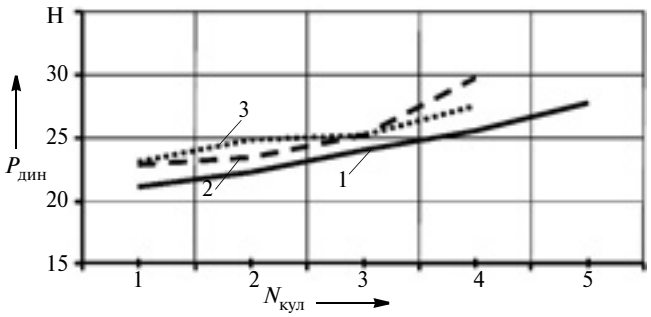


Рис. 4. Зависимость усилий в приводе имитатора кулака, рабочий профиль которого построен по спирали Архимеда, от его положения:

1 — исходное приращение Δ; *2* — Δ + 3,5 мм; *3* — Δ + 7 мм

В рамках эксперимента проведены замеры для пяти различных имитаторов разжимного S-образного кулака. Полученные значения изменения приводной силы фиксировались с помощью динамометра. На их основе были построены зависимости усилий в приводе имитатора кулака от его положения (рис. 4), которые подтверждают, что при использовании кулаков, профиль которых выполнен с постоянным приращением (например, по спирали Архимеда), наблюдается такая тенденция: по мере поворота имитатора кулака усилие в его приводе растет. Что подтвердило теоретические предпосылки, выявленные в процессе численного эксперимента.

В рамках проводившихся исследований был разработан также алгоритм оптимизации профиля разжимного кулака и создан комплекс программ для его расчета. Эксперимент же с имитатором кулака, имевшего оптимизированный рабочий профиль, подтвердил возможность добиться постоянства тормозного момента независимо от положения кулака, а значит и степени износа фрикционных накладок.

В отношении перспективы использования результатов представленных в статье исследований, дело сейчас в автопроизводителях стран СНГ: готовы ли они финансировать повышение уровня активной безопасности выпускаемых ими АТС за счет применения разжимных кулаков с доработанным профилем даже в том случае, если эти инвестиции не приносут им прибыли?! По информации, которой располагают авторы, — пока нет. Хотя потребитель от такого нововведения, безусловно, выиграет. Он перестанет опасаться, что тормозные накладки правого и левого колес его автомобиля под действием внешних факторов будут изнашиваются неравномерно, так как это повышает вероятность заноса АТС. Особенно на дорогах с низким коэффициентом сцепления.

Литература

1. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. Л.: Машиностроение, 1973. — 504 с.
2. Справочник по триботехнике. В 3-х т. Т. 3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. — М.: Машиностроение, 1992. — 730 с.: ил.

УДК 621.787.6

КОМПЛЕКСНОЕ ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОЛЕС УСТАЛОСТИ И КОСОМУ УДАРУ

Д-р техн. наук Л.В. АГАМИРОВ,
кандидаты техн. наук А.Н. ЛИСИН и В.В. МОЗАЛЕВ

РГТУ имени К.Э. Циолковского (МАТИ) (8.495. 149-42-79);
НИТУ "МИСиС" (8.496. 577-00-74);
ОАО "Авиационная корпорация "Рубин" (8.495. 521-55-10)

Предложен метод комплексного прогнозирования сопротивления усталости и косому удару дисков автомобильных колес.

Ключевые слова: *сопротивление усталости, сопротивление косому удару, автомобильное колесо, метод комплексного прогнозирования, априорная информация, испытания прототипов, испытания образцов.*

Agamirov L.V., Lisin A.N., Mozalev V.V.

INTEGRATED PROGNOSTICATION ESISTANCE AUTOMOBILE WHEEL FATIGUE AND SKEW BLOW

In article offer method integrated prognostication esistance fatigue and esistance skew blow disks automobile wheel.

Keywords: *sistance fatigue, esistance skew blow, automobile wheel, method integrated prognostication, a priori information, test prototype, test example.*

Требования к эксплуатационным свойствам автомобильных колес отличаются от требований к авиационным колесам. Тем не менее они настолько высоки, что ставят перед инженерами и учеными проблему поиска путей совершенствования их конструкции. Но, с другой стороны, длительные, трудоемкие и дорогостоящие испытания таких колес становятся причиной слабого участия потенциальных инвесторов в разработке отечественной продукции. Поэтому для разработчиков, потребителей и инвесторов должен представлять интерес рассматриваемый ниже метод, позволяющий уже на этапе разработки автомобильных колес получить априорную информацию об их сопротивлении усталости и удару. Потому что он сокращает продолжительность отработки конструкции и технологии их изготовления, а следовательно, экономически выгоден.

С точки зрения ограниченности информации, получаемой по результатам испытаний автомобильных колес, в настоящее время сложилась не совсем хорошая ситуация. И вот характерный тому пример.

На изгиб с вращением испытывали 29 автомобильных колес типа Б. Каждое из них снималось с испытаний после требуемой по ГОСТ 50511—93 наработки. При этом всю партию направляли на переработку, несмотря на то, что только в трех обнаружились небольшие усталостные трещины. Экземпляры, не участвующие в испытаниях на усталость, испытывались на сопротивление косому удару, и ни один из них испытания не выдерживал. В результате колеса типа Б не были сертифицированы. То есть в данном случае не был определен реальный запас прочности испытанных колес как с точки зрения сопротивления усталости, так и с точки зрения сопротивления косому удару. Отсюда очевидна необходимость разработки методов,

позволяющих, во-первых, оценить характеристики сопротивления усталости и параметры безопасности автомобильных колес и, во-вторых, разработать методы, учитывающие связь сопротивлений усталости и косому удару. При этом желательно, чтобы результаты, полученные при использовании методов испытаний на усталость, могли быть применены для оценки сопротивления косому удару и наоборот.

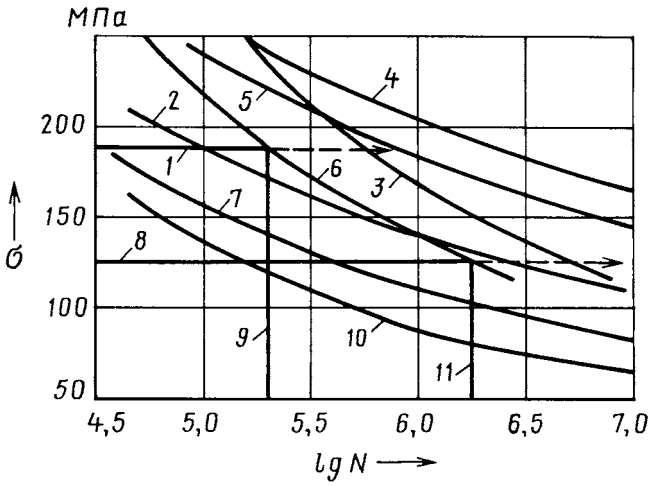
И такой метод, повторяем, предлагается. В соответствии с ГОСТ 50510—93 при отработке долговечностей $1{,}8 \cdot 10^6$ и $2 \cdot 10^5$ циклов на уровнях $M_{B\text{I}} = 0{,}5M_B$ и $M_{B\text{II}} = 0{,}75M_B$ соответственно изделие не должно иметь трещин. То есть должны выполняться условия, записанные в виде формул № 1 (см. таблицу). Или, если это сделать в терминах напряжений, — в виде формулы № 2 (из нее, кстати, следует, что $\sigma_1 = 1{,}5\sigma_2$).

Явление усталости материалов имеет, как известно, ярко выраженный статистический характер. Поэтому для гарантированного обеспечения требований ГОСТ медианная (или средняя) кривая усталости, получаемая по результатам испытаний колес до их разрушения (или обнаружения усталостных трещин) в координатах "изгибающий момент—долговечность", должна быть смещена вправо от номинальной. В качестве величины смещения целесообразно принять [1] трехсигмовый интервал.

Поскольку статистические экспериментальные данные по испытаниям прототипов автомобильных колес, как правило, отсутствуют, целесообразно в качестве среднего квадратического отклонения принять $S_{\lg N} = 0{,}15$ [2, 3]. Тогда номинальные кривые трансформируются в нормативные (кривые *3* на рисунке) кривые усталости (термин авторов) путем пересчета по формуле № 3.

На начальном этапе расчета предполагается, что $S_{\lg N}$ не зависит от долговечности. При этом следует отметить, что нормативные кривые усталости, строго говоря, не являются кривыми усталости колес по разрушению. Однако для обеспечения "весовой" отдачи желательно их совпадение. Для гарантированного разрушения дисков при испытаниях кривые усталости колес по разрушению располагаются правее нормативных кривых усталости в координатах "изгибающий момент—долговечность".

Анализ условий нагружения при испытаниях на изгиб с вращением показал, что наиболее нагруженным узлом является дисковая часть колеса, которая по требованиям дизайна оформляется либо в виде спиц различной формы и числа, либо в виде сферического диска с короткими ребрами-спицами, либо с другими геометрическими фигурами. В связи с этим требования ГОСТ к материалу (сплаву) можно представить в виде формул № 4. То есть уравнения № 4 можно трактовать как номинальные кривые усталости сплава. Приравнивая их получим, что для всех сплавов $\alpha_1 = \alpha = 2{,}45$ и $C_1 = s_1[\lg(1{,}8 \cdot 10^6)]^{\alpha_1} = 89{,}20s_1 = s_2[\lg(2{,}0 \cdot 10^5)]^{\alpha_1} = 59{,}523s_2\alpha_1$. Тогда уравнение кривой усталости в традиционных координатах "напряжения—долговечность"



сплава, из которого изготовлено колесо, направленное на испытания, имеет вид формулы № 5.

Из этой формулы следует, что кривая усталости стандартных гладких образцов, изготовленных из тех сплавов, что предназначены для производства автомобильных колес, должна иметь единый постоянный показатель $\alpha_1 = \alpha = 2{,}45$. То есть в логарифмических координатах "напряжения—долговечность" наклон кривых усталости у всех сплавов постоянен, а сами кривые отличаются друг от друга эквидистантным смещением вдоль оси абсцисс.

Однако экспериментальные исследования, в том числе выполненные авторами статьи, показали, что это не так: кривые усталости различных сплавов имеют различный показатель анализируемого уравнения кривой усталости. Но принятое в ГОСТ условие упрощает решение поставленной выше задачи.

На рисунке в качестве примера приведены экспериментальные кривые усталости для образцов из сплава АК6, а также номинальная (*6*) и нормативная (*3*) кривые усталости этого же сплава, из которого изготовлено колесо типа А, направленное на испытания. При этом приняты следующие исходные данные и значения параметров: $M_B = 4272$ Н · м; $F_b = 800$ Н; $f = 0{,}9$; $r = 0{,}29$; $d = 0{,}006$ м; $k = 17$ Н · м/МПа.

Из рисунка следует: если колесо типа А изготовлено из сплава АК6, то кривые испытательных напряжений (кривая *1* от M_1 и кривая *8* от M_2) пересекутся с кривой *5* усталости стандартного образца правее нормативной кривой *3*, т. е. в стороне бóльших долговечностей. Это означает, что колесо, скорее всего, выдержит испытания. Если же оно изготовлено из сплава АЛ9МТ7 (литье в кокиль), характеристику усталости которого отображает кривая *10*, то колесо испытания не выдержит, так как кривая усталости располагается левее и ниже даже номинальной кривой *6*.

На этом же рисунке приведены для сопоставления кривые усталости гладких образцов (*2*), испытанных при растяжении—сжатии, образцов с концентратором напряжений (*7*), испытанных при изгибе с вращением, а также кривые *9* и *11*, соответствующие долговечностям $2 \cdot 10^5$ и $1{,}8 \cdot 10^6$ циклов на испытательных уровнях 1 и 8.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_{B\text{I}} = 0{,}5M_B = C[\lg(1{,}8\cdot 10^6)]^{-\alpha}$; $M_{B\text{II}} = 0{,}75M_B = C[\lg(2{,}0\cdot 10^5)]^{-\alpha}$	M_B — исходный изгибающий момент; C — параметр смещения кривой усталости; α — угол наклона кривой усталости
2	$\sigma_{\text{I}}k = M_{B\text{I}} = 0{,}5M_B = 0{,}5KF_b(\mu r + d)$; $\sigma_{\text{II}}k = M_{B\text{II}} = 0{,}75M_B = 0{,}75KF_b(\mu r + d)$	k — коэффициент пропорциональности напряжения σ_{I} (или σ_{II}), возникающего в опасном сечении колеса под действием испытательного момента $M_{B\text{I}}$ (или $M_{B\text{II}}$); K — коэффициент перегрузки; F_b — максимальная вертикальная нагрузка на колесо; μ — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью; r — статический радиус колеса; d — вылет обода колеса
3	$\lg N_{\text{нор}} = \lg N_{\text{н}} + 3S_{\lg N}$	$N_{\text{нор}}$ — нормативная долговечность колеса; $N_{\text{н}}$ — номинальная его долговечность
4	$\sigma_{\text{I}}\lg(N_{\text{I}})^{\alpha_1} = \sigma_{\text{I}}[\lg(1{,}8\cdot 10^6)]^{\alpha_1} = C_1$; $\sigma_{\text{II}}\lg(N_{\text{II}})^{\alpha_1} = \sigma_{\text{II}}\ [\lg(2\cdot 10^5)]^{\alpha_1} = C_1$	$N_{\text{I}} = 1{,}8\cdot 10^6$ — заданная ГОСТ продолжительность испытаний при $M_{B\text{I}}$; $N_{\text{II}} = 2\cdot 10^5$ — заданная ГОСТ продолжительность испытаний при $M_{B\text{II}}$
5	$\sigma(\lg N)^{2{,}45} = \vec{N}_1 = 89{,}290\sigma_{\text{I}} = \frac{89{,}280M_{\text{I}}}{k} =$ $= 59{,}523\sigma_{\text{II}} = \frac{59{,}290M_{\text{II}}}{k}$	—
6	$h = K_\rho F_b$	K_ρ — переходный коэффициент (для легковых автомобилей $K_\rho = 0{,}03$мм/Н)
7	$K_{\text{д}} = \frac{P_{\text{д}}}{P_{\text{ст}}} = \frac{\sigma_{\text{д}}}{\sigma_{\text{ст}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{\text{ст}}}} = \frac{P_{\text{д}}}{10^4} =$ $= 1 + \sqrt{1 + \frac{2K_\rho F_b C_{\text{экв}}}{(2{,}9C_{\text{экв}} + 10^4)}}$	$P_{\text{д}}$ — динамическое усилие на колесо при ударе; $P_{\text{ст}} = m_{\text{т}}g$ — статическое усилие на колесо; g — ускорение свободного падения; $\Delta_{\text{ст}}$ — статическое перемещение обода колеса в зоне контакта с грузом; $C_{\text{экв}}$ — эквивалентная жесткость диска колеса, его шины и пружины, соединяющей грузы испытательного стенда
8	$\sigma(\lg N_{\text{н}} + 3S_{\lg N})^{\alpha} = \frac{44{,}640Kh(\mu R + d)}{kK_\rho}$	—
9	$h_{\text{I}} = \frac{\sigma_{\text{I}}(\lg N_{i,\text{I}} + 3S_{\lg N})^{2{,}45}kK_\rho}{44{,}640K(\mu R + d)} = \frac{M_{\text{I}}(\lg N_{i,\text{I}} + 3S_{\lg N})^{2{,}45}K_\rho}{44{,}640K(\mu R + d)}$; $h_{\text{II}} = \frac{\sigma_{\text{II}}(\lg N_{i,\text{II}} + 3S_{\lg N})^{2{,}45}kK_\rho}{44{,}640K(\mu R + d)} = \frac{M_{\text{II}}(\lg N_{i,\text{II}} + 3S_{\lg N})^{2{,}45}K_\rho}{44{,}640K(\mu R + d)}$	—
10	$h_{\text{I}} = \frac{0{,}0172M_B}{0{,}9r + d}$; $h_{\text{II}} = \frac{0{,}0176M_B}{0{,}9r + d}$	—
11	$\sigma(\lg N_i + X)^{2{,}45} = \frac{44{,}640Kh(\mu R + d)}{kK_\rho}$	X — предполагаемое смещение логарифма долговечности проектируемого колеса от требуемого ГОСТ (номинального) логарифма долговечности
12	$X_{\text{I}} = \left(\frac{44{,}640K}{0{,}5K_\rho}\right)^{0{,}4082}\left(\frac{(\mu R + d)}{M_B}h\right)^{0{,}4082} - \lg(1{,}8\cdot 10^6) \geqslant 0$; $X_{\text{II}} = \left(\frac{44{,}640K}{0{,}75K_\rho}\right)^{0{,}4082}\left(\frac{(\mu R + d)}{M_B}h\right)^{0{,}4082} - \lg(2{,}0\cdot 10^6) \geqslant 0$	—
13	$\left(\frac{(0{,}9r + d)}{M_B}h\right) \geqslant 0{,}0150$	—
14	$\left(\frac{(0{,}9R + d)}{M_B}h\right) = \frac{(0{,}9\cdot 0{,}29 + 0{,}06)}{4272}\cdot 240 = 0{,}015$	
15	$\left(\frac{(0{,}9r + d)}{M_B}h\right) \geqslant 0{,}0175d$; $\left(\frac{(0{,}9r + d)}{M_B}h\right) =$ $= \frac{(0{,}9\cdot 0{,}29 + 0{,}06)}{4272}\cdot 240 = 0{,}015$	—

В соответствии с требованиями ГОСТ, для колес, направленных на испытания, определяется высота h подъема падающего груза. Подсчитывается она по формуле № 6. Известная же формула коэффициента $K_д$ динамичности для данных условий испытаний имеет вид формулы № 7.

Сертификационные требования, предъявляемые к сопротивлению усталости и удару автомобильных колес, позволяют формально объединить их в едином уравнении. Это дает возможность, используя формулы № 2, 3 и 8, а также то, что $C_I = 89{,}29\sigma_1 = 59{,}523\sigma_2$, сформулировать условия совместного выполнения этих требований. Например, условия, при которых требования на сопротивление усталости автоматически будут соблюдаться при испытаниях на удар. И наоборот. Это формула № 8, из которой следует: если колесо выдержало испытания на усталость, то логарифм долговечности до его разрушения равен или больше величины $\lg N_{IID}$ (формула № 3), высота h подъема груза должна быть наименьшей из величин, подсчитанных по формуле № 9, а после подстановки (для легковых автомобилей) известных из ГОСТ величин и параметров нормативной кривой усталости (кривая *3* на рисунке) — по формуле № 10.

Для изготовленного из сплава АК6 колеса типа А были приняты исходные данные и значения параметров M_B, F_b, K, μ, R, d, k. Тогда из последних формул для нормативной кривой усталости получим: $h_1 = 275{,}3$ мм, $h_2 = 282$ мм, а для этого же колеса при рассмотрении только номинальной кривой усталости *6* (т. е. при $S_{\lg N} = 0$) $h_1 = 240{,}03$ мм, $h_2 = 240{,}01$ мм. Что практически полностью совпадает со значением h, рассчитанным по формуле № 6: $h = 240$ мм.

Длительность испытаний на косой удар существенно меньше длительности усталостных испытаний. Поэтому для сокращения затрат при разработке новой конструкции колеса, технологии или материала важно располагать зависимостью, прогнозирующей сопротивление усталости колеса по результатам испытаний на косой удар. Анализ требований ГОСТ показал, что это возможно. Но следует иметь в виду, что такая связь имеет вероятностный характер.

Для решения задачи представим формулу № 8 в виде формулы № 11. Тогда после обратного преобразования этой формулы могут быть вычислены величины X (формулы № 12). Или после учета известных из ГОСТ коэффициентов (например, для легковых автомобилей) получим условие выполнения его требований по сопротивлению усталости при экспериментально проверенном выполнении требований по сопротивлению удару (формула № 13).

Таким образом, если колесо выдержало испытания на косой удар при подъеме груза на требуемую ГОСТ высоту, при выполнении условия (№ 13) колесо не разрушится до заданной ГОСТ долговечности. Причем чем значительнее неравенство (№ 13), тем больше вероятность выполнения требований ГОСТ по сопротивлению усталости.

Например, если несколько колес типа А выдержали испытания на удар при высоте подъема груза 240 мм, то соотношение (№ 13) принимает вид формулы № 14. То есть если колеса (типа А) этой же партии подвергнуты испытаниям на усталость моментом $M_B = 4272$ Н · м и меньше, то вероятно, что несколько колес выдержат испытания, а остальные могут преждевременно разрушиться, так как отсутствует запас прочности: что продиктовано, повторяем, ярко выраженной статистической природой сопротивления усталости.

Из сказанного выше следует (см. формулу № 3), что для гарантированного выполнения требований ГОСТ по усталости необходимо сместить математическое ожидание логарифма долговечности на $3S$ (трехсигмовый интервал), т. е. увеличить правую часть неравенства (№ 13), а значит и высоту h подъема груза при испытаниях на косой удар.

Таким образом, для обеспечения требований по сопротивлению усталости выражения для X_1 и X_2 принимают вид формул № 12. Тогда, если принять, что $S_{\lg N} = 0{,}12$, получим формулы № 13 и 14, из которых следует, что для увеличения вероятности сохранения целостности колеса на предстоящих усталостных испытаниях его необходимо спроектировать так, чтобы оно выдержало (экспериментально) косой удар при высоте подъема груза, равной 280 мм, а не 240 мм, как требует ГОСТ. И, наоборот, для увеличения вероятности неразрушения колеса при предстоящих испытаниях на косой удар необходимо спроектировать такое колесо, которое бы выдержало (экспериментально) наработку, увеличенную на величину трехсигмового интервала логарифма долговечности по отношению к установленным в ГОСТ $1{,}8 \cdot 10^6$ циклов при $M_I = 0{,}5M_B$ и $2 \cdot 10^5$ циклов при $M_{II} = 0{,}75M_B$.

Из сказанного следует, что останавливать (завершать) испытания на усталость сразу после прохождения колесом испытаний на заданную долговечность, равной $1{,}8 \cdot 10^6$ циклов при $M_I = 0{,}5M_B$, а также $2 \cdot 10^5$ циклов при $M_{II} = 0{,}75M_B$, нецелесообразно. Это связано с тем, что остаются неизвестными фактические долговечности до разрушения и соответствующие запасы по сопротивлению усталости и удару и неизвестна опасная зона (зоны) колеса.

Косвенно такой вывод подтверждается приведенными в начале статьи испытаниями 29 колес. То есть логика рассуждений в этом эксперименте была следующая. Казалось бы, колесо (тип колеса), выдержавшее усталостные испытания, должно выдержать с такой же вероятностью и испытания на косой удар. Однако поскольку фактический запас прочности по сопротивлению усталости был не известен и, вероятно, оказался небольшим, то также неизвестным и небольшим оказался и запас прочности по испытаниям на косой удар. Это и подтвердилось результатами испытаний.

К сказанному следует добавить, что надежность прогноза зависит от величины дисперсий логарифма долговечности или дисперсии высоты подъема груза (в зависимости от того, по каким результатам ведется прогноз). В свою очередь, точность оценки дисперсий зависит от объема испытаний, т. е., в конечном итоге, от числа испытанных колес.

Представленный выше анализ проведен в предположении, что кривая усталости колеса типа А совпадает с кривой *3* на рисунке. Однако это не так. Для

рассчитанного после корректировки геометрии колеса типа А значения параметра подобия [4] в опасных сечениях находятся в диапазоне $\lg(L/\overline{G}) \approx 2{,}1 \div 2{,}3$, где L — протяженность нагруженной зоны и $\overline{G} = \frac{d\sigma}{dx} \times \frac{1}{\sigma_{max}}$ — относительный градиент напряжений.

При использовании уравнения подобия для деталей из сплава АК6 (формула № 15) усредненная кривая усталости колеса типа А, если оно изготовлено из сплава АК6, описывается формулой № 14, которой на рисунке соответствует кривая *4*.

Поскольку эта кривая, как видим, расположена правее и выше кривой *3* в диапазоне напряжений, действующих в колесе при испытаниях, то автомобильное колесо, изготовленное из сплава АК6 с учетом представленных выше рекомендаций, должно выдержать оба вида испытаний: и на косой удар, и на сопротивление усталости.

Таким образом, рассмотренный метод совместного прогнозирования сопротивлений усталости и косому удару автомобильных колес действительно позволяет на этапе разработки их конструкции или технологии изготовления получить априорную информацию об их сопротивлении усталости и косому удару, воспользовавшись результатами испытаний как прототипов, так и образцов, вырезанных из полуфабрикатов.

Литература

1. Мушик Э., Мюллер П. Методы принятия технических решений. М.: Мир, 1990. — 207 с.
2. Степнов М.С., Гиацинтов Е.В. Усталость легких конструкционных сплавов. М.: Машиностроение, 1973. — 318 с.
3. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. Справочник. М.: Машиностроение, 1985. — 230 с.
4. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. — 232 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.067

Определение скорости вылета автомобиля с полотна дороги

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ, канд. техн. наук С.Х. ПЛИЕВ, В.Б. ТЕДЕЕВ

Горский ГАУ (8.8672. 53-28-84)

Приводится практический пример использования теории движения автомобиля и классической механики для расследования дорожно-транспортного происшествия.

Ключевые слова: *определение, автомобиль, вылет, вылетать, дорога.*

Mamity G.I., Pliev S.Kh., Tedeev V.B.

DETERMINATION OF VEHICLE FLIGHT OUT SPEED FROM ROAD

A practical example of the use of automobile movement theory and of classical mechanics for the investigation of car crash is given in this article.

Keywords: *determination, vehicle, flight out, fly out, road.*

В начале 2007 г. на дороге "Ардон—Владикавказ" сразу же после переезда моста через реку Саудон под Владикавказом произошло ДТП, в результате которого находившиеся в легковом автомобиле БМВ-528 люди получили телесные повреждения разной степени тяжести, а одна пассажирка скончалась. В связи с тем, что материалы выполненных автотехнических экспертиз, записи, отметки, разметки расстояний, отраженные в схеме происшествия, вызывали сомнение, в наш университет на независимую автотехническую экспертизу был направлен запрос Гильдии российских адвокатов (юридической консультации структурного подразделения коллегии адвокатов "Мосюрцентр"), где среди прочих вопросов был поставлен и такой: "С какой скоростью двигался автомобиль в момент ДТП?". Изучение представленных материалов показало, что схема происшествия (рис. 1), а также результаты экспертиз и в самом деле не соответствуют действительности. Что и было доказано как теоретически, так и практически, в том числе после неоднократных выездов на место происшествия для сбора дополнительных данных.

Технология получения этих доказательств, думается, должна представлять интерес для читателей "АП", занимающихся аналогичными расследованиями. Поэтому рассмотрим ее.

Для ответа на поставленный вопрос были использованы следующие исходные данные, взятые из материалов дела: скорость автомобиля в момент ДТП, которая, со слов водителя, составляла 90—100 км/ч, а со слов одной из пассажирок — свыше 200 км/ч; высота дорожной насыпи в месте ДТП ~4 м; масса автомобиля БМВ-528 с учетом массы водителя и трех пассажиров — 1875 кг. Кроме того, в ходе проведения независимой экспертизы на месте происшествия за обочиной дороги были получены дополнительные данные (рис. 2), из которых следует: автомобиль слетел с обочины дороги в направлении трех рядом с ней растущих тополей (на схеме обозначены цифрами *1*, *2* и *3*); он сбил два из них, при этом один (*2*) оказался сломанным на высоте 1,3 м от поверхности почвы, второй (*3*) — у основания, так как был трухлявым (его длина 10 м и средний периметр 0,64 м) и после удара лег на землю так, что его основание осталось у пня, а вершина располагалась вдоль дороги "Ардон—Владикавказ". Тополь *2*, периметр которого в месте излома составлял 1,01 м, после удара был перемещен вместе с автомобилем и лег верхушкой у пня, а местом излома — на расстоянии 13,7 м от этого пня и тоже вдоль дороги. Здесь же, правее, у излома тополя *2*, на расстояниях 2 м от оси ствола и 2 м от излома находилось вдвое сложенное лобовое стекло. На протяжении 14 м по направлению движения автомобиля встречаются отдельные фрагменты его деталей — зарывшийся в грунт фрагмент лампы фары, различные металлические фрагменты, рассыпанные пятном осколки стекла, а также пластмассы, подфарника, часть приводного ремня длиной 1 м, крышка бензобака и т. п. При этом ареал интенсивного их рассеяния имел форму, близкую к эллиптической, размером 8×15 м, а его центр распо-

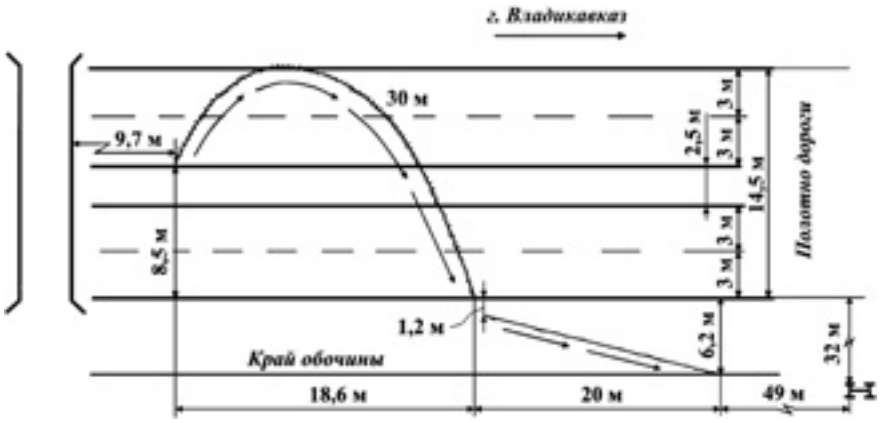


Рис. 1. Траектории движения автомобиля по проезжей части и обочине до момента его вылета с последней, построенные в масштабе по данным, которые приведены на схеме происшествия, составленной следствием

лагался на расстоянии 31,7 м от пня тополя *2*.

На основании рис. 2 был сделан вывод: данный ареал и является, вероятнее всего, местом опрокидывания автомобиля после столкновения с тополями *2* и *3*. И этот вывод не противоречил схеме (см. рис. 1), составленной на месте ДТП следователем, который указал расстояние до места остановки автомобиля, равное 49 м.

Далее. На наклоненном в сторону движения пне тополя *2* содрана кора от места излома вниз, к основанию, на величину 0,4 м; его сместившийся ствол также был поврежден: содрана кора от места излома к верхушке на величину 0,7 м.

Таким образом, стало очевидным, что автомобиль столкнулся с тополями *2* и *3*, начиная с высоты 0,9 м (1,3—0,4) и кончая 2 м (1,3 + 0,7). То есть, его соприкосновение с тополем *2* произошло на длине 1,1 м (0,4 + 0,7), и средняя высота контакта составила 0,9 + (1,1 : 2) = 1,45 м.

Направление движения автомобиля в момент столкновения с тополями определялось по их расположению, прежде всего тополя *2*. При этом особое внимание обращалось на тот факт, что трухлявый тополь *3*, а также пень и ствол тополя *2*, который автомобиль протащил на расстояние 13,7 м, четко указывают на направление удара.

Так, из рис. 2 видно, что длине отрезка ствола тополя 2, равной 13,7 м, практически полностью соответствует сумма расстояний до края обочины — у пня 4,05 м, от излома ствола 7,3 м (4,05 + 7,3 = 11,35 м). Следовательно, направление удара можно найти по формуле № 1 (см. таблицу). Откуда $\alpha = 13°44'$.

Это означает, что до столкновения с тополями автомобиль двигался под углом ~14° к направлению дороги "Ардон—Владикавказ". Что подтверждают и следы "юза" колес, размеры которых составляют (см. рис. 1) 6,2 м; 1,2 м; 20 м. Подсчитанный по ним tgα (формула № 2) дает то же значение $\alpha = 14°$. Что четко соответствует расположению ствола тополя *2* (см. рис. 2), и означает только одно: размеры следа "юза" колес на обочине на схеме происшествия (см. рис. 1), указаны верно. Однако приведенные там же расстояния 18,6 м, 30 м действительности не соответствовали. И в этом легко убедиться.

Движение рассматриваемого автомобиля можно разделить на три периода: со скоростью v_0 до столкновения с деревьями; после столкновения с тополями и вместе с тополем *2* со скоростью v_1; дальнейшее движение, но уже без тополя *2*, до полной остановки. Таким образом, задача сводится к определению скорости v_0 до столкновения с тополями *2* и *3*, и скорости v_c, с которой автомобиль продолжил движение вместе с тополем *2* до падения на грунт.

Исходными данными для такого расчета служат полная масса m_a автомобиля (как упоминалось выше, она равна 1875 кг) и масса m_2 тополя *2*. Она неизвестна, но определить ее особого труда не представляет.

Длина окружности ствола у излома ($l_и$) и у вершины ($l_в$), легшей около пня, составляла соответственно $2\pi r_и = 1{,}01$ и $2\pi r_в = 0{,}32$ м. То есть ствол представ-

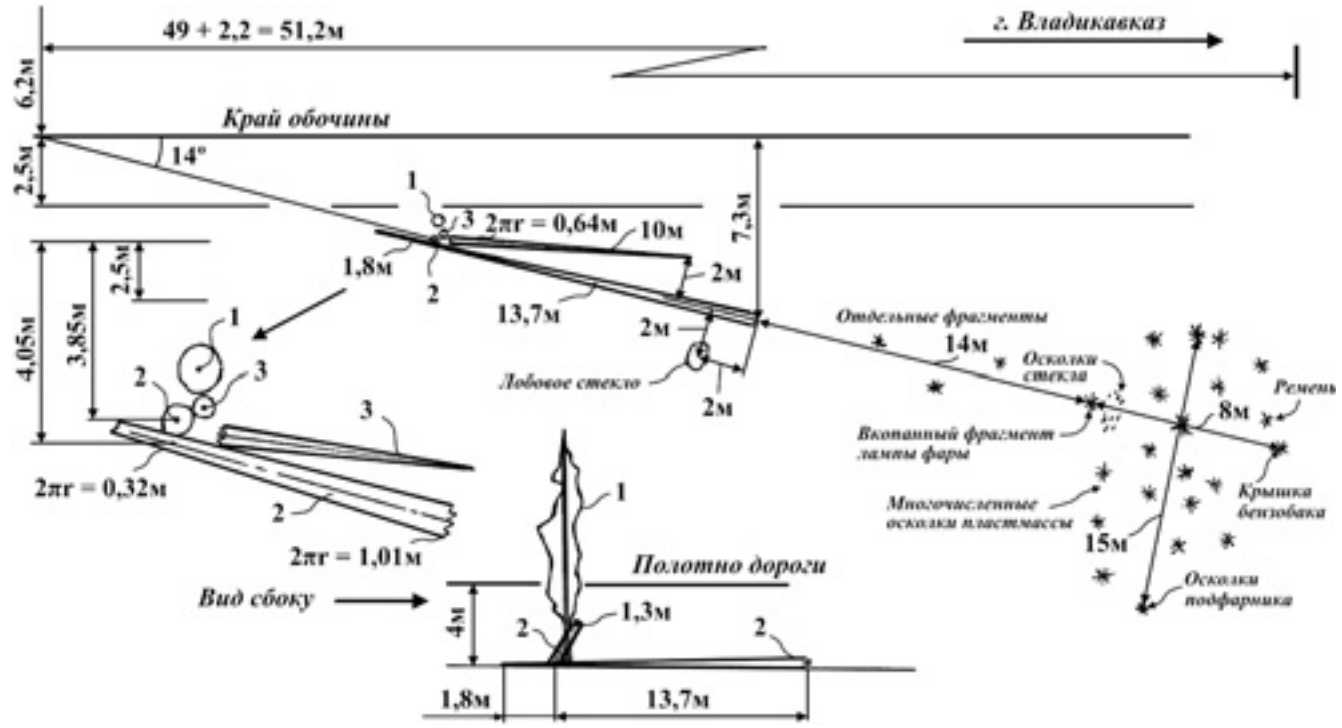


Рис. 2. Дополнительные данные к схеме происшествия, собранные за обочиной дороги "Ардон—Владикавказ" (слева внизу крупным планом показаны сбитые деревья 2 и 3 и расстояния до них от края обочины)

ляет собой усеченный конус высотой $H = 13{,}7$ м, объем V которого дает формула № 3.

Так как длина $l_и$ окружности у излома равна $2\pi r_и = 1{,}01$ м, то радиус $r_и$ излома найдется по формуле № 4, а радиус $r_в$ на высоте $H = 13{,}7$ м, где длина $l_в$ окружности равна 0,32 м, — по формуле № 5. Тогда искомый объем V отломанной части тополя *2* составит 0,52 м^3.

Но на самом деле этот объем больше рассчитанного, так как при расчете не учтена отломавшаяся верхушка тополя длиной 1,8 м (см. рис. 2).

Принимая плотность ρ материала тополя равной $0{,}7 \cdot 10^3$ кг/м^3, найдем искомую массу m_2 его ствола, перемещенного автомобилем (формула № 6). Она равна 364 кг.

Масса m_3 тополя *3*, обрушенного после столкновения на месте, определится тем же способом (формулы № 7). Она равна 220 кг. Следовательно, общая масса $m_Σ$ тополей, сбитых ударом автомобиля, составит (формула № 8) 584 кг.

При столкновении автомобиля с тополями, очевидно, возникли весьма большие силы, вызвавшие остаточные его деформации и поломку тополей, ствол одного (*2*) из которых переместился от своего пня на расстояние 13,7 м.

В связи с тем, что во время ДТП имел место удар автомобиля о неподвижную преграду, было решено воспользоваться теорией удара классической механики.

Согласно ей, импульсом (количеством движения) тела называется произведение его массы на скорость. Следовательно, в рассматриваемом случае в момент удара тополя автомобиль обладал количеством движения, которое дает формула № 9, а после столкновения — формула № 10.

Согласно третьему закону Ньютона, для замкнутой системы выполняется закон сохранения импульса. Например, для системы, состоящей из двух тел, это будет соотношение в виде формулы № 11.

В рассматриваемом случае скорость v_0 автомобиля требует определения, скорость же тополей равна нулю ($v_2 = v_3 = 0$). Значит, формула № 11 превращается в формулу № 12, откуда получаются формулы № 13 и 14.

Далее. После удара, при котором был сбит тополь *3*, а ствол тополя *2* продолжил движение вместе с автомобилем и оказался отброшенным местом излома в сторону движения на расстояние 13,7 м от пня, автомобиль приземлился на грунт. При этом ударе у него вылетело лобовое стекло, которое, сложившись вдвое, легло правее ствола тополя *2* с координатами "2 м от ствола и 2 м от излома ствола".

Теперь определим скорость v_c автомобиля после столкновения с деревьями.

Нам известно, что автомобиль столкнулся с тополями *2* и *3* на высоте $h = 1{,}45$ м, затем вместе с верхней частью тополя *2* продолжил падение, и всем известной формулой для h (формула № 15) было определено время t падения автомобиля с этой высоты на грунт (формула № 16). Оно составило 0,5438 с.

Считая местом приземления автомобиля точку сброса лобового стекла у ствола тополя *2* вблизи его излома ($13{,}7 - 2 = 11{,}7$ м) и зная t, можно определить скорость v_1 автомобиля после его столкновения с деревьями (формула № 17). Она оказалась равна 21,5 м/с, или 77,45 км/ч. Затем, воспользовавшись формулой № 14, нашли скорость v_c автомобиля в момент столкновения с препятствием: $v_c = v_1/0{,}7625 = 101{,}5$ м/с.

Итак, картину ДТП с момента вылета автомобиля с обочины дороги можно представить (рис. 3) следующим образом.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\sin\alpha = (7{,}3 - 4{,}05)/13{,}7 = 0{,}2372$	—
2	$\mathrm{tg}\alpha = (6{,}2 - 1{,}2)/20 = 0{,}25$	—
3	$V = \frac{1}{3}\pi H\left(r_в^2 + r_и^2 + r_в r_и\right)$	H — высота конуса; $r_и$, $r_в$ — радиусы тополя *2* в месте излома и у вершины соответственно
4	$r_и = l/2\pi = 0{,}16$ м	—
5	$r_в = l_в/2\pi = 0{,}05$ м	—
6	$m_2 = \rho V_2 = 0{,}7 \cdot 10^3 \cdot 0{,}52 = 364$ кг	—
7	$r_3 = l_3/2\pi = 0{,}64/2 \cdot 3{,}14 = 0{,}10$ м; $V_3 = \pi r_3^2 \cdot 10 = 3{,}14 \cdot 0{,}1^2 \cdot 10 = 0{,}314$ м^3; $m_3 = \rho V_3 = 0{,}7 \cdot 10^3 \cdot 0{,}314 = 220$ кг	—
8	$m_Σ = m_2 + m_3 = 584$ кг	
9	$m_a v_c = 1875 v_c$	v_c — скорость автомобиля в момент его столкновения с препятствием
10	$(m_a + m_Σ)v_1 = (1875 + 584)v_1 = 2459 v_1$	–
11	$m_1 v_1 + m_2 v_2 = m_1 v_1' + m_2 v_2'$	v_1, v_2 — скорости взаимодействия первого и второго тел; v_1', v_2' — их же скорости после взаимодействия
12	$m_a v_c = (m_1 + m_2)v_1$	–
13	$1875 v_c = 2459 v_1$	–
14	$v_1 = (1875/2459)v_c = 0{,}7625 v_c$	–
15	$h = gt^2/2$	–
16	$t = \sqrt{2h/g} = \sqrt{2 \cdot 1{,}45/9{,}81} = 0{,}543$ с	–
17	$v_1 = S/t = 11{,}7/0{,}5438 = 21{,}5$ м/с $= 77{,}45$ км/ч	S — путь "юза"
18	$l_ю = 20/\cos 14° = 20{,}6$ м	–
19	$S = v^2/2\varphi g$	–
20	$v = \sqrt{2\varphi g S}$	–
21	$(v_c + v') = \sqrt{2\varphi_a g S_a}$	$\varphi_a = 0{,}7$ — коэффициент сцепления на асфальте; $S_a = 30$ м — тормозной путь там же
22	$(v_c + v') = \sqrt{2\varphi_o g S_o}$	$\varphi_0 = 0{,}5$ — коэффициент сцепления на обочине дороги; $S_a = 20{,}6$ м — тормозной путь там же
23	$v_0 - v_c = \sqrt{2g(\varphi_a S_a - \varphi_o S_o)}$	—

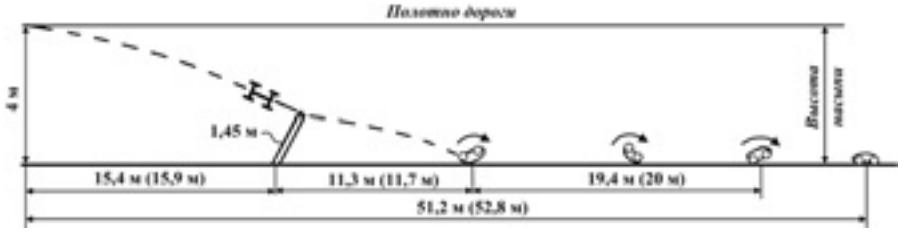


Рис. 3. Реконструкция движения автомобиля после вылета с дорожного полотна (в скобках указаны размеры вдоль траектории движения автомобиля)

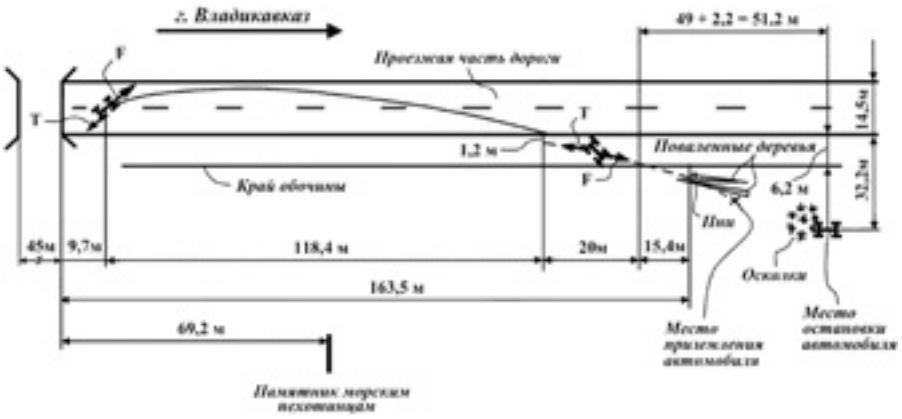


Рис. 4. Реконструкция дорожно-транспортного происшествия

С высоты насыпи дороги 4 м автомобиль слетел и, пролетев под углом 14° в плане к направлению дороги расстояние 15,9 м, на высоте около 1,45 м ударился о стволы двух из трех рядом росших тополей, не задев при этом тополь *1*, сломав тополь *3* под корень, а тополь *2* — на высоте 1,30 м. Вместе со стволом тополя *2* продолжил полет и, перевернувшись, приземлился через 0,5438 с, пролетев 11,7 м, где сбросил ствол тополя *2* так, что излом оказался на расстоянии 13,7 м от пня, рядом с которым легла его вершина. Лишившись лобового стекла в месте приземления (13,7 − 2 = 11,7 м), он продолжил движение (скольжение) и перевернулся, на что указывает область интенсивного рассеяния его фрагментов, эпицентр которой находился в 20 м от лобового стекла и в 18 м от излома тополя *2* (см. рис. 2), и далее, продолжив перемещение, увяз в пашне на расстоянии 52,8 м от места схода с обочины дороги.

После этих выводов, считая, как и ранее разбиравшие это ДТП эксперты, что следы "юза", зафиксированные на схеме происшествия, оставлены при торможении (см. рис. 1) и что размеры "юза" (30 и 20 м) указаны верно, определили скорость v_0 начала торможения.

Так как "юз" начался на сухом асфальте, то продольный коэффициент сцепления шин с дорогой будет равен $\varphi_x = 0{,}7 \div 0{,}8$. Учитывая боковое скольжение ("юз") колес, поперечный коэффициент сцепления φ_y можно считать равным 0,7, а на мокром грунтовом покрытии — 0,5. Тогда длину $l_ю$ "юза" по обочине дает формула № 18.

Известно что путь до полной остановки автомобиля можно выразить как через коэффициент φ (формула № 19), так и через скорость v автомобиля (формула № 20). Тогда, если скорость начала торможения равна v_0, пройдя 30 м, автомобиль пересечет обочину дороги со скоростью v'. Для этого случая формула № 20 примет вид формулы № 21, для случая торможения на обочине эта же формула примет вид формулы № 22. И если взять разницу между формулами № 21 и 22, получаем формулу № 23.

Подставив в последнюю из формул соответствующие численные значения, получим: $v_0 - v_1 = 14{,}49$ м/с, а с учетом того, что $v_c = 28{,}2$ м/с, находим: $v_0 = v_c + 14{,}49 = 42{,}69$ м/с = 153,7 км/ч.

Таким образом, если верить приведенным на схеме происшествия размерам "юза" 30 м и 18,6 м (см. рис. 1), то скорость начала торможения автомобиля была равна 153,7 км/ч.

Однако, как сказано выше, движение автомобиля на участке, определяемом размерами "юза" 30 м и 18,6 м (см. рис. 1), невероятно, тогда, как если считать остальные размеры рис. 1 верными (что подтверждается дополнительно представленными данными рис. 2 и результатами настоящего исследования), то возможна реконструкция всего ДТП (рис. 4).

Так, зная расстояние от моста до пней сваленных в результате ДТП тополей (163,5 м) и направление движения автомобиля в момент вылета с обочины дороги под углом 14°, можно найти расстояние от пня тополя *2*, находящегося от края обочины в 3,85 м, до места вылета автомобиля с обочины: вдоль дороги оно будет равно 3,85/tg14° = 15,4 м, а вдоль траектории вылета автомобиля с обочины до пня тополя *2* — 3,85/sin14° = 15,9 м.

Следовательно, указанный на схеме происшествия размер 18,6 м на самом деле должен быть равен (см. рис. 4) 163,5 м — — 9,7 м — 20 м — 15,4 м = 118,4 м, где 163,5 м — расстояние от моста до пня тополя *2*; 9,7 м — расстояние от моста до начального следа "юза"; 20 м — расстояние от места схода "юза" с проезжей части до места вылета автомобиля с обочины дороги; 15,4 м — расстояние, пройденное автомобилем в полете до столкновения с деревьями. Тогда указанная на схеме рис. 1 длина "юза" на проезжей части дороги оказывается равной 120 м.

Далее, как говорится, дело техники.

Повторив расчет по формуле № 22 с новыми данными, полученными в результате проведенного исследования, находим: $v_0 - v_1 = 125{,}2$ км/ч, а учитывая, что скорость v_c автомобиля в момент его столкновения с тополями составляла 28,2 м/с, определяем, что $v_0 = v_c + 34{,}79 = 62{,}99$ м/с = 226,8 км/ч.

Здесь предполагалось, как это следует из протокола осмотра места ДТП, что проезжая часть была сухая, а обочина — с грязевым покрытием. Но если предположить, что 8 февраля 2007 г., когда оно произошло, дорога была влажной (косвенным указанием такой возможности является грязевое покрытие обочины, зафиксированное в протоколе осмотра места ДТП), то коэффициент φ сцепления шин с дорогой для этого случая мог снизиться до 0,45. Тогда получаем, что $v_0 - v_c = 29{,}28$ м/с, $v_0 = v_1 + 29{,}28 = 57{,}48$ м/с = 206,9 км/ч.

Таким образом, подтверждаются показания одного из свидетелей о том, что скорость движения автомобиля превышала 200 км/ч. Кроме того, согласно рис. 1, автомобиль сошел с дороги на расстоянии от моста, равном 9,7 + 18,6 + 20 = 48,3 м. Но по рис. 4, составленному в ходе независимой экспертизы, расстояние от моста до памятника морским пехотинцам равно 69,2 м. Следовательно, если верить размерам, показанным на рис. 1, то автомобиль вылетел с обочины, не доехав до памятника 69,2 − 48,3 = 20,9 м. Пни же поломанных в результате ДТП деревьев находятся на расстоянии 163,7 м от моста или 94,3 м от памятника. Наконец, согласно рис. 1, расстояние между мостом и указателем *км* равно (9,7 + 18,6 + 20) − 34 = = 14,3 м, а на самом деле оно составляло 61,5 м.

Все это легко проверяется. Известно, что мосты, памятники, пни, поваленные деревья и указательные столбы не передвигаются сами собой. Поэтому наиболее достоверной, согласующейся с легко проверяемыми данными на месте происшествия (см. рис. 3) и показаниями свидетелей картиной ДТП является схема, показанная на рис. 4. И тогда вот как все происходило.

По показаниям водителя, при переезде через мост "автомашину резко тряхнуло", ее занесло влево, поэтому он начал тормозить. При этом автомобиль стал двигаться "юзом", оставляя следы заднего правого колеса. В связи с тем, что между силой F инерции и тормозной силой T заднего правого колеса образовалось плечо, равное половине колеи автомобиля (у БМВ-528 колея $B = 1{,}495$ м), создался момент, равный $FB/2$, который стал разворачивать автомобиль вправо. Затем, по мере разворота, этот момент уменьшался и, когда силы F и T совпали по линии действия, т. е. когда плечо между ними стало равным нулю, он тоже стал равным нулю. И сила F инерции понесла автомобиль прямолинейно под углом 14° к направлению дороги. Достигнув обочины, он слетел с нее и, пролетев 15,9 м, столкнулся с двумя тополями на высоте 1,45 м, сломал их и немного отклонился вправо от курса в 14°. Остальное — как на рис. 3.

УДК 681.586.57

Автоматизация управления транспортными средствами и перевозками

Канд. техн. наук В.Г. БОНДАРЕВ

Ставропольский технологический институт сервиса
(Южно-Российский ГУЭиС) (8.8652. 39-69-96)

Рассмотрен вычислительный алгоритм работы цифрового вычислителя системы технического зрения, обеспечивающий вычисление бокового отклонения автомобиля от линии дорожной разметки. Предложена концепция организации дорожного движения на междугородных автотрассах, основу которой составляют автомобиль-робот, а также однорядная автодорога с одноуровневыми перекрестками, где реализован принцип динамической синхронизации транспортных потоков.

Ключевые слова: *система технического зрения, цифровая фотокамера, обработка изображений, погрешности измерений, система автоматического управления.*

Bondarev V.G.

AUTOMATION OF AUTOMOBILE TRANSPORTATIONS

The considered numerical algorithm of digital calculator vision system provides the calculation of the vehicle lateral deviation from the line of road markings. A conception of traffic on the intercity highways, which is based on car-robot, single road with single-level intersections, where implemented the principle of dynamic synchronization of traffic flows.

Keywords: *vision system, digital camera, image processing, measurement error, the system of automatic control.*

Анализ тенденций развития автотранспорта показывает, что наряду с совершенствованием технического уровня автомобилей происходит их интеллектуализация, направленная на помощь водителю. Наиболее "продвинутые" производители автомобильной техники создали и продолжают совершенствовать системы круиз-контроля, парктроник, предотвращения столкновений с препятствиями и т. д. Однако измерительные устройства этих систем пока еще обладают низкой информативностью, поэтому способны решать очень узкий круг задач обеспечения безопасности движения.

Так, системы круиз-контроля, обеспечивающие режим стабилизации скорости, имеют радиолокационные датчики контроля дорожной ситуации, действующие на расстоянии до 150—200 м, способны определять лишь дальность до препятствия по ходу движения и управлять скоростью автомобиля. То есть такие системы очень слабо влияют на безопасность движения в целом. Поэтому работы продолжаются и дают все более интересные результаты. Один из примеров — концепция организации дорожного движения в США, провозглашенная в 2005 г. В ней в качестве основного приоритета развития предлагается определение месторасположения АТС с помощью спутника, а в качестве долгосрочной цели — разработка "разумных" транспортных средств (IVI) и систем помощи водителю, которые включают подсистемы съезда с дороги и исключения столкновений при смене полос движения. Кроме того, документ предусматривает, что погрешность измерения поперечного положения транспортного средства относительно полосы движения и границы проезжей полосы не должна превышать 10 см.

Важно отметить и то, что в принятом документе звучат обоснованные опасения относительно подверженности радиосигнала спутниковой системы навигации (GPS) воздействию помех, и предлагаются меры противодействия этим помехам. В частности, обязательность интегрирования системы GPS с инерционными датчиками, в результате сигнал становится непрерывным во времени.

В России тоже ведутся аналогичные работы. Например, в ходе одной из пресс-конференций заместитель руководителя Федерального дорожного агентства Н. Быстров сообщил, что Росавтодор создает нормативную базу по интеллектуальным транспортным системам, а также разрабатывает нормативную основу для применения системы "ГЛОНАСС" в дорожном деле.

Есть такие разработки и в других странах. Все это позволяет сделать вывод: интеллектуализация — столбовая дорога к транспорту будущего. Осталось только преодолеть крутой откос этой магистрали. И прежде всего понять, что эффективность и безопасность использования автотранспорта нельзя рассматривать в отрыве от состояния наших дорог, и в этой связи ответить на вопрос: можем ли мы отказаться от наших затратных технологий в дорожном строительстве, больших объемов земляных работ, огромных количеств песка и гравия и в конечном итоге — от плохих дорог, которые определяют низкую эффективность автотранспорта в целом? Ведь даже неспециалисту понятно, что только совершенно новое обустройство автотрасс, в которых сочетается как экономическая целесообразность, так и высокая безопасность движения, может обеспечить прорыв в решении проблем автотранспорта. Причем обязательно — в сочетании новых подходов к проектированию автотрасс и автомобильной техники, ориентированных на автоматическое управление движением.

И начинать нужно с автотрасс. В основе их концепции должен лежать очевидный тезис: на междугородных трассах участие человека-водителя должно быть сведено к минимуму, а его роль следует отдать системе автоматического управления, для которой основным источником навигационной информации является система технического зрения.

Анализ показывает, что решение задачи осуществимо даже сегодня. Уже хотя бы потому, что прототип таких САУ уже есть: система круиз-контроля. Кроме того, анализ навигационных и информационных возможностей систем технического зрения показывает: то, что уже создано, вполне достаточно для контроля дорожной ситуации и обеспечения автоматического управления транспортными средствами на основе получения полной картины движения в реальном масштабе времени. Другими словами, уже сегодня можем строить автомагистрали, где главным участником движения будет автомобиль-робот.

Такая магистраль должна иметь пять признаков, отличающих ее от традиционных магистралей.

Первый — ее покрытие. Оно должно быть не только искусственным, но и обладать очень высокой несущей способностью, обеспечивающим как существенное повышение безопасности движения, так и эффективность перевозок.

Второй. Она должна быть предназначена для транспортных средств, которые оснащены системой технического зрения, состоящей из двух разнесенных в пространстве цифровых фотокамер. Причем каждая фотокамера представляет собой объектив и чувствительную матрицу, связанные своими выходами с цифровым вычислителем.

Третий. Магистраль должна оснащаться системой управления движением автотранспорта на перекрестке, надежно взаимодействующей с бортовой системой технического зрения транспортного средства и имеющей вычислитель, который

попутно с задачами обеспечения работы самой системы технического зрения решает и задачу синхронизации потоков транспорта в различных направлениях, при этом движущихся с постоянной скоростью только на одном уровне.

Четвертый. Обязательной компонентой такой автомагистрали должна быть система управления движением в зоне автозаправочных станций, где осуществляется автоматическая заправка топливом и оплата посредством "электронных денег".

Пятый. Должна быть система управления движением в пределах пригородных сортировочных станций грузового автотранспорта, где прибывшие автомобили распределяются по местам парковки с помощью навигационных пунктирных линий.

Такой способ организации автомобильных перевозок позволяет уйти от недостатков обычных автострад. В частности, пропускная способность новой однорядной дороги превзойдет показатели современной трехрядной магистрали: ее производительность в одном направлении может превосходить 500 млн т грузов в год.

Применение новой конструкции автострады существенно уменьшает ее ширину при одновременном увеличении долговечности, снижает влияние погодных условий на качество сцепления колес с покрытием, а также изменяющихся условий движения на его безопасность, увеличивает среднюю скорость движения и значительно поднимает пропускную способность.

Достижение таких высоких и противоречивых результатов, повторяем, возможно только путем использования автоматического вождения автомобилей по автостраде.

Основными компонентами автомобиля-робота, движущегося по такой автотрассе, становятся системы технического зрения и автоматического управления с продольным и боковым каналами. Причем принцип действия первой основан, как сказано выше, на оптическом контроле передней по ходу движения части пространства посредством пары разнесенных цифровых фотокамер, программной обработки оцифрованных изображений и определения координат местоположения препятствий и скорости их передвижения, а также автомобиля относительно линий дорожной разметки или обочин дороги. Сюда же входит оценка качества дорожного покрытия и определение безопасной скорости движения, радиуса изгиба дороги и допустимой скорости движения при развороте, формирование на основе полученной навигационной информации сигналов управления в конкретной дорожной ситуации.

Вечная проблема России — плохие дороги и их малое число: дорог с твердым покрытием всего лишь 750 тыс. км, в том числе дорог общего пользования — 520 тыс. км. Тогда как в США, например, — 6330 тыс. км, в Японии — 1100 тыс., в Китае — 3300 тыс. км. Себестоимость перевозок грузов по нашим дорогам значительно выше, чем по западным. Правда, правительство утвердило транспортную стратегию страны на период до 2020 г., предусматривающую создание единого транспортного пространства внутри России, которое свяжет все регионы в единое целое. Но и в ней, к сожалению, не решается вопрос, будем мы строить по-прежнему автодороги, которые затем будут требовать огромных затрат на содержание, или пойдем путем развитых стран: там строят дороги с ресурсом в десятки лет. Или хотя бы учтем опыт Нижегородской области, где проведены экспериментальные работы по строительству опытных участков автомобильных дорог без традиционных конструктивов из песка и щебня, а предпочтение отдано полимер- и гидрополимерцементгрунтовым материалам. То есть, в сущности, отработана технология строительства высококачественных автодорог из отечественных материалов, которая позволяет строить их даже дешевле прежнего, но значительно лучшего качества.

Представим теперь, что мы пошли дальше, объединив эту технологию с американской, основанную на использовании сборного преднапряженного железобетона. Такое сочетание обеспечит несущую способность дороги с учетом тенденции повышения грузоподъемности автотранспорта. Более того, если судить по данным научно-исследовательского и испытательного центра "Стром" при институте общей и неорганической химии АН Республики Узбекистан, затраты на строительство при использовании этой технологии за счет уменьшения объема земляных работ снижаются вдвое.

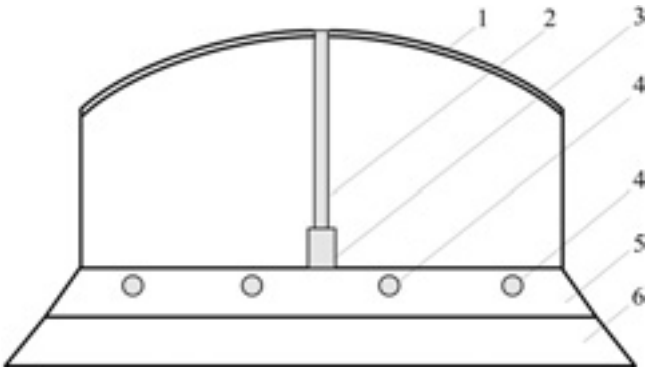


Рис. 1. Поперечный профиль автодороги:

1 — поликарбонатное метеоукрытие; *2* — опоры метеоукрытия; *3* — разделительная полоса; *4* — стальные тросы; *5* — сборный преднапряженный бетон; *6* — гидрополимерцементгрунтовая смесь

Следует учитывать и уменьшение ширины автодороги, которая необходима для роботизированной трассы, поэтому общая экономия средств позволит создать метеоукрытия по всей ее длине.

Суммируя сказанное выше, поперечный профиль предлагаемой автотрассы можно представить в виде, показанном на рис. 1. В него входят: поликарбонатное метеоукрытие *1* с опорами *2*; разделительная полоса *3*; стальные тросы *4*; сборный преднапряженный бетон *5*; гидрополимерцементгрунтовая смесь *6*.

Теперь о системах технического зрения[1]. Они, как известно, уже более 30 лет успешно служат в робототехнике. Однако для применения на транспорте они должны иметь существенно лучшие характеристики. Кроме того, необходима разработка специализированных под автотранспорт алгоритмического и программного обеспечения.

Но здесь проблемы нет. Автор статьи разработал схему системы технического зрения и провел экспериментальные ее исследования; создал он и пять алгоритмов ее работы. Во-первых, алгоритм, основанный на измерении параметров траектории движения препятствия с вычислением минимального расстояния до этой траектории, а также времени до возможного столкновения, текущих координат препятствия и вектора относительной скорости. Причем с измерением габаритов препятствия и самого транспортного средства (пат. № 2325705, РФ). Во-вторых, алгоритм, обеспечивающий непрерывный контроль качества дорожного покрытия с определением допустимой скорости движения, координат препятствий и их габаритных размеров (пат. № 2402037, РФ). В-третьих, алгоритм нахождения координат транспортного средства относительно линий разметки или обочины дороги. В-четвертых, алгоритм определения допустимой скорости транспортного средства на изгибе дороги (пат. № 2407032, РФ) и в-пятых, алгоритм синхронизации движения потоков транспортных средств на перекрестках дорог.

Для иллюстрации возможностей систем технического зрения рассмотрим задачу по определению поперечного отклонения транспортного средства от линии дорожной разметки, т. е. управления по курсу. Ее решение достигается с помощью высокоточных измерителей первичной навигационной информации — двух цифровых фотокамер и вычислителя, кото-

[1] Якушенков Ю.Г. Техническое зрение роботов [Текст]: В.И. Мошкин, А.А. Петров, В.С. Титов и др.; под общ. ред. Ю.Г. Якушенкова. — М.: Машиностроение, 1990. — С. 168.

рые, как уже упоминалось, составляют основу системы технического зрения.

Пусть на транспортном средстве установлена такая система и ее цифровые фотокамеры имеют объективы с параллельными оптическими осями и фокусными расстояниями $F_1 = F_2 = F$.

Пусть, далее, система координат $OXYZ$ связана с транспортным средством (рис. 2), а ось OX совпадает с продольной осью транспортного средства, OY — поперечная ось. Система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ связана с первой цифровой фотокамерой, начало которой совпадает с геометрическим центром фоточувствительной матрицы ФМ1 и фокусом объектива, чей оптический центр находится в точке F_1. При этом ось O_1Y_1 совпадает с OY, а оси O_1Z_1 и O_1X_1 параллельны осям OZ и OX соответственно. Начало системы координат $O_2X_2Y_2Z_2$ совпадает с геометрическим центром фоточувствительной матрицы ФМ2 и фокусом объектива, чей оптический центр находится в точке F_2; ось O_2Y_2 совпадает с осью OY, а оси O_2Z_2 и O_2X_2 параллельны осям OZ и OX соответственно. Центры фоточувствительных матриц O_1 и O_2 расположены на оси OY и равноудалены от начала координат O. Расстояние между центрами фоточувствительных матриц обозначим B, при этом точка O расположена в центре отрезка O_1O_2.

Теперь выполним программную обработку оцифрованных изображений поверхности автодороги и выберем в поле изображения две идентичные точки в одноименных вершинах B_1, B_2 пунктирных линий разметки, ближайших к транспортному средству. (Выбор точек в поле изображения может осуществляться, например, по контурам пунктирных линий разметки методом оконтуривания, как рекомендуется в приведенной выше работе).

Координаты изображений идентичных точек S_{iv} на фотоматрицах, определяемые в процессе обработки изображений, обозначим Y_{iv}, Z_{iv}, где $i = 1, 2$ — номер фотоматрицы, а второй индекс $v = 1, 2$ — номер точки B_1, B_2 соответственно.

Вычислим координаты точек B_1, B_2 в системе координат $OXYZ$, связанной с транспортным средством. Это будут соответственно формулы № 1, 2 и 3 (см. таблицу). Тогда боковое

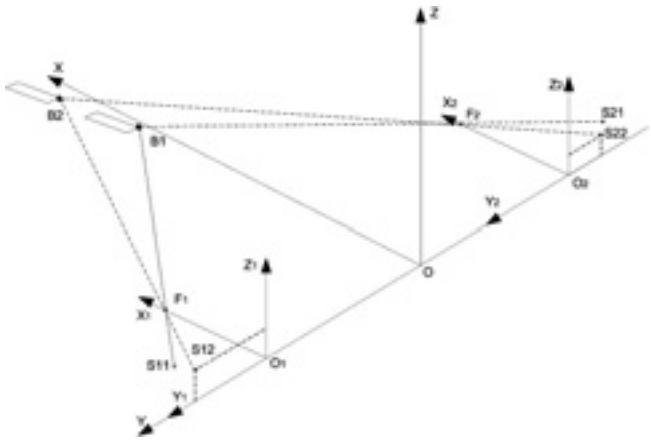


Рис. 2. Двухкамерная оптическая схема измерений бокового отклонения транспортного средства

отклонение Y_6 от линии разметки до транспортного средства определяется по формуле № 4, а входящий в нее угол ψ — по формуле № 5.

Эти формулы позволяют установить два важных для управления транспортным средством параметра — угол ψ, который можно использовать как при автоматическом управлении движения по курсу, так и для оповещения водителя об опасном изменении характера движения транспортного средства относительно линий дорожной разметки; боковое отклонение Y_6 от линии разметки до транспортного средства (точки O), которое прямо указывает на его положение относительно полосы движения.

Алгоритм системы технического зрения, рассмотренный выше, дает возможность решать измерительную задачу, обеспечивающую возможность управления транспортным средством при боковом движении. Однако весьма полезно иметь и

№ формулы	Формула	Примечания
1	$X_v = F\left(1 + \frac{B}{Y_{2v} - Y_{1v}}\right)$	$F = O_1F_1 = O_2F_2$ — фокусное расстояние фотообъективов; B — расстояние между центрами фоточувствительных матриц, Y_{1v}, Y_{2v} — координаты изображений идентичных точек S_{1v}, S_{2v} на фотоматрицах 1 и 2 соответственно. X_1, X_2 — координаты точки B_1, B_2 ($v = 1, 2$ — номер точки)
2	$Y_v = \frac{(Y_{1v} + Y_{2v})B}{2(Y_{1v} - Y_{2v})}$	Y_1, Y_2 — координаты точек B_1, B_2
3	$Z_v = \frac{BZ_{1v}}{(Y_{1v} - Y_{2v})}$	Z_1, Z_2 — координаты точек B_1, B_2
4	$Y_6 = OO_1\cos\psi = Y_1\cos\psi - X_1\sin\psi$	Y_6 — боковое отклонение от пунктирной линии разметки автодороги при измерении посредством двух фотокамер
5	$\psi = \frac{\text{arctg}(Y_2 - Y_1)}{X_2 - X_1}$	ψ — угол отклонения продольной оси транспортного средства от линии дорожной разметки при измерении посредством двух фотокамер
6	$Y_6 = \frac{h[(Z_{S1}Y_{S2} - Z_{S2}Y_{S1})\sin\alpha + F(Y_{S2} - Y_{S1})\cos\alpha]}{\sqrt{(Z_{S1}Y_{S2} - Z_{S2}Y_{S1})^2\cos^2\alpha + F^2(Y_{S2} - Y_{S1})^2\sin^2\alpha + F^2(Z_{S1} - Z_{S2})^2}}$	Y_{S1}, Z_{S1}, Y_{S2}, Z_{S2} — координаты изображений точек R_1 и R_2 на фотоматрице при измерении посредством одной фотокамеры
7	$\psi = \arccos\frac{F(Z_{S1} - Z_{S2})}{\sqrt{[(Z_{S1}Y_{S2} - Z_{S2}Y_{S1})\cos\alpha + F(Y_{S2} - Y_{S1})\sin\alpha]^2 + F^2(Z_{S1} - Z_{S2})}}$	ψ — угол отклонения продольной оси транспортного средства от линии дорожной разметки при измерении посредством одной фотокамеры

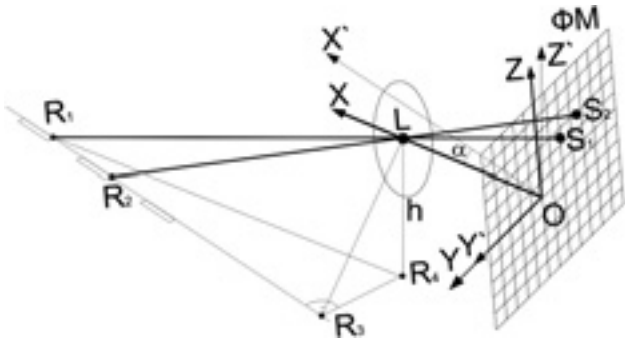


Рис. 3. Однокамерная оптическая схема измерений бокового отклонения транспортного средства

вариант алгоритма, который обеспечивает решение этой задачи с использованием только одной цифровой фотокамеры (наличие такого дополнения к основному алгоритму повышает надежность системы в случае отказа одной из фотокамер либо загрязнения ее оптической системы). Рассмотрим это решение применительно к задаче измерения положения транспортного средства относительно пунктирной линии дорожной разметки.

Пусть фотокамера расположена выше дорожного полотна на высоте $h = LR_4$, а также развернута вокруг поперечной оси OY на известный угол α, поэтому его оптическая ось OX направлена относительно продольной оси автомобиля OX' так, как показано на рис. 3.

Принимаем, что вертикальная ось OZ транспортного средства совпадает с перпендикуляром к поверхности дороги; фокусное расстояние фотообъектива $OL = F$. Изображения точек строим в соответствии с законами геометрической оптики путем пересечения прямых линий R_1S_1, R_2S_2, проходящих через оптический центр L фотообъектива, с плоскостью фоточувствительной матрицы OYZ.

Боковое отклонение $Y_б$ от пунктирной линии разметки автодороги определяется по формуле № 6, а угол ψ между продольной осью транспортного средства и линией разметки — по формуле № 7.

Таким образом, алгоритм системы технического зрения с двумя цифровыми фотокамерами обеспечивает измерение поперечной координаты транспортного средства от линии разметки, но алгоритм системы с одной фотокамерой также решает поставленную задачу, хотя и с несколько меньшей точностью.

В заключение следует отметить, что автоматическое управление движением транспортного средства по курсу следует рассматривать как важный шаг на пути создания безлюдных автотрасс, ширина которых может быть значительно уменьшена, а интенсивность движения по ним — увеличена. Что может существенно сократить вывод земельных угодий страны из сельскохозяйственного пользования.

Читатель предлагает

УДК 629.086

АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫЯВЛЕНИЯ В ТРАНСПОРТНЫХ ПОТОКАХ НЕПРАВОМЕРНО ИСПОЛЬЗУЕМЫХ АТС

Чл.-корр. РАН В.М. ПРИХОДЬКО, д-р техн. наук С.М. МОРОЗ,
д-р пед. наук А.Н. РЕМЕНЦОВ

МАДИ (ГТУ) (8.499. 155-04-88)

Предлагается новый подход к обеспечению транспортной безопасности высокотехнологичными средствами. Разработан проект комплексной компьютеризации применяемых в Российской Федерации документов на транспортные средства, маркировки транспортных средств, их государственных регистрационных знаков и технологии их совместного контроля на основе использования пластиковых карт и радиочастотных меток.

Ключевые слова: *транспортная безопасность, радиочастотная идентификация, радиочастотная метка, пластиковые карты, дешифровка, компьютерные базы данных, алгоритм.*

Prihodko V.M., Moroz S.M., Remenzov A.N.

AUTOMATIZATION OF IDENTIFICATION ON TRAFFIC ENVIRONMENT OF UNLAWFUL USE MOTOR TRANSPORT VEHICLE

It is suggested a new approach to provide transportation security using hi-tech devices. A new developed project assumes a complex computerization of documents on motor transport vehicle, vehicle marking, their registration plates and technology of joint control on basic of use smart cards and radiofrequency arks.

Keywords: *transportation security, radiofrequency identification (RFID), radiofrequency mark, smart cards, decoding, computer database, algorithm.*

Не секрет, что абсолютное большинство самых опасных преступлений совершается с тем или иным использованием автотранспорта. Поэтому усиление контроля за правомерностью использования водителями АТС — дело необходимейшее. Однако развито оно явно недостаточно, и в настоящее время сводится, по существу, к одному — выборочному досмотру.

Понятно, что вероятность "попадания в цель", несмотря на большие затраты времени, здесь крайне низка.

Учитывая это, авторы разработали и предлагают проект автоматизации выявления преступного использования и ненадлежащей эксплуатации АТС на дорогах и при прохождении государственного технического осмотра. По назначению проект аналогичен индукционным рамкам для контроля людских потоков, но применительно к АТС. Однако использование для этой цели автоматической дистанционной идентификации АТС дает новые дополнительные возможности, и функции идентификации и сферы ее применения на автомобильном транспорте выходят далеко за пределы противоугонной функции розыска угнанных АТС (рис. 1). Видеоидентификация по государственным регистрационным знакам лишь частично решает задачи определения экземпляра и категории транспортного средства, но не идентифицирует код VIN, номер шасси, тип, назначение, комплектацию и нормативы безопасности АТС. Для этого пригодна только "электронная" дистанционная радиочастотная идентификация.

Конечно, реализация предлагаемого проекта — дело не дешевое. Однако оно того стóит и его можно удешевить, если всю маркировку АТС дублировать на заводе-изготовителе в виде радиочастотных меток, а документы в регистрационных подразделениях ГИБДД оформлять в виде электронных пластико-

Рис. 1. Функции телематической идентификации АТС

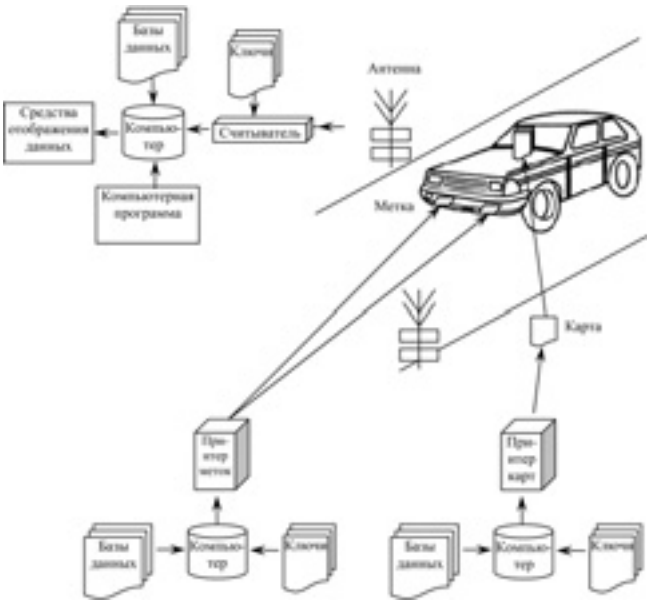


Рис. 2. Структура комплекса для выявления в транспортных потоках неправомерно используемых АТС

вых карт. Для этого в структуре бортового комплекса интеллектуальной системы на АТС необходимо наряду с телематическим модулем спутниковой навигации и связи предусмотреть еще и средства автоматической радиочастотной идентификации, замкнутые на информационные системы надзорных органов (рис. 2). Для считывания же данных стационарные посты ДПС придется снабдить антеннами с автоматическими считывателями и компьютерными системами автоматического распознавания и регистрации нарушителей, а инспекторов, осуществляющих досмотр выявленных АТС, — миниатюрными ручными считывающими устройствами.

Метки на АТС могут нести весь объем данных о его маркировке и комплектации, превышающий объем сведений, содержащихся в ПТС. В целях противодействия угону транспортное средство может снабжаться не одной, а несколькими метками, в том числе дублирующими государственный регистрационный знак, а возможно — и маркировку агрегатов.

Снабжать пассивными радиочастотными метками предлагается пластиковые карты (или общую пластиковую карту), служащие(ую) водительскими правами, медицинской справкой, полисом ОСАГО, свидетельством о регистрации транспортного средства, ПТС, талоном ГТО, документом, подтверждающим право собственности, лицензионными карточками на пассажирские перевозки, разрешением на перевозку опасных, крупногабаритных и тяжеловесных грузов и т. п. Кроме того, предлагается ввести в пластиковую карту регистрацию выполнения ТО в зарегистрированных автосервисах.

Пластиковые карты могут быть многолетними, например, пятилетними. Наиболее удобно объединение "родственных" документов в общей пластиковой карте, например, ПТС, талона ГТО, свидетельства о регистрации; или общих водительских прав, медицинской справки, полиса ОСАГО и др. В них же могут также дополнительно вноситься биометрические данные водителя и отметки, отражающие частоту нарушения им правил дорожного движения и участия в ДТП.

Возможно использование на АТС "переходника" в виде активной (с питанием от бортовой сети) радиочастотной метки, в который вставляется пластиковая карта. Ее сигнал усиливается, так что становится возможной его считывание на удалении уже не 2—4 м, как в случае метки, не требующей питания, а до 100 м. При этом идентифицируются документы на пластиковой карте, сам переходник и "индивидуальные" данные АТС и автоматически проверяется их соответствие. В этом случае пластиковая карта вне "переходника" не сможет быть считана, что повышает защищенность содержащихся в ней данных.

Таким образом, возможен вариант считывания данных с документов водителя, находящихся в его кармане, или только через активную метку у ветрового стекла (одну или более), которая в этом случае должна стать обязательным компонентом АТС, подобно государственному регистрационному знаку или спидометру.

Информация пластиковых карт, естественно, должна быть защищена введенными рубежами доступа и специальными криптографическими средствами. Для дешифровки данных, считанных с радиочастотных меток, необходимо использовать специальные устройства, содержащие в себе криптографические ключи. Это исключит самовольную расшифровку данных, а также подделку пластиковых карт и радиочастотных меток в преступных целях, как это нередко имеет место в отношении программ и баз данных.

Для оформления пластиковых карт регистрационные подразделения ГИБДД и другие заинтересованные организации следует оснастить принтерами с указанными специальными устройствами. Аналогичные принтеры используются и для программирования радиочастотных меток.

Действующие пластиковые карты и радиочастотные метки допускают перезапись (при перерегистрации) содержащихся в них данных не менее 100 тыс. раз. Продолжительность считывания данных с метки составляет не более 0,01 с при трехпроходной процедуре аутентификации метки (обмена данными метки со считывателем). Каждая из современных пластиковых карт может нести до 16 зон записи данных разного назначения, защищенных своим криптографическим ключом, т. е. сможет заменить до 16 документов на бумажных носителях.

Алгоритм выявления в транспортных потоках неправомерно используемых транспортных средств представлен на рис. 3. Он предусматривает распознавание по совокупности признаков соответствия маркировок АТС и государственного регистрационного знака идентификационным данным документов — пластиковых карт водителя, а также признаков соответствия документов водителя друг другу и соответствия реквизитам разыскиваемых АТС, согласно базам данных ГИБДД. Так будет достигнуто снижение рисков криминального использования и ненадлежащей эксплуатации, выявление угнанных и не прошедших государственный технический осмотр транспортных средств; облегчение и многократное сокращение затрат времени и средств на проверку документов водителей и идентификацию АТС на дорогах и при ГТО; автоматизация регистрации нарушений ПДД.

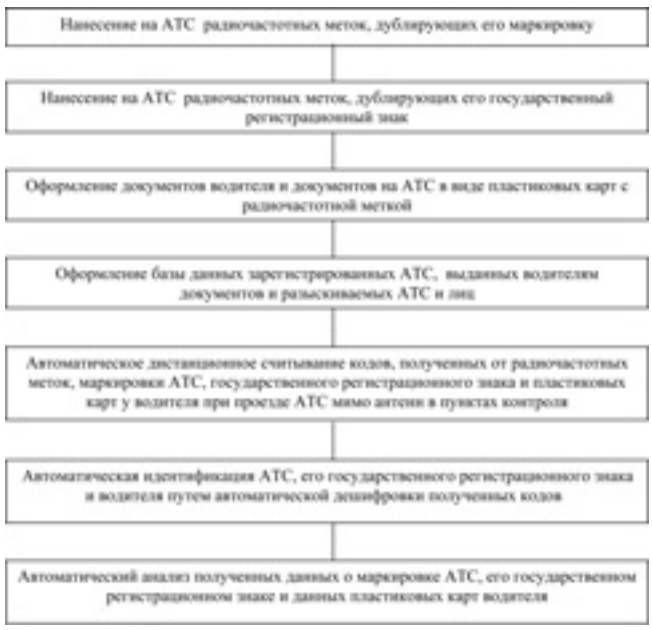


Рис. 3. Алгоритм автоматического радиочастотного выявления АТС, неправомерно используемых в транспортном потоке

Комплексы для выявления в транспортных потоках неправомерно используемых АТС могут быть стационарными или мобильными. Более того, они могут быть автоматическими, регистрировать и хранить данные о проехавших АТС (и их водителях) в течение нескольких месяцев — так, как это делается в отношении пассажиров Аэрофлота, передавать информацию о неправомерно используемых транспортных средствах на ближайший пост ДПС.

Объединение подобных комплексов с контроллерами управления светофорами на регулируемых перекрестках дополнительно обеспечит автоматическую регистрацию нарушителей правил дорожного движения.

Наличие двух последовательно размещенных вдоль дороги антенн на фиксированном удалении друг от друга позволяет регистрировать скорость проезда АТС и выявлять нарушителей скоростного режима.

Применение комплексов для выявления в транспортных потоках неправомерно используемых транспортных средств целесообразно на въездах и выездах из городов; на подъездах к охраняемым МВД объектам, в том числе особо охраняемым, а также военным объектам, на стационарных постах ДПС и др.

Включение накопителя данных в состав бортового комплекса средств автоматической радиочастотной идентификации, кроме того, обеспечит возможность практически "бесплатной" реализации функций цифрового тахографа на всех без исключения АТС. Это избавит автоперевозчиков от затрат на приобретение тахографа западноевропейского производства: его функции станут доступны всем АТС, оборудованным такой системой радиочастотной идентификации.

При государственном техническом осмотре АТС использование комплексов на четверть сократит трудозатраты на ввод данных об АТС и распечатку результатов. В пластиковые карты, выполняющие функцию талона ГТО, можно внести десятки индивидуальных (для типа транспортного средства) нормативов технического состояния и данных о комплектации АТС. В результате повысится достоверность проверок технического состояния за счет использования более жестких и объективных нормативов, индивидуальных для каждого типа АТС, заменив тем самым более "мягкие" групповые нормативы, общие для целых категорий АТС. Значительно облегчится и выявление несанкционированных изменений конструкции транспортного средства при эксплуатации.

Наконец, станут возможными контроль и пресечение эксплуатации АТС, не прошедших очередного технического обслуживания, а также выявление в транспортных потоках "подозрительных" транспортных средств по формируемой в каждом случае индивидуальной совокупности признаков их водителей, комплектации, регистрационных данных и предыстории эксплуатации, моментов перепродаж, региона приписки и т. п.

Для реализации проекта, разумеется, необходимо внести соответствующие изменения в законодательные акты. И в первую очередь нужен закон, предусматривающий дистанционное выявление в транспортных потоках неправомерно используемых транспортных средств.

Предлагаемый проект пока не имеет аналогов ни в России, ни за рубежом. Хотя каждый из его компонентов порознь, в принципе, уже отработан и находит применение. Его целесообразнее реализовать в масштабах СНГ, а затем инициировать его развитие на международном уровне, включая подготовку международных стандартов ISO и Правил ЕЭК ООН.

Такой подход повысит эффективность, облегчит работу ДПС и выведет Россию на лидирующую позицию по данному направлению.

И последнее. Предлагаемый проект не будет обременительным для бюджета: приобретение пластиковых карт и радиочастотных меток оплатят собственники АТС, а приобретение принтеров пластиковых карт и радиочастотных меток, серверов и средств защиты данных — бизнес. Бюджетные затраты потребуются лишь для финансирования инновационных НИОКР и обустройства дорожных и мобильных считывателей данных. Для ГИБДД же потребуются федеральные базы данных по документам водителей, государственным регистрационным знакам и регистрационным документам АТС. Но их создание уже планируется вне зависимости от реализации предлагаемого проекта.

УДК 629.11.012.5

Измеритель параметров шин АТС

Д-р техн. наук З.А. РУСТАМОВ

Азербайджанский ТУ (99412. 438-32-80)

Рассматривается проблема определения параметров шин с прикосновением к их окружности; предлагается новая конструкция измерителя параметров шин и методика их определения.
Ключевые слова: *шина, рычаги, давления, свободный радиус, статистический радиус, статистическая деформация.*

Rustamov Z.A.
METER PARAMETER BUSES OF ATS

Question of the discovery parameter buses is considered with touch to circumferences them. New design of the meter parameter buses and methods of the determination them is offered.
Keywords: *bus, levers, pressures, free radius, statistical radius, statistical deformation.*

Традиционный метод проверки давления воздуха в шинах с помощью манометра малоэффективен, трудоемок и в принципе не способен определять нагрузку, приходящуюся на колесо от общей массы автомобиля или перевозимого груза. Он к тому же, что общеизвестно, снижает надежность работы запорного вентиля шины. В связи с этим автор разработал (пат. № 21428846 РФ) измеритель, который позволяет отказаться от манометра и получить всю необходимую для эксплуатации информацию о шинах АТС.

Принцип работы с данным измерителем чрезвычайно прост: транспортное средство, проезжая через установленное на проезжей части основание *1* устройства (рис. 1), придавливает шиной *2* верхнее плечо ведущего рычага *13*. В результате последний поворачивается вокруг оси *7* и тянет за собой с помощью пружины *10* ведомый рычаг *5*. Кроме того, при наезде на иглы *11* колесо топит часть из них в основание. При этом они попадают в углубления рисунка протектора (рис. 2), т. е. остаются полуутопленными.

Таким образом, оказавшаяся между двумя верхними плечами рычагов и над иглами шина, в зависимости от ее диаметра, давления или нагрузки, разводит верхние и нижние концы рычагов, а в зависимости от глубины протектора оставляет неутопленными некоторые из игл. В результате шток *8* датчика *4*, шарнирно связанный тягой *9* с нижним концом ведомого рычага *5*, и шток *12* датчика *14*, имеющий связь с нижними плечами игл *11*, поворачиваются вокруг осей реостатов датчиков, изменяя тем самым напряжение в цепи, что фиксируется указателями *3* и *15*.

Как только транспортное средство проедет через прибор, ведущий рычаг *13* пружиной *6*, а ведомый рычаг *5* пружиной *10* и иглой *11* с помощью расположенных под каждой из них пружин (поз. *1* на рис. 2) возвращаются в исходное положение. Прибор готов к измерению параметров других шин АТС.

Далее. В процессе качения на шину АТС действуют различные по величине и направлению силы — динамические, сопротивления качению, окружные силы крутящего момента или торможения, боковые, центробежные и другие [2]. Но так как на посту экспресс-диагностики или на контрольно-пропускном пункте

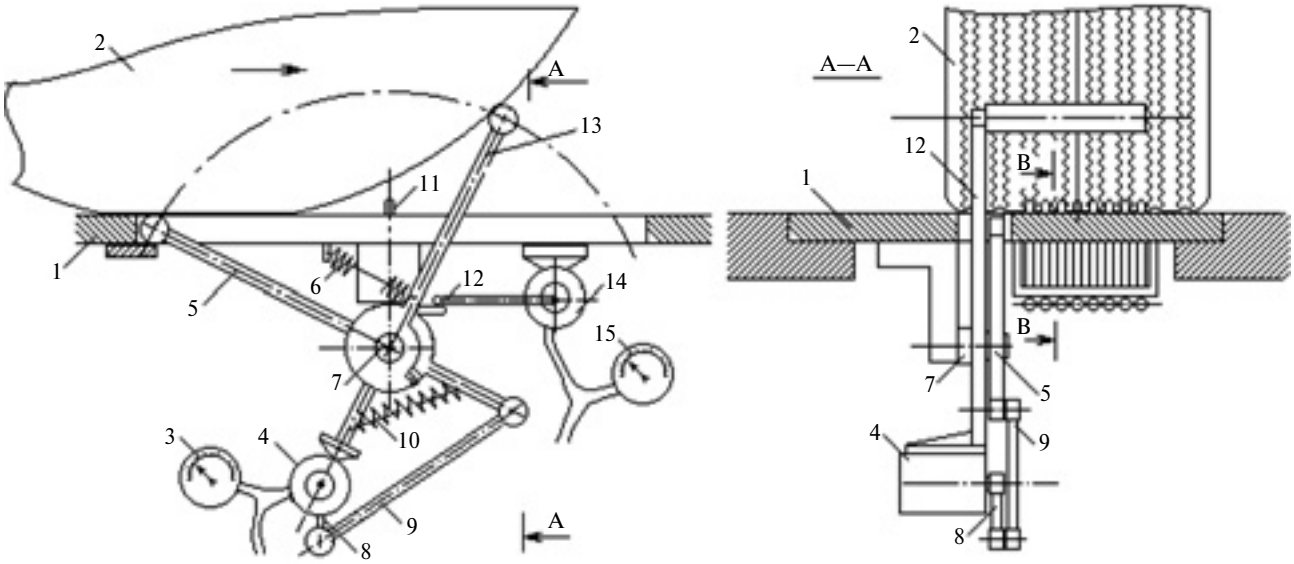


Рис. 1. Измеритель параметров шин:

1 — основание; *2* — шина; *3*, *15* — указатели; *4*, *14* — датчики; *5* — ведомый рычаг; *6* — пружина ведомого рычага; *7* — ось; *8*, *12* — штоки датчиков; *9* — тяга; *10* — пружина ведущего рычага; *11* — иглы; *13* — ведущий рычаг

скорость АТС обычно назначается максимально сниженной, то эти силы можно не учитывать. Значит, остаются лишь две силы, требующие учета — давления воздуха в шине и силы веса АТС, приходящейся на шину. Тогда статистическая деформация $h_{ст}$ шины автотранспортного средства, очевидно, представляет собой разницу между свободным радиусом $r_о$ шины и ее статистическим радиусом $r_{ст}$, т. е. $h_{ст} = r_о - r_{ст}$.

Рассматриваемый прибор, по сути, измеряет аналогичную разницу. Только не $r_о - r_{ст}$, а $r_{ст1} - r_{ст2}$ т. е. разницу $r_{ст}$ АТС с грузом и без груза. Значения $h_{ст1}$ и $h_{ст2}$ определяются соответственно по формулам: $h_{ст1} = \dfrac{Q_N}{\pi p_д \sqrt{DB}} = \dfrac{(Q_а + Q_г)}{\pi p_д \sqrt{DB}}$ и $h_{ст2} = \dfrac{Q_а}{\pi p_д \sqrt{DB}}$, где: Q_N — полная масса АТС; $Q_а$ — его снаряженная масса; $Q_г$ — масса перевозимого груза; $p_д$ — давление в шине; D — диаметр шины; B — ширина ее профиля.

Разница между статистическими деформациями шин груженого ($h_{ст1}$) и разгруженного ($h_{ст2}$) АТС позволяет рассчитать массу транспортируемого груза: так как $h_{ст1} - h_{ст2} = \dfrac{Q_г}{\pi p_д \sqrt{DB}}$, то $Q_г = \pi(\sqrt{DB}) p_д (h_{ст1} - h_{ст2})$. Или $Q_г = a p_д (h_{ст1} - h_{ст2})$, где $a = \pi\sqrt{DB}$.

Значение a может быть определено и представлено в виде таблицы в зависимости от параметров D и B эксплуатируемых шин. Например, учитывая, что при измерении статистической деформации шин до и после разгрузки АТС давление в шинах не меняется, а их статистическая деформация обратно пропорциональна ему, то можно построить и соответствующую таблицу, что упростит расчеты.

Таким образом, разработанный прибор дает возможность измерить нагрузку, приходящую на шину, от массы груза и глубины протектора. Причем без остановки АТС и независимо от его колеи и грузоподъемности.

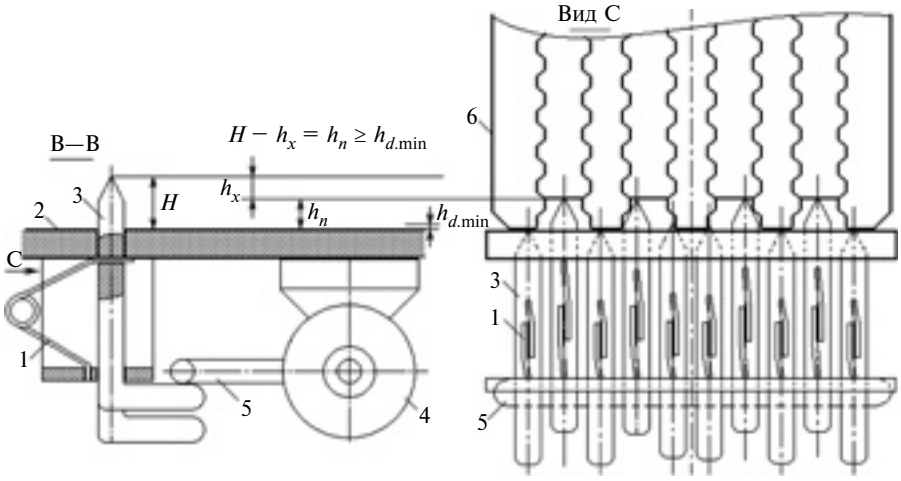


Рис. 2. Глубиномер измерителя параметров шин:

1 — пружина иглы; *2* — основание; *3* — игла; *4* — датчик; *5* — шток датчика

Литература

1. Рустамов З.А., Пат. № 2142884. Рос. Федерации: Измеритель параметров шин "RZAO".
2. Крамаренко Г.В. Техническая эксплуатация автомобилей. М.: Транспорт, 1983. 488 с.
3. Рустамов З.А. Системный подход к разработке новых конструктивных решений механизмов специализированного автотранспортного средства: Автореф. дис. ... докт. техн. наук, Баку, 25.01.2010, 44 с.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 669.14.018:669.017.3

Управление качеством стальных изделий при технологическом переделе металла

Д-р техн. наук В.И. АСТАЩЕНКО, канд. техн. наук А.И. ШВЕЁВ, Т.В. ШВЕЁВА, В.И. ИЩЕНКО

ИНЭКА (8.8552. 58-95-38)

Показано влияние волокнистого строения и неметаллических включений на механические свойства стальных изделий. Исследована макроструктура поковки коленчатого вала и установлены места выхода ликвационных зон на поверхность детали. Предложены пути повышения качества деформируемых стальных изделий.

Ключевые слова: *макроструктура, оксиды, сульфиды, коленчатый вал, ликвационный квадрат, механические свойства.*

Astashchenko V.I., Shveyov A.I., Shveyova T.V., Ishchenko V.I.

QUALITY MANAGEMENT OF STEEL PRODUCTS AT TECHNOLOGICAL REPARTITION OF METAL

Influence of a fibrous structure and nonmetallic inclusions on mechanical properties of steel products is shown. The macrostructure forged piece a bent shaft is investigated and exit places liquation zones on a detail surface are established. Ways of improvement of quality of deformable steel products are offered.

Keywords: *a macrostructure, oxide, sulfides, a bent shaft, liquation a square, mechanical properties.*

Один из характерных недостатков тяжело нагруженных деталей автомобиля (таких, как зубчатые колеса, валы и др.) — дисперсия их прочности и долговечности. Об этом говорит тот факт, что продолжительность работы однотипных деталей, изготовленных из стали одной и той же марки, обработанных и упрочненных в одинаковых условиях производства, отличается в несколько раз.

Причины такой значительной дисперсии разнообразны: она может быть следствием присутствия металлургических дефектов в сплаве, конструкторско-технологических особенностей и условий эксплуатации. Поэтому решение проблемы стабилизации прочности и долговечности различных деталей на предельном уровне может быть достигнуто только на основе комплексного инженерного подхода, увязывающего в единую систему показатели и критерии металлургического, конструкторского, технологического и эксплуатационного характеров.

В связи с этим авторы статьи и решили поделиться с читателями результатами исследований некоторых причин, вызывающих дестабилизацию свойств готовых изделий. В частности, затронуть вопросы эволюции металлургических дефектов стали при технологическом переделе металла в машиностроительном производстве и показать возможность повышения свойств деталей за счет формирования благоприятного макро- и микростроения по их сечению [1, 2].

Как известно, на этапе конструирования детали специалисты первоочередное внимание уделяют выбору материала и исходному состоянию полуфабриката, используемого для ее изготовления. Учитывают они и то, что физико-механические свойства изделий в значительной степени зависят от технологической схемы их изготовления, так как знают, что данные свойства решающим образом влияют на процесс формирования структуры металла. Пример такого влияния приведен в табл. 1, где даны механические свойства широко применяемой конструкционной стали 40Х для деталей, изготовленных по различным технологическим структурам.

Из таблицы видно, что более высокий уровень свойств деталей достигается при использовании в технологическом цикле пластической деформации. Именно потому, что такая операция оказывает благоприятное влияние на макро- и микроструктуру стали: кристаллическое дендритное строение литой стальной заготовки значительно изменяется во время пластической деформации, если ее режимы назначены и выполнены правильно, способствует устранению пористости, заварке микродефектов, дроблению и рациональной ориентации неметаллических включений и карбидов, измельчению зерна и формированию оптимального расположения волокнистой структуры и текстуры деформации. Комплексное воздействие технологических параметров обработки при горячей пластической деформации (температура, скорость и степень деформации и т. д.) существенно влияет на морфологию структурных составляющих, что вызывает повышение всех показателей механических свойств металла.

Направление волокон, или макроструктура металлоизделий, оказывает, что тоже хорошо известно, существенное влияние на прочность стальных деталей, так как механические свойства стали при испытаниях вдоль или поперек волокон резко различаются, что иллюстрирует табл. 2, в которой даны свойства продольных и поперечных образцов из стали 45, прошедших нормализацию при температуре 1133 K, или 860 °C, отпуск при 903 K, или 640 °C.

Вывод из нее очевиден: чтобы деталь, изготовленная ковкой или горячей штамповкой из проката, была прочной, нужно использовать прокат повышенной в продольном направлении прочности. При-

Таблица 1

Способ изготовления детали	Механические свойства детали из стали 40Х					
	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_{-1}, МПа	*KCU*, МДж/м^2	δ, %	ψ, %
Отливка (литье в песчано-глинистую форму)	620	290	186	55,0	11,0	20
Сортовой прокат (после нормализации)	690	320	303	75,0	20,0	52
Поковка из литой заготовки (после нормализации)	685	320	260	75,5	17,6	36
Поковка из сортового проката (после нормализации)	866	455	379	83,0	20,9	54

Таблица 2

Направление волокон	$\sigma_в$, МПа	ε, %	ψ, %	*KCU*, МДж/м^2
Продольное	715	17,5	62,8	62
Поперечное	672	10,0	31,0	30
Различие, %	6	43	50	52

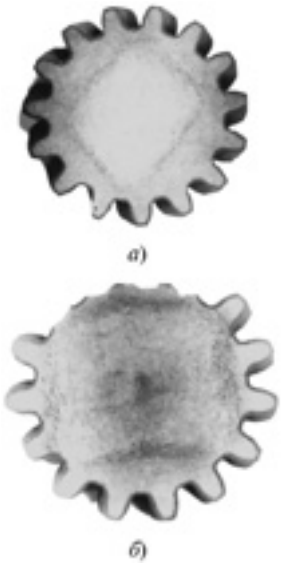


Рис. 1. Макроструктура центральной части шестерни, имеющей ликвационный квадрат в ее центральной части (а), и у основания зуба (б)

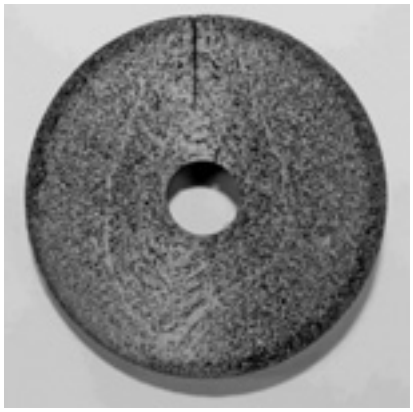


Рис. 2. Ликвационный квадрат и обусловленная их трещина детали

чем в готовой детали волокна должны быть направлены вдоль оси и огибать ее контур так, чтобы не было мест их разрыва или перерезания при последующей механической обработке. В противном случае, т. е. при неправильном направлении волокна по основным рабочим сечениям детали, механическая ее прочность резко снизится, что приведет к преждевременному ее разрушению в эксплуатации.

На этапе конструирования также необходимо учитывать и возможность радиального расположения волокон, которое по ряду обстоятельств неизбежно может быть получено на детали. При этом особого внимания заслуживает центральная зона проката, так как в ней сконцентрированы неметаллические включения, присутствует пористость и другие неблагоприятно влияющие на свойства металла несовершенства. Поэтому механические свойства в центральной зоне всегда ниже, чем в периферийной. И при смещении такой зоны к наиболее нагруженным сечениям детали, как показывает практика, наблюдается преждевременное разрушение изделия в эксплуатации.

Наглядный пример тому — новая шестерня (рис. 1, *а*) и такая же шестерня, но с поломанными зубьями (рис. 1, *б*). Причина поломки — ликвационный квадрат, смещенный из центральной зоны во время пластической деформации металла на этапе изготовления поковки.

Кроме того, выход ликвационных зон на поверхность может служить причиной "пятнистой" твердости и образования закалочных трещин на поковках и деталях при термической обработке (рис. 2) и после шлифовки.

В ходе экспериментальных исследований на специально подготовленной заготовке, которая представляла собой квадрат 150 × 150 мм с высверленным из центральной его зоны металлом и установленным вместо него стержнем из стали другой марки, отличающейся по степени травимости от металла исходной заготовки, т. е. имитирующей загрязненную зону проката, авторы получили следующие результаты.

После нагрева заготовки до температуры 1503 K (1230 °C) ± 10 K была выполнена объемная штамповка коленчатого вала ДВС. Затем из полученной поковки отобрали пробы и изготовили темплеты, которые соответствовали поперечному и продольному сечениям детали, и подвергли их горячему макротравлению в 50 %-ном растворе соляной кислоты.

При дальнейшем анализе было установлено, что выхода материала "загрязняющего" стержня на поверхность не наблюдается лишь в отдельных поперечных сечениях заготовки (рис. 3, *а*). Однако в большинстве случаев такая зона выходит на поверхность или приближается к ней, в том числе присутствует в районе галтелей и масляных каналов. И на темплетах продольного сечения также металл прутка отчетливо проявляется на поверхности поковки (рис. 3, *б*).

Выход ликвационной зоны (квадрата) на поверхность детали, несомненно, сни-

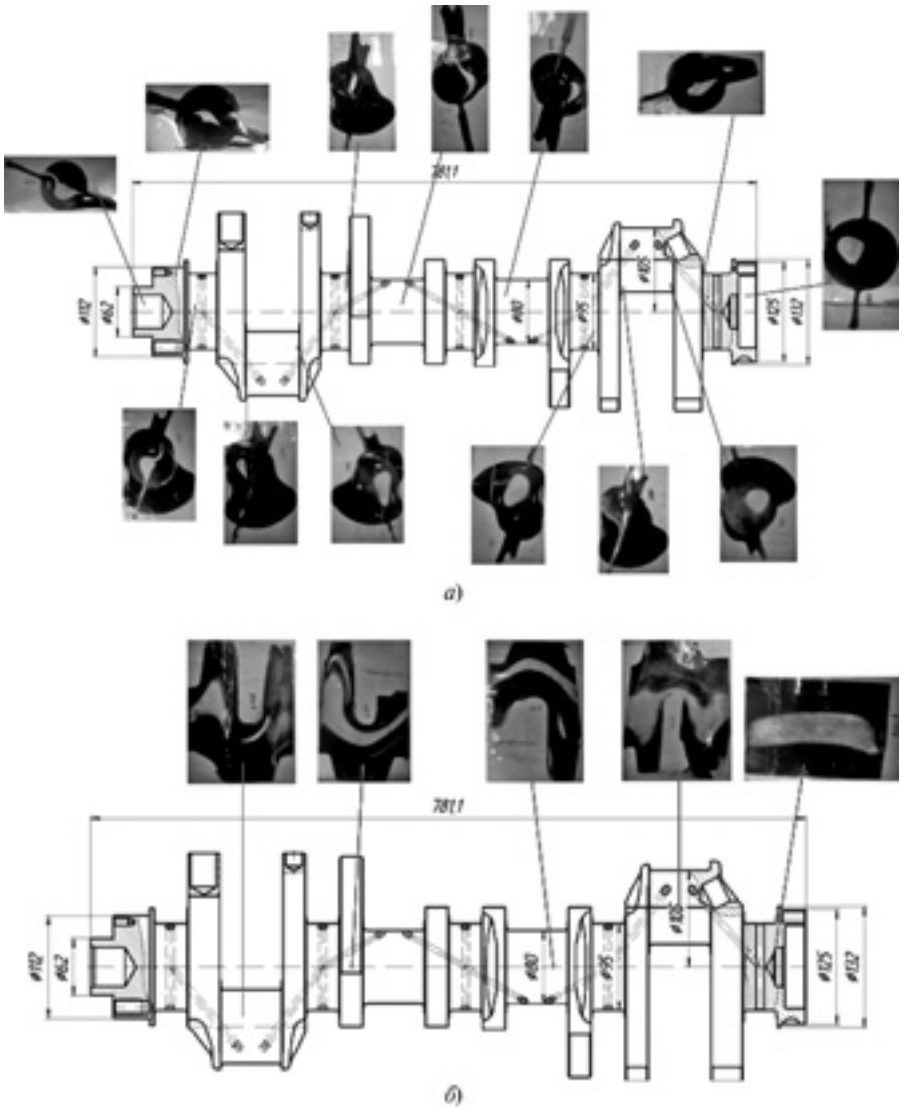


Рис. 3. Макроструктура в поперечных (а) и продольных (б) сечениях коленчатого вала

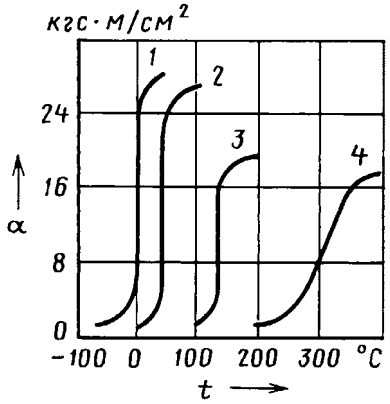


Рис. 4. Зависимость вязкости стали от количества кислорода в ее материале:

1 — O_2 = 0,001 %; *2* — O_2 = 0,005 %; *3* — O_2 = 0,01 %; *4* — O_2 = 0,05 %

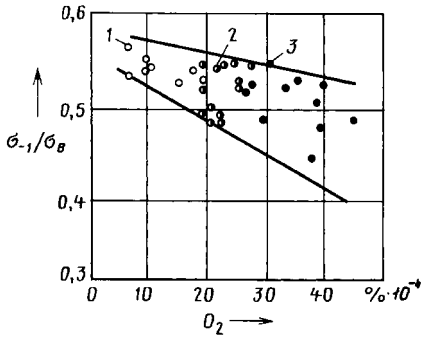


Рис. 5. Зависимость относительной усталостной прочности термоулучшенной стали 40Х (НВ = 280÷360) при различных условиях выплавки от количества кислорода в ней:

1 — вакуумирование + дегазация + + рафинирование; *2* — вакуумирование; *3* — плавка обычная

жает показатели механических свойств и увеличивает степень анизотропности материала. Потому что ликвационный квадрат — это контур зональной ликвации, полученный в процессе кристаллизации стали, между зонами столбчатых и равноосных кристаллов. Именно в этом контуре сконцентрированы сульфиды и оксиды, так как растворимость серы и кислорода в твердой фазе ниже, чем в жидкой, и они вытесняются от поверхности литого изделия, где и образуют соединения.

Например, сера частично (до 0,005 %) находится в твердом растворе, а основная ее часть присутствует в виде сульфидов. Эти соединения снижают механические свойства стали, особенно ее пластические характеристики как в деформированном, так и в литом состоянии (табл. 3). Так, вязкость стали в значительной степени зависит от содержания серы: температурный порог хладноломкости у сталей с содержанием серы 0,005 и 0,03 % отличается на 30—40 °С.

В любой стали в некоторых количествах присутствуют кислород, азот и водород. Они даже при содержании их в сотых и тысячных долях процента оказывают существенное влияние на свойства металла. Примеси внедрения (азот и кислород), концентрируясь в зернограничных объемах и образуя нитриды и оксиды по границам зерен, повышают порог хладноломкости (рис. 4) и понижают сопротивления хрупкому разрушению. Причем оксиды являются концентраторами напряжений и значительно снижают, особенно в случае их скопления, предел выносливости (рис. 5, 6) и могут служить очагом разрушения детали в эксплуатации.

Приведенные выше аргументы свидетельствуют о существенном понижении конструкционной прочности деталей, у которых на поверхности имеются неметаллические включения и особенно — если они присутствуют в зонах нагруженных сечений (галтели, отверстия, шлицы и т. д.).

Преждевременный выход из строя деталей — зачастую результат хрупкого разрушения материала. Большое влияние при этом оказывают величина зерна, число, размер, форма и характер распределения неметаллических включений, центральная пористость, ликвационные проявления различного рода и т. д.

Многие из этих факторов наследуются готовыми изделиями от литого состояния сплава и оказывают негативное влияние. Об этом свидетельствует выявленный очаг разрушения детали (рис. 7), началом которого послужило неметаллическое включение, расположенное даже в глубине металла.

Таблица 3

Марка стали	Содержание серы, %	Показатели свойств		
		$\sigma_в$, МПа	ε, %	Ψ, %
Сталь 20 (горячекатаная ГОСТ 1050)	⩽0,040	450	31,0	55,0
А20 (горячекатаная ГОСТ 1414)	0,08−0,15	450	20,0	30,0
40Г (закалка + отпуск 873 К, или 600 °С, ГОСТ 4543)	⩽0,040	600	17,0	45,0
А40Г (закалка + отпуск 873 К, или 600 °С, ГОСТ 1414)	0,18−0,30	600	14,0	20,0
20ГЛ (ГОСТ 977—88)	0,040	540	18,0	25,0
20ГЛ (ГОСТ 21357—87)	0,020	600	22,0	30,0

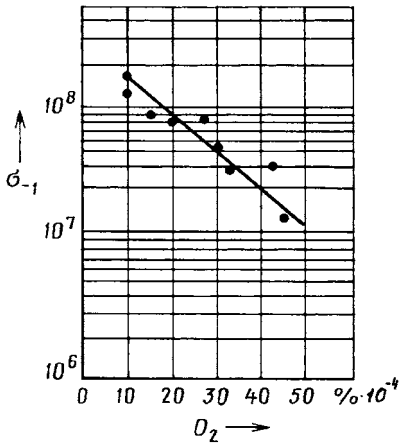


Рис. 6. Зависимость контактной выносливости цементованной стали 18ХГН от количества кислорода в ней

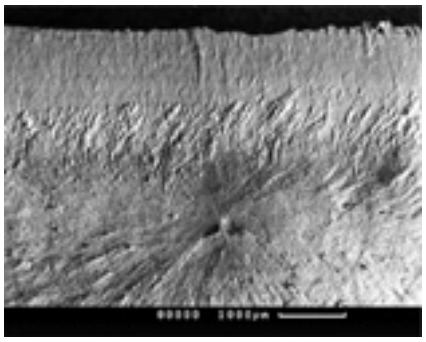


Рис. 7. Неметаллическое включение, становящееся причиной разрушения детали

Сохранение пористости и ликвационных полос в прокате, которые ухудшают механические и эксплуатационные свойства деталей, свидетельствует о недостаточной степени деформации металла в горячем состоянии. Чтобы их устранить, необходимо, как показывают исследования [3], чтобы степень деформации металла с центральной пористостью была не менее шестикратной, а с ликвационными полосками — не менее восьмикратной.

Какой главный вывод можно сделать из того, что сказано выше? Он состоит в том, что при пластической деформации необходимо обеспечить правильное течение металла, создать рациональное волокнистое строение и исключить выход центральной зоны в район наиболее нагруженных зон и к поверхности детали.

Литература

1. Тихонов А.К. Влияние технологического передела на прочность изделий / Металлургия машиностроения. 2008, № 3. С. 34—40.
2. Никитин В.И., Никитин К.В. Наследственность в литых сплавах. Изд-е 2-е, перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 2005. 476 с.
3. Неучев А.Л. Применение стали непрерывной разливки в кузнечном производстве / Кузнечно-штамповочное производство, 1986, № 11. С. 21—22.

УДК 629.017

Вероятностно-статистическая оценка безотказной работы автомобиля

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ

Ульяновский ГТУ (8422. 77-81-49)

Приведена вероятностно-статистическая оценка безотказной работы автомобиля. Получено выражение для определения потребного запаса долговечности с учетом порога чувствительности по циклам нагружения его деталей.

Ключевые слова: *автомобиль, вероятность безотказной работы, порог чувствительности, запас прочности, число циклов нагружения.*

Dyakov I.F.

PROBABILSTIC AND STATISTICAL ESTIMATION OF TROUBLE-FREE OPERATION OF VEHICLE

It is given the probabilistic and statistical estimation of trouble — free operation of the vehicle which is based on energy consumption. It is given a formula for determining the need for stock of total running time taking into account of the threshold of sensitivity in the loading cycle of vehicle parts.

Keywords: *vehicle, the probability of trouble — free operation, the threshold of sensitivity, the stock of durability, number of loading cycles.*

Вероятностно-статистический подход к решению задач по определению прочности материалов основан на том, что при случайных нагрузочных режимах существует определенная связь между уровнями показателя надежности и нагрузки. Такое допущение позволяет для задаваемого показателя $\tilde{\beta}$ надежности ($\tilde{\beta} = 1 - \beta$, где β — вероятность разрушения) определять соответствующий ему уровень прочностных свойств материала. И делается это следующим образом.

Основным критерием прочности детали является, как известно, уровень ее надежности, который обычно выражают через показатель вероятности ее неразрушения. Например, при испытании на усталостную долговечность (длительную прочность) учитывают число N_j симметричных циклов нагружения с амплитудой напряжения σ_j, которые эта деталь выдерживает, не разрушаясь. Но когда на нее действуют переменные нагрузки, эту долговечность, наоборот, оценивают величиной повреждаемости ξ_i, определяемой с использованием принципа суммирования повреждений.

Очевидно, что появление отказов деталей АТС — второй из названных вариантов и его можно представить как факт превышения внешних переменных нагрузок при движении АТС по неровностям дороги и возмущающим воздействиям от неравномерности работы двигателя, карданных передач, наличия боковых зазоров в зубчатых передачах.

Все переменные режимы, действующие на детали, нагружают и разгружают их (рис. 1), тем самым описывают площадь петли гистерезиса. В результате действия данных нагрузок в материале деталей постепенно накапливаются (суммируются) усталостные повреждения, что ведет к образованию субмикроскопических трещин и изменению площади петли гистерезиса (а. с. 1364855, РФ). Но ведь эта площадь эквивалентна энергозатратам J в материале, величину которых дает формула № 1 (табл. 1). И если суммарно накопленные энергозатраты J в материале при числе N_0 циклов нагружения оказываются выше допустимого значения $[J]$, то деталь разрушается. Все же другие точки с координатами J_j, $N_ц$ образуют кривую изменения энергозатрат от числа циклов нагружения.

Далее. Согласно гипотезе линейного накопления относительных повреждений Пальмгрена—Майнера, степень разрушения детали может быть оценена отношением $\sum_{j=1}^{k} \frac{J_j}{[J]}$, где k — число ступеней нагружения детали. Очевидно, если это отношение становится равным единице, то деталь разрушится. Таким образом, функция $\sum_{j=1}^{k} [J] = f(N_ц)$ представляет собой характеристику накопленных микротрещин в материале.

Так говорит физика. Однако на практике при расчетах усталостной долговечности многие специалисты до сих пор предполагают, что прочностные характеристики материала, а также характеристики случайных процессов нагружения, входящие в соответствующие расчетные формулы, являются детерминированными. Но это не так. Каждая из деталей имеет свою статистическую характеристику прочности, т. е. детали обладают различными, причем случайными, прочностными характеристиками. Иначе говоря, по-разному влияют на изменение технического состояния автомобиля.

Так, исследование распределения отказов деталей автомобилей с пробегом до 100 тыс. км показало: на изнашивание приходится 40 % из них, пластические деформации и разрушения — 26, усталостные разрушения — 18 и температурные разрушения — 12 %. Причем средняя трудоемкость устранения одного отказа за пробег автомобиля между началом эксплуатации и 300 тыс. км возрастает в 17 раз. То есть имеет место огромное рассеяние прочностных характеристик. И причины тому — нагрузочные режимы и условия эксплуатации.

Что означает: усталостная долговечность есть функция многих случайных величин, обладающая большим статистическим рассеянием расчетных значений. Но означает ли это, что просчитать динамику изменения сопротивления усталости невозможно в принципе? Автор попытается доказать, что такое утверждение ошибочно. Сделал это на примере наиболее интересного для практики случая — циклического нагружения деталей, воспринимающих значительные нагрузки, например, деталей трансмиссии (рис. 2). И для определения вероятности их разрушения воспользуемся формулой для расчета энергозатрат двигателя.

Известно, что при сгорании топлива в двигателе часть его теплоты превращается в механическую работу $J(Q)$, определяемую формулой № 2 и расходуемую на привод трансмиссии и выполнение транспортной работы $J(t)$, которая подсчитывается по формуле № 3. Отсюда следует, что энергию J двигателя, представляющую собой потери в приводе деталей трансмиссии, можно представить в виде разности $J(Q) - J(t)$. Тогда энергетический КПД автомобиля (η_J) дает формула № 4.

Обработка экспериментальных данных показала, что коэффициент корреляции между энергозатратами и отказами деталей на 17 % выше, чем аналогичный коэффициент между отказами и пробегом. И второе: результаты испытаний автомобилей в условиях эксплуатации свидетельствуют: энергозатраты $J(Q)$ со временем возрастают, что говорит о накопле-

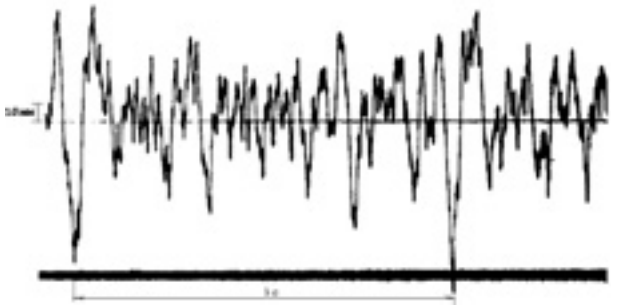


Рис. 1. Осциллограмма вертикальных перемещений подрессоренных масс автомобиля УАЗ-3303 при его движении по асфальтированной дороге со скоростью 60 км/ч

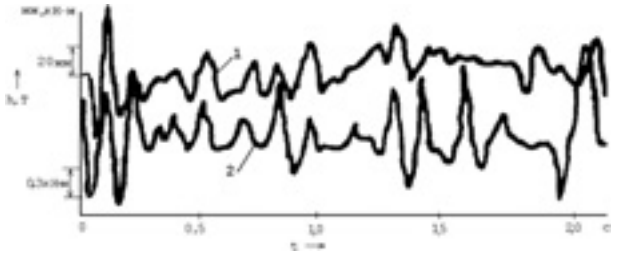


Рис. 2. Нагрузочные режимы трансмиссии автомобиля УАЗ-3303 при скорости его движения, равной 35 км/ч:

1 — прогиб рессоры в центре листа; *2* — крутящий момент на задней полуоси

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J = 2{,}723 \cdot 10^{-6} A_{\text{г}} \mu_{\sigma\varepsilon} V_{\text{м}} \operatorname{sign}\dot{A} / 2\pi \leqslant [J]$	$A_{\text{г}}$ — площадь петли гистерезиса; $\mu_{(\sigma,\,\varepsilon)}$ — масштабные коэффициенты по напряжениям σ и относительным деформациям ε; $V_{\text{м}}$ — объем испытываемого материала (образца); $\dot{A}_{\text{г}}$ — модуль скорости изменения площади петли гистерезиса по i-му режиму нагружения; $[J]$ — предельные значения энергозатрат
2	$J(Q) = 1{,}162 \cdot 10^{-3} Q L \rho c_Q \eta_e$	Q — путевой расход топлива, дм^3/100 км; L — общий пробег, км; ρ — плотность топлива, кг/м^3; c_Q —удельная теплоемкость топлива; η_e — эффективный КПД двигателя; $1{,}162 \cdot 10^{-3}$ — переводной коэффициент в кВт · ч
3	$J(t) = 2{,}723 \cdot 10^{-6} \times$ $\times \{v_{\text{ср}}[m_{\text{н}}(k_y\beta + \eta_\sigma)\psi + 80z]g + F_{\text{в}}\} t_{\text{дв}} / \eta_{\text{пр}}$	$v_{\text{ср}}$ — средняя скорость движения автомобиля; m_i — его номинальная грузоподъемность; k_y, β — коэффициенты использования грузоподъемности и пробега; η_σ — коэффициент использования собственной массы автомобиля; ψ — суммарный коэффициент сопротивления движению; z —число пассажиров; g — ускорение свободного падения; $F_{\text{в}}$ —аэродинамический коэффициент сопротивления движению; $t_{\text{дв}}$ — время движения автомобиля; $\eta_{\text{тр}}$ — КПД трансмиссии
4	$J(t)/J(Q) = \eta_J$	η_J — энергетический КПД автомобиля
5	$f_x(J_{\text{расч}})[1 - f_y(P_{\text{расч}})] > f_x(J_{\text{доп}} - P_{\text{доп}}) <$ $< 1 - f_y(P_{\text{расч}})[1 - f_x(J_{\text{расч}})]$	$f_x(J_{\text{доп}} - P_{\text{доп}})$, $f_x(J_{\text{расч}})$ — функция распределения разности случайных величин
6	$\beta = \int\limits_{-\infty}^{\infty} f_{\text{c}}(\xi) d\xi = f_z(0)$	ξ — повреждаемость детали
7	$f_x(J_{\text{доп}})[1 - f_y(P_{\text{доп}})] < \beta < 1 -$ $- f_y(P_{\text{расч}})[1 - f_x(J_{\text{расч}})]$	Области вероятности разрушения деталей
8	$\tilde{\beta} = 1 - F(J_{\text{расч}});\ F(J_{\text{расч}}) = \int\limits_0^{\infty} f(\xi) d\xi$	$F(J_{\text{расч}})$ — интегральное распределение отказов по числу циклов $N_{\text{ц}}$ нагружения
9	$\tilde{\beta} = \int\limits_{-\infty}^{\infty} [1 - F(J)] f_d(J_{\text{доп}}) dN_{\text{ц}}$	$f_d(J)$ — плотность вероятности допустимой величины энергозатрат по результатам усталостных испытаний на стенде
10	$\tilde{\beta}_\mu = \int\limits_{-\infty}^{\infty} [1 - F(J_{\text{расч}})]^\mu f_d(J_{\text{расч}}) dN_{\text{ц}}$	$\tilde{\beta}_\mu$ — вероятность неразрушения множества μ деталей при циклическом нагружении
11	$\tilde{\beta}_\mu = \int\limits_{-\infty}^{\infty} \left[1 - F\left(\frac{J_{\text{доп}}}{k_{\text{н}}}\right)\right]^\mu f_d(J_{\text{расч}}) dN_{\text{ц}}$	$k_{\text{н}}$ — коэффициент надежности (запаса прочности) i-й детали
12	$\tilde{\beta}_\mu = \int\limits_{N_0}^{\infty} [1 - F(J)]^\mu f_d(J_{\text{расч}}) dN_{\text{ц}} +$ $+ \int\limits_{N_0}^{\infty} [1 - F(J)]^\mu f_d(J_{\text{расч}}) dN_{\text{ц}}$	—
13	$\tilde{\beta}_\mu = \int\limits_0^{\infty} f_d(J_{\text{расч}}) dN_{\text{ц}}$	$\tilde{\beta}$ — вероятность неразрушения деталей по числу циклов нагружения на стенде
14	$N_{\text{доп}} = \tilde{N}_0 - U_\mu \sigma_{\tilde{N}_0}$	$\tilde{N}_0$ — оценка среднего порога чувствительности по результатам испытаний; U_μ — квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности $\tilde{\beta}_\mu$; $\sigma_{\tilde{N}_0}$ — среднеквадратичное значение порога чувствительности детали к разрушению
15	$k_{\text{н}} = \dfrac{1}{1 - \dfrac{k_1}{\sqrt{n}} \dfrac{e^n}{N_0} U_\mu e^{-\sigma^2_{N_0}}}$	$k_1 = \dfrac{\sigma_{N_0}}{\sqrt{\sigma^2_{N_0} + 1 - 0{,}5(4\sigma^4_{N_0} + \sigma^2_{N_0} + 2) e^{-\sigma^2_{N_0}}}}$; n — число деталей, находящихся под наблюдением

нии неисправностей. Значит задачу определения уровня надежности можно свести к учету числа отказов и расчету величины энергозатрат, приходящихся на повреждение и разрушение деталей и имеющих место при рассеивании. Диапазон же рассеивания неисправностей и отказов можно представить, сравнив максимально допустимые энергозатраты J_{max} с величиной расчетной прочности $P_{расч}$ детали: если $J_{max} \geqslant P_{расч}$, то деталь разрушится, а если $J_{max} < P_{расч}$ — разрушение невозможно. (Здесь $P_{расч} \geqslant 0{,}8\sigma_т$, $\sigma_т$ — предел текучести материала.)

Таким образом, чтобы определить вероятность неразрушения детали, нужно вычислить вероятность неравенства $J_{max} < P_{расч}$. Причем такой подход можно использовать для любого закона распределения отказов. Хотя многие считают, что при небольших внешних нагрузках форма (закон) распределения очень сильно влияет на величину вероятности разрушения.

Да, действительно влияет, что является одним из главных недостатков вероятностно-статистических методов, которые не позволяют надежно судить о форме функции распределения вне интервала $\pm 3\sigma$ от среднего значения. Однако выход из данного положения есть: более полно это влияние можно показать не методом 3σ, а с помощью оценки, полученной для значений разности (формула № 5) двух случайных величин, $f_x(J)$ и $f_y(P)$, в точках $x = J$, $y = P$ и $z = x - y$ (при этом следует считать, что z = const) по известным значениям функции ограничений с одной стороны — $f_x(J_{расч})[1 - f_y(P_{расч})]$, а с другой стороны — $1 - f_y(P_{расч})[1 - f_y(J_{расч})]$ распределения отказов.

Например, если под x понимать величины разрушающих нагрузок, а под y — максимальные внешние нагрузки, то вероятность отказа (повреждаемость детали) дает формула № 6. При $c = 0$ имеем $J = P$. Тогда область β вероятности разрушения можно представить в виде формулы № 7, а вероятность $\tilde{\beta}$ неразрушения — формулы № 8. В этом случае усталостное повреждение, соответствующее энергии J, равное допустимому [1], не приводит к мгновенному разрушению конструкции в целом и может быть обнаружено при проведении технического обслуживания или ремонта АТС.

Поскольку основная задача обеспечения работоспособности — не допустить разрушений деталей при эксплуатации, то за критерий надежности целесообразно принять реальную вероятность неразрушения, которая может быть определена допустимым числом энергозатрат $[J]$ по числу N_0 циклов действия переменных внешних нагрузок. Тогда функцию $\tilde{\beta}$ распределения до разрушения детали можно представить в виде формулы № 9. Вероятность же того, что конкретная деталь агрегата или узла не разрушится в эксплуатации в течение установленного срока, может быть записана в виде формулы № 10, а вероятность $\tilde{\beta}_\mu$ неразрушения всех его однотипных деталей (подшипники, крепежные соединения, зубчатые передачи, тормозные накладки и т. д.) — в виде формулы № 11. Причем величину $\tilde{\beta}_\mu$ целесообразно принять за основной критерий надежности автомобиля по условиям сопротивления усталости, потому что она при установлении ресурса дает однозначную связь между ею и запасом прочности. Кроме того, величину $\tilde{\beta}_\mu$ можно принять и за критерий оптимальности при вероятностно-статистической оценке безотказной работы автомобиля: если срок службы устанавливается по отношению результата испытаний на стенде по циклам нагружения с учетом коэффициента надежности η, то вероятность неразрушения дает формула № 12.

Во-вторых, критерий $\tilde{\beta}_\mu$ — достаточно гибкий: он позволяет учитывать особенности законов распределения, сроки службы каждой детали конструкции. Например, закон распределения усталостной долговечности стендовых испытаний, $F(J)$, при малых вероятностях представляет собой сравнительно слабо возрастающую функцию, поэтому функция f_d распределения разрушений деталей занимает достаточно узкий диапазон прочности, что позволяет в формуле № 10 принять $F(J) \approx$ const.

В-третьих, если закон распределения $F(J)$ при малых вероятностях изменяется очень сильно и порог чувствительности по циклам нагружения (начало появления отказов при $N_ц$ или

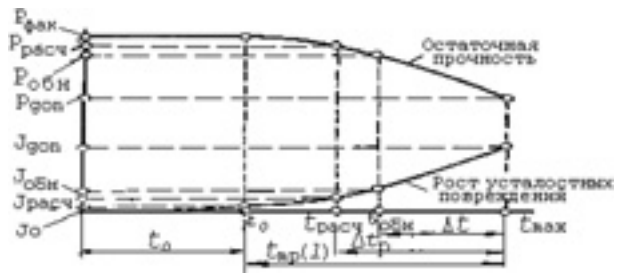


Рис. 3. Характеристики изменения прочности деталей автомобиля, построенные по принципу "допустимый рост усталостных напряжений"

микротрещин в материале) к разрушению отличается от нуля, то вероятность неразрушения можно выразить формулой № 10.

При $N_ц < N_0$ $F(J) = 0$, а при $N_ц > N_0$ величина $F(J)$ близка к единице, тогда $[1 - F(J)]^\mu \approx 0$. Значение этого интервала близко значению доверительной вероятности $\tilde{\beta}_\mu \approx P$.

Перечисленные свойства позволяют считать $\tilde{\beta}_\mu$ вполне приемлемым критерием оценки ресурса при различных $N_ц$.

Для рассматриваемой задачи особенно важно также соотношение между порогами чувствительности. Так, если значение этого порога большое, то надежность определяется величиной доверительной вероятности безотказной работы автомобиля, что позволяет установить количественные значения запаса прочности деталей, применив формулу № 13 и задавшись величиной $\tilde{\beta}_\mu$. Тогда для определения срока службы деталей по результатам испытаний можно воспользоваться формулой № 14.

Если, далее, коэффициент $k_н$ надежности представить с учетом числа N_0 нагружений, то получим формулу № 15 для расчета потребного запаса прочности с учетом порога чувствительности.

На практике эксплуатационникам часто приходится иметь дело с постепенным развитием усталостных повреждений (например, повреждений рамы автомобиля), которые могут быть обнаружены только при достижении ими опасных размеров. В этом случае большую помощь в деле обеспечения работоспособности может оказать схема, построенная на основе вероятностной модели уровня неразрушения изделия в зависимости от усталостной прочности его деталей.

Основными элементами этой модели являются такие случайные величины, как t_o (время или число N_o циклов нагружения до появления микротрещин), $t_{тр}(l)$ (время развития трещин до длины l), $J_{тр}$ (энергозатраты, при которых обнаружены отказы или трещины), J_o (энергия, затраченная до начала появления отказов), $J_{пр}$ (расчетное значение энергозатрат на 1 км пробега), J_{max} (максимально допустимые пределы энергозатрат), $t_{ТО}$ (время начала проведения обслуживаний), Δt (интервал между обслуживаниями), $\Delta t_{ТР}$ (интервал между ремонтными воздействиями), $D_ф$ (фактическое значение усталостной прочности детали), $D_р$ (расчетное значение усталостной прочности детали), t_{max} (максимальная допустимая длительность эксплуатации после появления отказов или микротрещин), ΔP (снижение прочности при обнаруженной неисправности), P_q (допустимая прочность после появления микротрещин).

Из рис. 3, на котором приведены характеристики изменения прочности деталей автомобиля, построенные на основе принципа "допустимого места усталостных напряжений", видно, что с увеличением энергозатрат на деформацию деталей трансмиссии прочностные их характеристики снижаются до допустимого предела, т. е. появляются отказы отдельных деталей. То же самое следует и из табл. 2, в которой сведены результаты лабораторных испытаний образцов стали 45 при различных режимах нагружения кручением: с ужесточением нагрузочного режима от 0,2 [τ] до 0,7 [τ] угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса в зависимости от числа циклов нагружения увеличивается в 3 раза, соответственно возрастает и скорость роста микротрещин.

Таблица 2

Характеристика параметров	Допускаемые режимы нагружения при кручении [τ]			
	0,2[τ]	0,4[τ]	0,6[τ]	0,7[τ]
Энергозатраты, Дж/цикл	$0{,}72 \cdot 10^{-9}$	$0{,}9 \cdot 10^{-9}$	$1{,}56 \cdot 10^{-9}$	$1{,}68 \cdot 10^{-9}$
Коэффициент рассеяния энергии, %	5,09	6,10	7,40	9,0
Угол наклона кривой изменения площади петли гистерезиса, рад/цикл	0,0024	0,0047	0,0060	0,0080
Скорость роста микротрещин, мм/цикл	$0{,}45 \cdot 10^{-5}$	$0{,}56 \cdot 10^{-5}$	$0{,}97 \cdot 10^{-5}$	$1{,}05 \cdot 10^{-5}$
Ресурс, R, кВт · ч	$>10^6$	$0{,}28 \cdot 10^5$	$0{,}21 \cdot 10^5$	$0{,}16 \cdot 10^5$
Прогнозируемое значение ресурса, $R_{пр}$, кВт · ч	$>10^6$	$55 \cdot 10^5$	$35 \cdot 10^5$	$20 \cdot 10^5$

Таблица 3

Параметр	Результаты для	
	ЗИЛ-431510	УАЗ-3303
Среднее число отказов трансмиссии за назначенный ресурс (25 тыс. кВт · ч)	10,800	7,070
Поток отказов	0,039	0,009
Выборочное среднее квадратичное отклонение параметра потока отказов, 1 тыс. кВт · ч	0,418	0,013
Коэффициент гарантированной вероятности параметра потока отказов, t_r	3,560	3,990

Интересны и данные по потоку отказов, полученные в реальных условиях эксплуатации автомобилей ЗИЛ-431510 и УАЗ-3303 (табл. 3). Из нее, например, видно, что коэффициент t_r гарантированной вероятности параметров потока отказов у обоих АТС превышает 3,0. Это означает, что t_r можно вычислить с гарантированной вероятностью более 0,9.

При расчете годовых эксплуатационных затрат, связанных с отказами деталей, автор учитывал число проведенных технических обслуживаний, а нормативный срок проведения каждого технического обслуживания устанавливал на основе статистических данных, полученных в реальных условиях эксплуатации, исходя из трудоемкости одного обслуживания ($\tau_{об}$) и устранения отказов ($\tau_р$).

При этом считалось, что величины $\tau_{об}$ и $\tau_р$ характеризуют затраты, приходящиеся на единицу наработки автомобиля, измеряемой в кВт · ч, и что по мере увеличения наработки удельное значение трудоемкости текущего ремонта возрастает, а затем, после проведения технического обслуживания и ремонта, падает. Частота этих всплесков возрастает экспоненциально, снижая запас работоспособности автомобиля. И так до его капитального ремонта.

Таким образом, в качестве оценки работоспособности автомобиля автор все-таки использовал вероятностно-статистический метод. Но — уточненный его вариант, в основу которого положены не нагрузки, а энергозатраты, поскольку они более полно учитывают и режимы нагружения, и условия эксплуатации. В связи с этим вводится новый показатель — КПД качества (η_J), позволяющий оценить эффективность использования АТС и получаемый из уравнений № 3 и 2 в виде отношения. На этот КПД, очевидно, в равной мере оказывает влияние как на сферы производства, так и сферы эксплуатации.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК 629.113/.115

"Ауди Q5": реализация современных методов проектирования и постановки на серийное производство

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ
НИЦИАМТ ФГУП "НАМИ" (8.495. 994-99-05)

На примере германского автомобилестроительного концерна "Ауди" рассматривается опыт успешного использования современных способов исследования, проектирования и постановки конкурентоспособной продукции на серийное производство.

Ключевые слова: *легковой автомобиль, исследование, имитационное моделирование, стадии проектирования, потребительские свойства, аэродинамика, эргономика, дизайн, производство.*

Grushnikov V.A.

AUDI Q5: REALIZATION OF MODERN METHODS OF DESIGNING AND STATEMENT ON A BATCH PRODUCTION

On an example German automobile concern AUDI successful use by the advanced foreign motor-car manufacturers of modern ways of research, designing and statements of competitive production on a batch production is considered.

Keywords: *the car, research, imitating modelling, design stages, consumer properties, aerodynamics, ergonomics, design, manufacture.*

Создание современного, конкурентоспособного на перенасыщенном предложениями рынке автомобиля от концепции до серийного образца представляет собой очень сложный, трудоемкий, неоднозначный и многоплановый процесс, определяемый многими факторами. Рассмотрим его оптимизацию и воплощение на примере разработки и постановки на серийное производство за 60 месяцев, т. е. за пять лет, новой модели Q5 всемирно известного германского автомобилестроительного концерна "Ауди".

Весь комплекс работ, выполненный концерном, основан на использовании в технологически революционном по реализации концептуально-"лекальном" (по аналогии с кройкой) проекте с виртуально-визуальным прототипированием современных возможностей компьютерных технологий и систем автоматического проектирования.

Так, длившийся 27 месяцев виртуальный концептуально-"лекальный" проект был, по сути, стратегическим планом создания в цифровой форме новой модели автомобиля. При этом в самом начале "лекального" проекта, после определения и задания концепции назначения, разрабатывалась основная исходная модель его экстерьера и интерьера с точным цифровым описанием наружных и внутренних поверхностей, а также закладывались требования к материалам, технологиям изготовления и сборки, возможности трансформации конструкций и технологий. В итоге через 18 месяцев появилась первая техническая (цифровая) модель, а еще через семь — окончательно сформировалась концепция нового автомобиля. К концу концептуально-"лекального" проекта, т. е. через 27 месяцев, первый прототип был готов. Однако путь к конвейеру ему еще предстоял долгий — 33 месяца.

Поскольку дизайн и эргономика наиболее ответственны за визуальную и органолептическую связь автомобиля с потенциальным владельцем, то с них и начинается конкретная реализация и ими, во многом и в первую очередь, определяется качество "лекального" проекта и его

результат: сначала цифрового прототипа, а в конечном итоге — и серийного автомобиля.

На первой стадии "лекального" проектирования дизайнеры, используя сначала грубые цифровые "лекала" отдельных частей кузова, формировали общий внешний и внутренний облики будущего автомобиля. Для этого привлекались возможности новейших методов виртуально-реальной визуализации с представлением автомобиля средствами компьютерной графики в разных видах, в статике и динамике. В том числе в транспортном потоке и на фоне разных объектов, а также с водителем и пассажирами в салоне.

Виртуально-реальная модель составлялась из набора видимых поверхностей капота, крышки багажника, крыши, дверей, остекления, фар, колес, их ниш, шин, приборной панели, обшивки салона и т. д., а также многочисленных сопряжений поверхностей различных элементов. В экстерьере и интерьере автомобиля уже на этой стадии проектирования особое внимание обращалось на симбиоз эстетики, технической разумности, оптимальной эргономики, безопасности и технологичности как изготовления, так и обслуживания.

Параллельно конструкторы начинали выбор из имеющихся в наличии или разработку новых агрегатов и их оптимальную компоновку, а технологи — проработку возможностей использования материалов и способов их соединения. При этом цифровая модель автомобиля также разбивалась на отдельные зоны или участки с разными требованиями по прочности, жесткости и устойчивости к нагрузкам и действию внешних факторов.

Далее, используя возможности сквозной цифровой поддержки интегрального виртуально-расчетного продукта, дизайнеры, конструкторы и технологи переходили к следующей стадии проектирования — с набором более точных цифровых "лекал", постепенно приступая в "технической модели" автомобиля к уточнению всех элементов дизайна, эргономики, конструкции и технологий.

Параллельно, еще на предыдущей стадии, когда прообраз новой модели автомобиля в цифровом представлении уже в целом сформирован, начинали исследования его функциональных свойств методами имитационного моделирования и виртуальных испытаний отдельных агрегатов, узлов, деталей и полнокомплектного автомобиля. Здесь также использовались возможности "технической модели" по оперативному представлению цифровой параметрической информации и программ точного математического описания свойств автомобиля, их оценки в конце проектирования и по всему его циклу. Для этого концерном были введены понятия "виртуальный автомобиль", "виртуальный прототип" и "виртуальный серийный образец", позволяющие адресно, в цифровой форме, т. е. без дорогостоящего изготовления нескольких образцов, предназначенных для полного разрушения "живого" прототипа, оценить различные свойства новой модели автомобиля на любой стадии его разработки, включая испытания. При проведении виртуальных испытаний должны соблюдаться интегральные мультидисциплинарные требования, предъявляемые к аэродинамике, аэроакустике, эффективности систем охлаждения двигателя и других агрегатов, управлению потоками воздуха, отоплению, охлаждению, вентиляции и кондиционированию воздуха в салоне автомобиля, прочности и жесткости кузова, комфортабельности и эргономичности устройств управления, вибронагруженности рулевого колеса, вибрации панелей, энергопоглощающей способности бамперов и т. п.

Использование виртуальных "технических моделей" позволяет задать параметрические характеристики новой модели автомобиля с учетом их весомости и уже на ранней стадии проектирования оценить их совершенство, а впоследствии подтвердить или скорректировать достоинства нового автомобиля по результатам реальных стендовых и дорожных испытаний.

При проектировании кузова нового внедорожника "Ауди Q5" в фокусе внимания оказались свойственные этому сегменту автомобилей дизайн, транспортная живучесть и комфорт: он был наделен ультрасовременными обтекаемыми контурами и сопряжениями и изготовлен из современных прочных облегченных материалов. В итоге получился спортивный внедорожник нового поколения для активного отдыха, который обладает свойственной седанам среднего класса аэродинамикой: коэффициент C_w, который на первой стадии дизайнерского поиска был равен 0,418, к ее окончанию его удалось снизить до 0,352, к появлению серийного виртуального прототипа — до 0,337, а к нулевой серии — уже до 0,33. Это стало возможным благодаря оптимизации форм передней и задней частей кузова, контуров крыши, боковин, обтекателей, спойлеров, воздухозаборников и других элементов, устраняющих завихрения потоков воздуха в критических зонах и/или отводящих их в нужном направлении. Эти решения отчетливо проявились в конструкции воздухозаборника моторного отсека, организации прохождения потока воздуха под днищем через двухпоточный диффузор, создании направленного обдува задних блок-фар без их загрязнения, выполнении обтекаемых боковых ребер брусьев крыши, передних стоек, порогов и нижних контуров дверных проемов, формообразовании и установке наружных зеркал заднего вида с предотвращением завихрений воздуха в зоне видимости.

Использование виртуальных моделей компьютерного проектирования и метода конечных элементов позволило оптимизировать положение центра масс автомобиля при его продольных (галопирование), поперечных (увод) колебаниях и рысканиях (разворот вокруг вертикальной оси), а также сформулировать и реализовать оптимальные статические и динамические геометрические и кинематические параметры ходовой части, тормозной и рулевой систем.

Наружные элементы кузова Q5 изготовлены из упрочненного горячекатаного при 950 °С стального листа с легированием сплавом 22MnB5. Его сверхпрочная мартенситная структура хорошо поддается оксидированию при 420 °С и цинкованию при 907 °С. Кроме того, отдельные элементы кузова подвергались плазменному алюминированию с добавлением кремния (толщина слоя 20—30 мкм). Новые способы местного нагрева и охлаждения обеспечивают различные зональные прочности кузовных элементов. Луч лазера без дополнительных технологий соединяет компоненты из листовых сталей разной толщины.

Конструктивные материалы и технологии, хорошо зарекомендовавшие себя на моделях-предшественницах ("Ауди А4" и "Ауди А5"), были внедрены и на виртуальной "Ауди Q5" с помощью методов компьютерного имитационного моделирования. Причем с точным воспроизведением различных экстремальных режимов нагружения, встречающихся при движении автомобиля по дорогам и бездорожью.

В их ходе было также установлено, что наиболее подходят для этого автомобиля две механические коробки передач — шестиступенчатая *ML*311-6*Q* и семиступенчатая двухпоточная "Строник *DL*501", распределяющая крутящий момент на передние/задние колеса в соотношении 40/60 % самоблокирующимся межосевым дифференциалом.

Не достижимый до сих пор для внедорожников высокий уровень спортивной динамики и активной безопасности "Ауди Q5" обеспечен совершенной системой рулевого управления, впервые использованной в моделях А4 и А5. Эта система — динамическая: она изменяет передаточное число рулевого управления в зависимости от скорости движения автомобиля. Причем вариантов такого изменения три: парковка; движение с низкими скоростями (город и пересеченная местность); движение с высокой скоростью (автомагистраль).

Так, при парковке автомобиля маневрирование для водителя облегчается тем, что усилия на поворот рулевого колеса от одного упора до другого уменьшаются: водитель должен обеспечить жесткий, точный захват и четкое вращение руля. Передаточное число при парковке — пропорциональное.

Для выполнения маневров и поворотов при движении в городе и на местности нужно, в том числе с участием электронной системы поддержки водителя, управлять автомобилем без перехватов руля. (Для большинства водителей для адекватного управления автомобилем можно говорить о диапазоне углов поворота менее ±90°.) Значит, при скоростях от низких до средних оптимальной является тоже пропорциональная передача. Однако высокая пропорциональность, требуемая при парковке, с повышением скорости движения приводит к "нервозному" вождению с зависимым от скорости динамическим изменением — так называемому раскатыванию. Поэтому при повышенных скоростях движения с малыми радиусами кривизны траектории передаточное число рулевой передачи должно выбираться так, чтобы водитель мог управлять автомобилем с максимально возможной точностью. Что достигается при непрямой или непропорциональной передаче, отличающейся от той, что используется при низкой и средней скоростях автомобиля. Для этого при движении с динамическим управлением электронная система курсовой устойчивости стабилизирует автомобиль в критических дорожно-транспортных ситуациях не только торможением отдельных колес, но и дополнительной корректировкой углов поворота управляемых колес. В результате достигается общая стабилизация автомобиля одновременным селективным торможением и рулевым управлением, значительно повышающим активную безопасность, особенно на скоростях более 100 км/ч, за счет быстрого реагирования на ситуацию при частичном или полном торможении. При этом благодаря снижению степени тормозного воздействия автомобиль даже на дороге с низким коэффициентом сцепления (например, на снегу) более стабилен на своей траектории (в коридоре) движения. Электронная система использует функцию динамического управления при избыточной и недостаточной поворачиваемости автомобиля, а также при его торможении на дорожном покрытии с разными коэффициентами сцепления.

В частности, в случае избыточной поворачиваемости с быстрым отклоняющим маневрированием при смене полосы движения автомобиль стабилизируется динамическим управлением с предотвращением заноса задней части: при обратной смене полосы заднюю часть автомобиля может "забросить", особенно на высокой скорости движения. Нормальный водитель реагирует на это с опозданием или вовсе не реагирует, так как не успевает. В "Ауди Q5" водителя поддерживает электронная система автоматического усиления тормозного воздействия, противодействующая заносу.

При недостаточной поворачиваемости электронная система устанавливает непропорциональную передачу в рулевом управлении, чтобы водитель не проскакивал через точку максимального силового замыкания, в которой автомобиль оптимально управляем с целью его смещения траектории движения перемещением управляемых колес. Такая поворачиваемость распознается и регистрируется, а далее в действие вступает электронная система.

При торможении на дорожном покрытии с различными коэффициентами сцепления (микст, например), с высоким (чистый асфальт) с одной стороны и низким (лед) с другой, повышенные тормозные силы должны быть приложены к колесам, имеющим бóльший коэффициент сцепления с дорогой. Для продолжения прямолинейного движения без электронной динамической системы автомобиль можно удержать на дороге только интенсивными подруливаниями. Электронная же система делает это автоматически, независимо от водителя, и гораздо эффективнее как по времени, так и по результату. При этом изменение передаточного числа осуществляют программно управляемые механические и электронные компоненты, т. е. регулятор, который встроен в рулевую колонку и состоит из электронно-скоммутированного с логистикой чувствительной системы электродвигателя, редуктора и фиксатора, блокирующего электродвигатель в обесточенном состоянии и таким обра-

зом обеспечивающего прямую передачу между рулевым колесом и рулевым механизмом. Используемая в "Ауди Q5" для динамического управления волновая передача отличается коаксиальностью конструктивного исполнения, высокими передаточным числом и моментом, а также угловой жесткостью, небольшой массой, беззазорностью и очень низким трением. Принцип действия ее и планетарной передачи очень схож.

Регистрирующая и управляющая электроника обеспечивает точность и надежность функционирования системы динамического управления. Она очень компактна, легка и диагностируется бортовым компьютером. При обнаружении ошибок, сбоев и отказе электронных модулей осуществляет переход на прямую (пропорциональную) передачу путем блокирования внешних стабилизирующих воздействий (например, колебаний напряжения бортовой электросети), деактивирования системы, приведения ее в состояние "прямолинейного" положения рулевого колеса, информирования водителя.

Динамическое рулевое управление дополнено электронной системой стабилизации и системой электронной поддержки водителя. По сравнению с традиционной АБС, стабилизирующей автомобиль за счет регулирования тормозных сил на колесах, усовершенствованная система, при необходимости, принудительно воздействует на передние управляемые колеса. В итоге при торможении на дорожном покрытии с низким коэффициентом сцепления при избыточной и недостаточной поворачиваемости автомобиля курсовая устойчивость дополняется динамической стабилизацией. При этом в первом случае (скольжение) традиционная система увеличивает тормозную силу на колесе с бо́льшим сцеплением с дорогой, а электронная система курсовой устойчивости и динамической стабилизации принудительно, причем точно и быстро, поворачивает на определенный угол управляемые колеса. Во втором случае (занос задних колес) динамическая стабилизация, противодействуя чрезмерной тормозной динамике, благодаря быстрой реакции на потерю управляемости предотвращает отрыв задней части автомобиля от дороги. В третьем случае (увод передних колес) устанавливается компенсирующая и легкая избыточная поворачиваемость, в том числе за счет уменьшения тяговой и тормозной активности.

Алгоритм безопасности новой концепции системы курсовой устойчивости и динамической стабилизации реализуется с помощью дополнительных датчиков регистрации вращения автомобиля вокруг вертикальной оси и поперечных ускорений, а также дополнительного процессора бортового компьютера. Повышенная курсовая устойчивость достигается использованием датчиков кренов, расположенных в брусьях крыши, а активная безопасность — системой электронного поддержания движения под уклон, имеющей клавишный переключатель регулирования, или автоматического управления с функцией отключения и включения полного привода и ограничения скорости в диапазонах 30—60 и 9—30 км/ч.

Система электронной поддержки водителя предотвращает его возможные ошибки, связанные с невнимательностью в сложной дорожно-транспортной ситуации, при частой смене полосы движения. Она сигнализирует как ему, так и другим участникам дорожного движения о смене полосы движения и близости автомобилей в многополосном транспортном потоке.

В данной системе в качестве чувствительных элементов использованы два радара с частотой излучения сигнала 24 Гц, расположенные в переднем и заднем бамперах, расчетные модули оценки ситуации и аварийного (в корпусе зеркала заднего вида) оповещения водителя.

Причем динамическая освещенность позволяет воспринимать информацию как ночью, так и днем. Кроме того, в автомобиль встроена информационная система: она выявляет все транспортные средства, которые при смене полосы движения могут оказаться критическими в транспортном потоке. (Водитель эту информацию может воспринимать и контролировать визуально и по приборам в реальном масштабе времени, удобном для восприятия угловом ракурсе, при неотвлекающем невысоком уровне освещенности с возможностью опроса информационной системы без помех управлению.) Система предупреждает водителя о возникающих помехах световым и/или звуковым сигналом.

Наконец, оснащенная видеокамерой система электронной поддержки водителя по управлению смены полосы движения седьмого семейства "Ауди" с модульной стратегией сообщает ему предупреждающую информацию в виде локальной вибрации на рулевом колесе. Ее действие начинается со скорости 65 км/ч и дополняется двухцветной сигнализацией: зеленый — система включена, желтый — система функционирует в штатном режиме. В качестве регистрирующего чувствительного элемента используется видеокамера черно-белого изображения с разрешающей способностью 640 × 480 пикселей. Оптика камеры имеет порог видимости до 60 м и горизонтальный угол обзора 40°. Частотная дискретизация записи — 200 МГц. Запас возможностей новой системы — 2000 км, а чувствительность значительно выше акустических возможностей существующих датчиков. Система контролирует смену полосы движения и парковку в широком диапазоне углов поворота управляемых колес с углом обзора 130°.

Рассмотренная выше методология, как видим, позволяет на заключительном этапе "лекального" проектирования, т. е. при выходе на нулевую серию, оценить оснащенность нового автомобиля и в случае необходимости выполнить последние мероприятия по доводке конструкций и технологий. Причем с использованием тонких цифровых "лекал" и методов имитационного моделирования, дающих возможность оценки поведения виртуальной модели на "стендах" и "дорогах", в разных режимах нагружения с регистрацией различных параметрических характеристик.

На все рассмотренное выше, как уже упоминалось, концерн затратил 27 месяцев. Причем гораздо эффективнее, чем по традиционным технологиям. В результате концептуально-"лекального" проектирования с виртуально-визуальным цифровым прототипированием появился почти окончательный реальный прототип автомобиля "Ауди Q5". Он в течение еще трех месяцев подвергался заключительным испытаниям на стендах и дорогах и именно с него после последней тонкой финишной доводки мелких шероховатостей в ходе тактических этапов проекта началась первая серийная модель нового автомобиля.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Зиганшин Э.Ш., Смирнов Ю.Н. — Основы интеграции информационной системы управления предприятием и АСУ технологическими процессами 1
Летягина Е.Н. — Энергоаудит на предприятиях машиностроения 4
АСМ-факты 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Румянцев В.В., Ахметшин Е.Э., Кузьмин И.А., Румянцев Д.В. — Локальные граничные условия теплообмена в охладителях наддувочного воздуха 6
Панарин А.Н., Нгуен Куанг Тхиеу, Клюкин П.Н. — Особенности проектирования автомобильных стартер-генераторов вентильно-индукторного типа ... 10
Ходес И.В., Никитин А.С. — Влияние координаты центра масс на эффективность тормозной динамики двухосного автомобиля 13
Холодный Ю.Ф., Старков Н.В., Холодный В.Ю. — О совершенствовании профилей разжимных кулаков тормозных механизмов. 15
Агамиров Л.В., Лисин А.Н., Мозалев В.В. — Комплексное прогнозирование сопротивления автомобильных колес усталости и косому удару 17

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Мамити Г.И., Плиев С.Х., Тедеев В.Б. — Определение скорости вылета автомобиля с полотна дороги 21
Бондарев В.Г. — Автоматизация управления транспортными средствами и перевозками 25
Читатель предлагает
Приходько В.М., Мороз С.М., Ременцов А.Н. — Автоматизация выявления в транспортных потоках неправомерно используемых АТС. 28
Рустамов З.А. — Измеритель параметров шин АТС 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Астащенко В.И., Швеёв А.И., Швеёва Т.В., Ищенко В.И. — Управление качеством стальных изделий при технологическом переделе металла 32
Дьяков И.Ф. — Вероятностно-статистическая оценка безотказной работы автомобиля 35

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Грушников В.А. — "Ауди Q5": реализация современных методов проектирования и постановки на серийное производство 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. С. Ковригин, Р. В. Козырев, С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, В. Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), В. Б. Альгин (зам. председателя), А. Н. Егоров, Ан. М. Захарик, Г. М. Кухаренок, П. Л. Мариев, Ю. И. Николаев, И. С. Сазонов, С. В. Харитончик

Корректор Т.В. Пчелкина
Сдано в набор 02.08.2011. Подписано в печать 18.09.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,76. Зак. 681.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
E-mail: avtoprom@mashin.ru, avtoprom@aport.ru
www.mashin.ru www.avtomash.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.