

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • 2004



Л Е К Ц И И





www.MVK.ru

105-34-97

МЕЖДУНАРОДНАЯ ПРОМЫШЛЕННАЯ
НЕДЕЛЯ В «СОКОЛЬНИКАХ»



30 мая – 03 июня

МАШИНОСТРОЕНИЕ 2005

WWW.MASHEX.RU

ВЫСТАВКИ:

МОСКВА, КВЦ «СОКОЛЬНИКИ»

ДИРЕКЦИЯ ВЫСТАВОК:

Тел.: (095) 105-34-97, 268-95-11, 268-99-14

E-mail: riv@mvk.ru, info@mvk.ru

Российская ассоциация «СТАНКОИНСТРУМЕНТ»

Тел.: (095) 209-57-43, 209-56-69, 209-59-21

Факс: (095) 209-38-11; e-mail: siass@tsr.ru

Соорганизатор выставки

«Подъемно-транспортное оборудование»:

журнал «ВИРА – МАЙНА»

Тел.: (095) 730-09-95; e-mail: reklama@v-m.ru

MASHEX
МАШИНОСТРОЕНИЕ

РЕТЕКМАШ

МАШКОМП

ИНТЕХМАШ

МЕТРМАШ

ЭЛЕКМАШ

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ

ПОДШИПНИКИ
(ИНБЕТЕК)

ЛИТЭКСПО

Организаторы:

■ Выставочный холдинг MVK



РОССИЙСКАЯ АССОЦИАЦИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ
СТАНКОИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ
ПРОДУКЦИИ «СТАНКОИНСТРУМЕНТ»

При содействии:

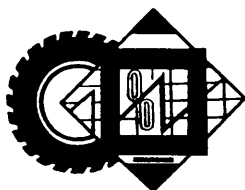


Информационный спонсор:



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 11 • ноябрь • 2004



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115:339.332

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ДИЛЕРСКОЙ СЕТИ ЗМЗ И ОРГАНИЗАЦИИ СБЫТА АВТОКОМПОНЕНТОВ

А.А. ЛБОВ

ОАО "ЗМЗ"

До 1993 г. вся продукция Заволжского моторного завода распределялась по указанию министерства автомобильной промышленности и объединения "Автодвигатель". Делалось это по заявкам основных заводов потребителей и агропромышленного комплекса. Однако в начале 1994 г. большинство предприятий России столкнулось с проблемой сбыта продукции. Постигла такая участь и ЗМЗ. В связи с этим возникла необходимость создания новой структуры сбыта, способной отслеживать ситуацию на рынке и планировать объемы производства под реальные его потребности. Но перестроиться удалось не сразу — сказалась инерция в мышлении и представлениях. Этим воспользовались появившиеся во множестве посреднические организации, которые стали быстро подменять старую сеть сбыта. Они работали хаотично, были еще "слепыми" на рынке запасных частей, но других не было, поэтому из них и пришлось создавать новую дилерскую сеть. Причем ЗМЗ, естественно, в этом деле никакого опыта не имел, и задача решалась, по существу, методом проб и ошибок. Чтобы последних было меньше, решалась поэтапно.

Сначала вырабатывались принципы, по которым нужно отбирать дилеров и их число по регионам, определялись условия реализации продукции, опробовались принципы контроля оплаты за отгруженную продукцию с отсрочкой платежа. И все, что этим принципам не соответствовало, постепенно уходило. Например, самоликвидировались организации случайные, слабые, не выдержавшие работы в жестких условиях конкуренции. Наконец, в 1994 г. была создана служба маркетинга. В итоге на сегодня дилерская сеть ОАО "ЗМЗ" — это крупные, стабильно работающие на контрактной основе с заводом организации, с хорошо оснащенной материально-технической базой и техническим потенциалом, способные осуществлять крупнооптовые поставки.

Так что принципы формирования товаропроводящей сети, разработанные на первом этапе, себя оправдали. Таких принципов шесть.

1. Как можно активнее задействовать и развивать возможности региональных организаций.

2. Максимально использовать направления развития ОАО "ГАЗ", "УАЗ" и "ПАЗ" как предприятий, торгующих основной долей запасных частей к автомобилю. То есть, запасные части, выпускаемые ЗМЗ, должны продаваться вместе с запасными частями к автомобилю, выпускаемыми этими ОАО.

3. В тех регионах, где нет или экономически нецелесообразно создавать центры реализации запасных частей, нужно внедрять опыт и потенциал наиболее развитых, адекватных политике ЗМЗ фирм других регионов или Нижегородской области (при условии представления ими программы развития и контролируемости ее исполнения со стороны завода).

4. ЗМЗ при работе с дилерами рассматривает себя крупнооптовым поставщиком продукции, а дилера — крупнооптовым потребителем, получающим продукцию в объемах, не менее установленных ЗМЗ минимальных норм отгрузки.

5. Объем отгрузки каждого дилера не должен превышать 5—7 % объема отгрузки ЗМЗ. Благодаря этому исключается возможность серьезного единоличного влияния дилера на сбытовую политику ЗМЗ.

6. Реформирование товаропроводящей сети должно быть планомерным и поэтапным, без резких изменений действующих правил, что позволит сохранить объемы продаж и перейти от количественного к более качественному составу дилерской сети.

Реформирование дилерской сети, как и ее создание, тоже было поэтапным.

На первом этапе (август—декабрь 2001 г.) ЗМЗ провел первую аттестацию дилеров с целью определения потенциала каждого из них и выявления наиболее слабых, которые и ушли из дилерской сети. Для оставшихся же в ней ввели специальную шкалу скидок, позволяющую им работать напрямую с заводом.

На втором этапе (январь—июнь 2002 г.) была введена усовершенствованная система этих скидок. Причем она предназначалась не только для уже существующих, но и для новых дилеров, удовлетворяющих аттестационным требованиям. В результате за год число дилеров увеличилось с 16 до 31. Это привело, как и ожидалось, к росту

приходящихся на них доли продаж запасных частей на 6 % (до 24 % общего объема на конец 2002 г.).

24 %, на первый взгляд, — не так уж много. Но надо иметь в виду, что, во-первых, большинство вновь привлеченных дилерских фирм — небольшие, у которых бизнес по запасным частям ЗМЗ только начинал развиваться; во-вторых, в хозяйственной деятельности многих крупных фирм в регионах бизнес по ЗМЗ занимал далеко не основное положение: всего 2—5 %. Поэтому развитию данного бизнеса должного внимания не уделялось.

На втором же этапе началась совместная с ОАО "ГАЗ" работа по освоению регионов через региональные склады. Например, предполагалось, что вначале ЗМЗ будет использовать такие склады ГАЗа в Перми, Ростове-на-Дону, Вологде, Новосибирске или Иркутске, Днепрпетровске. Запасные части на данные склады должны доставляться железнодорожным транспортом непосредственно с ЗМЗ. И это были не только планы. Уже с июля 2002 г. продукцию завода начали поставлять на региональный склад ООО "РусАвтоГАЗ" в Перми, а в первом квартале 2003 г. стали создавать склад в Ростове-на-Дону.

На третьем этапе (июль—декабрь 2002 г.) ЗМЗ провел вторую очно-заочную аттестацию своих дилеров. Цель практически та же, что и на первом этапе, — отобрать наиболее подготовленные и адекватные политике завода дилерские организации для дальнейшей работы в регионах. Главным условием в их работе должна, по замыслу, стать полная отчетность каждого дилера и представление заводу его программы развития продаж в регионе.

Четвертый этап (январь—июнь 2003 г.) — продолжение процесса укрупнения региональных дилерских фирм, перевод их на централизованное снабжение через региональные склады. При этом завод выступает в роли гаранта стабильности в работе и контролера ситуации, складывающейся вокруг каждого регионального центра.

С февраля 2003 г. введена отчетность дилеров по установленной ОАО "ЗМЗ" форме с целью контроля и прозрачности сбыта продукции завода (отчеты дилеров принимаются в электронном виде и автоматически обрабатываются через локальную компьютерную сеть), с марта 2003 г. — новая шкала скидок, которой предусмотрено увеличение порога сделки и соответственно увеличение скидки до 10 %.

Теперь уже можно сказать, что система дилеров ЗМЗ в России сложилась. Она состоит из трех групп. Это — региональные дилеры, работающие в своих и близлежащих регионах; московские дилеры, обеспечивающие продукцией ЗМЗ Центральный федеральный округ; нижегородские дилеры, работающие преимущественно там, где нет региональных дилеров ЗМЗ.

Региональные дилеры в перспективе — основная из групп, поскольку ЗМЗ ориентируется именно на региональные продажи своей продукции. Это дает ему возможность более четко планировать номенклатуру запасных частей, быстрее и проще решать проблемы с выборкой заявленной продукции, приближает продукцию ЗМЗ к потребителю.

Московские дилеры занимают (условно, конечно) второе место. Таких фирм в Москве и Подмосковье семь. Но на сегодня это, пожалуй, самая организованная и адекватная политике завода команда дилеров. Доля, которую охватывают московские дилеры, составляет 21 % объема реализации завода, что примерно равно емкости рынка центрального региона.

Дилеры Нижегородского региона — фактически основная на сегодня группа. Она состоит из 14 фирм, на долю которых приходится 55 % общего объема реализации запасных частей, выпускаемых ЗМЗ. Однако

главная функция нижегородских фирм состоит в налаживании своей сбытовой сети в других регионах. То есть передача ныне выполняемых функций фирмам первой группы — региональным дилерам.

Таким образом, в настоящее время дилерская сеть ОАО "ЗМЗ" имеет 30 дилеров в регионах России, в том числе один центр реализации в Перми, куда ЗМЗ напрямую поставляет продукцию по заявке ООО "РусАвтоГАЗ"; семь дилеров в Москве и Московской области, реализующих продукцию ЗМЗ в центральном регионе; 14 — в Нижнем Новгороде, работающих преимущественно в регионах. В шести странах СНГ (Украина, Казахстан, Азербайджан, Молдова, Грузия и Армения) завод имеет 27 дилеров. То есть товаропроводящая сеть ЗМЗ включает 78 организаций с ориентировочным объемом реализации от 2 до 10 млн руб. в месяц, что составляет ~1—5 % общего объема реализации запасных частей. К числу стран СНГ с наиболее сильно развитой сетью дилеров ЗМЗ относятся Украина и Казахстан, поскольку у них большой парк автомобилей с двигателями ЗМЗ.

Такая довольно развитая дилерская сеть позволила в 2002 г. реализовать через нее двигателей и запчастей к ним на сумму 2218 млн руб. (из них запасных частей — на 1394 млн руб. и 34,4 тыс. шт. двигателей на 822 млн руб.). Это, по сравнению с 2001 г., на 32 % больше (в том числе по запасным частям — на 45 %, по двигателям — на 15 %). В других же странах СНГ через дилерскую сеть реализовано продукции на 200 млн руб. (рост, по сравнению с 2001 г., — 25 %).

2003 г. оказался еще более успешным. Так, объем реализованных в России запасных частей в денежном исчислении превысил 2,5 млрд руб., в других странах СНГ — почти 300 млн руб. При этом повышение цен на запасные части в среднем составило не более 12 %. То есть основной прирост обеспечен за счет увеличения физических объемов продукции, а также расширения ее номенклатуры (главным образом, за счет покупных комплектующих к двигателям ЗМЗ).

Несколько слов об основных направлениях работы ОАО "ЗМЗ" с дилерами в 2003 г. Продажа покупных изделий — новая тема в этой работе, начатой с июля 2002 г. И надо сказать, она уже принесла определенные результаты.

Главное условие продаж покупных изделий, которое ставилось перед дилерами, — полная согласованность в действиях с поставщиками. Оно выполняется. Положительный эффект дала и новая форма начисления скидок, что значительно дисциплинировало дилеров в оплате за продукцию. Сказалась также новая форма заявки в электронном виде. В результате существенно облегчился процесс планирования реализации запасных частей.

Оправдали себя и другие нововведения. Например, постоянный контроль за выборкой дилерами заявленной продукции: сейчас их заявки стали более взвешенными, отвечающими фактическим потребностям фирмы на предстоящий месяц. Способствует повышению эффективности введенный с апреля 2002 г. на ЗМЗ график отгрузок дилерам запасных частей, а также действующий с 2003 г. график платежей. Как и минимальные нормы отгрузок, установленные с октября 2002 г., эти меры "настраивают" дилеров на получение продукции крупным оптом, а главное, для ЗМЗ то, что в дальнейшем они лягут в основу внутризаводских транзитных норм перемещения деталей из цехов в ЦКОП в промежуточной упаковке.

С 2002 г. все запасные части поставляются в "фирменной" картонной упаковке, что повышает имидж завода и его продукции и, наконец, просто помогает потребителю отличать продукцию ЗМЗ от конкурентных и контрафактных изделий.

Как видно из сказанного выше, за последние годы для развития товаропроводящей сети ЗМЗ сделано немало. Сформирована дилерская сеть, состоящая из 78 организаций; постепенно идет укрупнение этих организаций; все более скоординированной становится их деятельность в тех регионах, где нет официальных дилеров ЗМЗ; создаются региональные склады, куда продукция завода будет поставляться железнодорожным транспортом, что позволит развить товаропроводящую сеть в близлежащих к ним областях и увеличить прибыль ЗМЗ за счет разницы в скидках на продукцию, отпускаемую с завода и регионального склада.

Но сделать предстоит не меньше.

Так, несмотря на то, что в ряде стран СНГ парк автомобилей с двигателями ЗМЗ несколько сократился, прямые поставки запасных частей в эти страны необходимо развивать. Дело в том, что сейчас продукция поступает туда через дилеров или с оптовых рынков России. Значит, для увеличения прибыли и уменьшения доли поддельных запасных частей, реализуемых в этих странах, надо переходить на прямые поставки.

Второе. Чтобы полностью удовлетворять конечных потребителей, т. е. владельцев АТС, необходимо постоянно изучать состояние рынка запасных частей для двигателей ЗМЗ, потребности в них во всех регионах России и других стран СНГ, обеспечивать полное выполнение заявок дилеров по объему и номенклатуре, а также своевременно поставлять продукцию в соответствии с графиком отгрузок. При этом, естественно, не обойтись без расширения производственной базы завода, в том числе мощностей цеха отгрузки. Короче говоря, нужно добиться, чтобы в каждом регионе России и других стран СНГ потребитель имел возможность быстро приобрести нужную ему запасную часть к двигателю ЗМЗ по приемлемой цене и гарантированного качества.

Третье. Организация сбыта запасных частей в настоящее время без использования современных методов ее продвижения на рынки невозможна. Средства, обеспечивающие доминирование на рынке и вытеснение с него конкурентных производителей запасных частей, за рубежом отработаны. Это — эффективные коммуникации и специфические меры коммуникативного воздействия. Такие, как брендинг, мерчендайзинг, агрессивные рекламные кампании с оценкой ее эффективности за счет измерений и тестов целевых аудиторий и рекламных продуктов. Поэтому один из важных инструментов продвижения продукции ЗМЗ — его участие в выставочных мероприятиях. Причем особый акцент ставится на региональные выставки с обязательным участием дилера в качестве экспонента. Однако дело не ограничивается только выставками. Чтобы ускорить темпы привлечения покупателей и сохранить их заинтересованность, обеспечить устойчивое преимущество своей продукции по отношению к продукции конкурентов и, в конечном счете, получить более высокую, чем сейчас, прибыль и увеличить стоимость активов фирмы, ЗМЗ предпринимает и другие меры. В частности, укрепляет и развивает корпоративный бренд ЗМЗ, формирует товарные бренды новых двигателей (ЗМЗ-514 Di, ЗМЗ-405 и ЗМЗ-409), обеспечивает грамотной рекламной поддержкой основные группы товарной продукции (запасные части, алюминиевые отливки, подшипники скольжения), развивает систему онлайн-электронной торговли по всем существующим каналам распределения, а также заводской веб-сайт.

Четвертое. Современный российский рынок запасных частей и рынки других стран СНГ буквально заполнила контрафактная продукция. А это снижает объемы реализуемой подлинной продукции. Кроме того, использование товарного знака ЗМЗ на подделках наносит ущерб имиджу завода. Но самое главное, приме-

няемые при ремонте двигателей ЗМЗ поддельные запасные части резко снижают качество самих двигателей и соответственно могут отрицательно сказаться на уровне безопасности дорожного движения. А таких подделок, к сожалению, очень много: по нашим оценкам, — 35 % общего объема запасных частей, реализуемых на автомобильных рынках России. К тому же цена поддельной продукции, как правило, значительно (на 15—20 %) ниже, чем у официального производителя, что повышает вероятность ее приобретения потребителем.

Борьбу с недобросовестной конкуренцией ЗМЗ ведет на основе "Проекта по борьбе с контрафактной продукцией", разработанного в 2002 г. группой специалистов завода, в состав которой входили конструкторы, технологи, юристы, маркетологи и работники управления безопасностью. Этот "Проект" предусматривает первоочередные, средние- и долгосрочные меры защиты заводской продукции от подделок, а также мероприятия, направленные на борьбу с криминальными проявлениями на рынках автомобильных запасных частей. В числе таких мер — повышение качества и надежности ремонтов автомобильных двигателей; завоевание лидерства на целевом рынке, удержание и расширение доли рынка, контролируемой ОАО "ЗМЗ"; увеличение общего объема продаж подлинных запасных частей производства ЗМЗ; повышение "узнаваемости" изделий ЗМЗ с помощью упоминавшейся выше "фирменной" упаковки, агрессивной рекламной кампании по разъяснению преимуществ подлинной продукции завода; активизация работы заводской службы безопасности по усилению контроля за деятельностью оптовых и розничных рынков, выявлению и пресечению нелегальных производств; инициация изменений существующего законодательства в части конкретизации мер воздействия за незаконное использование товарного знака и недобросовестную конкуренцию, а также за несанкционированное изготовление и реализацию контрафактной продукции.

Борьба с недобросовестной конкуренцией начата недавно, но результаты уже есть. Выявлены и ликвидированы несколько цехов по производству поддельных запасных частей; в центральных и местных изданиях опубликован ряд статей с информацией об отличиях подлинной продукции от контрафактной. Но дело это — не из простых. Особенно если учесть, что большое количество поддельной продукции поступает на российские рынки из соседних стран. Вот один лишь пример: на рынках юга России специалисты ЗМЗ выявили, причем в больших объемах, поддельные вкладыши, упакованные в коробки, практически не отличимые от коробок ЗМЗ. Кроме того, эти вкладыши имели товарный знак ЗМЗ. По предварительной информации, производят их на Украине. Об объемах их выпуска можно судить по наблюдающемуся в последние месяцы снижению реализации вкладышей, изготовленных ЗМЗ. Это серьезный конкурент, незаконно отнимающий у завода большую долю рынка. Однако решение проблемы выходит уже на межгосударственный уровень. Отсюда вывод: только совместные действия всех производителей подлинных запасных частей, их дилеров, а также областных и российских органов власти, в том числе Госторгинспекции и УВД, позволят убрать с рынка автокомпонентов контрафактную продукцию.

Таким образом, ОАО "Заволжский моторный завод" постепенно осваивает непростые рыночные реалии. Процесс этот, конечно, довольно болезненный. Однако — неизбежный. Поэтому им занимаются абсолютное большинство специалистов завода. Работают и учатся на ходу, порой совершают ошибки, но чаще — добиваются положительных результатов. И в этом — залог успешной работы ЗМЗ.



УДК 629.114.6

Автомобили "Иж": РАЗВИТИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Автомобиль "Иж-2126" впервые был представлен в 1985 г., однако производство его тогда наладить не удалось, и лишь в 1991 г. товарные автомобили поступили в продажу. Полностью же на выпуск нового семейства завод перешел только в 1997 г.

За эти 12 лет конструкция автомобиля претерпела ряд изменений, направленных как на устранение "детских болезней", так и адаптацию под имеющиеся технологии и компоненты с целью ее удешевления. Например, передний бампер автомобиля получил отогнутый вперед фартук, защищающий ветровое стекло от брызг; оригинальные прямоугольные фары (фирмы "Хелла") пришлось заменить серийными от автомобиля ВАЗ-2108; отказались от фароомывателей, применявшихся на опытных образцах, и др.

В первой половине 1990-х годов "Иж-2126" собирали по обходной технологии малыми партиями, так как средств на полноценное освоение производства у завода не было. Однако с приходом инвестора в лице

"Группы СОК" ("Самарская объединенная компания") работу удалось довести до конца, и в 1997 г. предприятие полностью перешло на серийный выпуск автомобилей нового семейства.

Помимо двигателя УЗАМ-331.10 рабочим объемом 1,5 л (мощность 52,9 кВт, или 72 л. с.) на автомобилях семейства "Иж-2126" стали применять (табл. 1) 1,6-литровые двигатели ВАЗ (мод. 2106); затем модификации двигателя УЗАМ увеличенного рабочего объема (1,7 и 1,8 л). На модификации с вазовским двигателем устанавливалась коробка передач ВАЗ, на остальные — омского "Завода имени Баранова".

Специалистами "Иж-Авто" и предприятия "Норма-Авто" на базе автомобилей семейства "Иж-2126" были созданы несколько вариантов полноприводных АТС с различными агрегатами (от ВАЗ-2121; зарубежного производства; собственной конструкции). В результате удалось получить достаточно надежную и несложную в производстве конструкцию трансмиссии, которая без существенных переделок может быть смонтирована на серийных кузовах семейства. Заметим, что автомобилей подобного типа (легковой полноприводный дорожный) другие отечественные предприятия не

Таблица 1

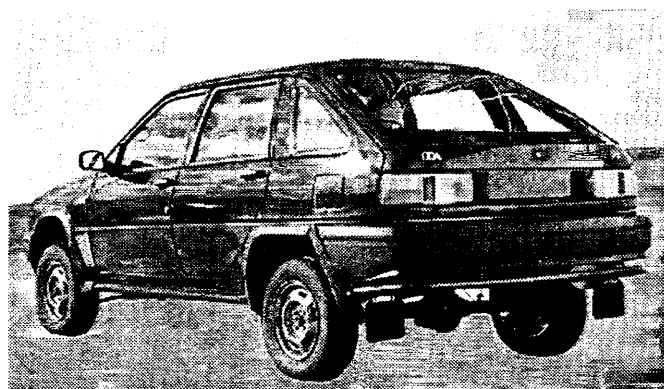
Параметр	Модификации базовой модели "Иж-2126" (хэтчбек) с различными силовыми агрегатами и трансмиссией						
	2126 (4×2)	2126-020 (4×2)	2126-030 (4×2)	2126-065 (4×4)	2126-060 (4×4)	2126-062 (4×4)	2126-070 (4×4)
Двигатель:							
модель	УЗАМ-331.10	ВАЗ-2106	УЗАМ-3317		ВАЗ-21213	ВАЗ-2130	УЗАМ-248
система питания	Карб.	Карб.	Карб.		Карб.	СРВТ	СРВТ
рабочий объем, л	1,45	1,57	1,69		1,69	1,77	1,95
степень сжатия	9,5	8,5	8,5		9,0	9,4	9,0
максимальная мощность, кВт (л. с.)	52,9 (72)	55,1 (75)	62,5 (85)		58 (78,9)	66,2 (90)	68,4 (93)
крутящий момент, Н·м (кгс·м)	105,8 (10,8)	115 (11,7)	130,4		130	138	150
Масса автомобиля, кг:							
снаряженная	1040	980	980	1090	1090	1090	1090
полная	1440	1380	1380	1490	1490	1490	1490
Максимальная скорость, км/ч	150	150	157	145	130	150	162
Время разгона до 100 км/ч, с	17,7	16	15	17	20	16	14
Тормозной путь с 80 км/ч, м	43,2	43,2	43,2	43,2	43,2	43,2	43,2
Расход топлива, л/100 км:							
при 90 км/ч	6,9	6,9	6,9	8,0	8,0	8,0	8,5
при 120 км/ч	9,6	9,5	9,5	9,5	10,5	9,3	11,5
по городскому циклу	9,7	9,7	9,7	10,0	—	11,0	10,5
Примечание: Карб. — карбюраторная система питания; СРВТ — система распределенного впрыскивания топлива.							



"Иж-2126" образца 1985 г.



Серийный хэтчбек "Иж-2126"



"Иж-2126-4×4" фирмы "Норма-Авто"

выпускают, а зарубежные аналоги — весьма дороги ("Ауди Кваттро", "Субару Импреза" и др.). Между тем, благодаря особенностям климата, спрос на подобную технику в России и других странах СНГ достаточно большой и будет в дальнейшем расти. Поэтому полноприводные модификации руководство предприятия считает важной частью производственной программы, и их производство, по заявлениям администрации "Иж-Авто", должно в ближайшем будущем составлять примерно половину общего выпуска.

Внедряемый полный привод, а также ужесточение экологических норм заставили специалистов завода в начале 2000 г. пересмотреть гамму применяемых двигателей. В частности, к полноприводной модификации адаптировали 2-литровый впрысковой УЗАМ-248, разработанный ранее по заказу ОАО "Москвич", а в качестве перспективного для всего семейства избрали новый впрысковой двигатель УЗАМ рабочим объемом 1,8 л, соответствующий по экологическим показателям требованиям "Евро-2".

Однако экономическое положение Уфимского завода автомобильных моторов не позволило освоить выпуск последнего.

Более того, качество поставляемых серийных двигателей загруженное менее чем на половину проект-

Таблица 2

Параметр	Хэтчбек		Универсал		Фургон		Пикап	
	(4×2)	(4×4)	(4×2)	(4×4)	(4×2)	(4×4)	(4×2)	(4×4)
Габаритные размеры, мм:	4053		4053		4400		4400	
длина	1660 (1942)		1660 (1942)		1660 (1942)		1660 (1942)	
ширина (ширина по зеркалам)	1450	1515	1539	1592	1810	1993	1397	1580
высота								
База, мм	2470	2480	2470	2480	2700	2710	2700	2710
Колея колес, мм:								
передних	1390	1410	1390	1410	1390	1410	1390	1410
задних	1370	1410	1370	1410	1370	1410	1370	1410
Дорожный просвет, мм	135	180	155	180	169	190	169	190
Погрузочная высота, мм	785	800	615	715	620	803	620	803
Объем багажного отсека, м ³ :								
под полкой	—	—	0,295	0,295	—	—	—	—
со снятой полкой	—	—	0,562	0,562	—	—	—	—
при сложенных сиденьях	0,958	0,958	1,354	1,354	—	—	—	—
Объем фургона, м ³	—	—	—	—	3,5		—	—
Размеры грузового отсека, мм	—	—	—	—	—	—	1850 × 1620	

Параметр	"Иж-2126 Ола", "Иж-2126 Ника"			"Иж-21261 Фабула"			"Иж-2717 Версия"			"Иж-2126 4×4"			"Иж-21261 4×4"	"Иж-2717 4×4 Охотник"
Тип кузова	Хэтчбек			Универсал			Фургон			Хэтчбек			Универсал	Пикап
Двигатель: рабочий объем, л система питания* максимальная мощность, кВт (л. с.) крутящий момент, Н·м (кгс·м)	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ	ВАЗ
	1,452	1,568	1,568	1,452	1,568	1,568	1,568	1,568	1,568	1,568	1,690	1,773	1,568	1,773
	СРВТ	Карб.	СРВТ	СРВТ	Карб.	СРВТ	СРВТ	Карб.	СРВТ	СРВТ	Карб.	СРВТ	СРВТ	СРВТ
	50 (68)	54,4 (74)	54,8 (74,5)	50 (68)	54,4 (74)	54,8 (74,5)	54,8 (74,5)	54,4 (74)	54,8 (74,5)	54,8 (74,5)	58 (78,9)	62 (84,3)	54,8 (74,5)	62 (84,3)
	103 (10,5)	116 (11,8)	120 (12,2)	103 (10,5)	116 (11,8)	120 (12,2)	120 (12,2)	120 (12,2)	116 (11,8)	120 (12,2)	130 (13,3)	134 (13,7)	120 (12,2)	138 (14,1)
Коробка передач	Механическая пятиступенчатая, ВАЗ													
Раздаточная коробка	—													
Подвеска:	Механическая одноступенчатая с межосевым шестеренчатым дифференциалом и механизмом принудительной блокировки													
задняя	Зависимая, со штанговым направляющим устройством, пружинная, с гидравлическими телескопическими амортизаторами двухстороннего действия													
передняя	Независимая типа "Макферсон", пружинная, с гидравлическими телескопическими амортизаторами двухстороннего действия и стабилизатором поперечной устойчивости													
Вместимость топливного бака, л	42			42			60			42			42	60
Расход топлива, л/100 км														
при 90 км/ч	6,8	6,9	6,8	6,8	7,1	7,0	8,0	8,1	8,0	8,0	7,9	8,0	8,0	9,2
при 120 км/ч	9,2	9,5	9,4	9,2	9,6	9,5	9,8	9,9	9,8	9,8	9,7	9,3	9,8	10,0
по городскому циклу	9,5	9,7	9,6	9,5	9,8	9,7	11,0	11,1	11,0	11,0	10,9	11,0	11,0	12,5
Максимальная скорость, км/ч	145	150	150	145	150	150	120	120	120	140	140	140	140	120
Время разгона до скорости 100 км/ч, с	17	16	16	17	16	15	18	18	18	18	19	19	18	19
Снаряженная масса, кг	980			1000			1000			1090			1100	1157
Примечание: *СРВТ — система распределенного впрыскивания топлива; Карб. — карбюраторная система питания.														



"Иж 21261 Фабула" (такси)



"Иж 21261 Фабула-4x4"

ной мощности предприятие обеспечить на должном уровне не могло. Поэтому руководство "Иж-Авто" решило отказаться от комплектации своих автомобилей двигателями УЗАМ: в настоящее время практически на все автомобили семейства устанавливаются агрегаты ВАЗа. Исключение составляет продукция фирмы "Норма-Авто", выпускающей полноприводные модификации под заказ. Здесь изготавливают автомобили как с двигателями ВАЗ-2130 (1,8 л), так и УЗАМ-248 (2,0 л). В качестве же перспективных "Иж-Авто" называет вазовские двигатели с распределенным впрыском рабочим объемом 1,5, 1,6 и 1,8 л.

Большинство потребителей и специалистов негативно восприняли отказ от двигателей УЗАМ: их конструкция более совершенна, чем вазовских, они обладают хорошими динамическими показателями, более ремонтпригодны, да и в моторный отсек автомобилей "Иж" вписываются лучше (следовательно, удобнее в обслуживании). Однако с экономической точки зрения на данном этапе такое решение вполне оправданно, так как качество двигателей ВАЗ намного стабильнее: число рекламаций по автомобилям "Иж" за счет этого удалось снизить более чем на 30 %.

Пожалуй, наиболее "проблемным" узлом в конструкции остается пока коробка передач, однако аналогичное решение принято уже и по ней. К концу 2004 г. на все серийные автомобили "Иж" будет устанавливаться коробка передач ВАЗа, а омский завод коробок будет поставлять в Ижевск новый узел — раздаточную коробку для полноприводных модификаций.

На сегодняшний день семейство "Иж-2126" включает, по существу, три модели с разными (табл. 2) кузовами: хэтчбек "Иж-2126", универсал "Иж-21261" и пикап "Иж-2717" (выпускаемый как с открытым кузовом, так и с металлической надстройкой-фургоном). Кроме того, разработаны автомобили-пикапы с пятиместной четырехдверной кабиной, а также с двухместной кабиной увеличенного объема и др.

В последние годы автомобили поэтапно модернизируются. В частности, изменена панель приборов; использованы электронная комбинация приборов и рулевое колесо, аналогичные ВАЗ-2110; применен новый,



"Иж-212171 4x4"

более надежный блок реле и предохранителей (мод. 2114); разработаны и осваиваются в производстве (заводом "Освар") новые задние фонари; существует несколько вариантов бамперов, облицовок радиатора, накладок порогов и др. (некоторые из них изготавливают малыми сериями и устанавливают на автомобили по заказу).

Для дальнейшей глубокой модернизации одной из зарубежных фирм заказана математическая модель автомобиля, на которой будут отрабатываться все принципиальные изменения конструкции.

Остается актуальной для специалистов "Иж-Авто" проблема силового агрегата. Пока она решается, как уже говорилось, за счет двигателя и коробки передач ВАЗ (см. характеристики автомобилей 2005-го модельного года в табл. 3), но мера эта явно временная. Очевидно, двигатель, с которым "Иж-2126" сможет реализовать весь свой потенциал, придется подбирать из ассортимента зарубежных фирм. При этом, разумеется, следует ориентироваться на полноприводную модель, имеющую, как показывает анализ рынка (да и простая логика тоже), в нашей стране очень хорошие коммерческие перспективы.

Р.К. МОСКВИН

ЭНЕРГОУСТАНОВКА "ДВС + ГЕНЕРАТОР АМТЕС"

У.Б. АЗИМОВ

СП "УзДэуАвто"

Подбирая двигатель к проектируемому легковому автомобилю, конструкторы исходят из очень простых соображений. Одно из них: автомобиль должен обладать заданными тягово-динамическими и скоростными характеристиками. Поэтому в настоящее время наиболее массовыми и стали двигатели мощностью 50–70 кВт (70–100 л. с.). Но, как показывают расчеты, для равномерного движения с разрешенной в городе скоростью (60 км/ч), скажем, автомобилю малого класса нужна мощность, не превышающая 8,2 кВт (11 л. с.), а со скоростью 100 км/ч — 26 кВт (35 л. с.).

Причины такого "переумощнения" автомобильных ДВС кроются в зависимости мощности, развиваемой ими, от частоты вращения их коленчатого вала, а следовательно, скорости движения АТС (рис. 1): при малой частоте эта мощность очень мала, а при работе на холостом ходу и вовсе равна нулю; при увеличении частоты — возрастает; на максимальной или близкой к ней частоте — достигает максимума.

Механические коробки передач в какой-то степени компенсируют данный недостаток. Однако даже при большом числе передач они не всегда в состоянии обеспечить полную загрузку ДВС, т. е. его работу в режиме максимальной мощности.

Тем более что для городских условий характерны малые и средние скорости движения, а значит, работа ДВС на малых и средних частотах вращения коленчатого вала. И это даже с учетом запаса мощности, необходимого для разгона автомобиля и его устойчивого движения на подъемах. Следовательно, ДВС работают с недоиспользованием мощности. Если же учесть, что такие режимы довольно не экономичны по расходу топлива, то становится очевидным: применение излишне мощных двигателей на автомобилях, которые эксплуатируются в городе, крайне нерентабельно.

Отсюда напрашивается вывод: если двигатель постоянно эксплуатировать при максимальном коэффициенте загрузки по мощности, когда он имеет близкий к минимальному удельный расход топлива, а тепловую энергию отработавших газов преобразовывать в электрическую и отдавать в накопитель, то должна получиться хорошая силовая установка. В ней энергия, "собранный" в накопителе, может по мере надобности (например, при разгоне) добавляться к энергии ДВС. В итоге от последнего потребуется значительно меньшая, чем от применяемых ныне, мощность.

В настоящее время известно довольно много устройств для накопления энергии: кислотно-свинцовые аккумуляторы, маховики, сжатый газ, пружины, электрические конденсаторы и т. д. Но в качестве одного из самых интересных, думается, следует считать термоэлектрический генератор, который используется в комбинированном цикле "ДВС + генератор АМТЕС".

АМТЕС — аббревиатура от "Alkali Metal Thermal to Electrical Conversion", т. е. он представляет собой стационарный термоэлектрический генератор, который напрямую преобразует теплоту в электроэнергию. Его основа — твердый электролит, оксид алюминия (β - Al_2O_3), а также натрий, циркулирующий в генераторе. Обладая свойством сверхионного проводника, электролит проводит ионы натрия, предотвращая перенос атомов натрия и электронов, образовавшихся в результате электрохимических реакций на границе электрода и электролита.

Генератор АМТЕС состоит (рис. 2) из испарителя 6, конденсатора 4, рабочих элементов 3, содержащих твердый электролит и пористый электрод, токоприемников 2, прокладки-изолятора 7, выполненной из α - Al_2O_3 и фитиля 5 (насоса) для возврата жидкого натрия в испаритель.

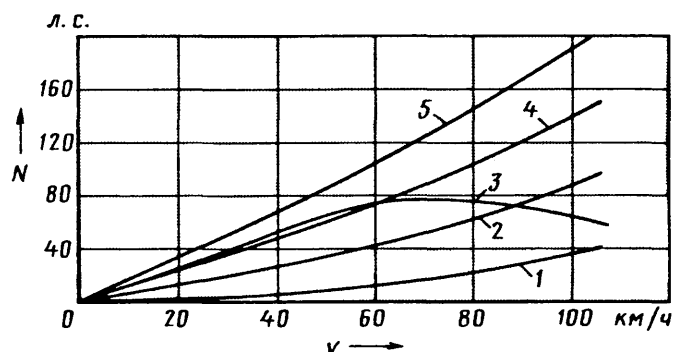


Рис. 1. Зависимость потребляемой мощности ДВС от скорости и условий движения легкового автомобиля:

1 — дорожный подъем равен нулю, $\eta_{\text{дв}} = \text{const}$; 2 — дорожный подъем 5 град, $\eta_{\text{дв}} = \text{var}$; 3 — дорожный подъем 10–12 град, $\eta_{\text{дв}} = \text{var}$; 4 — дорожный подъем 10 град, $\eta_{\text{дв}} = \text{const}$; 5 — дорожный подъем 15 град, $\eta_{\text{дв}} = \text{const}$

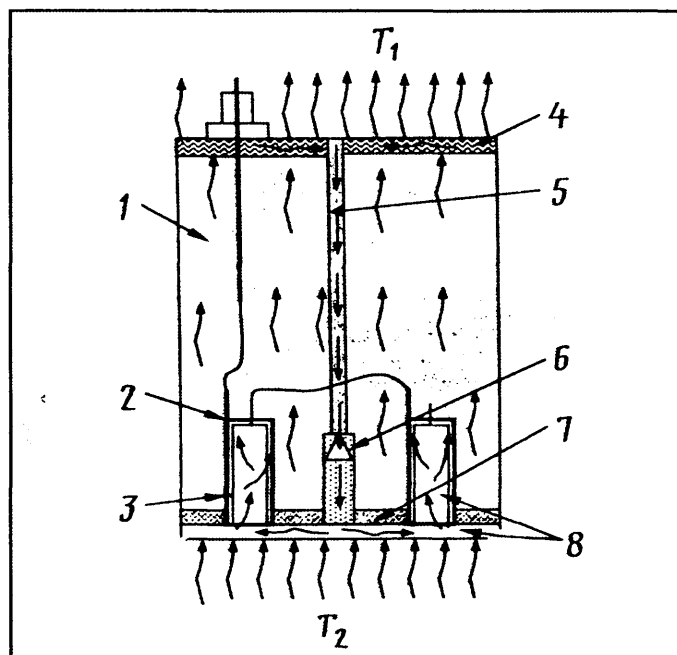


Рис. 2. Схема генератора АМТЕС:

1 — пары натрия (низкое давление); 2 — токоприемник; 3 — рабочий элемент; 4 — конденсатор; 5 — фитиль (насос) возврата жидкого натрия; 6 — испаритель; 7 — изолятор; 8 — пары натрия (высокое давление)

Генератор устанавливается (рис. 3) на выпускном коллекторе ДВС. Теплота отработавших газов подводится к испарителю, находящийся в нем натрий нагревается до температуры 1020—1120 К (750—850 °С). Далее его атомы из-за разности давлений, установившихся на аноде (50—50 кПа) и катоде (0,001—0,01 кПа), и образовавшегося градиента активности натрия, который способствует возникновению разности потенциалов 1,6 В при разомкнутой цепи, разделяются на ионы и электроны. Ионы переносятся через твердый электролит, а электроны по проводам поступают к потребителю в виде постоянного электрического тока. Наконец, на границе твердого электролита и катода ионы рекомбинируются с электронами и, образовав нейтральные атомы натрия, поступают на конденсатор,

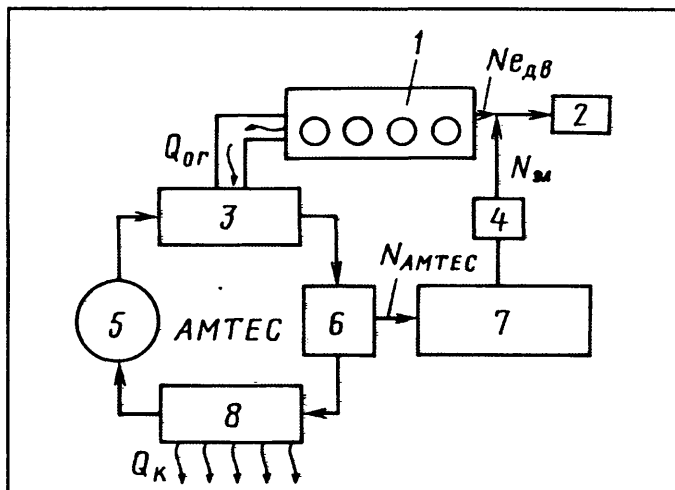


Рис. 3. Схема цикла "ДВС + генератор АМТЕС":

1 — ДВС; 2 — трансмиссия автомобиля; 3 — испаритель; 4 — тяговый электродвигатель; 5 — фитиль (насос) возврата жидкого натрия; 6 — рабочий элемент; 7 — накопитель электрической энергии; 8 — конденсатор; $Q_{ог}$ — теплота отработавших газов; Q_k — теплота конденсации паров натрия; $N_{едв}$ — эффективная мощность ДВС; $N_{эл}$ — мощность электродвигателя; $N_{АМТЕС}$ — мощность генератора АМТЕС

Топливо	Выбросы токсичных веществ, г/км, двигателями			
	монооксида углерода: обычным/комбинированным	углеводородов: обычным/комбинированным	оксидов азота: обычным/комбинированным	сажи: обычным/комбинированным
Бензин	2,26/1,7	0,425/0,35	0,85/0,7	0,056/0,042
Дизельное	1,59/1,2	0,71/0,6	1,21/0,97	0,416/0,31

температура которого составляет 470—670 К (200—400 °С). Эти пары, конденсируясь, по фитилю возвращаются в испаритель, и цикл повторяется.

Что дает данный цикл?

Во-первых, позволяет работать ДВС на любом из трех постоянных режимов — максимальной мощности, максимальной топливной экономичности или минимальной токсичности отработавших газов (например, в городе — на режиме минимальной токсичности, за городом — максимальной мощности), а также при постоянной частоте вращения коленчатого вала, что наряду с отсутствием нагрузок, передаваемых от дороги через трансмиссию на ДВС, существенно повышает надежность и долговечность последнего.

Во-вторых, если использовать электродвигатель в качестве стартера, питающегося от накопителя энергии, — облегчает пуск ДВС в любых условиях.

В-третьих, обеспечивает обогрев двигателя, кабины или салона при неработающем двигателе. Например, в зимнее время на стоянке приходится либо периодически пускать двигатель, либо вообще не выключать его. Это — дополнительные расход топлива и количество вредных веществ, выбрасываемых в атмосферу. При комбинированном же цикле энергии накопителя вполне достаточно для поддержания нужных температур и ДВС, и в кабине водителя при неработающем двигателе. И все это сопровождается резким снижением выбросов токсичных веществ (см. таблицу).

УДК 624.421

РАСЧЕТНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук А.В. НЕГОВОРА

Башкирский ГАУ

В рамках расчетно-теоретических исследований, проведенных в Башкирском ГАУ, ставилась задача найти способы снижения эмиссии вредных веществ, прежде всего твердых частиц и оксидов азота, и, если удастся, удельного эффективного расхода топлива безнаддувного тракторного дизеля Д-120, оборудованного аккумуляторной системой топливоподачи "Коммон Рейл" и электрогидроуправляемыми форсунками собственной конструкции. Причем в связи с тем, что данная система позволяет варьировать опережением и характеристикой впрыскивания топлива в широких

пределах, главный упор был сделан на способы совершенствования рабочего процесса. Кроме того, зная, что изменения только двух названных параметров управления топливоподачей для получения хороших результатов может оказаться недостаточным, исследователи одновременно занялись и другими составляющими рабочего процесса — степенью сжатия, диаметром и числом сопел распылителя форсунки, формой характеристики и углом опережения впрыскивания топлива, а также ориентацией топливных струй и формой камеры сгорания.

В связи с таким большим числом факторов к решению задачи, естественно, потребовалось привлечь аппарат многопараметрической оптимизации. Что оказалось не совсем просто. Дело в том, что если такие параметры, как степень сжатия, диаметр и число сопел распылителя, ориентация топливных струй и опережение впрыскивания топлива можно охарактеризовать числовыми значениями, то форма камеры сгорания и

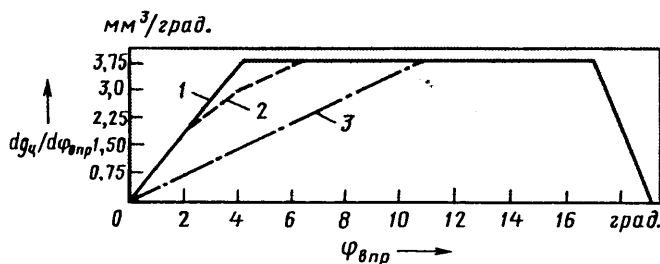


Рис. 1. Формы исследованных дифференциальных характеристик впрыскивания топлива

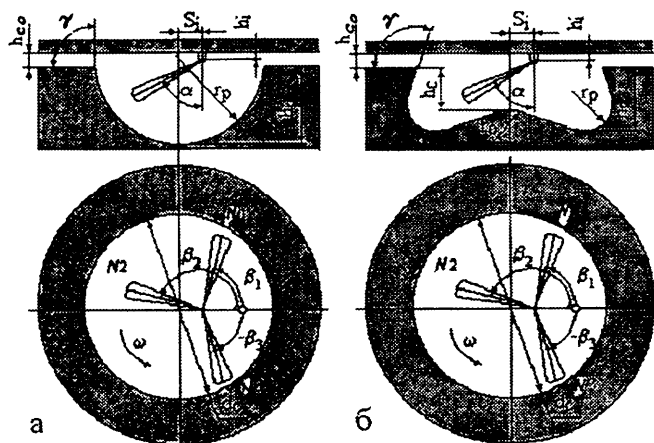


Рис. 2. Схемы базовой (а) и опытных (б) камер сгорания

характеристика впрыскивания, обеспечиваемая системой "Коммон Рейл", сами представляют собой комплекс независимых переменных. Поэтому в ходе исследований общее число переменных пришлось ограничить, а для некоторых задавать диапазоны их изменения, взятые из теории и практики дизелестроения.

Так, степенью сжатия дизеля варьировали в пределах 15–25, диаметром сопел распылителя — в диапазоне 0,18–0,30 мм, их число принимали равным трем и четырем, угол опережения впрыскивания топлива изменяли от нуля до 35 град. п. к. в.

Дифференциальные характеристики впрыскивания рассматривали как отдельные характерные формы, оптимальную выбирали методом перебора трех (кривые 1, 2 и 3 на рис. 1) заданных характеристик, отличающихся разными углами наклона переднего фронта (наращения скорости впрыскивания), т. е. путем решения отдельных оптимизационных задач для каждой из них, а характеристикой внутри одной формы управляли, изменяя продолжительность $\varphi_{впр}$ впрыскивания. Полученные результаты сравнивали между собой и выбирали наилучшую из форм.

Оптимальную форму камеры сгорания определяли методом экспертной оценки, причем ориентацию топливных струй выбирали таким образом, чтобы они в своем развитии не мешали друг другу. Для этого использовали специальную программу, разработанную А.С. Кулешовым. В результате для исследования были приняты две (рис. 2) ω -образные камеры сгорания, отличающиеся размерами своих элементов (табл. 1).

Ориентация распыливающих отверстий форсунки для трех- и четырехсопловых распылителей соответствовала данным, приведенным в табл. 2.

Расчеты показали, что при диаметре d_c камеры сгорания меньше 48 мм выбросы твердых частиц увеличивались вследствие недостатка места для развития струй и их пристеночных потоков.

Так, в опытной камере № 2, диаметр которой равен 48 мм, в случае четырехсоплового распылителя форсунки в зоны пересечения пристеночных потоков попадало 2,48 % топлива. При уменьшении же ее диаметра этот показатель интенсивно рос и мог превысить 5 %, т. е. границу, после которой сразу же ухудшаются экологические и экономические показатели дизеля. Угол же α на показатели дизеля с опытной камерой сгорания, наоборот, влияния почти не оказывал.

Надпоршневой зазор h_2 принимали равным 1 мм. Он, как известно, зависит от объема камеры сгорания и степени сжатия. Но первый параметр, объем камеры, по сути, был задан ее диаметром (58, 55 и 48 мм). Степень же сжатия, учитывая, что с ее ростом выброс вредных веществ уменьшается, хотелось взять возможно большой. Однако в этом случае увеличивается h_2 , чего нельзя допустить. Поэтому данный фактор отнесли к числу независимых переменных. С тем, чтобы определить его оптимальное значение.

При решении общей многопараметрической оптимизационной задачи использовали ограничения по максимальным давлениям P впрыскивания топлива ($P_{впр} < 65$ МПа) и сгорания ($P_z < 9$ МПа). Их учитывали, как обычно, методом штрафных функций.

Конечной целью оптимизации было, повторяем, снижение (минимизация) эмиссии дизелем как твердых частиц, так и оксидов азота. Но области минималь-

Таблица 1

Размеры камеры сгорания	Камера сгорания		
	базовая	№ 1	№ 2
d_c , мм	58	55	48
h_c , мм	—	10	10
r_c , мм	—	10	10
h_p , мм	28,6	16	16
r_p , мм	28	6	6
γ , град.	90	105	105
S_p , мм		5	
h_p , мм		1	

Таблица 2

Параметр струи	Распылитель									
	трехсопловый базовый			трехсопловый экспериментальный			четырёхсопловый экспериментальный			
№	1	2	3	1	2	3	1	2	3	4
α , град.	56	66	56	75	75	75	75	75	75	75
β , град.	60	180	-60	60	180	-60	50	140	-140	-50

ных выбросов этих вредных веществ, как известно, не совпадают. Поэтому в качестве целевой функции пришлось воспользоваться комплексной функцией F , предложенной тем же А.С. Кулешовым. Эта функция имеет вид:

$$F = C_{PM} \frac{PM}{PM_0} + C_{NO_x} \frac{NO_x}{NO_{x_0}}.$$

В ней PM и NO_x — текущие значения эмиссии твердых частиц и оксидов азота; $PM_0 = 0,15$ и $NO_{x_0} = 7$ — "опорные" значения вредных выбросов; C_{PM} , C_{NO_x} — эмпирические коэффициенты.

Как видим, в данной формуле не известны лишь коэффициенты C_{PM} и C_{NO_x} . Однако в каждом конкретном случае их можно обосновать. Например, при организации рабочего процесса в дизеле приоритет нужно отдать снижению выброса оксидов азота, потому что, во-первых, применяемые ныне методы доочистки отработавших газов дизелей в основном ориентированы на улавливание твердых частиц с помощью сажевых фильтров и, во-вторых, обезвреживание оксидов азота требует дорогостоящих и не очень надежных ступенчатых каталитических нейтрализаторов. Так что для расчетов вполне можно принять $C_{NO_x} = 1$ и $C_{PM} = 0,5$.

Результаты расчетных исследований дизеля Д-120, которые были проведены с помощью программного комплекса "Дизель-2/4т", разработанного в МГТУ имени Н.Э. Баумана, где в качестве функции цели использовали комплексную целевую функцию F при

$C_{NO_x} = 1$ и $C_{PM} = 0,5$, приведены в табл. 3. Они получены за несколько шагов.

Сначала исследовала базовую (серийную) камеру сгорания в сочетании с трех- и четырехсопловым распылителями форсунки. При этом определяли оптимальные значения степени сжатия, диаметра сопловых отверстий форсунки, продолжительности и угла опережения впрыскивания топлива, а также форму характеристики топливopодачи. Как видно из этой таблицы, для данной сферической камеры в поршне и трехсоплового распылителя наилучшие результаты дает характеристика, соответствующая кривой 2 варианта № 7. Для четырехсоплового распылителя лучше всего подходит та же характеристика и варианты № 18 и 19, а также вариант № 20 с характеристикой, соответствующей кривой 3. Из этих трех, с точки зрения общего уровня эмиссии, наилучшими признан вариант № 19.

Для дальнейшего снижения эмиссии твердых частиц и расхода топлива необходимо изменить форму камеры сгорания и направленность сопел. Так, чтобы обеспечить топливным струям большую свободу для развития. Это позволит увеличить скорость тепловыделения на участке догорания. Поэтому на втором шаге расчетных исследований работу вели с опытными камерами сгорания. Причем в связи с тем, что при поиске экстремума функции многих переменных методами математического программирования заранее невозможно сказать, какой найден экстремум, локальный или глобальный, и трудно оценить точность решения, которое может лежать на поверхности отклика в виде "плато", одна и та же задача решалась несколько раз из одной стартовой точки несколькими

Таблица 3

Выбираемые параметры			Оптимизируемые параметры				Ограничения			Функция цели: $F = C_{PM}PM + C_{NO_x}NO_x$		
№ варианта	характеристика впрыскивания топлива	число сопловых отверстий в форсунке	d_c , мм	$\varphi_{впр}$, град. п. к. в.	$\varphi_{опер}$, град. п. к. в.	ϵ	$P_{впр}$, МПа	P_r , МПа	g_g , г/(кВт·ч)	PM , г/(кВт·ч)	NO_x , г/(кВт·ч)	F
1	Базовая	3	0,3	19,1	16,0	16,0	52,5	7,7	240	0,423	15,8	3,67
2	№ 1	3	0,245	22,1	13,0	20,1	42,8	9,2	235	0,29	10,6	2,49
3	№ 1	3	0,262	17,5	11,5	18,4	51,1	8,5	235	0,297	11,9	2,69
4	№ 1	3	0,258	16,0	8,4	19,4	64,7	8,5	234	0,298	10,7	2,52
5	№ 2	3	0,258	22,4	16,2	19,5	37,1	9,4	237	0,282	12,1	2,71
6	№ 2	3	0,241	20,2	11,2	20,5	57,6	9,2	235	0,281	9,6	2,32
7	№ 2	3	0,246	18,3	9,3	21,0	64,9	9,1	234	0,284	9,1	2,26
8	№ 3	3	0,242	22,2	14,3	21,0	67,1	9,4	237	0,346	8,7	2,44
9	№ 3	3	0,260	19,8	15,2	19,5	63,4	9,2	237	0,309	11,1	2,63
10	№ 3	3	0,264	19,2	13,3	21,0	64,2	9,6	236	0,319	9,1	2,48
11	№ 1	4	0,225	24,1	13,5	21,0	30,2	9,5	235	0,285	9,44	2,36
12	№ 1	4	0,214	22,2	13,2	20,5	40,4	9,6	235	0,243	10,5	2,39
13	№ 1	4	0,215	21,6	11,2	21,0	42,0	9,4	234	0,266	9,45	2,27
14	№ 1	4	0,213	25,0	13,2	21,0	33,9	9,4	235	0,287	9,37	2,33
15	№ 1	4	0,2	23,9	11,5	21,0	46,2	9,2	236	0,319	8,97	2,36
16	№ 1	4	0,214	23,4	12,5	20,7	37,4	9,3	235	0,284	9,47	2,32
17	№ 2	4	0,226	21,9	11,3	21,0	36,8	9,1	235	0,316	8,6	2,28
18	№ 2	4	0,221	21,6	11,5	21,0	40,8	9,2	234	0,297	8,86	2,27
19	№ 2	4	0,232	18,1	9,4	21,0	47,8	9,2	233	0,272	9,11	2,23
20	№ 3	4	0,228	19,7	12,2	21,0	61,7	9,3	235	0,307	8,57	2,27
21	№ 3	4	0,222	20,6	13,3	20,8	61,5	9,4	236	0,307	8,86	2,32
22	№ 3	4	0,228	19,8	11,4	21,0	60,5	9,0	236	0,345	7,98	2,29

процедурами. В итоге и для опытных камер удалось получить таблицы, аналогичные табл. 3, и выбрать из них по два лучших варианта для каждой камеры сгорания. Они приведены в табл. 4. Там же, для сравнения, даны базовый и улучшенный варианты дизеля с серийной сферической камерой сгорания.

Далее. Известно, что эмиссия вредных веществ сильно зависит от угла $\varphi_{\text{опр}}$ опережения впрыскивания топлива, поэтому результаты расчетов для большей наглядности целесообразно представлять в виде кривых $P_M = f(\text{NO}_x)$, полученных для разных значений этого угла. Что и было сделано (рис. 3) для лучших вариантов, приведенных в табл. 4.

Из рисунка видно, что варианты № 5 и 6 выглядят более предпочтительными (соответствующие им кривые 5 и 6 располагали ниже остальных). Причем вариант № 6, на первый взгляд, лучше варианта № 5, кривая 6 при небольших выбросах оксида азота лежит ниже кривой 5. Однако затем кривые меняются местами, и наиболее предпочтительным оказывается вариант № 5, т. е. вариант с опытной камерой сгорания № 2 и характеристикой впрыска, соответствующей кривой 2 на рис. 1.

Таблица 4

Камера сгорания	№ варианта	Распылитель форсунки		Характеристика впрыскивания (кривая на рис. 1)	Оптимальные параметры	
		число отверстий	диаметр отверстий, мм		ϵ	$\varphi_{\text{впр}}$, град п. к. в.
Базовая (серийная)	1	3	0,300	Базовая	16,0	19,1
	2	4	0,225	2	21,0	19,5
Опытная № 1	3	3	0,213	1	22,0	23,0
	4	4	0,213	2	22,1	18,0
Опытная № 2	5	3	0,220	2	22,7	22,5
	6	4	0,204	2	22,8	23,0

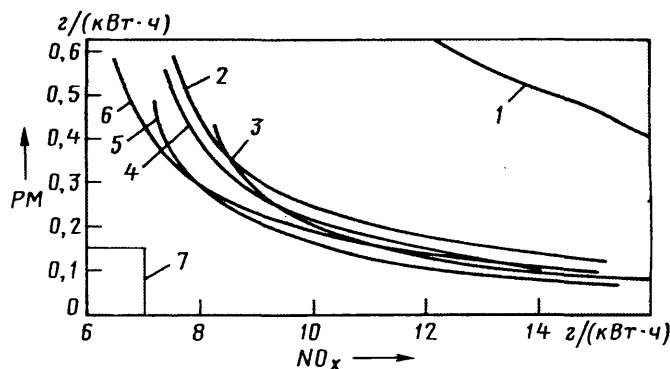


Рис. 3. Наилучшие сочетания P_M и NO_x для трех исследованных вариантов камер сгорания:

1 — базовая камера с серийной форсункой; 2 — базовая камера с опытной ($4 \times 0,3$ мм) форсункой; 3 — опытная камера № 1 с опытной ($3 \times 0,213$ мм) форсункой; 4 — опытная камера № 1 с опытной ($4 \times 0,213$ мм) форсункой; 5 — опытная камера № 2 с опытной ($3 \times 0,22$ мм) форсункой; 6 — опытная камера № 2 с опытной ($4 \times 0,203$ мм) форсункой; 7 — зона, соответствующая нормам "Евро-3"

К сожалению, исследования показали, что ни один из вариантов требования норм "Евро-2" не обеспечивает. Но такой цели и не ставилось. Речь шла, напоминаем, о поиске возможных способов улучшения экологических показателей серийного дизеля Д-120. Причем границы этого улучшения не задавались. И данная задача решена. Доказано, что, увеличив степень сжатия дизеля до 21 и применив характеристику впрыскивания топлива, соответствующую кривой 2 на рис. 1, и распылитель $3 \times 0,245$ или $4 \times 0,225$, а также увеличив максимальное давление впрыскивания до 61 МПа или 46 МПа соответственно, дизель может соответствовать современным требованиям. Если же нужно снизить токсичные выбросы еще в большей мере, то это потребует увеличения максимального давления впрыскивания до 64–68 МПа, степени сжатия — до 22,5–23 и изменения формы камеры сгорания. Причем следует помнить, что форсунки с четырехсопловыми распылителями, имеющими меньший диаметр отверстий, дадут несколько лучшие результаты, чем с трехсопловыми, у которых диаметр отверстий больше.

УДК 629.11.012.25:621.515

РАБОЧИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОРПУСА ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-7Н-1 И СПОСОБЫ ИХ СНИЖЕНИЯ

Канд. техн. наук Н.А. ГАТАУЛЛИН, Г.Г. ГАФУРОВ,
А.Х. ГАЛЕЕВ, В.Н. ЛИХАЧЕВ

КамАЗ

Одна из основных задач, решаемых при создании и доводке малоразмерных турбокомпрессоров дизелей, — обеспечить приемлемый уровень температурного поля в корпусе их подшипников. Дело в том, что перегрев этого узла может привести не только к чрезмерному повышению температуры смазочного масла со всеми

вытекающими отсюда последствиями, но и изменить величины расчетных (оптимальных) зазоров в узле, что в ряде случаев заканчивается заклиниванием ротора турбокомпрессора. Причем очевидно, что оптимизация температурного поля особенно актуальна для турбокомпрессоров, у которых корпус подшипников изготовлен не из серого чугуна, как у большинства турбокомпрессоров, а из алюминиевого сплава: коэффициент теплопроводности у первого из материалов в 5,5 раза меньше, чем у второго.

Путь решения задачи применительно к такому турбокомпрессору тоже очевиден: нужно обеспечить надежную теплоизоляцию корпуса подшипников от горячих деталей турбинной ступени. Сложнее подобрать ее вариант. Что, собственно, и подтвердил опыт специалистов ОАО "КамАЗ", которые решали проблему

выхода из строя турбокомпрессора ТКР-7Н-1, устанавливаемого на дизели КамАЗ.

Анализ показал: причина отказов турбокомпрессора — перегрев его среднего корпуса в экстремальных условиях эксплуатации автомобиля (высокогорье, тропический климат, затяжные подъемы, перегруз автомобиля и т. д.): температура корпуса в таких условиях может превысить предельно допустимую. Например, в зоне посадки крышки (сталь 35) в корпус подшипников (АК9) ее уровень колеблется в диапазоне 518,2—542,6 К (245,2—269,6 °С), т. е. превышает на 25—50 К расчетный (493 К, или 220 °С), выбранный для обеспечения герметичности и гарантированного натяга в соединении в условиях длительной работы. Поэтому в зоне посадки крышки появляется зазор, через который из полости корпуса подшипников со стороны турбинной ступени масло подтекает на внешнюю поверхность диска и крышки. Причем смещение или нарушение соосности крышки относительно диска корпуса может в конце концов привести к контакту с втулкой-кольцедержателем ротора и выходу из строя турбокомпрессора.

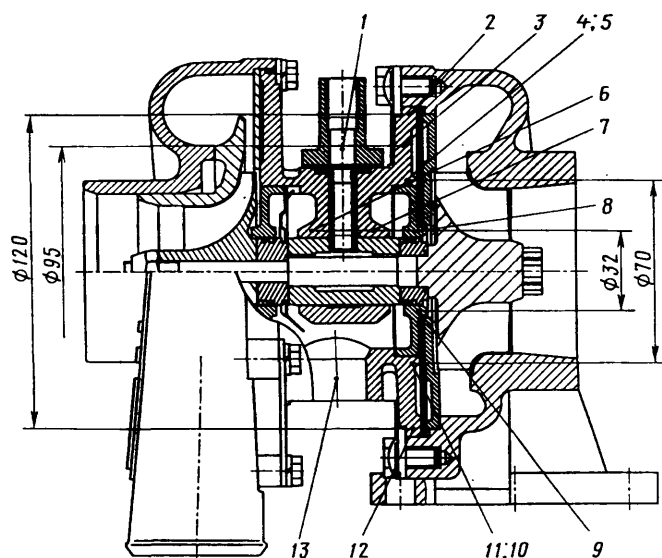
Чтобы исключить перечисленные негативные явления, специалисты проверили 14 вариантов снижения температуры диска корпуса подшипников со стороны турбинной ступени.

Для измерения температур использовали 13 термопар (места их установки показаны на рисунке). Термометрирование проводили при имитации работы дизеля КамАЗ 740.11-240 на режиме номинальной мощности и имитации теплового состояния систем смазки и охлаждения в экстремальных условиях эксплуатации. Результаты измерения температур деталей корпуса подшипников и масла на входе в подшипниковый узел и на сливе из него следующие.

Наибольшие значения температур по диску корпуса, как и предполагалось, были зарегистрированы на серийном турбокомпрессоре. Так, в точках 2 и 12 (на диаметре 120 мм) они составили соответственно 593,6 и 595,8 К (320,6 и 322,8 °С), в точке 3 (на диаметре 95 мм) — 557,7 К (284,7 °С), в зоне посадки стальной крышки в корпус подшипников (точки — 4, 5, 10, 11 на диаметре 70 мм) — 518,2—542,6 К (245,2—269,6 °С), в центральной бобышке в зоне посадки подшипника (точки 6 и 7 на диаметре 32 мм) — 423,5—425,9 К (150,5—152,9 °С), а в крышке (точки 8 и 9 на диаметре 32 мм) — 461,6—471,9 К (188,6—198,9 °С). Температура масла на входе в корпус (точка 1) подшипников достигала 385,9 К (112,9 °С), а на сливе (точка 13) — 421,9 К (148,9 °С), т. е. перегрев масла в подшипниковом узле составил 36 К.

Опытный вариант № 1 (замена двух стальных прокладок между корпусом подшипников и экраном турбины на одну миканитовую) снизил температуру корпуса на 98—107 К. Однако миканит, который предназначен для электроизоляции, склонен к расслоению, его теплостойкость не превышает 453 К (180 °С), следовательно, для практического применения в конструкции турбокомпрессора не подходит.

Вариант № 2 (замена серийного трехканавочного подшипника опытным, имеющим шесть осевых и ра-



диальных сквозных пазов на торцах) в 2,1—2,5 раза увеличил расход масла через подшипниковый узел, в результате чего температура диска корпуса подшипников со стороны турбинной ступени снизилась на 17—20 К, а температура масла на выходе из турбокомпрессора — на 10 К. Однако увеличение числа маслоподводящих канавок приводит к росту механических потерь на трение на цапфе ротора и, как следствие, снижению эффективного КПД турбинной ступени на 3—5 %.

При варианте № 3 (вместо двух стальных установлена одна неокантованная асбостальная прокладка) средняя температура в зоне посадки крышки уменьшилась на 45 К и составила 483 К (210 °С), что уже ниже предельного нормативного значения. Но асбостальная прокладка без окантовки склонна к расслоению и усадке под воздействием циклических изменений температуры.

Попытки снизить уровень температуры в зоне посадки крышки в диск корпуса подшипников до нормативных 493 К (220 °С) путем увеличения числа стальных прокладок до трех (вариант № 4), их замены узкой асбостальной прокладкой (вариант № 5), их комбинаций: с опытным подшипником (варианты № 6, 7 и 8) тоже оказались недостаточно эффективными. И лишь сочетание "окантованная асбостальная прокладка плюс опытный" (вариант № 9) позволило снизить уровень среднего значения температуры в зоне посадки крышки до 473 К (200 °С). Однако и от него пришлось отказаться, поскольку, как сказано выше, снижается КПД турбинной ступени.

Увеличение гарантированного зазора в посадке "корпус подшипников — корпус турбины" за счет доработки корпуса турбины с размера $128^{+0,063}$ в размер $128,1^{+0,063}$ мм (вариант № 10) нужных результатов тоже не дало. И только когда данный размер увеличили до $128,2^{+0,063}$ мм (вариант № 11), температура в зоне посадки крышки снизилась до 455 К (182 °С), а температура масла на выходе из турбокомпрессора — до 405 К (132,5 °С).

Таким образом, термометрирование турбокомпрессора ТКР-7Н-1 позволило установить ряд фактов,

весьма интересных с точки зрения конструирования турбонаддувных агрегатов.

1. У турбокомпрессора серийного исполнения (дизели КамАЗ-740.11-240 и КамАЗ-7403.10) в экстремальных условиях эксплуатации многие точки температурного поля в зоне посадки крышки в диск корпуса подшипников выходят за пределы предельно допустимого (расчетного) значения температуры (493 К, или 220 °С), выбранной для обеспечения герметичности соединения. Это ведет к появлению зазора, просачиванию масла через него, смещению или нарушению соосности крышки с диском корпуса подшипников — вплоть до контакта с втулкой-кольцедержателем ротора. То есть течь масла, заклинивание ротора и выход из строя турбокомпрессора — дефекты, обусловленные недостаточным конструктивным запасом надежности агрегата для работы в экстремальных условиях.

2. Замена серийного подшипника опытным позволяет увеличить расход масла через подшипниковый узел в 2,1—2,5 раза и охладить зону посадки крышки в диск корпуса подшипников на 17—20 К, уменьшить температуру масла на сливе из полости корпуса подшипников на 10 К.

5. Замена двух серийных прокладок из стали 08кпМ 3-0,5 на одну окантованную асбостальную прокладку (материал ЛА-1-1,75) снижает температурное поле диска корпуса подшипников на 45—70 К и позволяет добиться сохранения натяга, стабильного герметичного состояния посадки крышки в диск корпуса подшипников.

4. Увеличение гарантированного зазора в посадке "корпус подшипников — корпус турбины" на 0,2 мм

снижает температурное поле диска корпуса подшипников в среднем на 16 К.

5. Одновременное (комплексное) применение перечисленных по теплоизоляции мероприятий и увеличение расхода масла через корпус подшипников путем установки опытного подшипника позволяют добиться снижения средней температуры в зоне посадки крышки в диск корпуса подшипников на 73 К и достичь уровня 455 К (182 °С), а температуры масла на сливе из турбокомпрессора — 406 К (133 °С), что обеспечивает надежную герметичную посадку крышки и устраняет явление "смещение крышки", а следовательно, и дефекты заклинивания ротора и течи масла в турбинную ступень, появляющиеся из-за перегрева диска корпуса подшипников в экстремальных условиях эксплуатации. Однако следует помнить, что применение опытного подшипника сопровождается снижением эффективного КПД турбинной ступени на 3—5 %.

Исходя из сказанного, в качестве окончательного был принят вариант, при котором в конструкцию турбокомпрессора ТКР-7Н-1 вводится окантованная асбостальная прокладка на базе материала ЛА-1-1,75 и увеличен гарантированный зазор в посадке "корпус подшипников — корпус турбины" на 0,2 мм (на диаметр). В этом варианте при имитации экстремальных условий эксплуатации средняя температура в зоне посадки крышки в диск корпуса подшипников составила 477,5 К (204,5 °С), температура на сливе масла из турбокомпрессора — 411,6 К (138,6 °С), что вполне обеспечивает надежную герметичную посадку крышки и, следовательно, устраняет смещение крышки и вероятность заклинивания ротора, течи масла в турбинную ступень.

УДК 621.43

НУЖЕН ЛИ КЛАПАН В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ КАРТЕРА ДВС?

Канд. техн. наук В.О. СВЕЩИНСКИЙ, В.Д. ЛЕЙТЕС

ОАО "Барнаултрансмаш"

В последнее время в системах вентиляции картера ДВС все чаще устанавливают специальный клапан. В связи с этим возникает вопрос: а нужен ли он? Ведь такой клапан неизбежно повышает давление картерных газов. Значит, вероятность течей по уплотнениям. И средством, снижающим эту вероятность, служат именно системы вентиляции картеров. Они могут быть открытыми (подпоршневое пространство двигателя сообщается непосредственно с атмосферой) или закрытыми (данное пространство через маслоотделитель сообщается с системой впуска). Причем подавляющее большинство современных двигателей имеют системы второго типа. То есть для таких картеров характерно давление, меньшее атмосферного (разрежение). Его величина зависит от частоты вращения коленчатого вала. Как — показано на рис. 1, где приведены зависимости $P = f(n)$ для системы впуска (кривая 1) и картера (кривая 2), полученные экспериментально на дизеле ВАЗ-341 (4Ч 7,6/8,4).

Из этого рисунка видно, что величина разрежений в картере может быть весьма значительной. Например, при засорении воздушного фильтра достигать 2 кПа (0,02 кгс/см²). Многие разработчики ДВС считают, что это слишком много, и устанавливают в системе вентиляции картера клапан, открывающийся при меньшем разрежении (у двигателей рабочим объемом 1,5—2,5 л — равном 400—500 Па, или 0,004—0,005 кгс/см²).

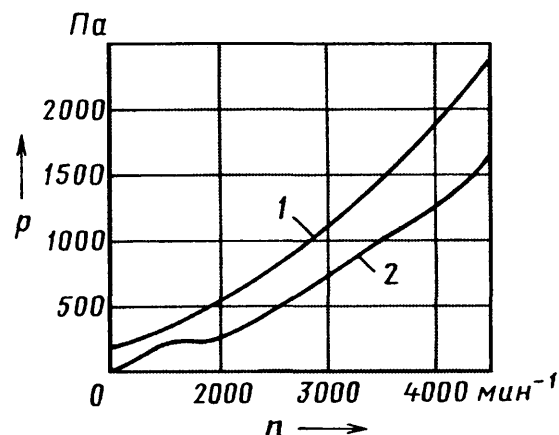


Рис. 1. Зависимость разрежения на впуске (1) и в картере (2) дизеля ВАЗ-341

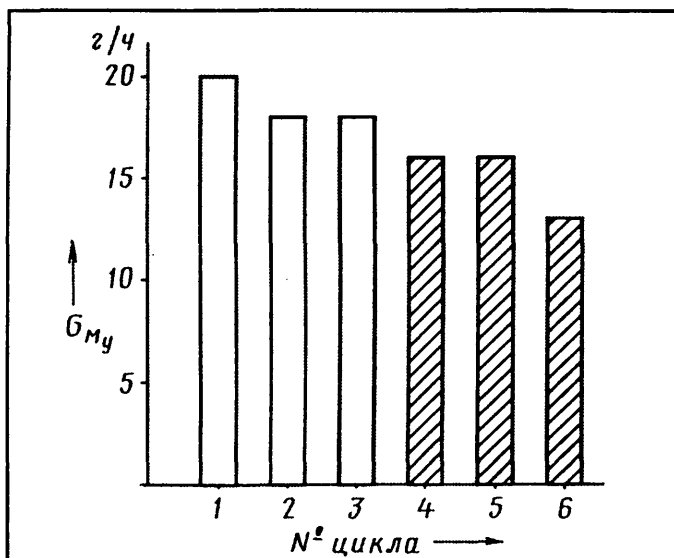


Рис. 2. Изменение расхода масла на угар при наличии (измерения № 1, 2 и 3) и отсутствии (измерения № 4, 5 и 6) клапана в системе вентиляции картера дизеля ВАЗ-341

Такой клапан, на наш взгляд, решает только одну задачу: предотвращает в какой-то мере попадание пыли извне во внутреннюю полость двигателя, поскольку разрежение, близкое к 2 кПа, может нарушить контакт между уплотняющей кромкой сальника и шейкой вала. При этом внутрь картера будет занесена грязь, что, безусловно, нежелательно.

С учетом средней вероятности пиков давления и разрежения в картерах ДВС конкретного ряда размерности и мощности изготовители предлагают те или иные исполнения клапанов. Например, для двигателей рабочим объемом около 1,5–2,5 л клапаны рассчитываются, как уже упоминалось, на разрежение в картере ~400–500 Па (0,004–0,005 кгс/см²). Кроме того, эти клапаны часто комбинируются с маслоотделителями. (Подобная конструкция применена в двигателях V6-TDI автомобилей "Ауди" и "Мерседес-Бенц" серии 500. В обоих случаях разработчиком устройства являлась фирма "Хенгст Фильтерверкен". Тем не менее нет доказательств того, что клапан сам по себе способствует снижению расхода масла двигателем. Да и быть не может. Ведь масло из картера уходит тремя путями: в виде течей по уплотнениям; уносится в форме тяжелой (дисперсной) фазы с картерными газами; в виде струйных течей по внутренним стенкам трубопроводов системы вентиляции. Клапан же, регулирующий давление в некоторой полости, уменьшает

расход через нее только в период повышения в ней давления до уровня своего срабатывания. Это почти в точности повторяет школьную задачу о бассейне, в который по одной трубе вливается, а по другой выливается вода. Так как прорыв из камеры сгорания остается практически неизменным, то массовый расход через клапан после достижения в картере заданного уровня разрежения должен быть равным этому прорыву. Что означает: общее количество аэрозоля, картерных газов, клапан изменить не может. Он, будучи препятствием в потоке движущихся газов, в какой-то мере способствует осаждению капель масла — как любое препятствие. Переоценивать такое воздействие не стоит: испытания двигателя с клапаном вентиляции и без него показывают, что в обоих случаях "пролетает" практически одинаковое количество масла. Если же клапан не объединен с маслоотделителем, его влиянием на изменение концентрации тяжелой фазы в проходящих по системе аэрозолях можно пренебречь.

Клапан не служит также серьезным препятствием для струйной течи масла по внутренним стенкам трубопроводов: если же предусмотрены специальные конструктивные мероприятия (маслосбрасывающие кольца, уловители пленки и т. д.), движение масла по стенкам после клапана будет таким же интенсивным, как и до него.

Все, что сказано выше, подтверждается результатами стендовых испытаний двигателя с клапаном, установленным в системе вентиляции, на расход масла на угар. Эти результаты при работе ДВС с серийно выпускаемым клапаном 39.11170926 и без него довольно близки (рис. 2).

В условиях крупносерийного производства большое значение имеет цена нововведений в конструкцию изделий (точнее — соотношение цены нововведения и положительного эффекта от него). С этой точки зрения клапаны систем вентиляции оказываются весьма дорогостоящим приобретением: стоимость клапана 39.11170926 составляет ~2 % стоимости всего двигателя. И хотя он выполняет и важную, но единственную функцию — защиту внутреннего пространства ДВС от разгерметизации. При этом увеличивается число деталей в двигателе и, значит, вероятность отказов, что справедливо для любой технической системы.

Таким образом, эксперименты доказывают: применение клапана системы вентиляции в двигателе российского производства на современном этапе — нерентабельное техническое решение.

ВНИМАНИЕ!

Заканчивается подписка на первое полугодие 2005 г.
Напоминаем, подписные индексы журнала: в каталоге "Роспечать" — 70003,
в объединенном каталоге "Пресса России" — 27839.

БОКОВЫЕ СМЕЩЕНИЯ ДВУХОСНОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПРИ ПЕРИОДИЧЕСКОМ СИЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ НА ЕЕ РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Канд. техн. наук И.В. ХОДЕС, И.В. КОЛОСОВ

ВолгГТУ

В публикациях, посвященных управляемости и устойчивости колесных машин, вопросы, связанные с прогнозированием движения при задаваемом законе изменения положения управляемых колес, рассмотрены достаточно подробно. В том числе с учетом распределения масс, коэффициентов увода колес, переменной скорости движения, геометрических характеристик АТС, бокового уклона опорной поверхности, воздействия воздушного потока, сцепления и сопротивления перекачиванию, радиуса и положения мгновенного центра поворота, боковых, тангенциальных и нормальных усилий, предельной скорости движения без нарушения устойчивости в боковом и продольных направлениях, устойчивости при резком "броске" в поворот и т. д. Однако периодические изменения направления движения ни один из авторов не рассматривает. И только некоторые из них упоминают о возможности такого режима. Между тем знание того, как ведет себя колесная машина при периодически переменных углах поворота управляемых колес с разной интенсивностью этого поворота по амплитуде и частоте, безусловно, позволило бы улучшить показатели ее устойчивости и управляемости.

Специалисты Волгоградского ГТУ попытались решить эту задачу, для чего провели специальное исследование, суть которого в общем виде сводилась к следующему. На первом этапе направляющим колесам двухосной машины задавали знакопеременные отклонения и с учетом только кинематических соотношений находили отклонения курсового угла φ и бокового смещения y_s ; на втором этапе с учетом динамических характеристик при тех же начальных условиях определяли возможное изменение коридора движения машины, параметры, характеризующие ее боковую устойчивость по опрокидыванию и заносу, а также запаздывание реакции по времени и пути. Рассмотрим каждый из этапов.

Кинематика. Представим, что машина со скоростью v перемещается по горизонтальной опорной поверхности в направлении, соответствующем среднему значению курсового угла. При этом радиус R кривизны траектории периодически изменяется за счет отклонения (с периодом T_0) управляемых колес на угол $\theta(t)$, что вызывает периодическое же боковое смещение относительно среднего направления на величину y_s . Очевидно, что текущие значения кинематических параметров машины при $0 < t < T_0$ определяются по формулам, которые приведены в таблице под № 1.

Динамика. При движении машины по траектории переменной кривизны на нее действует центробежная сила P_c , приложенная к центру масс. Величина этой силы подсчитывается по формуле № 2. Подставляя в нее величины δ_{01} и δ_{02} и решая ее в конечных квадратурах, получаем формулу № 3, пригодную для всех случаев движения. Например, если движение установившееся, то $v = 0$; если колеса на передней и задней осях одинаковые, то $K_{01} \approx K_{02}$; если центр масс расположен на равном удалении от передней и задней осей, то $a = b$ и, следовательно, $a - b = 0$; $D = G = H = \beta = 0$, а $\alpha = \arctg\left(\frac{2\pi b}{T_0 v}\right)$.

С учетом всех перечисленных случаев формула № 3 приобретает вид формулы № 4. Если учесть, что $L/\theta = R$, то легко заметить: при неограниченном росте T_0 ($T_0 \rightarrow \infty$), но фиксированном значении θ процесс движения стремится к траектории с постоянной кривизной, при $\theta \rightarrow 0$ — к прямолинейному движению, когда $P_c = 0$.

Если центробежная сила P_c — переменная периодическая, т. е. $\bar{P}_c = \pm P_c$, возникают колебания машины в поперечных по отношению к направлению движения горизонтальной и вертикальной плоскостях, описываемые известными дифференциальными уравнениями. Численный анализ и экспериментальные измерения, выполненные на базе легкового автомобиля "Рено Лагуна II", показали, что наиболее значимую (до 80 %) часть этих колебаний в горизонтальной плоскости составляют линейные поперечные, а угловые в той же плоскости — до 20 %. В вертикальной плоскости те и другие весьма незначительны. Но даже и их устраняют стабилизаторы подвески, назначение которых — препятствовать крену остова машины. Поэтому на практике нужно рассматривать только поперечные колебания в горизонтальной плоскости.

Уравнение, описывающее боковые смещения у машины под действием периодической центробежной силы $\pm P_c$, известно (формула № 5 в таблице). В данную формулу, как видим, входят параметры ранее не упоминавшиеся. Это жесткости C шин, частота ω_c собственных горизонтальных колебаний массы машины в поперечном направлении, фазовые смещения в начале (α_0) возбуждения колебаний и при установившихся (β_0) колебаниях. Величины данных параметров подсчитываются по формулам № 6.

Если коэффициент U усиления вибросмещений в резонансном режиме представить как отношение суммарного амплитудного смещения y_a к смещению при амплитудном возмущении P_c , то в начале колебаний он подсчитывается по формуле № 7, а при установившихся колебаниях — № 8.

С помощью коэффициента U усиления определяется тот прирост $P_{\text{кол}}$ центробежной силы, который обусловлен колебаниями: $P_{\text{кол}} = P_c(U - 1)$. Этот прирост, очевидно, вызывает боковое смещение машины со средней величиной угла $\Delta\varphi_{\text{ср}}$ увода, равной $(\delta_{01}^{\text{кол}} + \delta_{02}^{\text{кол}})/2$. Так как сила $P_{\text{кол}}$ имеет синусоидальный характер, то

№ фор- му- лы	Формула	Примечания
1	$\theta = \theta_0 \sin\left(\frac{2\pi t}{T_0}\right); R = \frac{L}{\operatorname{tg} \theta} \approx \frac{L}{\theta}; \varphi = \frac{v\theta T_0}{\pi L} \sin^2 \frac{\pi t}{T_0}; y_s = \frac{v^2 \theta_0 T_0}{2\pi} \left(t - \frac{T_0}{2\pi} \sin \frac{2\pi t}{T_0}\right);$ $y_0 = \frac{v^2 \theta_0 T_0^2}{2\pi L}; \theta_0 = \frac{2\pi L y_0}{v^2 T_0^2}; \varphi = \frac{2y_0}{v T_0}$	L — база колесной машины
2	$P_c = \left(\frac{mv^2}{L} + \frac{mb\dot{v}}{L}\right) \cdot (\theta_0 \sin \frac{2\pi t}{T_0} - \delta_{01} + \delta_{02}) + \frac{mb\dot{v}}{L} \cdot (\theta_0 \sin \frac{2\pi t}{T_0} - \delta_{01} + \delta_{02})'$	m — масса колесной машины; g — ускорение свободного падения; $\delta_{01} = P_c b / L K_{01}$ и $\delta_{02} = P_c a / L K_{02}$ — углы увода колес передней и задней осей по действиям силы P_c ; K_{01} и K_{02} — коэффициенты увода колес тех же осей; a — расстояние от центра масс машины до ее задней оси; b — тоже для передней оси
3	$P_c = T_0 \sqrt{\frac{(A+G)^2 + E^2}{(2\pi F D)^2 + T_0^2 (1 - B D - H D)^2}} \sin\left(\frac{2\pi t}{T_0} + \beta\right)$	$A = mv^2 \theta_0 / L$; $B = mv^2 / L^2$; $D = a / K_{02} - b / K_{01}$; $E = 2\pi \theta_0 m v b / T_0 L$; $F = m v b / L^2$; $G = m b \theta_0 \dot{v} / L$; $H = m b \dot{v} / L^2$; $\alpha = \operatorname{arctg} \left[\frac{2\pi b v}{T_0 (v^2 + b \dot{v})} \right]$; $\beta = \operatorname{arctg} \left[\frac{2\pi F D}{T_0 (1 - B D - H D)} \right]$;
4	$P_c = \frac{mv\theta_0}{L} \sqrt{v^2 + \frac{4\pi^2 b^2}{T_0^2}} \sin\left(\frac{2\pi t}{T_0} + \alpha\right)$	$\omega = \frac{2\pi}{T_0}$
5	$y = \frac{P_c e^{-ht}}{C_{01} + C_{02}} \cos(\omega_c t + \alpha_0) + \frac{P_c \sin\left(\frac{2\pi t}{T_0} + \beta_0\right)}{m \sqrt{\omega^2 - \left(\frac{2\pi}{T_0}\right)^2 + 4h^2 \left(\frac{2\pi}{T_0}\right)^2}}$	C_{01} и C_{02} — поперечная жесткость шин колес передней и задней осей; ω — собственная частота поперечных ω_c горизонтальных колебаний; h — коэффициент демпфирования колебаний; ψ_a — безразмерный коэффициент, определяемый экспериментально (для автомобиля "Рено Лагуна II" равен 0,28); α_0 при $\dot{y} = 0$ — фазовое смещение в начальный период возбуждения колебаний; β_0 — фазовое смещение при установившихся колебаниях и периодическом их возбуждении с частотой $\omega_0 = 2\pi/T_0$
6	$C_{01}, C_{02} = \frac{\pi P_w b_w K_\kappa}{2,375 R_{1,2}} \left(2 - \frac{\Delta R_{1,2}}{R_{1,2}}\right); \omega_c = \sqrt{\frac{C_{01} + C_{02}}{m}}; \alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{h}{\sqrt{\omega_c^2 - h^2}};$ $\beta_0 = \operatorname{arctg} \left(-\frac{2\pi h T_0}{\omega_0 T_0 - 4\pi}\right); h = \varphi_a \omega_0$	—
7	$U = 1 + 1/2 \psi_a \sqrt{1 - \psi_a^2}$	—
8	$U = 1/2 \psi_a \sqrt{1 - \psi_a^2}$	—
9	$K_{yb} = 1 - \frac{UP_c}{L\theta_0} \left(\frac{b}{K_{01}} - \frac{a}{K_{02}}\right)$	—
10	$K_\phi = 1 + \frac{m(U-1)}{LT_0} \sqrt{v^2 + \frac{4\pi^2 b^2}{T_0^2}} \left(\frac{b}{K_{01}} + \frac{a}{K_{02}}\right) -$ $- \frac{mvU}{L^2} \cdot \sqrt{v^2 + \frac{4\pi^2 b^2}{T_0^2}} \left(\frac{b}{K_{01}} - \frac{a}{K_{02}}\right)$	—
11	$\varphi_y R_i > \sqrt{\left(\frac{UP_c b}{L}\right)^2 + F_i^2}$	R_i — вертикальные реакции передних и задних колес; F_i — касательные силы на передних и задних колесах

за время полупериода ($t = T_0/2$) средняя ее величина составляет $2P_{\text{кол}}/\pi$, а прирост Δy_S смещения на скорости v движения равен $\frac{P_c(U-1)vT_0}{2\pi L} \left(\frac{b}{K_{01}} + \frac{a}{K_{02}} \right)$.

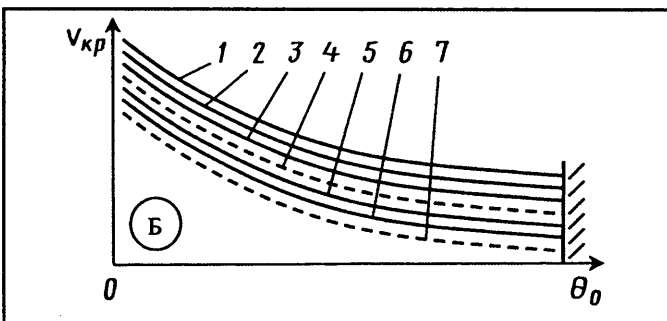
Вместе с тем текущее значение эквивалентного угла отклонения управляемых колес с учетом увода от суммарной силы составляет $\theta_{\text{экр}} = \theta \sin \frac{2\pi t}{T_0} - \left(\frac{b}{K_{01}} + \frac{a}{K_{02}} \right) \frac{UP_c}{L}$.

А так как коэффициент $K_{\text{ув}}$ увеличения эквивалентного угла отклонения управляемых колес есть отношение $\theta_{\text{экр}}/\theta$, максимальные отклонения соответствуют их амплитудным значениям, то $K_{\text{ув}}$ подсчитывается по формуле № 9.

Зная все сказанное выше, можно приступить к решению тех трех задач, ради которых и проводили данное исследование.

Первая из задач — оценка суммарного изменения коридора движения машины. Оно, очевидно, представляет собой сумму прироста Δy_S смещения, вызываемого колебаниями, и смещения $\Delta y'_S$, связанного с изменением кривизны траектории за счет неодинакового увода колес под силовым поперечным воздействием: $y_{\Sigma} = \Delta y_S + \Delta y'_S = \Delta y_S + S_0 K_{\text{ув}}$. При этом одним из показателей управляемости может быть относительное изменение бокового смещения, равное отношению y_{Σ}/S_0 , которое подсчитывается по формуле № 10.

Даже формальный анализ данной формулы показывает: чем меньше масса, скорость и больше база машины, период управляющего воздействия, а также ближе по своей величине отношения b/K_{01} и a/K_{02} , тем меньше изменение коридора движения. И в дорезонансном режиме (при $U \rightarrow 1$) $K_{\text{ув}} \rightarrow 1$. В зарезонансном же режиме при уменьшении T_0 , особенно при больших v и θ_0 , возможно значительное увеличение центробежной силы P_c , что может вызывать потерю устойчивости, а следовательно, и управляемости машины.



Безопасная по скорости зона движения автомобиля в режиме периодического отклонения управляемых колес при амплитудах θ_0 и периоде T_0 с ограничением по ситуациям:

1 — занос при $\varphi_y > \frac{B}{2h}$; 2 — опрокидывание; 3 — занос при $\varphi_y < \frac{B}{2h}$; 4 и 5 — занос передних и задних колес при $T_0 \neq T_{\text{рез}}$; 6 и 7 — занос задних и передних колес при $T_0 = T_{\text{рез}}$; Б — безопасная зона

Вторая задача — определение граничных условий управляемости с точки зрения заноса и опрокидывания, т. е. определение критических для машины по заносу и опрокидыванию скоростей.

Если колеса одновременно нагружаются тормозной и касательными силами F тяги, то условия устойчивого, без заноса, движения определяются формулой № 11. Если в нее подставить значения $P_{c01,02}$, полученные по формуле № 4, и решить ее относительно скорости v , это и будут предельные значения, при которых занос передних или задних колес становится неизбежным.

Следует, однако, отметить, что рассчитывать значение критической скорости для различных сочетаний массогеометрических параметров машины — дело довольно трудоемкое. Поэтому расчеты целесообразно выполнять с помощью ЭВМ. И в итоге получать не точку, а зону безопасности, например, так, как показано на рисунке.

Если движение установившееся ($v = 0$), угол дорожного уклона равен нулю, $P_{\text{кр}} = 0$ и $P_w \approx 0$, а тяга на колесах уравнивается сопротивлениями качения, т. е. $F_{01} = F_{02} \approx 0$, условия устойчивости по заносу передних и задних колес оказывается одинаковыми:

$$\frac{UP_c \frac{a}{L}}{\frac{gma}{L}} = \frac{UP_c \frac{b}{L}}{\frac{gmb}{L}} = \frac{UP_c}{gm} \leq \varphi_y \text{ и } P_c < \frac{gm\varphi_y}{U}.$$

Условие устойчивости по опрокидыванию при этом имеет вид:

$$P_c < \frac{gmB}{2hU}.$$

Чтобы занос наступал раньше опрокидывания, должно выполняться условие $\varphi_y < \frac{B}{2h}$.

Таким образом, при одинаковых коэффициентах сцепления колес передней и задней осей их занос только от центробежной силы происходит одновременно, т. е. машина скользит по опорной поверхности параллельно самой себе, без вращения, в горизонтальной плоскости. При разгоне, торможении и при наличии крюковой нагрузки или значительного лобового сопротивления воздушного потока опережающий занос проявляется на той оси, где вертикальная реакция на колеса под влиянием данных силовых факторов оказывается меньшей. При возмущениях θ_0 с периодом $T_0^{\text{рез}}$, соответствующим резонансной частоте, центробежная сила P_c в случае поперечных колебаний машины проявляется сильнее, поэтому критическая скорость движения уменьшается. С уходом же от резонансной зоны ($T_0 \neq T_{\text{рез}}$) критическая скорость, наоборот, возрастает.

Третья из решаемых задач — оценка запаздывания реакции машины на управляющее воздействие. То, что оно в начале и на установившемся режиме последующих периодических воздействий не может быть одинаковым, ясно из формулы № 6: начальная реакция соответствует одновременному проявлению углов α_0 и β_0 , но с увеличением времени t за счет коэффициента e^{-ht} первое слагаемое будет стремиться к нулю, а фазовое смещение — к углу β_0 , что составит по вре-

мени при периоде T_0 величину $\tau_\beta = \beta_0 \frac{T_0}{2\pi}$ и при скорости v по пройденному пути — $S_{\tau\beta} = v\beta_0 \frac{T_0}{2\pi}$.

Запаздывание t_α в начальный период зависит от соотношения периода собственных колебаний $T_c = 2\pi \sqrt{\frac{m}{C_{01} + C_{02}}}$ и демпирующих свойств и по времени составляет $t_\alpha = \frac{T}{2\pi} \sqrt{\frac{m}{C_{01} + C_{02}}}$, а по пройденному пути — $S_\alpha = v\alpha_0 \sqrt{\frac{m}{C_{01} + C_{02}}}$.

УДК 629.113/.115.62-235

О ПРИНЦИПАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ БЕССТУПЕНЧАТОЙ ТРАНСМИССИИ

Д-р техн. наук **Ю.В. ПИРКОВСКИЙ**, В.Э. МАЛЯРЕВИЧ
НАМИ-Сервис

В настоящее время известны различные типы бесступенчатых трансмиссий — механические, электрические, гидростатические (гидрообъемные) и др. Разнообразие характерно и для систем их регулирования. Но какой бы не была система, предназначение у нее одно: распределять крутящие моменты по ведущим мостам таким образом, чтобы автомобиль работал с минимальным расходом топлива и имел максимальную проходимость.

Чтобы реализовать это предназначение, система регулирования должна "уметь" решать как минимум две задачи.

Во-первых, согласовывать работу ДВС и трансмиссии; во-вторых, регулировать совместную работу ведущих мостов. Иными словами, оптимально распределять мощность (или крутящий момент) между ними.

На первой задаче останавливаться смысла нет: она достаточно подробно освещена в работах отечественных (В.А. Петров, В.И. Лапидус, С.Б. Шухман, В.И. Соловьев и др.) и зарубежных ученых. Что касается второй, то она до сих пор не решена. Точнее, теоретически решена лишь применительно к автомобилям с механическими трансмиссиями, в которых распределение крутящего момента постоянно и определяется передаточным отношением межосевого дифференциала. Например, доказано: если подведенный к колесу моста полноприводного автомобиля с обычным механическим дифференциалом крутящий момент не равен суммарному моменту сопротивления движению этого колеса, то там, где $M_{0м} > M_{сопр}$, возникает избыточная сила, подталкивающая мост, на котором $M_{0м} < M_{сопр}$. То есть на первом возникнет дополнительная (внутренняя) сила P_Δ , момент которой должен компенсировать недостаточный для движения момент на втором.

Как видим, рассмотренное выше действительно позволяет оценивать реакцию колесной машины на управляющее периодическое воздействие через рулевой механизм. В частности, вычислять действующее на нее боковое усилие, ее поперечное смещение, запаздывание реакции по времени и пути, в том числе в резонансном режиме, определять граничные условия по заносу и опрокидыванию, оценить критические скорости в зависимости от параметров машины и внешней среды. И, в итоге, находить оптимальные соотношения параметров уже на стадиях технического предложения и эскизного проекта.

Уточненный с учетом этого баланс мощности и передаточного отношения i_d автомобиля с колесной формулой 4×4 дают (см. таблицу) формулы № 1 (первый мост) и 2 (второй мост).

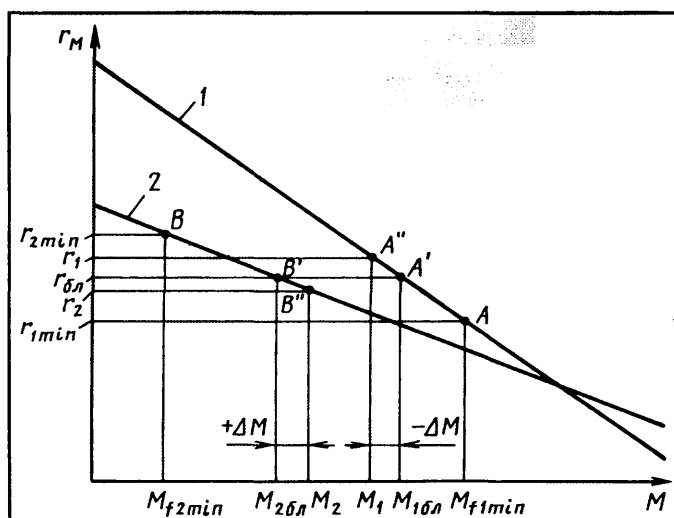
Очевидно также, что "идеальным" будет такое распределение моментов, при котором $P_\Delta = 0$. Но наша задача — найти варианты оптимального регулирования при движении автомобиля по грунту. И здесь возникает два вопроса. Первый: если движение по грунту следует выполнять при блокированном приводе, то какие потери могут возникнуть в двигателе (разумеется, по сравнению с "идеальным" распределением мощности по мостам)? Второй: нельзя ли, используя особенности индивидуального привода, уменьшить возникающие при блокировке потери, блокируя привод таким образом, чтобы соотношение ω_1 и ω_2 (r_1 и r_2) было наиболее выгодным? Ведь в последнем случае в отличие от блокированного механического привода, когда $\omega_1 = \omega_2$ ($r_1 = r_2$), между индивидуальными приводами, возможно, появится некоторая разница, позволяющая снизить сопротивление качению.

Попробуем ответить на поставленные вопросы. Но прежде — одно предварительное замечание, связанное с радиусами качения колес мостов.

В свое время один из авторов данной статьи ввел понятие "радиус $r_{кн}$ качения в начальном режиме", которое соответствует принятому во всех учебниках по теории автомобиля термину "радиус качения без буксования". Физически это тот радиус, который устанавливается в "нейтральном" режиме качения, т. е. в режиме, при котором крутящий момент, подводимый к колесу от ДВС, уравнивается моментом толкающей колесо силы, и поэтому здесь нет ни тангенциального деформирования шины, ни сдвига грунта. Все дальнейшие рассуждения и выводы будут базироваться именно на том, что $r_{кн} = 0,5(r_{к0} + r_{кс})$ и соответствующих ему крутящему моменту $M_{fn} = 0,5M_{fc}$ и толкающей силе $P_{fn} = 0,5P_{f0}$.

Теперь — непосредственно к ответам на поставленные выше вопросы.

Чтобы нагляднее представить процесс, происходящий при блокировании мостов двухосного автомоби-



Зависимость средних радиусов качения колес первого (1) и второго (2) мостов двухосного полноприводного автомобиля

ля, рассмотрим рисунок, на котором приведены зависимости среднего радиуса r_m качения от момента M внешних сил ($r_m = f(M)$) для колес первого (прямая 1) и второго (прямая 2) мостов автомобиля типа 4×4.

Начнем с того, что момент M сопротивления качению автомобиля может быть минимальным, если минимальны его составляющие — моменты M_1 и M_2 , т. е. можно записать:

$$M_{\min} = M_{1\min} + M_{2\min}.$$

Заблокируем привод так, чтобы $\omega_1 = \omega_2$ ($r_1 = r_2 = r_{\text{бл}}$). Для чего из точки $r_{\text{бл}}$ проведем горизонтальную прямую. Точки ее пересечения с прямыми на рисунке дадут координаты (значения $M_{1\text{бл}}$ и $M_{2\text{бл}}$). Что же получается? Автомобиль "хочет" двигаться под воздействием $M_{f1\min}$ и $M_{f2\min}$, а мы, блокируя привод, заставляем его двигаться под воздействием $M_{1\text{бл}}$ и $M_{2\text{бл}}$. Несомненно, это вызовет дополнительное сопротивление движению.

Однако для первого и второго мостов автомобиля 4×4 коэффициент λ тангенциальной эластичности пары "шина—грунт" будет иметь разные значения, т. е. $\lambda_1 \neq \lambda_2$ (для первого и всех последующих мостов многоприводного автомобиля $\lambda_i \neq \lambda_{i+1} \neq \lambda_{i+2} \dots$). Отсюда можно предположить, что, подобрав оптимальные величины ω_1 и ω_2 , можно уменьшить потери на буксование относительно заблокированного ($\omega_1 = \omega_2$) привода. Подчеркиваем: предположить.

Чтобы подтвердить (или опровергнуть) данное предположение, рассмотрим несколько случаев движения. И начнем с самого простого — движения в свободном режиме, т. е. без прицепа и с относительно небольшой скоростью. Расчеты будем вести в два этапа. Сначала найдем величину буксования первого и второго мостов при заблокированном приводе; затем, уменьшая или увеличивая r_m (ω_m) на первом и втором мостах, попытаемся уменьшить общую сумму потерь на буксование, т. е. сумму, рассчитываемую по формуле № 3.

Результаты расчетов: при свободном режиме движения с заблокированным приводом буксование возрастает не более чем на 1 %. То есть попытка снизить сопротивление движению уменьшением буксования за счет изменения ω_1 и ω_2 практического смысла не имеет. Короче говоря, движению автомобиля в свободном (или близком к свободному) режиме соответствует условие $\omega_1 = \omega_2$ ($r_1 = r_2$).

Допустим далее, что рассматриваемый автомобиль работает в ведущем режиме, т. е. с прицепом. Задаваясь массой прицепа, можно, очевидно, определить величины M_a , $M_{f1\min}$ и $M_{f2\min}$. Затем, изменяя величины r_1 и r_2 , уменьшить сумму дополнительных потерь. При этом ясно, что на заднем мосту будет возникать (см. рисунок) дополнительный момент "+ΔM₁", а на переднем — "-ΔM₂". Его величину можно определить, исходя из модифицированного с учетом наличия ΔM уравнения № 3 по формуле № 4, в которой |ΔM₁| = |ΔM₂| (иначе не будет сохранена сумма $M_1 + M_2$,

№ формулы	Формула	Примечание
1	$M_a \omega_1 \sigma_1 = M_f c_1 \omega_1 + \gamma_{\text{шг1}} \omega_1 (P_1 \pm \Delta P)^2 + P_1 P_1 \omega_1 r_1$	M_a — крутящий момент, подводимый к мостам от ДВС; ω_1 — угловая скорость вращения колес первого моста; $\sigma_1 = M_1/M_a = i_{\text{д1}} \sigma_1$ — часть мощности, подводимой к первому мосту; M_1 — момент сопротивления качению колес первого моста; $\gamma_{\text{шг1}}$ — тангенциальная податливость шины и грунта; P_1 — часть внешних сил, приходящаяся на первый мост; r_1 — средний радиус качения колес первого моста
2	$M_a \omega_2 \sigma_2 = M_f c_2 \omega_2 + \gamma_{\text{шг2}} \omega_2 (P_2 \pm \Delta P)^2 + P_2 \omega_2 r_2$	То же для второго моста
3	$M_{\text{букс}} = \lambda_1 (M_{f1\min} - M_{1\text{бл}})^2 / r_1 + \lambda_2 (M_{f2\min} - M_{2\text{бл}})^2 / r_2$	$M_{1\text{бл}}$, $M_{2\text{бл}}$ — моменты на первом и втором мостах (соответствуют отрезкам $A - A'$ и $B - B'$ на рисунке)
4	$M_{\text{букс}} = \lambda_1 (M_{f1\min} - M_{1\text{бл}} - \Delta M)^2 / r_1 + \lambda_2 (M_{2\text{бл}} - M_{f2\min} + \Delta M)^2 / r_2$	—
5	$\Delta M = (\lambda_1 M_{1\text{бл}} - \lambda_2 M_{2\text{бл}}) / (\lambda_1 - \lambda_2)$	—

необходимая для движения автомобиля). Для этого уравнение момента потерь на буксование нужно продифференцировать. Получается формула № 5, позволяющая определить значение ΔM , при котором $M_{\text{букс}}$ и необходимый для движения крутящий момент M_a будут минимальны.

Располагая таким математическим аппаратом, можно найти как величины r_1 , ω_1 , r_2 и ω_2 , так и уменьшение потерь на буксование. И, наконец, — процент уменьшения величины общей мощности (или крутящего момента) при движении автомобиля с разными ω_1 и ω_2 . И, например, расчеты, выполненные для случая равномерного прямолинейного движения автомобиля 4×4 полной массой 14 т, показали: рациональное регулирование угловых скоростей колес переднего и заднего мостов с соответствующим перераспределением подводимой к мостам мощности позволяет снизить общие ее потери до 5 %.

Не очень много, конечно. Но при расчетах выявились две интересные для практики закономерности: подводимую к мостам мощность необходимо распределять так, чтобы большая приходилась на колеса заднего моста, и чем плотнее грунт, тем эта разница должна быть больше; оптимальная угловая частота вращения задних колес должна превышать частоту вращения передних на 3—5 %.

Аналогичным способом можно рассчитать и другие режимы движения автомобиля (неравномерное, криволинейное и т. д.).

Все приведенные выше рассуждения относятся в какой-то степени к "идеализированному" автомобилю. В частности, каждый его мост рассматривался как одиночное колесо, а зависимости $r_k = f(M_k)$ и $r_k = f(P_k)$ — как прямые линии. Это, как свидетельствуют теория и опыт, допустимо для автомобилей с механической трансмиссией. Но совершенно не ясно, например, допустим ли такой подход в случае гидростатического привода. Поэтому было решено проверить, как отразится на результатах расчета замена линейной функции $r_m = f(M)$ на кубическую типа $r_k = r_{\text{кн}} - \lambda M - \beta M^3$. Скажем сразу: применять кубическую параболу смысла тоже нет. Результат, полученный в предположении, что $r_k = f(M_k)$ есть прямая линия, отличается от результата, полученного в предположении, что $r_k = f(M_k)$ есть кубическая парабола, отличается на сотни доли процента.

Таким образом, можно сделать вывод: использование индивидуального подвода мощности позволяет уменьшить сопротивление движению полноприводного автомобиля. Причем в каждом режиме движения закон рационального распределения мощности по мостам, в принципе, должен быть своим. Дальнейшие исследования в этом направлении позволят составить единый алгоритм автоматического управления бесступенчатой трансмиссией полноприводного автомобиля.

УДК 629.113/.115.621.63

РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВЕНТИЛЯТОРА ОТОПИТЕЛЯ

Д-р пед. наук А.Е. АЙЗЕНЦОН,
канд. техн. наук Ю.В. ГАРМАШ, И.И. ПОНОМАРЕВА,
В.И. ЯСЕВИЧ

Рязанский ВАИ

Вентилятор системы отопления кабины (салона) АТС — устройство, которое способствует созданию в ней предписанной стандартами среды обитания. Для его привода применяется, как известно, электродвигатель постоянного тока.

После подачи напряжения в обмотках якоря такого двигателя возникает электрический ток, а на валу ротора — вращающий момент $M_{\text{вр}}$. В результате ротор приобретает частоту вращения, при которой уравнивается моментом M_c сопротивления вращению. Иначе говоря, выполняется условие

$$M_{\text{вр}} = M_c = C_m \Phi I_a,$$

где C_m — коэффициент, зависящий от конструктивных параметров машины; Φ — магнитный поток; I_a — ток в обмотке якоря. Кроме того, при вращении якоря в магнитном поле в его обмотке возникает противоЭДС ($E_{\text{пр}}$), величина которой соответствует закону $E_{\text{пр}} = C_e \Phi n$, где C_e — конструктивная постоянная, n — частота вращения якоря. Эта противоЭДС, а также падение напряжения на сопротивлении обмотки

($U_a = I_a \cdot r_a$) уравнивает приложенное к двигателю напряжение $U_{\text{бат}}$ бортовой сети. То есть можно за-

писать: $U_{\text{бат}} = E_{\text{пр}} + I_a r_a$. Отсюда: $n = \frac{U_{\text{бат}} - I_a r_a}{C_e \Phi}$.

Последняя формула дает возможность выбрать один из трех возможных способов регулирования скорости вращения якоря электродвигателя постоянного тока. Это — изменение сопротивления r_a цепи якоря, магнитного потока Φ или напряжения питания ($U_{\text{бат}}$).

Все перечисленные способы используются на практике. Но ни один из них, к сожалению, нельзя назвать идеальным.

Так, меняя r_a с помощью последовательно включенных резисторов, можно получить любую частоту вращения ротора (разумеется, не превышающую максимальную с точки зрения его прочности). Но резисторы — это потери мощности бортовых источников питания. Для изменения магнитного потока в цепь обмотки возбуждения тоже приходится включать резисторы (реостат). Для регулирования напряжения (это делается в случае электродвигателей с постоянными магнитами, когда нет возможности изменять магнитный поток) опять-таки включают дополнительные сопротивления.

Сейчас, когда электроника получила очень большое развитие, кое-кто предлагает регулировать напряжение питания с ее помощью. Однако практически это невозможно: электронные приборы не могут напря-

мую "иметь дело" с высокими мощностями электродвигателей и, соответственно, мощностями рассеивания на регулирующем транзисторе.

Тем не менее выход из данной ситуации есть. Он — в использовании возможностей широтно-импульсной модуляции (ШИМ) и мощного полевого транзистора, работающего в режиме ключа: такое сочетание позволяет снизить мощность, рассеиваемую на регулирующем элементе.

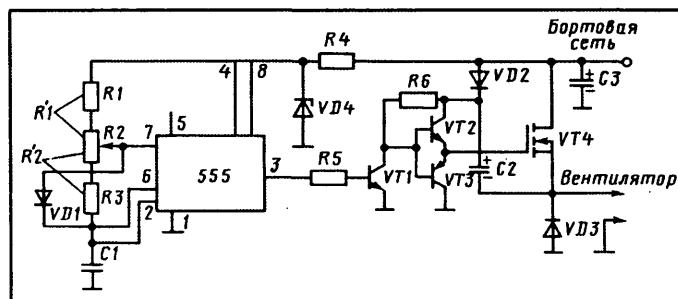
Действительно, при открытом транзисторе мощность рассеивания невелика, поскольку его напряжение насыщения тоже небольшое; при закрытом транзисторе она мала из-за малого протекающего через транзистор тока; в случае коротких переднего и заднего фронтов импульсов при переключении транзистора она также незначительна.

Чтобы использовать достоинства широтно-импульсного регулирования, нужно только одно — соответствующая схема управления. И построить ее особого труда не представляет. Дело в том, что глубина широтно-импульсной модуляции характеризуется коэффициентом заполнения $\gamma = t_{\text{и}}/T$, где $t_{\text{и}}$ — длительность импульса управления, а $T = f^{-1}$ — период повторения. Следовательно, меняя $t_{\text{и}}$ и T , коэффициент заполнения по желанию можно изменять в пределах от нуля до единицы. Тогда среднее напряжение на зажимах двигателя будет изменяться (по закону $U = U_{\text{бат}} t_{\text{и}}/T = U_{\text{бат}} \gamma$) от нуля до $U_{\text{бат}}$.

Устройство регулирования, исходя из этих соображений, создано специалистами Рязанского ВАИ. Его схемотехническое решение основано (см. рисунок) на применении интегрального таймера NF/SE555 (1006ВИ1) и работает оно следующим образом.

После включения питания ($U_{\text{бат}}$) по цепи "источник питания, $R1$, верхняя часть переменного сопротивления $R2$, диод $VD1$, конденсатор $C1$, корпус" заряжается времязадающий конденсатор $C1$. Напряжение на нем нарастает по экспоненте $U_{C1} = U_{\text{п}}[1 - \exp(-t/\tau_{\text{зар}})]$. (Здесь $U_{\text{п}}$ — напряжение питания микросхемы таймера, $\tau_{\text{зар}} = R'1 \cdot C1$ — постоянная времени заряда, $R'1$ — сопротивление верхней части переменного резистора $R2$ и резистора $R1$.) При этом напряжение на выходе таймера имеет высокий уровень, а транзистор $VT1$ открыт, поэтому напряжение на выходе биполярного эмиттерного повторителя $VT2$, $VT3$ — низкое; транзистор $VT4$ закрыт, поскольку напряжение на его затворе равно нулю. Конденсатор $C2$ заряжается по цепи "источник питания, диод $VD2$, конденсатор $C2$, обмотка вентилятора, корпус".

Когда напряжение на конденсаторе $C1$ станет равным двум третям напряжения $U_{\text{п}}$ питания таймера, напряжение на выходе таймера практически становится равным нулю. Открывается ключ, встроенный в схему таймера, и вывод 7 соединяется с "корпусом". Конденсатор $C1$ начинает разряжаться по цепи " $C1$, сопротивление $R2$, встроенный транзистор, корпус". Напряжение на нем изменяется по закону $U_{C1} = \frac{2}{3} U_{\text{п}} e^{-t/\tau_{\text{р}}}$, где



$\tau_{\text{р}} \approx C1 R'2$ — постоянная времени разряда, $R'2$ — сопротивление нижней (по схеме) части переменного резистора $R2$ и резистора $R3$.

Поскольку напряжение на выходе таймера равно нулю, транзистор $VT1$ закрывается, поэтому на его коллекторе и на выходе биполярного повторителя $VT2$, $VT3$ устанавливается высокий уровень напряжения. Транзистор $VT4$ открывается, и напряжение на двигателе вентилятора становится равным напряжению бортовой сети. Причем с увеличением этого напряжения появляется напряжение на нижнем (по схеме) выводе конденсатора $C2$. Но так как оно не может измениться мгновенно, а конденсатор $C2$ заряжен до напряжения бортовой сети, следовательно, напряжение на биполярном повторителе увеличивается практически до удвоенного напряжения бортовой сети, а диод $VD2$ предотвращает быстрый разряд конденсатора $C2$. (Такое построение схемы необходимо для получения своеобразной "вольтодобавки" и удержания n -канального полевого транзистора $VT4$ в открытом состоянии на все время импульса.)

Разряд конденсатора $C1$ продолжается до тех пор, пока напряжение на нем снизится до $\frac{1}{3} U_{\text{п}}$. После этого процесс повторяется.

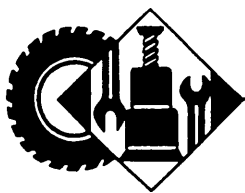
Отношение постоянных времени $\tau_{\text{зар}}$ заряда и $\tau_{\text{р}}$ разряда определяет скважность импульсов, т. е.

$$\tau_{\text{зар}}/\tau_{\text{р}} = \frac{C1 R'1}{C1 R'2} = \frac{R'1}{R'2}.$$

Отсюда следует, что скважность определяется положением "движка" переменного сопротивления $R2$. При его перемещении она может изменяться в широких пределах.

Что касается периода $T \sim C1 (R'1 + R'2)$, то при перемещении "движка" потенциометра он остается постоянным (сумма $R'1 + R'2 = R1 + R2 + R3$ не изменяется). Значит, и частота импульсов ШИМ остается неизменной, а меняется только скважность, определяющая среднее значение напряжения на двигателе вентилятора, которое, как сказано выше, можно изменять от нуля до напряжения бортовой сети.

Эксперименты показали, что при такой организации системы управления мощность, рассеиваемая на полевым транзисторе в ключевом режиме, настолько мала, что позволяет использовать его с небольшим радиатором охлаждения вплоть до номинальных (180 Вт) мощностей серийных электродвигателей вентиляторов (сопротивление канала транзистора не более 0,03 Ом).



УДК 621.182.3.62-5:629.064

БОРТОВОЙ ЭНЕРГОМЕР

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ, канд. техн. наук В.М. ПЕТРОВ, В.С. АНАЦКИЙ
УлГТУ, ОАО "УАЗ"

Проблема повышения топливной экономичности АТС решается различными путями, в том числе правильно выбранными режимами работы двигателя. Например, если судить по опубликованным данным, то расход топлива, в зависимости от стиля вождения, на одном и том же автомобиле может изменяться на 30 %. Однако, несмотря на то, что общие принципы экономичного управления автомобилем разработаны, количественное определение режимов движения, обеспечивающих снижение эксплуатационного расхода топлива, отсутствует. Поэтому разработка алгоритма управления режимами движения, выполнение которого можно было бы контролировать с помощью бортового прибора представляет, несомненно, большой практический интерес.

При этом сразу возникает вопрос: что следует понимать под термином "правильно выбранные режимы работы двигателя"? Ответ на него нетрудно получить, если исходить из эффективности транспортного процесса и ее связи с режимами движения автомобиля. Связь же эта общеизвестна: эффективность определяется совокупностью скоростного и экономичного режимов движения. Но одна из составляющих данной совокупности, скорость автомобиля, в процессе его движения периодически изменяется. Следовательно, чтобы снизить эксплуатационный расход топлива, необходимо оптимизировать режимы работы автомобиля. Количественное описание такой оптимизации можно сделать, используя общие принципы экономичного управления, т. е. создав алгоритм управления по критерию минимума расхода топлива, представляющему собой отношение часового расхода топлива к затрачиваемой мощности двигателя за определенный промежуток времени.

Данный подход вполне оправдан. Например, хорошо известно, что при разгоне автомобиля на горизонтальном участке дороги энергия двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления качению, аэродинамических сил, а также внутренних потерь в агрегатах, сил инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Причем величина некоторых из них зависит только от разности начальной и конечной скоростей и не зависит от интенсивности разгона. Поэтому для уменьшения расхода топлива, затрачиваемого на движение, нужно лишь добиться, чтобы двигатель работал на режиме минимального удельного расхода. И это вполне возможно. Ведь для каждой модели автомобиля существует оптимальная по пути

расходу топлива частота вращения коленчатого вала двигателя, при достижении которой следует переходить на высшую передачу в коробке передач. То есть частота, которая представляет собой верхнюю границу оптимального диапазона затрат энергии двигателя на данной передаче. Есть, очевидно, и нижняя граница. Она определяется путем деления энергозатрат, соответствующих верхней границе, на показатель плотности энергозатрат автомобиля.

Отсюда вывод: если водитель точно знает диапазоны энергозатрат, соответствующих оптимальным частотам вращения коленчатого вала, то для снижения путевого расхода топлива в фазе "разгон — установившееся движение — замедление" он может точно регулировать положение педали подачи топлива и всегда в нужный момент включать именно нужную передачу.

Положение, в принципе, не меняется и при движении по дороге с уклонами, изменении нагрузки и т. п. Скажем, разгон под уклон снижает сопротивление движению и сдвигает границы оптимального диапазона в сторону меньших частот вращения коленчатого вала, а разгон при движении в тору — в сторону более высоких.

К сожалению, бортового прибора, с помощью которого водитель мог бы определять необходимые положения педали подачи топлива, соответствующие конкретным значениям удельной энергии, расходуемой автомобилем, нет. Другими словами, нет средства оптимизации расхода топлива.

Таким средством, как показали исследования, должен стать энергомер, шкала и стрелка которого показывают оптимальные режимы движения по передачам и частотам вращения коленчатого вала, а также, нарастающим итогом, количество наработанных киловатт-часов, что позволяет учитывать оставшийся ресурс двигателя и автомобиля.

Энергию, затраченную автомобилем на движение, можно определять, как показали стендовые испытания двигателей при скоростных и нагрузочных режимах, исходя из того, что между мощностью N_e двигателя и давлением P_k во всасывающем тракте существует вполне определенная зависимость. Так, в случае карбюраторного и газового двигателей она подчиняется формуле $N_e = k_n \omega_e (P_{ko} - P_k) + k_f$, в которой k_n — постоянный коэффициент пропорциональности, характеризующий тип двигателя; ω_e — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя; P_{ko} , P_k — давление во всасывающем коллекторе соответственно на режимах холостого хода и текущем; k_f — коэффициент, учитывающий насосные потери мощности двигателя. Энергию I_e , создаваемую двигателем транспортного средства, в свою очередь, дает формула $I_e = \int N_e dt$, в

которой dt — время работы двигателя. Так что проблем с определением этой энергии нет. Разработан и прибор для ее измерения, в состав которого входят датчик давления и электронный блок. Датчик давления работает по принципу измерения разности статического P_a (атмосферного) и динамического P_d (во всасывающем коллекторе) давления. Последнее, как известно, при увеличении нагрузки на двигатель уменьшается, подчиняясь формуле $P_d = (P_a - \frac{\Delta\tau}{T_0} N_e)^{1/R}$, в которой t —

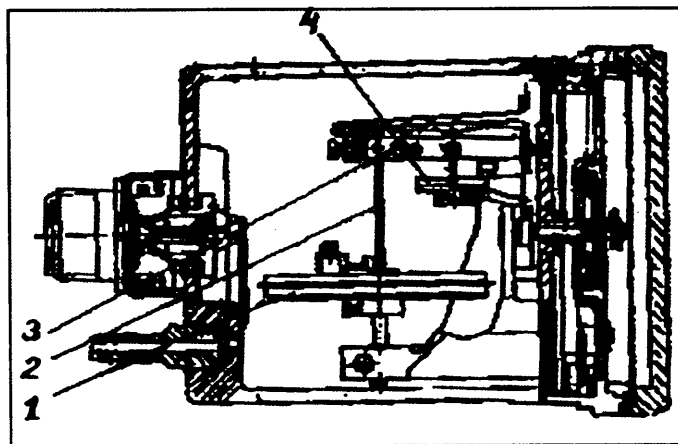
температура смеси во всасывающем коллекторе; $\Delta\tau$ — температурный градиент; T_0 — температура окружающей среды; R — газовая постоянная ($R = 29,27$).

Чувствительный элемент датчика (см. рисунок) — двухмембранная анероидная коробка 1, деформация которой определяется разностью давлений, действующих на мембраны со стороны внутренней и наружных ее поверхностей. (Давление внутри коробки равно давлению во впускном коллекторе, снаружи — атмосферному давлению.) При изменении давления во всасывающем коллекторе анероидная коробка деформируется и через тягу 2, заштифтованную одним концом в верхнем центре, а другим — в серье, поворачивает ось сектора 3 на соответствующий угол. (Ось сектора, как и во всех стрелочных приборах, через тягу соединена с балансировочным грузом 4, закрепленным на пружине в стойке основания механизма винтом и предназначенным для уравнивания массы анероидной коробки, т. е. устранения ошибок в показаниях. На ней укреплен сегмент, находящийся в постоянном зацеплении с трибкой. На конце оси которой укреплена контактная пружина со щеткой, скользящей по обмотке потенциометра.)

Датчик работает в интервале температур окружающей среды от 223 до 363 К (от -50 до $+80$ °С), выдерживает давления от 0,001 до 1,04 МПа (от 0,01 до 10,4 кгс/см²), погрешность измерения — 0,2—1,95 %, чувствительность — 3,7 кОм/МПа. Электронный блок выполняет измерительно-управленческие функции.

Так, после пуска двигателя и на любом режиме его работы сигнал с потенциометра датчика давления поступает на вход цифроаналогового преобразователя. На выходе последнего появляется цифровой код N_1 , который эквивалентен приведенной энергии, фактически затраченной на обеспечение режима. Этот код подается на адресный вход постоянного запоминающего устройства (ПЗУ), на выходе которого появляется соответствующий каждому адресу код N_{01} расхода топлива при оптимальном режиме работы. Данный код поступает на один из входов сравнивающего устройства.

Цифровой код N_1 поступает и на цифровой вход перемножающего цифроаналогового преобразователя, а на аналоговый его вход с датчика расхода топлива — сигнал, соответствующий реальному расходу топлива. Таким образом, на выходе блока перемножающего цифроаналогового преобразователя есть сигнал, учитывающий реальный расход топлива и сигнал о количестве затраченной энергии. Данный сигнал идет на второй цифроаналоговый преобразователь и преобразуется в цифровой код N'_{p1} , который соответствует реальному расходу топлива. Этот код (N'_{p1}) подается на адресные входы первого ПЗУ. Здесь он, как и в ПЗУ,



преобразуется в выходной код, который затем поступает на второй вход сравнивающего устройства. В итоге появляется код рассогласования, эквивалентный разнице расхода топлива при оптимальном и реальном режимах. Этот код с помощью цифроаналогового преобразователя преобразуется в аналоговый сигнал, который усиливается усилителем мощности и поступает на исполнительный механизм (шаговый или линейный двигатель), устанавливающий регулятор расхода топлива таким образом, чтобы сигнал рассогласования стал равным нулю, т. е. уменьшает подачу топлива. Тем самым двигатель выводится на оптимальный режим работы без участия водителя в процессе управления.

Разработанный бортовой энергомер позволяет учитывать количество затраченной энергии и показывать оптимальные режимы движения. Алгоритм его следующий.

1. При включении питания в данный блок управления с датчиков частоты вращения коленчатого вала двигателя и колеса автомобиля, а также датчика давления во впускном коллекторе через буферные регистры вводится выдаваемая этими датчиками информация (при ручном управлении — команды с регистра).

2. По числу импульсов с датчика колеса фиксируется состояние машины ("ход—стоп") и определяется величина затраченной энергии (при значении "стоп" расчет выполняется в масштабе реального времени t_0 , при значении "ход" — в масштабе приведенного времени $t_{пр}$).

3. По команде "счет" значения ω , P_k , I_1 , I_2 выводятся на индикатор.

4. Определяется выведенная команда. При вводе команды "старт" фиксируется текущее значение I_1 , алгоритм переходит в режим списания команды "стоп", фиксируется значение I_2 и вычисляется $I_2 - I_1 = \Delta I$. Если ΔI оказывается больше нуля, стрелка прибора смещается к границе разрешенной (оптимальной) зоны, и водитель должен перейти на следующую передачу в коробке передач.

Результаты дорожных испытаний автомобилей УАЗ-3303, оборудованных разработанным энергомером, на различных скоростях движения без груза по асфальтированной дороге приведены в табл. 1. Из нее видно, что расход энергии на скорости движения, равной 40 км/ч, меньше, чем на всех других скоростях. Причина: гидравлические, инерционные, дорожные и другие сопротивления движению на данной скорости ниже, чем в период разгона автомобиля.

Таблица 1

Показатель	Значение показателя при скорости движения, км/ч			
	30	40	60	80
Расход топлива, см ³	136	131	156	194
Время движения, с	118,7	87,7	58,9	43,9
Расход энергии, кВт·ч	0,327	0,298	0,343	0,468

Таблица 2

Показатель	Номер передачи при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$			
	I	II	III	IV
Расход топлива, см ³	346	244,3	179	158,0
Время движения, с	275,4	177,3	111,7	71,5
Скорость движения, км/ч	13,2	20,2	32,2	50,5
Расход энергии, кВт·ч	0,498	0,34	0,292	0,362

Таблица 3

Автомобиль	Дни в работе	Время в наряде, ч	Общий пробег, км	Грузооборот, т·км	Коэффициент использования		
					в днях	в часах	по энергозатратам
ЗИЛ-431510	26	286	6100	54400	0,89	0,93	0,21
	19	171	2600	21200	0,65	0,76	0,22
	25	205	6400	1500	0,83	0,92	0,18
УАЗ-3303	25	187	3650	2500	0,87	0,92	0,16

УДК 621.43.004.67

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ШЕЕК КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ "УЗДЭУавто"

Д-р техн. наук С.М. КАДЫРОВ, кандидаты техн. наук З.Э. МУСАБЕКОВ и А.М. ХАКИМОВ

ТАДИ

Шейки коленчатых валов двигателей "УЗДЭУавто" восстанавливают тем же способом, что и других ДВС, — электродуговой металлизацией, т. е. напылением металлов или сплавов. Но практика столкнулась (впрочем, не сегодня) с противоречием: если добиваться минимального термического влияния на основу, то, как правило, не удастся получить максимального сцепления покрытия с ней. Кроме того, есть проблемы с вязкостью и пористостью покрытий. И здесь, видимо, дело не столько в технологии, сколько в теории.

Так, считается, что твердость и износостойкость металлизированных электродуговым способом деталей обеспечивают оксидные пленки, образующиеся в процессе взаимодействия расплавленных частиц

распыляемого металла с транспортирующим газом, а также пористость покрытия.

Действительно, в условиях ограниченной или нестационарной смазки пористость покрытия трущихся пар создает благоприятные условия функционирования сопряжения, поскольку при повышении их температуры масло, находящееся в порах, выталкивается из покрытия, т. е. компенсирует разрывы в масляной пленке. Но, с другой стороны, пористость увеличивает вероятность усадки покрытия и уменьшает площадь "живого" поперечного сечения восстановленной детали, что снижает ее усталостную прочность. Кроме того, твердая оксидная пленка отрицательно влияет на величину относительного удлинения покрытия, ухудшает его вязкость

В табл. 2 приведены результаты дорожных испытаний на постоянных частотах вращения коленчатого вала двигателя и различных передачах.

Для оценки использования автомобиля с помощью данного алгоритма предложен коэффициент оптимальности управления η , который заложен в бортовом устройстве и представляет собой отношение расхода топлива к величине затраченной энергии. Если он выдерживается постоянным, то величина средней от технической скорости автомобиля вне зависимости от классности (уровня подготовки водителя) тоже остается постоянной. Потому что тахометр, спидометр и вакууметр, которые устанавливают на автомобилях, решают лишь половину задачи: играют роль датчиков, следовательно, требуют от водителя умения анализировать их показания. Здесь же показания — прямые команды.

Средние значения коэффициента использования автомобилей с бортовым энергомером на линии приведены в табл. 3. Они позволяют оценивать конечную эффективность применения энергетического показателя для принятия как общих, так и частных решений, касающихся повышения транспортной эффективности автомобиля.

Рассмотренный прибор довольно точен: погрешность измерений не превышает 10 %, что для практики вполне приемлемо. Благодаря ему водитель имеет возможность в любой момент обеспечивать оптимальные режимы работы двигателя, т. е. экономить топливо и уменьшать износы трущихся пар двигателя и коробки передач.

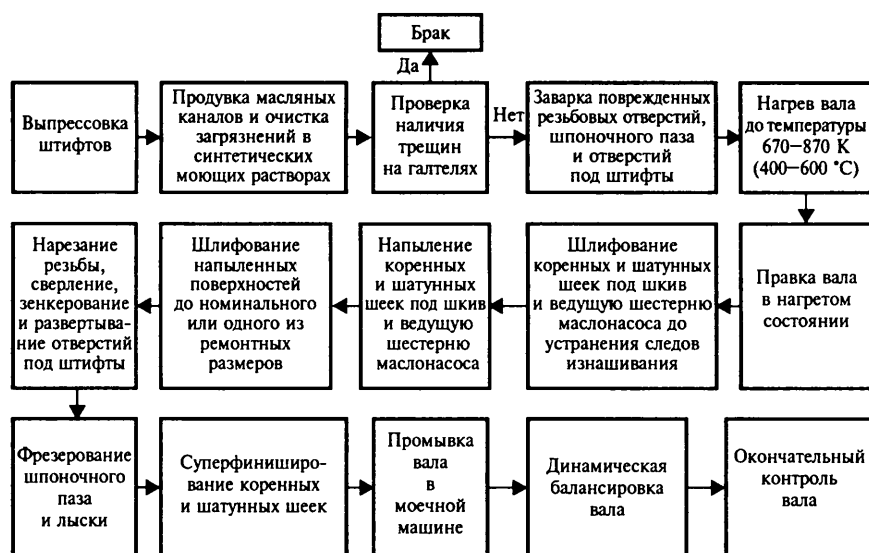
и стимулирует хрупкое его разрушение и отслаивание от основы.

Вывод, что называется, лежит на поверхности: традиционные способы напыления не столь безобидны, как считается.

Специалисты ТАДИ, проанализировав статистику и ориентируясь на свой опыт, пришли к заключению: нужно найти способ стабилизации горения электрической дуги, а в качестве распыляемого материала применять самофлюсующиеся порошковые проволоки на основе железа.

Экспериментальная проверка подтвердила его правильность. В частности, доказала, что наилучшие результаты получаются, если в шихте проволок, используемых при напылении, содержится 2—4 % графита, 2 % — гематита и 6 % — алюминия, а сплавов железа с хромом, титаном и молибденом — не более 5—10 %.

Это что касается материала. Но в процессе участвует и оборудование для электродуговой металлизации. И здесь тоже не все благополучно. Например, в стандартном металлзатворе напыляемый материал пла-



вится с помощью электрической дуги, а затем диспергируется потоком газа. Все, как говорится, соответствует теории. Однако в серийных электрометаллизаторах есть тонкости, не "стыкующиеся" с теорией. Например, ведущие ролики механизма подачи проволоки имеют одинаковый диаметр — для того, чтобы скорости протяжки были равными. Но, как известно, на аноде выделяется 42–43 % теплоты, а на катоде — 36–38 %. Поэтому равенство скоростей подачи явно не способно обеспечить равенство скоростей плавления проволоки. Отсюда предложение ТАДИ: необходимо обеспечить дифференциацию скоростей подачи проволоки таким образом, чтобы передаточные отношения шестерен (или диаметров ведущих роликов) несколько, но не более чем на 5–6 %, отличались. Более того, в связи с тем, что коэффициент использования теплоты дуги при металлизации еще ниже, чем при сварке в защитных газовых средах, то соотношение v_a/v_k подач анодной и катодной проволоки следует обеспечивать в пределах 1,08–1,12. И данная идея реализована в модернизированной конструкции механизма подачи проволоки металлизационного аппарата (пат. № 706, Уз).

Новый подход включает и новую технологию восстановления деталей. Прежде всего — чугунных коленчатых валов ДВС. Эта технология основана на рассмотренных выше соображениях, т. е. представляет собой сочетание источника постоянного тока и порошковой самофлюсующейся проволоки.

Основных операций по восстановлению изношенных шеек коленчатых валов пять. Они включают подготовку вала к металлизации, нанесение покрытия на его изношенные поверхности, обработка шеек с покрытием.

Как видно из рисунка, технологический процесс начинается с выпрессовки штифтов коленчатого вала, его очистки в растворяющем средстве (РЭС) или растворах синтетических моющих средств. Затем следуют дефектирование на наличие трещин и предельного износа вала (если трещины и диаметры шеек меньше номинального более чем на 5 %, вал выбраковывают), подготовка шеек к напылению: черновое их шлифование при окружной скорости круга 25–30 м/с, поперечной подаче 0,016–0,003 мм/об., и чистовое шлифование при 0,003–0,005 мм/об.; частота вращения вала в обоих слу-

чаях — 8–15 мин⁻¹, продольная подача — 7–11 мм/об. Обработка ведется на круглошлифовальных станках типа 3В361, 3Б12, 3А151 и др.; материал круга — карбид кремния марки 53С на керамической связке с твердостью СМ1–СМ2.

Операцию обезжиривания выполняют в водном растворе либо едкого натрия (концентрация 5–15 кг/м³), либо кальцинированной соды (концентрация 15–35 кг/м³) при температуре 333–353 К (60–80 °С). Применять органические растворители (тетрахлорэтилен и др.) нежелательно: они высокотоксичны.

Струйно-абразивную обработку осуществляют воздухом под давлением 0,6 МПа (6 кгс/см²) и при скорости перемещения пистолета, равной 4–6 мм/об. Причем в качестве абразива рекомендуется использовать электрокорунд нормальных марок (12А, 13А, 15А) зернистостью 80П, 80Н, 100Н, 100П. Кратность его использования не должна превышать 10–30 циклов.

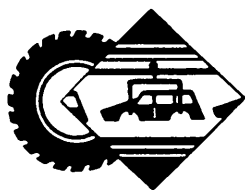
Поверхность вала, не подлежащую обработке, закрывают от воздействия абразивных частиц экранами из металла, резины или другого абразивостойкого материала; щеки противовесов защищают от напыления с помощью защитных экранов из медного листа, а отверстия масляных каналов — заглушая графитовыми стержнями.

Очень важный момент процесса напыления покрытия — визуальный контроль равномерности подачи проволоки и попадания распыляемых частиц на шейки коленчатого вала; при наличии отслоений, растрескивания, крупных капель металла покрытие удаляют и вновь готовят поверхность и напыляют ее.

Шлифуют напыленные шейки коленчатого вала кругами из зеленого карбида кремния: марка 63С, зернистость М25, М40, твердость СМ1–СТ1 (режимы шлифования приведены в таблице).

Высокие эксплуатационные свойства коленчатых валов двигателей, восстановленных по рассмотренной выше технологии электродугового напыления с применением самофлюсующей порошковой проволоки, подтверждены производственной проверкой. Эффект на один коленчатый вал составил 30–40 % стоимости нового вала.

Параметр	Шлифование	
	предварительное	окончательное
Скорость шлифовального круга, м/с	15–20	15–20
Частота вращения вала, мин ⁻¹	15–20	20–30
Подача круга, мм/об.:		
продольная	0,02–0,03	0,08–0,016
поперечная	0,01–0,016	0,03–0,005



УДК 621.002.3

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ОБРАБОТКИ МАТЕРИАЛОВ В СВЕТЕ ТЕОРИИ ФРАКТАЛОВ

Канд. техн. наук О.Ф. ВЯЧЕСЛАВОВА

МГТУ "МАМИ"

Изучение процессов формирования и оценки геометрических характеристик поверхностей деталей машин и механизмов имеет давнюю историю. Но до окончательного решения проблем формирования качества этих поверхностей еще далеко. Более того, в связи с созданием новых технологий обработки материалов, в частности нанотехнологий, где шероховатость рассматривается не как "отклик" структуры поверхностного слоя на воздействие инструмента (резца, фрезы и т. п.), а как свойство самой структуры, эти проблемы приобретают особую актуальность. Потому что размеры таких слоев сопоставимы с длиной свободного пробега в них электронов. Значит, форма элементов шероховатостей, возникающих на поверхности при воздействии на материал концентрированных потоков энергии (электрофизических и электрохимических методов обработки), сильно отличается от форм элементов шероховатости (периодическое чередование выступов и впадин), описываемых в рамках евклидовой геометрии. Например, элементы, образующиеся при лазерном осаждении из газовой фазы, химическом парофазном осаждении (CVD-методах) и т. д., имеют (см. рисунок) "странные", по традиционным представлениям, формы: грибообразную, гребешковую, ботиroidальную, висперную, сплэтов и т. п. Причем распределяются они по обрабатываемой поверхности хаотично (островковое распределение) и обладают неодинаковой плотностью. Поэтому описать шероховатость такой поверхности с помощью традиционных геометрических параметров (R_a , R_{max} , S_m и т. д.) и оценить топографические ее свойства с помощью кривой опорной поверхности Аббота—Файерстоуна уже невозможно. Следовательно, невозможно и с какой-то удовлетворительной достоверностью предсказать поведение этой поверхности в процессе эксплуатации деталей. В том числе деталей таких ответственных технических устройств, как, скажем, изделия ракетно-космической техники, самолето- и автомобилестроения, изделия, к которым предъявляются чрезвычайно высокие требования по надежности.

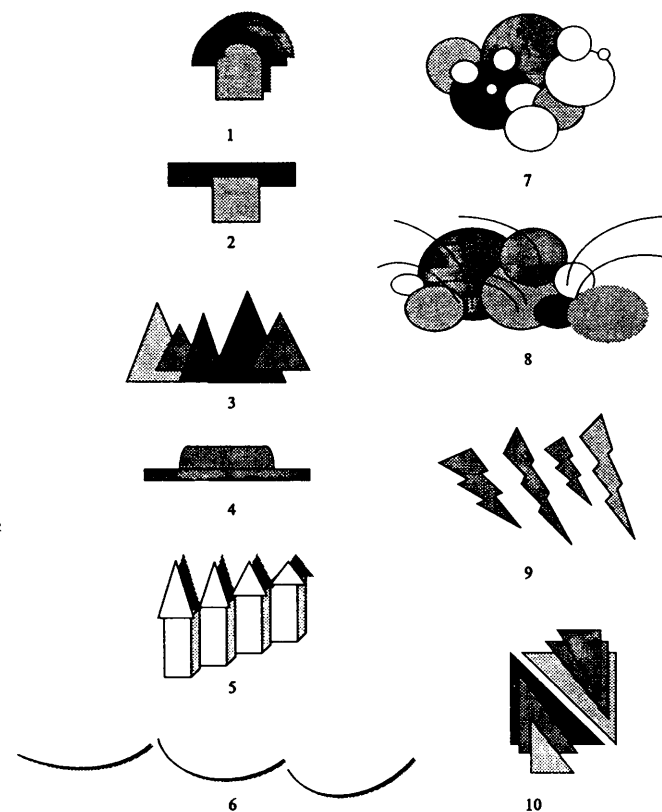
Все это заставляет искать новые подходы к оценке шероховатости обработанных новыми методами поверхностей. И одно из перспективных направлений поиска — использование теории фракталов и фрактальной размерности D в качестве оценочного количественного параметра (см. "АП", 2003, № 10).

Такой подход, как представляется, дает возможность оценивать шероховатость поверхностей незави-

симо от формы ее элементов и плотности распределения, т. е. придает оценке свойство универсальности.

Выбор данного направления не случаен. Он связан с современными представлениями о физической картине мира, которая основана на трех ключевых физических аксиомах; четырехмерном классическом пространстве — времени, полях-переносчиках взаимодействий и частиц, а также принципе фрактальности (каждая из названных физических категорий, выделенная из цельного, подобна этому целому, т. е. означает "свойство" самоподобия).

Данное представление "обозначили" многие. Например, известный математик М.А. Марков, излагая концепцию устройства первоматерии, утверждал: "...микроскопическая частица может содержать в себе целую Вселенную". Иначе говоря, каждая из названных физических категорий может, а, в принципе, должна характеризоваться тремя составными частями — точкой, метрикой и топологическим множеством. Причем точке соответствует частица, метрике — поля-переносчики взаимодействий, а топологическим множествам — пространство.



Варианты рельефа поверхностей:

1 — грибообразный; 2 — Т-образный; 3 — в виде пиков; 4 — сплэты; 5 — ботиroidальные; 6 — лунки; 7 — глобулы; 8 — висперы (глобульно-висперные); 9 — гребни; 10 — муар

Таковы "сжатые" до предела общие соображения. Если же посмотреть, где обнаруживается фрактальность, то здесь выясняется ее чуть ли не всеобщность. Так же, как, скажем, понятия "масса" или "ускорение". Например, то, что фрактальность заложена и в "архитектуре" математики, сомнений нет: знаменитые Бурбаки выявили в основах математики проявление все той же трюичности: закона композиции, отношения порядка и топологической структуры. То есть теория фрактальности предполагает, что и физический, и математический миры нужно строить на основе концепции иерархии структур, идя от простого к сложному.

Исходя из сказанного, формирование поверхности при ее обработке можно представить следующим образом.

Во-первых, создание элементов рельефа есть процесс точечный; во-вторых, распределение этих точек по площади или объему характеризуется метрикой; в-третьих, топологические множества, образующиеся в результате объединения элементов формирующейся поверхности, имеют пространственно-временные оценки. Такие поверхности можно назвать фрактальными, (Фрактал по Б. Мандельброту — структура, состоящая из частей, которые в каком-то смысле подобны целому.)

Таким образом, концепция фрактальности объединяет объекты различных масштабов (от молекул до Вселенной) и отражает иерархические принципы их организации. Правда, в основе данного понятия лежит некоторая идеализация реального мира — гипотеза самоподобия (скейлинга), т. е. вид фрактальной структуры объектов существенно не меняется при масштабных (в определенном диапазоне) преобразованиях. Но для анализа и принятия практических решений она очень удобна.

Так, если не вдаваться в подробное описание терминов, то нельзя не отметить: принцип фрактальности успешно материализуется в понятии "поле". То есть "поле" можно выразить с помощью трех ключевых физических категорий: как функцию на непрерывном пространственно-временном многообразии; как числовую функцию; как аргумент этой функции (точкой), представляющей собой категорию частиц. И это понятие в качестве фрактальной субстанции очень многое дает для понимания природы процессов формирования поверхности при взаимодействии материала с потоками энергии, высокими температурами, высокоскоростными газовыми средами и т. п., а следовательно, и для поиска адекватности этим процессам оценки рельефа поверхности. (Заметим, что теория фракталов приобрела важное значение также и в области материаловедения: она помогает решать задачи, связанные с созданием материалов, обладающих заданными свойствами. В этом случае данная теория прочно "контактирует" с двумя взаимосвязанными представлениями — о синергетике как теории о самоорганизующихся структурах и о фракталах как самоподобных структурах.) Причем данная теория служит базой не только для качественного, но и количественного описания структур, которые формируются в условиях, далеких от равновесных (их называют диссипативными).

Таким образом, не будет ошибкой сказать, что в науке об обработке поверхностей и материалах появи-

лось новое магистральное направление — фрактальные технологии и материаловедение. Причем это направление не есть результат каких-то чисто умозрительных, философских или математических заключений, а итог физических наблюдений. В том числе за природой. Ведь многие природные системы, являющиеся, например, результатом процессов разрушения и частично имитирующиеся в процессах обработки материалов, сложны и нерегулярны. Можно предположить, что динамика процессов обработки поверхностей как элементов процессов природных, но осуществляемых в искусственных условиях, может быть такой же сложной и стохастической (случайной), что и в природе. И далее уже "дело техники".

Так, основа исследований физико-химических процессов обработки материалов — термодинамика: она позволяет установить общие закономерности поведения систем из большого числа частиц независимо от специфических особенностей механизма протекающих в них процессов. Например, обычно явления, происходящие при растворении (осаждении) металлов, принято описывать, исходя из принципов термодинамического равновесия, а условие равновесия определяется зависимостями $S(U, V, n_i) = \max$ и $ds = 0$, в которых S — энтропия; U — внутренняя энергия; V — объем; n_i — число молей для компонентов. Из них следует: движущей силой равновесных процессов является стремление системы к минимуму свободной энергии, а значит, термодинамическое равновесие соответствует наибольшей степени неупорядоченности.

Однако окружающий мир представляет собой весьма сложную систему, выстроенную в строго иерархической последовательности, что противоречит второму закону термодинамики, в соответствии с которым энтропия системы с течением времени увеличивается.

Снять это противоречие, как известно, позволяет теория развития синергетики и шесть ее принципов: минимума производства энтропии, мозаичной неравновесной термодинамики, текущего и локального равновесия, наименьшего принуждения, подчинения и "неравновесность — источник упорядоченности". Причем данные принципы могут быть распространены, что тоже давно уже доказано, как на живую, так и неживую материю, а простейшее эволюционное уравнение представляет собой уравнение типа $\dot{q} = aq$, где \dot{q} — скорость образования некоторого вещества; q — его концентрация; a — коэффициент (параметр порядка). Другими словами, рассматриваемые системы — синергетические, которым свойственна стохастичность, т. е. их временную зависимость нельзя предсказать с абсолютной точностью. Поэтому последнее уравнение необходимо дополнить составляющей флуктуации сил. Тогда оно примет вид $\dot{q} = aq + f(t)$.

Теперь, опираясь на сказанное, рассмотрим механизмы формирования шероховатости поверхности физико-химическими методами и обработкой резанием.

Главное отличие между ними в том, что в последнем случае шероховатость представляет собой "след" инструмента, развертываемый последовательно во времени и пространстве. При физико-химических методах инструментом служит, по сути, сама рабочая среда (жидкость, газы, пары металлов и т. д.), элементы которой, акти-

визированные высокой температурой, давлением, различного рода полями, интенсивно взаимодействуют с обрабатываемым материалом, причем почти одновременно во множестве точек. Это и создает так называемый эффект группового воздействия на обрабатываемую поверхность. Эффект, который можно представить как результат воздействия на материал целой совокупности "вместе действующих" процессов, т. е. наложения друг на друга различного рода активизирующих факторов. Иначе говоря, представить синергетической системой, которой также свойственна стохастичность.

Таковы теоретические соображения. Как они соотносятся с практикой, рассмотрим методом сравнения способов обработки деталей.

Эти способы, в принципе, можно разделить (см. таблицу) на классы. Первый из них, класс А, объединяет методы, при которых поверхность формируют съемом поверхностных слоев материала при неизменной матрице (основной материал); второй, класс В, — способы, придающие свойства поверхности нанесением (осаждением) материала на матрицу и его частичной диффузии в поверхностные слои при неизменной матрице; третий, класс С, — способы, позволяющие одновременно образовывать сверхминиатюрные структуры, которые выполняют функции и поверхности, и матрицы (нанотехнологии).

Анализируя физическую природу классов А и В, легко увидеть, что многие из них (электроэрозионная, электронно-лучевая, лазерная обработки, микродуговое окисление, газоплазменное, лазерное, ионное упрочнение и т. п.) основаны примерно на аналогичных процессах. В частности, на процессах плазменных, т. е. процессах рождения и гибели заряженных частиц, происходящих в определенной области пространства и образующих газ, который состоит из носителей заряда. Уже сама такая ограниченность в

пространстве означает, строго говоря, термодинамическую неравновесность плазменной среды. Она подтверждается существованием так называемых неустойчивостей, порождаемых неустойчивостью токов сильного электрического поля, а в общем случае определяется условием $\epsilon_{ij}^a(\omega k) E_i E_j^* < 0$, где ϵ — диэлектрическая проницаемость изотропной среды, ω — частота колебаний, E_i , E_j^* — электрические поля изотропной среды. Кроме того, в плазменных средах действуют и другие регулярные нелинейные волны (солитоны), которые в ряде случаев образуют целые структуры, и тогда говорят о процессах самоорганизации нелинейных волн (синергетические процессы). Причем иногда в плазменных средах возникает солитонный хаос. То есть в случае классов А и В речь идет о динамических процессах с характерными для них диссипативными и самоорганизующимися структурами, которые проявляются (в глубине поверхностного слоя и непосредственно на поверхности) в образовании сложных рельефов.

Так, при лазерной обработке в зоне контакта лазерного луча с материалом (длительность 10^{-8} с) имеют место оптический пробой и образование плазменного облака, живущего в течение 10^6 — 10^5 с. Взаимодействие обрабатываемого материала с тепловыми потоками с плотностями от 10^2 до 10^5 Вт/м² в среде активных (N_2 , CO_2 , H_2 , CO , метан), а также инертных газов (Ar , He , Xe) приводит к формированию на поверхности материала теплового источника, который тоже способствует созданию специфической морфологии с различного рода неустойчивостями. При лазерной обработке в импульсном режиме (длительность импульса 10^{-6} — 10^{-9} с) можно говорить о тепловом и динамическом разрушениях материалов под воздействием теплового удара в диапазоне долговечности, равном 10^{-7} — 10^{-10} с. Причем каскад центров разрушения, возникающих в процессе динамического разрушения, представляет собой фрактальный кластер (группа, скопление, ансамбль). В частности, при импульсном разогреве материала действует динамический режим нагружения, при котором происходит переход от одноочагового механизма разрушения к многоочаговому.

Пробоем диэлектрической среды под действием внешнего электрического поля длительностью 10^{-8} — 10^{-7} с и лавинообразным нарастанием числа носителей зарядов (образованием плазменной среды) объясняется и рабочий процесс при электрической эрозии, который тоже относится к синергетическим, так как представляет собой совокупность динамических процессов, протекающих одновременно: бомбардировку поверхности обрабатываемого материала заряженными частицами с энергиями W_a^e , W_k^i ; газокINETическую (термическую) бомбардировку частицами (W_a^T , W_k^T), составляющими канал разряда; торможение факелов паров, поступающих на катод и анод с противоположного электрода (W_a^Φ , W_k^Φ); тепловое излучение (W_a^H , W_k^H); действие объемного источника тепла ($W_a^{об}$, $W_k^{об}$). В итоге можно записать $W_a = W_a^e + W_a^T + W_a^H + W_a^\Phi + W_a^{об}$; $W_k = W_k^e + W_k^T + W_k^H + W_k^\Phi + W_k^{об}$.

Класс А, метод обработки	Класс В, метод обработки	Класс С, метод обработки
Электроэрозионная размерная	Металлизация (химическими и электрохимическими) жидкостными средами	Химическая обработка
Лазерная	Металлизация распылением расплавленного металла	Золь-гель процессы
Электронно-лучевая	Плазменное напыление	Атомно-слоевая эпитаксия
Ультразвуковая	Физические конденсационные	CVD-процессы
Электрохимическая размерная	Микродуговое окисление	Химические синтезы в сочетании с различными физическими процессами
Плазменная резка	Электроэрозионный синтез покрытий (упрочнение)	Лазерная обработка пленочных элементов
Механическая с наложением высокочастотных колебаний	Газоплазменное упрочнение	Абразивная обработка свободным абразивом в специальных средах
Комбинированная	Лазерное, ионное, электронное упрочнение	—
Лазерное скрайбирование	Ионная имплантация	—

Вообще, рассматривая процессы размерной электрохимической обработки, можно отметить, что ответственными за механизм съема материала являются электродные процессы в растворах электролитов. Их можно считать разновидностью обычных гетерогенных химических реакций (класс А), протекающих на поверхности раздела жидкой и твердой фаз под действием приложенной к электродам разности потенциалов. Именно они и определяют все изменения, происходящие на поверхности металла при его потенциалах, отличающихся от равновесного.

Например процесс анодного растворения — многостадийный, включающий одновременно протекающие процессы создания двойного электрического слоя и собственно электрохимические реакции в пределах его плотной части, подвода и отвода реагирующей частицы через диффузионную часть этого слоя и образование новых веществ. Скорость анодного окисления подчиняется закону $I_a - k_1 e^{-\omega_a/RT}$, а скорость катодного восстановления — закону $I_k = k_2 C e^{-\omega_k/RT}$. Здесь I_a , I_k — анодный и катодный токи соответственно, C — концентрация ионов в приэлектродной зоне, ω_a , ω_k — величины энергий активации электродных процессов, R — универсальная газовая постоянная, T — температура.

При наличии тока в электрохимической системе электродные потенциалы ϕ_{ia} и ϕ_{ik} отклоняются от своего равновесного значения (явление электродной поляризации) на некоторую величину $\Delta\phi_z$, которую фактически характеризует скорость электрохимического процесса. Чтобы последний стал необратимым, значение $\Delta\phi_z$ должно быть достаточно большим. Таким, при котором суммарный ток на электроде практически совпадает с током, выражающим преобладающий процесс. Величина $\Delta\phi_k$ значения $\Delta\phi_z$, соответствующего нужному концентрационному перенапряжению, дает уравнение Тафеля: $-\Delta\phi_k = a + b \ln j_k$, в котором a , b — константы.

Фрактальные свойства отмечаются и при использовании кинетики коррозии сталей при исследованиях последних в натрии. Например, установлено, что пленка, покрывающая металл, растворяется путем слияния отдельных очагов коррозии, причем увеличение размера зоны коррозии не меняет фрактальный характер границы следа очага растворения. По результатам экспериментов определена длина L коррозионной границы: $L(l) \approx l_1^{1-D}$. (Здесь D — фрактальная размерность коррозионной границы.)

Характеризуя процессы размерной электрохимической обработки с точки зрения их подчинения принципам синергетики, в целом можно отметить, что они относятся к динамическим комплексным процессам, подчиняющимся таким синергетическим принципам, как принципы текущего и локального равновесия, мозаичной неравновесной термодинамики, и в целом хорошо коррелируются с приведенным выше эволюционным уравнением ($j = ag$).

При исследовании процессов, относящихся к классу С, выявлено следующее.

В случае осаждения из паровой фазы (CVD-процессы, метод газофазнохимической металлизации и т. п.), а также ионной бомбардировки поверхности твердого

тела на обрабатываемой поверхности образуются конусы (фасетки) либо слоистые и столбчатые структуры, а также крупные и нитевидные кристаллы (висперы). Такие формы рельефа — результат нелинейных кинетических закономерностей в условиях, далеких от термодинамического равновесия (например, при температурах в диапазоне от 420 до 1270 К, или от 150 до 1000 °С, для CVD-процессов).

Выявлено также, что осаждение покрытий из паровой фазы — сложный многостадийный процесс, включающий стадии массо- и теплопереноса, адсорбции и десорбции, собственно стадию химической реакции термораспада металлоорганических соединений, а также стадии формирования твердой фазы и кристаллизации. Причем различные типы структур, возникающих на поверхности, определяются преобладанием либо термодинамически неустойчивых, либо равновесных состояний, а в образовании поверхностных структур того или иного типа существенный вклад вносят несовершенства строения решетки обрабатываемого материала, влияющие, в свою очередь, на плотность и равномерность распределения элементов рельефа по площади обработки, а также на начало процесса растворения или осаждения.

Подводя краткий итог анализу явлений, лежащих в основе рабочих процессов электрофизических и электрохимических способов обработки, можно сделать следующие выводы.

Первый. Большинство процессов, создающих основу для таких способов обработки (в первую очередь высококонцентрированными потоками энергии, в растворах электролитов с наложением электрического поля и т. п.), относятся к динамически устойчивым неравновесным состояниям, которые подчиняются принципам синергетики и образуют неравновесные технологии. Эти процессы порождают, как правило, диссипативные структуры, требующие для своего существования постоянного притока энергии извне. (Его можно обеспечивать за счет электрической, тепловой, световой и т. п. энергии, вводимой в зону обработки специальными устройствами — источниками питания, электронными пушками, системами накачки и т. д.) И если рассматривать все эти способы в рамках современных представлений о физической картине мира, учитывающих принцип фрактальности, а также опираться на представления о физико-химических методах группового воздействия (в рамках принятой в данной статье терминологии), есть все основания предложить для их описания теорию фракталов, а для количественной оценки шероховатости поверхности — фрактальную размерность D .

Второй. Приведенные выше процессы, с точки зрения теории фракталов, связаны с качественно новыми механизмами образования рельефа поверхности, отличающимися от традиционной обработки резанием. Эти процессы обусловлены применением полей (электромагнитных, тепловых и т. п.), наложением высоких температур и давлений, что приводит к массивному и почти одновременному их воздействию на обрабатываемую поверхность. Такие процессы можно отнести к методам группового воздействия, при которых формирование поверхности начинается почти мгновенно и протекает одновременно во множестве

зародышевых точек, хаотически расположенных по всей обрабатываемой поверхности. И можно предположить, что такой процесс идет по мозаичной схеме, когда каждый элемент поверхности обладает "автономностью" формирования (роста, растворения, плавления и т. д.) поверхности, причем в зависимости от того, на каком уровне (субмикро, микро, мезо или макро) протекают процессы, можно говорить об атомах и молекулах, их ансамблях (кластерах) и непрерывно протяженных областях атомов и молекул, формирующих обрабатываемую поверхность.

Третий. Анализ физико-химических методов обработки, если судить по публикациям, позволяет сделать вывод: в формировании рельефа поверхности принимают участие как процессы, связанные с природой и условиями рабочей среды (растворы электролитов, диэлектрические среды, атмосфера активных и инертных газов, пары металлов и т. п.), так и со свойствами материала, а также внутренними условиями процесса (температура, скорость движения электролита, давление, наложение полей, подчиняющихся принципу фрактальности и т. д.).

Существенный вклад в образование поверхностных структур того или иного типа вносят несовершенства строения решетки обрабатываемого материала: они влияют на плотность и равномерность распределения структур по площади обработки.

Четвертый. Несовершенство строения, проявляющиеся в матрице и на поверхности, обусловлены, в свою очередь, механизмами самоорганизации диссипативных структур, связанных с фрактальными свойствами материалов (согласно теории фрактального ма-

териаловедения Института металлургии РАН). Проявлением действия таких механизмов можно считать выход на поверхность разнообразных несовершенств структуры — вакансий, дислокаций, полос скольжения, границ зерен, атомных кластеров (микроуровень), блоков мозаики, дислокационных ансамблей (макроуровень), сформированных на предыдущих стадиях обработки материалов (например, при литье, прокатке, термообработке и т. д.).

Пятый. Процессы зародышеобразования атомарных либо молекулярных кластеров, формирующих покрытия и процессы растворения, начинаются в точках, энергетически предрасположенных к взаимодействию с рабочей средой в определенных условиях (режимах обработки). При дальнейшем же развитии процесса обработки образуется суперпозиция фрактальных свойств материала и рабочей среды (например, электромагнитных полей), что в конечном итоге и формирует рельеф поверхности и, в частности, такую его характеристику, как шероховатость. В этом процессе поверхность может представлять собой растущую стохастическую систему, удовлетворяющую свойству самоподобия.

Рассмотренный выше подход к описанию процессов, лежащих в основе современных электрофизических методов обработки, безусловно, нельзя назвать бесспорным. Но он, что столь же безусловно, есть очередной шаг к созданию физико-математической модели процесса образования шероховатости поверхности, а значит, управления этим процессом, т. е. получения изделий с заданными качественными и количественными параметрами поверхностного слоя.

УДК 629.114.5:629.064.62-5

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ АДАПТИВНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ РЕЖИМАМИ ГОРОДСКОГО АВТОБУСА

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет

Потенциальные свойства городского автобуса в реальных условиях эксплуатации используются, как известно, далеко не в полной мере. Этому мешают помехи со стороны окружающей среды, сложность условий движения, ошибочные действия водителя, а также несовершенство алгоритмов управления. Известно и то, что решить все эти задачи можно лишь с помощью адаптивных систем управления с гибкими алгоритмами. То есть систем, способных использовать очень большой объем информации, обрабатывая ее в режиме реального времени и принимая логические решения. Другими словами, с помощью интеллектуальных систем управления.

Исследованиями адаптивного интеллектуального управления автотранспортных средств занимаются многие. Правда, пока на уровне математических моделей. В том числе применительно к движению автобуса по типовому городскому маршруту — в Белорусско-Российском университете.

В качестве объекта исследований его специалисты выбрали один из лучших в настоящее время городских

автобусов — МАЗ-103 (полная масса — 18 т, вместимость — 120 чел., оснащен дизелем ММЗ Д260.5 мощностью 169 кВт, или 230 л. с.). И поскольку автобусы данного типа комплектуются как механическими, так и гидромеханическими трансмиссиями, то исследовали оба варианта. В качестве моделей брали математические описания характерных особенностей движения автобуса по типовому маршруту. При этом, автобус, как обычно при моделировании, считался системой с сосредоточенными параметрами, которая функционирует в условиях внешней среды, оказывающей на нее многофакторные случайные воздействия. Физические свойства автобуса описывали системой обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений.

Каждую модель разрабатывали с учетом того, что нужно получить зависимости между показателями скоростных свойств автобуса, его топливной экономичностью, безопасностью, а также показателями качества переходных процессов в трансмиссии. Учитывали также нелинейность характеристик двигателя, сцепления либо гидродинамического трансформатора, коэффициента трения дисков фрикционных, гидропривода управления включаемого и выключаемого фрикционных коробки передач, инерционные, упругие, диссипативные параметры трансмиссии и характеристики взаимодействия двигателя с опорной поверхностью дороги.

Динамические модели обоих вариантов трансмиссий приведены на рис. 1.

Из рисунка следует, что для моделирования характеристик двигателя и ГДТ использованы статические их характеристики, а характеристики системы поддрессирования не учитываются, так как длительность переходных процессов в системе управления значительно меньше периода колебаний поддрессированной массы кузова. Характеристики же управляющего воздействия водителя на педали акселератора и тормоза, наоборот, учтены.

Математическая модель механической трансмиссии (рис. 1, а) городского автобуса представляет собой систему, состоящую из шести обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} d\omega_1/dt &= (M_d - M_{\phi 1} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2))/I_1; \\ d\omega_2/dt &= (M_{\phi 1} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - (M_{y1} + M_{d1})/(u_k \eta_k))/I_2; \\ d\omega_3/dt &= (M_{\phi 1} u_k \eta_k - M_{y1} - M_{d1})/I_3; \\ d\omega_4/dt &= (M_{y1} + M_{d1} - (M_{y2} + M_{d2})/(u_0 \eta_0))/I_4; \\ d\omega_5/dt &= (M_{y2} + M_{d2} - M_{\phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_6) - M_{f2} - M_T)/I_5; \\ d\omega_6/dt &= (M_{\phi 2} \text{sign}(\omega_5 - \omega_6) - M_{f1} - M_h - M_w)/I_6. \end{aligned}$$

Как видим, в систему входят крутящий момент M_d двигателя; $M_{\phi 1}$ и $M_{\phi 2}$ — моменты трения фрикционных элементов (сцепления и ведущих колес с дорогой); M_{f1} и M_{f2} — моменты сопротивления качению переднего и заднего мостов; M_h и M_w — приведенные моменты сопротивления подъему и воздуха; u_k и u_0 — передаточные числа коробки передач и главной передачи; η_k и η_0 — КПД коробки передач и главной передачи; I_i — инерционные элементы сосредоточенных масс динамической модели, $i = \overline{1, 6}$; ω_i — угловые скорости соответствующих сосредоточенных масс; $M_{y1} = c_1(\varphi_3 - \varphi_4)$; $M_{y2} = c_2(\varphi_4/u_0 - \varphi_5)$ и $M_{d1} = \mu_1(\omega_3 - \omega_4)$; $M_{d2} = \mu_2(\omega_4/u_0 - \omega_5)$ — моменты упругих c_j и диссипативных μ_j элементов.

Среднестатистическая протяженность типового городского маршрута для г. Могилева составляет 6800 м. Состоит он из нескольких участков, каждый из которых имеет свой (рис. 2) продольный профиль h (подъемы, спуски, горизонтальные участки), протяженность S и ограничения скорости ($v_{ог}$).

Характеристики внешней среды и управляющего воздействия водителя описывали с помощью известных функций принадлежности (см. "АП", 2002, № 11); законы переключения передач, в связи с отсутствием данных по базовым характеристикам управления автобусами МАЗ, — по характеристикам, найденным следующим образом.

1. На основе имитационной модели движения автобуса методом планируемого вычислительного эксперимента получили регрессионную факторную модель. В ней в качестве факторов варьирования приняли угловые скорости ω_d вращения коленчатого вала двигателя, соответствующие переключению передач, а в качестве критериев оптимальности — средний путевой расход Q_s топлива на маршруте и удельную производительность $WQ_s = m_r v_{cp}/Q_s$, где m_r — масса перевозимого груза (пассажиры), v_{cp} — средняя скорость автобуса на маршруте.

В процессе проведения планируемого вычислительного эксперимента вначале строили регрессионную

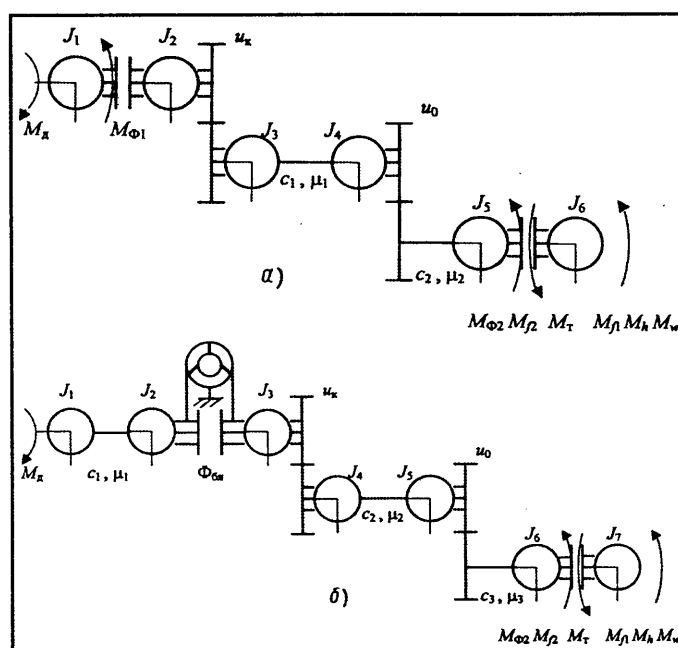


Рис. 1. Динамическая модель автобуса МАЗ-103 в случае механической (а) и гидромеханической (б) трансмиссии

факторную модель первого порядка. Вектор $\vec{X} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ варьируемых параметров насчитывал восемь компонент ($n = 8$), а вектор выходных параметров — две: $\vec{Y}(\vec{X}) = (Q_s(\vec{X}), WQ_s(\vec{X}))$. После оценки значимости факторов \vec{X} для дальнейших исследований оставили те из них, которые оказывают наибольшее влияние на выходные параметры. Из этих факторов формировали новый вектор \vec{X} варьируемых параметров размерности $k < n$ (k — число значимых факторов).

В итоге оказалось, что число значимых факторов равно четырем: x_1 — переключение с III на IV передачу; x_2 — переключение со II на III передачу; x_3 — переключение с IV на III передачу; x_4 — переключение с III на II передачу.

На множестве взаимно независимых элементов x_i , $i = \overline{1, k}$ вектора \vec{X} сформировали матрицу композиционного ортогонального плана второго порядка, а в качестве выражения регрессии второго порядка выбрали полный квадратичный полином.

Для реализации дробного многофакторного эксперимента на ЭВМ для названных четырех факторов потребовалось выполнить 16 опытов. Полученные коэффициенты уравнений квадратичных полиномов приведены в табл. 1, а характер изменения выходных

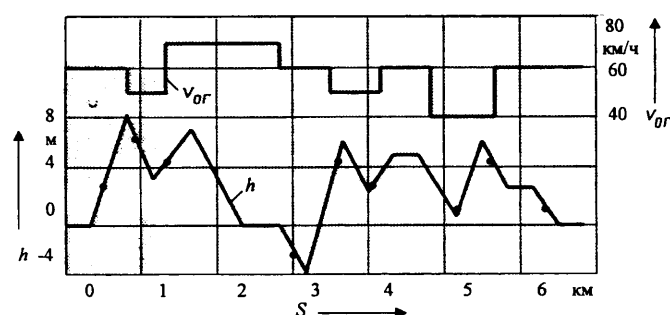


Рис. 2. Типовой городской маршрут автобуса в г. Могилеве

параметров Q_s и WQ_s в области варьирования управляемыми параметрами \vec{X} — на рис. 3. (На нем значения выходных параметров даны в процентах от среднестатистических для автобуса МАЗ-103: $Q_s = 36,95$ л/100 км и $WQ_s = 920,2$ (кг · м/с)/(л/100 км).)

Как следует из рисунка, выходные параметры наиболее чувствительны к варьированию факторами x_1 и x_2 .

2. Экспериментальные факторные модели путевого расхода топлива Q_s и удельной производительности WQ_s автобуса использовались для оптимизации параметров управления переключением передач. Метод — реализация максиминной стратегии решения многокритериальных задач оптимизации, при которой целевую функцию $F(\vec{X})$ формируют в виде:

$$F(\vec{X}) = \min_{j \in [1:m]} c_j(T_j - y_j)/|T_j| \rightarrow \max,$$

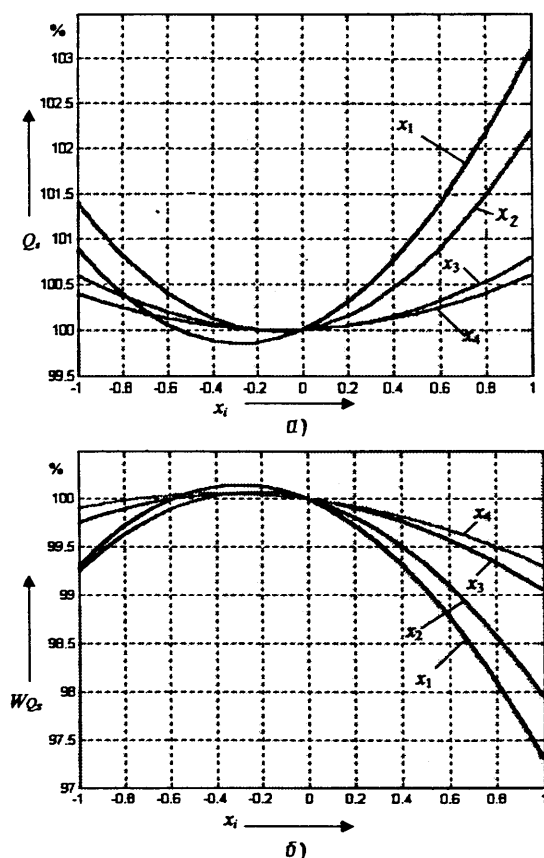


Рис. 3. Характер изменения путевого расхода топлива Q_s (а) и удельной производительности WQ_s (б) автобуса в области варьирования управляемых параметров \vec{X}

где T_j — технические требования на выходные параметры; c_j — "весовой" коэффициент, характеризующий значимость j -го выходного параметра.

Поиск оптимальных значений проводили моделированием движения автобуса по маршруту для всего диапазона изменения скоростного режима двигателя, т. е. для $0 < \gamma_a/\gamma_{a\max} < 1$. В итоге получили (рис. 4) характеристики управления переключением передач, оптимальные для модельного режима движения, т. е. для городского маршрута. Эти характеристики выбрали в качестве базовой среднесексплуатационной программы для исследований адаптивной системы управления.

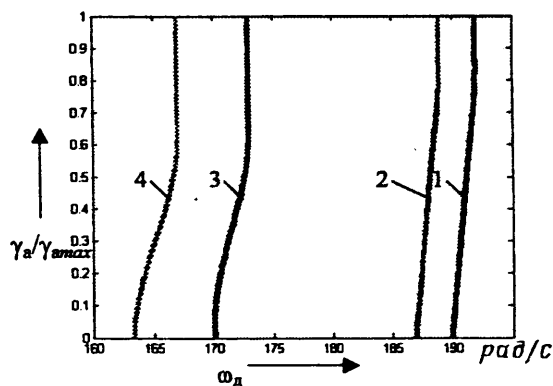


Рис. 4. Оптимальные характеристики управления переключением передач автобуса МАЗ-103 на городском маршруте г. Могилева:

1 — переход с III на IV передачу; 2 — переход со II на III передачу; 3 — переход с IV на III передачу; 4 — переход с III на II передачу

На этапе исследования адаптивной системы использовали следующие информационные переменные: скорость v и ускорение \dot{v} автомобиля, положения педалей акселератора (γ_a) и тормоза (γ_T), номер N_p включенной передачи, скорости изменения положения педалей акселератора ($\dot{\gamma}_a$) и тормоза ($\dot{\gamma}_T$), угловую скорость (ω_d) вращения коленчатого вала двигателя, величину уклона h продольного профиля опорной поверхности дороги. При этом информационные переменные γ_a и γ_T описывали с помощью линейных функций принадлежности предпосылок, переменные $\dot{\gamma}_a$, $\dot{\gamma}_T$, ω_d , \dot{v} и h — с помощью S-образных функций. Аргументы функций принадлежности предпосылок нормированы, т. е. изменяются от 0 до 1. В качестве функций принадлежности заключений, характеризующих программные значения переключений на высшие и низшие передачи, принимали Λ -образные функции, каждая из которых имела по три лингвистические переменные, характеризующие ранние, средние и поздние переключения.

На основе теории нечетких множеств в математической модели отражено изменение различных ситуаций и

Таблица 1

Коэффициент регрессии	Значения коэффициентов в уравнениях для определения выходных параметров	
	Q_s	WQ_s
b_0	36,95	920,2
b_1	0,22	-14,384
b_2	0,11	-9,171
b_3	0,07	-4,160
b_4	0,03	-2,381
b_5	0	0,91
b_6	0,005	-0,57
b_7	-0,057	4,52
b_8	0,027	1,53
b_9	0,008	0,460
b_{10}	0,005	-0,223
b_{11}	0	-0,303
b_{12}	0,055	-3,198
b_{13}	0,012	-0,657
b_{14}	0,005	0,544

характеристик информационных переменных посредством 30 продукционных правил, которые сформированы с использованием специально разработанной программы "Fuzzy". Эти правила наделяют алгоритм управления переключением передач свойством адаптивности и по-

Режим движения	Путевой расход топлива Q_p , л/100 км	Удельная производительность W/Q_p , кг·м/с(л/100 км)
С интеллектуальным управлением	36,43—36,95	920,2—924,9
Без интеллектуального управления	39,91	844,16
Характеристика увеличения (уменьшения) параметра	1,08—1,09	1,09—1,10

зволяют одновременно учесть изменение значений большого числа информационных переменных.

Для формирования управляющих сигналов на переключение передач использовали нечеткую модель, реализующую метод Мамдани.

Кривые, имитирующие процессы трогания и разгона автобуса с переходом с I передачи на II, приведены на рис. 5; кривые изменения сформированных управляющих сигналов Z_0/Z_{II} на переключение на высшие (Z_01) и низшие (Z_02) передачи (исходное программное значение Z_{II} принято равным единице) — на рис. 6. Из этих рисунков видно, что при движении автобуса значения управляющих сигналов непрерывно меняются, причем процесс идет в масштабе машинного времени.

Эффективность адаптивного управления оценивали методом "заездов" по маршруту с управлением по базовым неадаптивным характеристикам и с управлением, наделенным интеллектуальными свойствами. Применительно к автобусу МАЗ-103 были, к примеру, получены результаты, приведенные в табл. 2.

Таким образом, установлено, что при переходе от программы управления, не обладающей адаптивными свойствами, на интеллектуальное адаптивное управление расход топлива автобусом МАЗ-103 снижается на 8—9 %, а удельная производительность возрастает на 9—10 %.

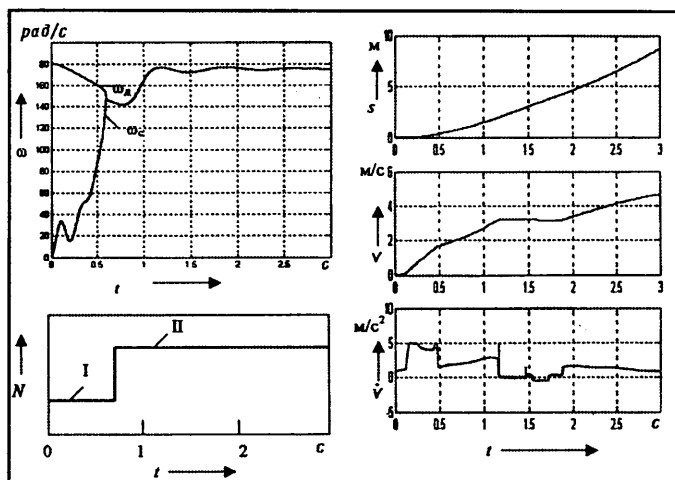


Рис. 5. Процессы трогания с места и разгона автобуса

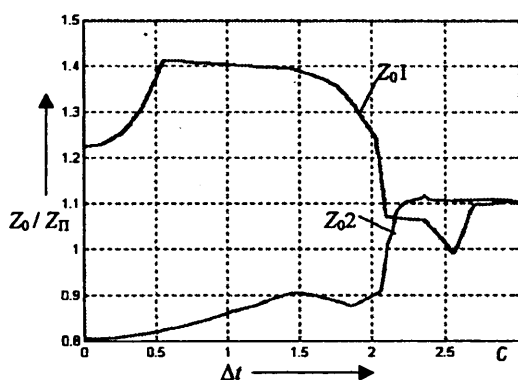


Рис. 6. Изменение управляющих сигналов-команд Z_01 и Z_02 на переключение передач

УДК 629.488.27

Опыт использования БИНС-1

Л.В. МОЛЕВ, канд. техн. наук, А.Н. МУСИН

"МарКон"

Для определения и сравнения фрикционных характеристик (в частности, на сопротивления сдвигу, сжимаемости и т. д.) накладок тормозных колодок, устанавливаемых при сборке автомобилей на автозаводах, и накладок, поставляемых в запасные части. Правила № 90 ЕЭК ООН (ГОСТ Р 41.90—99) рекомендуют применять безынерционные натурные стенды. Дают они и технологию испытаний. Так, испытания следует проводить при постоянном давлении в тормозной системе (рассчитывается по формуле, приведенной в Приложении 8 к Правилам); состоять они должны из последовательных циклов частичных торможений, каждый из которых, в свою очередь, включает 10 торможений с 5-секундным прижатием накладок к тормозному диску (барабану), после которых следуют 10-секундные же интервалы свободного вращения тормозного диска

(барабана); частота вращения тормозного диска (барабана) при полной нагрузке на тормоза должна составлять 600 мин^{-1} без нагрузки (т. е. при свободном вращении — $600 \pm 10 \text{ мин}^{-1}$).

Всего таких циклов семь, т. е. общее число торможений равно 70. Через 1 ч после начала первого частичного торможения в каждом цикле измеряют параметры накладок и по результатам измерений по циклам № 2—7 определяют среднее значение коэффициента трения, а также максимальное и минимальное его значение.

Конструкций безынерционных стендов, выпускаемых за рубежом, известно много. Но два года назад появился и аналогичный отечественный стенд (см. "АП", 2000, № 3) — БИНС-1, созданный специалистами фирмы "МарКон".

На нем уже прошли испытания и серийные колодки, применяемые в тормозных узлах таких автомобилей, как "Фольксваген Пассат", "Дэу Нэксия". ВАЗ-2108, ВАЗ-2121, ГАЗ-3110, а также снегохода "Тайга" и колодки, выпускаемые для этих АТС рядом фирм ("Ремса", "Феби", "МарКон" и др.) в запасные части. При-

чем результаты испытаний позволили установить, что серийные колодки подобраны автозаводами не всегда наилучшим образом. Например, испытания показали, что самыми высокими фрикционно-износными свойствами (табл. 1) обладают накладки производства фирм "Феби" и "Ремса" и близки к ним по этим свойствам колодки "МарКон", но применяют их далеко не все производители АТС.

Хорошо зарекомендовал себя стенд БИНС-1 при исследовании поведения тормозных накладок после их намокания в различных жидкостях. Это подтвердил опыт сравнительных испытаний серийных и опытных накладок "Опыт-1" в тормозном узле автомобиля "Фольксваген Пассат 1,8": в условиях стенда средний коэффициент трения намокнувших накладок "Опыт-1" оказывался на ~30 % ниже, а при дорожных испытаниях ниже на 9,1—16,4 % (в среднем на 12,7 %). Это означает, что стенд действительно достаточно точно имитирует работу тормозных колодок в таких неблагоприятных условиях, как, скажем, после преодоления автомобилем водной преграды. Следовательно, позволяет гораздо более дешевым способом, чем дорожные испытания, оценить по рассматриваемому критерию как выпускаемые, так и опытные тормозные колодки.

Незаменим он и с точки зрения воспроизводимости величины коэффициента трения опытных тормозных накладок в разных тормозных узлах. Типичный тому пример — результаты испытаний созданных фирмой "МарКон" накладок "Опыт-1" и "Опыт-2" из близких по составу материалов (табл. 2). Как видно из таблицы, значения коэффициентов трения накладок отличаются незначительно. Другими словами, стенд точно зафиксировал схожесть состава материалов накладок "Опыт-1" и "Опыт-2", а также технологии их изготовления из этих материалов.

Аналогичный вывод сделан и на основании сравнения результатов стендовых и дорожных испытаний тормозных накладок, выпускаемых различными производителями (табл. 3): закономерности изменения износов при обоих видах испытаний одни и те же. Причем особенно близки результаты испытаний накладок, нагретых до температуры 473 К (200 °С).

Причина состоит в том, что именно такая температура имитирует на стенде интенсивное городское движение, т. е. условия, соответствующие требованиям Правил № 90 ЕЭК ООН.

Результаты работы (эффективность применения) стенда БИНС-1 специалисты фирмы "МарКон", естественно, сравнивали с результатами работы инерционных стендов, применяемых в нашей стране. В частности, стендов ВАЗа и НАМИ. И установили, что, например, при износных испытаниях колодок в тормозном узле автомобиля ВАЗ-2121 общий износ накладок

Таблица 1

Фирма изготовитель	Коэффициент трения			Износ колодок, мм, за 200 торможений при температуре, К (°С)		Общий износ колодок за 400 торможений, мм
	минимальный	средний	максимальный	373 (100)	473 (200)	
"Ремса"	0,212	0,318	0,426	0,17	0,15	0,32
"Феби"	0,269	0,357	0,445	0,08	0,15	0,23
"Томекс-С"	0,221	0,287	0,353	0,20	0,26	0,46
"Маршал"	0,212	0,298	0,384	0,13	0,34	0,47
"МарКон"	0,256	0,330	0,404	0,11	0,20	0,31

Таблица 2

Дисковый тормоз автомобиля	Накладки	Коэффициент трения		
		минимальный	средний	максимальный
"Фольксваген Пассат"	"Опыт-1"	0,275	0,289	0,310
	"Опыт-2"	0,275	0,306	0,340
"Дэу Нэксия"	"Опыт-1"	0,275	0,289	0,338
	"Опыт-2"	0,280	0,288	0,326

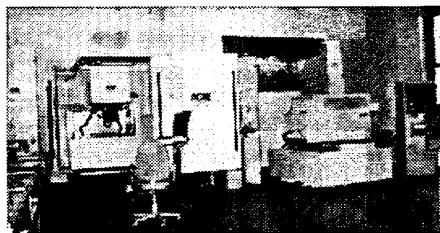
"Опыт-2" в случае БИНС-1 оказался на 17 % больше, чем накладок "Опыт-2", в случае же стендов ВАЗа и НАМИ он, наоборот, был меньше (соответственно на 19 и 5 %). Таким образом, можно сделать вывод о полном несовпадении результатов, получаемых на этих стендах. Однако все дело в небольшой выборке исследуемых образцов: неизбежный разброс характеристик материалов и производства при небольших выборках может дать большой разброс в результатах испытаний. Что и получилось. Когда же при испытаниях накладок "Опыт-1", "Опыт-2" и "Опыт-3" (изготовлены другой фирмой) объемы выборки увеличили, все стало на свои места: при испытаниях на БИНС-1 накладки "Опыт-1" и "Опыт-2" изнашивались соответственно на 50,6 и 42 % меньше накладок "Опыт-3", в случае стенда ВАЗа — меньше на 26,7 и 13, а на стенде НАМИ — меньше на 38 и 35 %. То есть все три стенда дали одну и ту же качественную картину. Более того, и количественно они подчинились вполне определенной закономерности: БИНС-1 превысил показания стенда ВАЗа на 23,9—29 %, а стенда НАМИ — на 12,6 и 7 %. Значит, БИНС-1 вполне обеспечивает решение многих задач — и чисто исследовательских, и прикладных. В том числе выполнение требований Приложения 8 к Правилам № 90 ЕЭК ООН по контролю соответствия "официального утверждения" производства тормозных колодок для АТС.

Таблица 3

Накладки	Износ в условиях стенда, мм, за			Износ при дорожных испытаниях за одно торможение
	70 (одно) частичных торможений	200 (одно) частичных торможений	200 (одно) частичных торможений при 200 °С	
Серийные	0,064 ($0,914 \cdot 10^{-3}$)	—	—	$0,45 \cdot 10^{-3}$
"Опыт-1"	0,082 ($1,17 \cdot 10^{-3}$)	0,071 ($0,355 \cdot 10^{-3}$)	0,241 ($1,0 \cdot 10^{-3}$)	$0,662 \cdot 10^{-3}$
"Опыт-2"	0,130 ($1,86 \cdot 10^{-3}$)	0,080 ($0,40 \cdot 10^{-3}$)	0,350 ($1,75 \cdot 10^{-3}$)	$0,968 \cdot 10^{-3}$

ПОЧЕМУ ПОЛЬЗОВАТЕЛИ ПРЕДПОЧИТАЮТ РАБОТАТЬ НА ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫХ СТАНКАХ ФИРМЫ "AGIE" ?

В настоящее время в мире довольно много фирм, производящих электроэрозионное оборудование, но лишь единицы из них могут претендовать на ведущее положение на мировом рынке. Гармоничным сочетанием высочайших технологических и программных возможностей с изысканным дизайном, удобством в эксплуатации, надежностью и экономичностью отличаются станки швейцарской фирмы "AGIE", занимающей лидирующее положение в области электроэрозионной обработки.



Станки для вырезки проволокой "AGIECUT" и копировально-прошивочные "AGIETRON" уже не одно десятилетие успешно используются во многих отраслях промышленности — там, где требуется с высокой точностью и качеством обработать сложнопроводные детали из различных токопроводящих материалов. Сейчас на предприятиях России и стран ближнего зарубежья работают более тысячи таких станков. Свою большую популярность у потребителя они завоевали благодаря упомянутым выше качествам. Рассмотрим их подробнее с практической и технической стороны.

Наиболее важными приоритетами для фирмы "AGIE" при разработке и производстве электроэрозионного оборудования являются стабильность и повторяемость результатов эрозии, а именно: точность, качество обработанной поверхности, производительность. Для достижения этого были детализированы технологические процессы обработки, созданы рабочие модели их выполнения, отработаны режимы и условия обработки. Созданы технологические базы данных, используя которые автоматически определялась последовательность, условия и режимы обработки.

Таким образом, потребитель покупал станок вместе с отработанной, подробной технологией для каждого конкретного случая. Отпала необходимость обращаться к таблицам, номограммам и тратить время на отработку процесса эрозии. Надежная технология и эффективная система управления станками значительно сократили трудоемкость обработки и обеспечили высокие результаты.

В новых электроэрозионных станках для вырезки проволокой "AGIECUT-CLASSIC-CHALLENGE-EXCELLENCE-PROGRESS" и копировально-прошивочных станках "AGIETRON-IMPACT-INNOVATION-EXACT" применяются современные методы объектно-ориентированной подготовки и выполнения обработки с использованием диалоговой системы управления "AGIEVISION 3". Программирование осуществляется простым вводом данных чертежа обрабатываемого изделия (габариты, материал, точность,

шероховатость, материал электрода-инструмента, приоритеты обработки, геометрия) с указанием цели обработки и, при необходимости, специальных требований. В соответствии с ними из технологических баз данных станка выбираются стратегия, последовательность и режимы обработки. В результате при широких возможностях выбора варианта процесса эрозии достигается высокая степень повторяемости точности и качества обработанных деталей, а также их независимость от степени подготовки оператора. Использование системы "AGIEVISION 3" на копировально-прошивочных и вырезных станках позволяет обслуживающему персоналу быстро освоить работу на них и получать стабильные результаты.

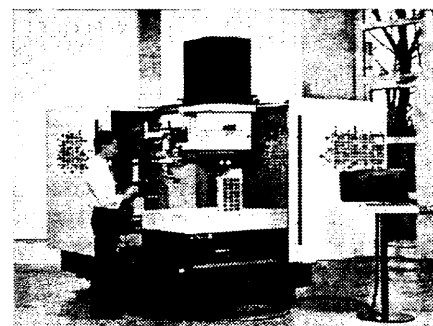
Новейший станок "AGIECUT PROGRESS", презентация которого прошла в мае на выставке "Металлообработка-2004" в Москве, удовлетворяет любым техническим требованиям. Примененный на нем генератор импульсов "IPG" (intelligent power generation) обеспечивает при обработке стали латунной проволокой $\varnothing 0,25-0,3$ мм — производительность 250–450 мм²/мин и проволокой с покрытием — более 500 мм²/мин. Шероховатость (R_a) обработанной поверхности после трех–четырех проходов достигает 0,15–0,2 мкм, точность (T_{km}) — 3–5 мкм. Положение осей при перемещениях непрерывно измеряется и корректируется двойной системой измерения с оптическими линейками, что гарантирует высокую точность позиционирования и обработки. Широко используемая на станке "AGIECUT-PROGRESS" технология "eCut" для проволоки $\varnothing 0,15-0,2$ мм позволяет достичь за один проход шероховатости 0,6–0,8 мкм с высокой точностью при сокращении почти вдвое (по сравнению с проволокой $\varnothing 0,25-0,3$ мм) трудоемкости и эксплуатационных расходов. Новый генератор импульсов IPG позволяет обрабатывать различные материалы проволокой $\varnothing 0,1-0,15$ мм с производительностью в 2–3 раза большей, чем с предшествующим генератором, причем максимально возможная высота обработки увеличилась в 1,5–2 раза.



Программируемый уровень наполнения рабочей ванны станка диэлектриком дает возможность обрабатывать детали высотой 250 мм в погруженном состоянии. Для базирования электрода-проволоки используются комбинированные направляющие открытого типа со сроком службы 20 тыс. ч, которые не нужно менять и заново настраивать при смене диаметра используемой проволоки. Время заправки проволоки на станке "AGIECUT-PROGRESS" сократилось до 10–15 с.

Все станки фирмы "AGIE" для вырезки проволокой имеют программное обеспечение, которое осуществляет динамическое

управление обработкой угловых переходов с малыми радиусами (DCC), регулирование режимов обработки при резке заготовок и переменной высотой ("VARIOCUT"), корректировку прогиба проволоки в процессе эрозии (WBC), подавление электрохимических процессов для исключения коррозии и электролиза на обрабатываемых поверхностях ("PURE CUT"). При их использовании погрешность формы сложнопроводных деталей в любом месте профиля после эрозии не превышает нескольких микрон. Возможность оснащения станков робототехническими устройствами и транспортными приспособлениями позволяет значительно повысить их автономность и сократить трудоемкость обработки.



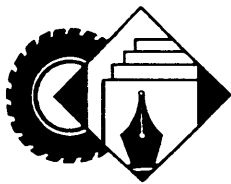
Новые копировально-прошивочные станки "AGIETRON-IMPACT-INNOVATION-EXACT" большой шаг вперед в развитии, совершенствовании и использовании процесса электроэрозии.

Станки оснащаются высокоэффективным генератором "IPG", который увеличивает производительность черновой обработки на 50% и снижает износ электрода примерно на 30% по сравнению с предшествующим генератором. Средняя сила разрядного тока равна 72 А. Производительность для пары медь/сталь — 450 мм³/мин, для пары графит/сталь — 530 мм³/мин. Достижимая шероховатость поверхности на стальных деталях составляет 0,2 мкм.

Система управления "AGIEVISION 3" позволяет быстро подготовить необходимую технологию обработки и эффективно управлять процессом эрозии при любом сочетании перемещений в пространстве электрода и заготовки. Векторная обработка обеспечивает изготовление простым электродом сложных трехмерных полостей с высокой точностью и качеством.

Составная часть "AGIEVISION 3" — система "SPACETRACK" — представляет возможность комбинировать орбитальные перемещения и перемещение по заданному профилю, обеспечивая относительные перемещения электрода и заготовки по произвольному пространственному вектору. Адаптивная система "FUZZY" оптимизирует перемещение, создавая хорошие условия промывки и стабильное качество обработанной поверхности во фронтальном и боковых направлениях. Таким образом, станки "AGIETRON-IMPACT-INNOVATION-EXACT" эффективно выполняют обработку любых простых и трехмерных полостей и при этом без сложного программирования и отработки технологии.

Благодаря высокой повторяемости получаемых результатов электроэрозионная обработка на станках "AGIETRON" при возможности векторного перемещения и управления во многих случаях может служить альтернативой высокоскоростному фрезерованию.



УДК 629.4.077.006.03

МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РАЗВИТИЯ ТРЕБОВАНИЙ СТАНДАРТОВ К ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук В.П. ВОЛКОВ

Харьковский НАДУ

Проектируемый автомобиль должен соответствовать требованиям действующих стандартов. Но этого мало. Чтобы он был конкурентоспособным в течение всего периода выпуска, в его конструкции должны быть учтены и те изменения, которые произойдут в стандартах за данный период. Потому что стандарты, т. е. нормы на эксплуатационные свойства продукции, есть результат процесса взаимодействия ее производителей, потребителей и законодателей, развивающегося во времени и зависящего от многих внешних факторов — достигнутого научно-технического уровня, особенностей условий эксплуатации, категории АТС, конъюнктуры рынка, экономической целесообразности, международных договоренностей, совершенствования методов проведения испытаний и т. д. Другими словами, для решения не только сегодняшних задач, но и перспективных конструктор автомобиля должен уметь прогнозировать развитие требований стандартов. Причем с теми подробностями и точностью, которые нужны для принятия конкретных решений.

Возможность такого прогнозирования, в принципе, есть. В идеальном случае нормативные требования, исходя из факторов, от которых они зависят, должны изменяться непрерывно. На практике изменения происходят через какие-то промежутки времени, иначе говоря, дискретно. Однако их оптимизация осуществляется по законам, зафиксированным в математической теории стандартизации. И если исходить из данной теории, то при проектировании автомобиля срок T прогноза развития любого из используемых стандартов должен быть равным сумме двух отрезков времени: срока T_1 разработки и постановки на производство данного автомобиля и продолжительности T_2 его выпуска, т. е. $T = T_1 + T_2$. Для потребителя интересен и еще один отрезок — срок T_3 службы приобретенного им автомобиля, тогда $T = T_1 + T_2 + T_3$. Причем T_1 и T_2 — величины, которые в условиях рынка определить несложно, а T_3 — труднопрогнозируемая, что связано с возможностью нечастого использования легковых автомобилей, находящихся в личной собственности.

С другой стороны, минимальный срок T_{\min} прогнозирования входных данных (исходной информации) при динамической оптимизации требований стандартов, очевидно, равен сумме затрат времени T_p на разработку и внедрение стандарта, а также времени T_d , в течение которого он будет действовать, не меняясь, т. е. $T_{\min} = T_p + T_d$. При среднесрочном прогнозе с использованием кинестатического метода последняя формула для идеального случая примет вид:

$$T_{\min} = T_p + T_k = T_p + 0,5T_d,$$

где T_k — время от момента внедрения стандарта до момента "мгновенной" оптимальности показателей качества, закладываемых в стандарт, которое принимается равным $0,5T_d$.

Таковы теоретические соображения. Исходя из них, можно сказать, что для прогнозирования развития требований стандартов к какому-либо эксплуатационному свойству автомобиля необходимо знать законы идеального (непрерывного) изменения нормативного показателя. И в качестве аргумента такой функции должно быть время, измеряемое в годах.

Методику получения данной идеальной функции рассмотрим на примере изменения нормативных требований к эффективности торможения легковых автомобилей (категория M_1) при рабочем торможении.

Критериев эффективности торможения, нормируемых стандартами, как известно, два — тормозной путь S_t и связанное с ним среднее установившееся замедление $j_{уст}$: тормозной путь АТС зависит от скорости v_a движения автомобиля, с которой начинается торможение; установившееся замедление $j_{уст}$ и длительность t динамической части процесса торможения. Причем установившееся замедление — основной фактор, влияющий на величину тормозного пути. Поэтому его и примем в качестве базового, т. е. оценим, как изменится его нормативное значение во времени. При этом предположим, что установленные стандартом величины $[j_{уст}]$ имеют такие год введения и срок действия, что соответствуют оптимальным величинам для какого-то года, находящегося в пределах данного срока. В качестве исходных возьмем данные табл. 1, в которой приведены значения минимально допустимого среднего установившегося замедления $[j_{уст}]$ для АТС категории M_1 при рабочем торможении, принятые в различные годы (ГОСТ 22895—77).

Общеизвестно, что максимально возможное замедление автомобиля при полном использовании сцепной массы в процессе торможения определяется зависимостью $j_{\max} = \varphi a$, т. е. произведением коэффициента сцепления колес с дорогой на ускорение свободного падения. Значит, постепенно повышая величину $[j_{уст}]$, разработчик стандарта будет приближаться к величине $j_{\max} = 9,81 \text{ м/с}^2$, однако никогда ее не достигнет, поскольку φ не может быть равным единице. То есть величина j_{\max} представляет собой асимптоту идеальной функции изменения нормативного значения среднего установившегося замедления. Какова эта функция изменения, в общем-то, неизвестно. Но, допустим, что она — экспоненциальная (формула № 1 в табл. 2).

В данной формуле две составляющих, которые нужно вычислить.

Первая из них λ — относительное время (формула № 2), вторая — коэффициент B , зависящий от категории АТС и типа испытаний. Его величину целесообразно определять методами математической статистики, основываясь на анализе значений, приведенных в табл. 1, а в качестве расчетной использовать преобразованную формулу № 3.

Вероятностные характеристики (математическое ожидание и среднее квадратичное отклонение m_B) коэффициента B , подсчитанного по данной формуле для различных типов испытаний АТС категории M_1 , приведены в табл. 3.

Используя данные табл. 1 и 2 и задаваясь значениями Γ_1 (год, для которого значение $[j_{уст}]$ идеально), а также приняв $j_{\max} = 7,848 \text{ м/с}^2$ т. е. $\varphi = 0,8$ (прямая 1), можно построить экспоненты (см. рисунок) нормативного значения $[j_{уст}]$ от λ при $B = m_B - \sigma_B$ и $B = m_B + \sigma_B$ (соответственно кривые 2 и 4).

Как уже отмечалось, нормативное значение $[j_{уст}]$ в реальной жизни не может изменяться непрерывно, но оно, очевидно, должно так располагаться на поле графика $[j_{уст}] = f(x)$, чтобы не выходить за границы коридора, образованного экспонентами при $B = m_B - \sigma_B$ и $B = m_B + \sigma_B$. И если в какое-то вре-

Таблица 1

Тип испытаний	Значения $[j_{уст}]^a$, м/с ² , по годам			
	1959	1975	1978	1986
"Ноль"	5,8	7,0	7,0	7,0
I	4,4	5,4	5,4	5,6
II	4,1	5,0	5,0	—

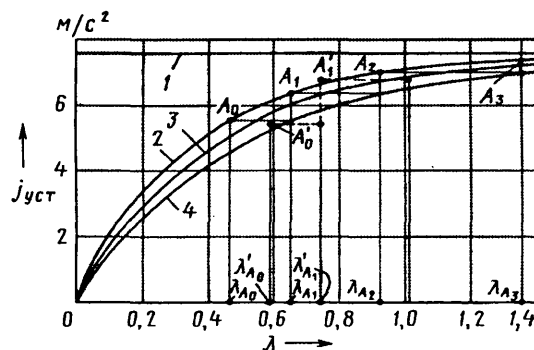
мя (например, λ_{A_0}) принимается новое нормативное значение $[j_{уст}]^n_{A_0}$, то его величина должна соответствовать величине $[j_{уст}]^p$, вычисленной при $B = m_B + \sigma_B$. Следующее изменение будет в момент времени λ_{A_1} , при достижении которого $[j_{уст}]_{A_0}$ соответствует $[j_{уст}]^p_{A_1}$, полученному при $B = m_B - \sigma_B$. То есть срок действия λ_d принятого нормативного значения $[j_{уст}]^n_{A_0}$ равен разности $\lambda_{A_1} - \lambda_{A_0}$ (формула № 4). Входящее в эту формулу относительное время λ_{A_1} определяется по формуле № 5, вероятный срок введения любого n -го изменения — по формуле № 6, а срок действия норматива до ближайшего его изменения — по формуле № 7.

Таблица 2

№ формулы	Формула	Примечание
1 2	$[j_{уст}]^p = j_{max} [1 - \exp(-B\lambda)]$ $\lambda = \frac{\Gamma_1 - \Gamma_2}{\Gamma_3 - \Gamma_2}$	— Γ_1 — год, для которого значение $[j_{уст}]$ идеально; Γ_2 — год, от которого ведется отсчет времени; Γ_3 — год, от которого ведется перспективный анализ
3	$B = -\frac{1}{\lambda} \ln \left 1 - \frac{[j_{уст}]^n}{j_{max}} \right $	—
4	$\lambda_{d1} = \lambda_{A_1} - \lambda_{A_0}$	—
5	$\lambda_{A_1} = \lambda_{A_0} \cdot \frac{m_B + \sigma_B}{m_B - \sigma_B}$	—
6	$\lambda_{A_n} = \lambda_{A_0} \cdot \left(\frac{m_B + \sigma_B}{m_B - \sigma_B} \right)^n$	—
7	$\lambda_{d1} = \lambda_{A_0} \cdot \frac{2\sigma_B}{m_B - \sigma_B}$	—

Таблица 3

Тип испытаний	m_B	σ_B
"Ноль"	2,432	$\pm 0,425$
I	1,424	$\pm 0,094$
II	1,307	$\pm 0,050$



Изменение нормативных требований по замедлению АТС категории M_1 :

1 — значение j_{max} ; 2 — кривая идеального изменения нормативного замедления $[j_{уст}]^p = \{1 - \exp[-(B + \sigma_B)\lambda]\}$; 3 — аналогичная кривая $[j_{уст}]^p = \{1 - \exp(-B\lambda)\}$; 4 — аналогичная кривая $[j_{уст}]^p = \{1 - \exp[-(B - \sigma_B)\lambda]\}$. A_0, A_1, A_2 и A_3 — рациональное (расчетное) ступенчатое изменение нормативных требований; A'_0, A'_1, A'_2 — существующее ступенчатое изменение нормативных требований.

На рисунке показано также рациональное ступенчатое изменение нормативного значения среднего установившегося замедления $[j_{уст}]^p$, полученное по предлагаемой методике, и существующее $[j_{уст}]^n$ в соответствии со значениями, приведенными в табл. 1. Из него видно: принимаемые в различные годы решения по выбору нормативных значений среднего установившегося замедления незначительно отличаются от расчетных (рациональных) величин. Поэтому в табл. 4 и приведены расчетные сроки внесения изменений в нормативные значения $[j_{уст}]^n$, которые можно использовать как разработчикам АТС, так и разработчикам новых версий ГОСТ 22895—77.

Очевидно, что стандарт нужно изменять в тех случаях, когда необходимость в его коррекции возникла по всем трем типам испытаний. Как видно из табл. 4, такие моменты в период 2002—2093 гг. есть. Они сведены в табл. 5.

Рассмотренная методика может быть использована для прогноза нормативных требований к эффективности торможения запасной тормозной системой, эффективности торможения АТС других категорий, а сам подход может быть обобщен на случай прогнозирования развития нормативных требований к любым эксплуатационным свойствам автомобилей и автопоездов.

Таблица 4

Тип испытаний	Параметр	Значения норматива по годам														
		1947	1959	1967	1975	1978	1986	1995	2036	2093						
"Ноль"	$[j_{уст}]^p$, м/с ²	5,8	5,8	6,7	6,7	6,7	6,7	7,3	7,7	7,8						
	$[j_{уст}]^n$, м/с ²	—	5,8	5,8	7,0	7,0	7,0	—	—	—						
	Относительная погрешность δ_p , %	—	0	15,5	4,3	4,3	4,3	4,3	—	—	—					
	Годы	1954	1959	1962	1970	1975	1978	1980	1986	1992	2004	2019				
I	$[j_{уст}]^p$, м/с ²	4,4	4,4	4,8	5,1	5,1	5,1	5,5	5,5	5,9	6,2	6,6				
	$[j_{уст}]^n$, м/с ²	—	4,4	4,4	4,4	5,4	5,4	5,4	5,6	5,6	—	—				
	Относительная погрешность δ_p , %	—	0	2	15,9	5,5	5,5	1,8	1,8	5,4	—	—				
	Годы	1958	1959	1963	1968	1973	1975	1978	1979	1985	1986	1992	1999	2007	2015	2029
II	$[j_{уст}]^p$, м/с ²	4,1	4,1	4,5	4,7	4,9	4,9	4,9	5,2	5,4	5,4	5,6	5,8	6,0	6,2	6,4
	$[j_{уст}]^n$, м/с ²	—	4,1	4,1	4,1	4,1	5,0	5,0	—	—	—	—	—	—	—	—
	Относительная погрешность δ_p , %	—	0	9,8	14,6	19,5	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 5

Тип испытаний	Рекомендуемое значение $[j_{уст}]^p$ при α (по годам)							
	1,02 (2002)	1,04 (2004)	1,07 (2007)	1,15 (2015)	1,19 (2019)	1,29 (2029)	1,36 (2036)	1,93 (2093)
"Ноль"	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,3	7,7	7,8
I	5,9	6,2	6,2	6,2	6,6	6,6	6,6	6,6
II	5,8	5,8	6,0	6,2	6,2	6,4	6,4	6,4



УДК 629.621.436.004.14-034.16

ЧУГУН С ВЕРМИКУЛЯРНОЙ (КОМПАКТНОЙ) ФОРМОЙ ГРАФИТА

Ф.И. КОВАЛЕВ, канд. техн. наук, С.П. КОРОЛЕВ

ЗАО ИТЦМ "Металлург", БНТУ, г. Минск

В последнее время в машиностроении индустриально развитых стран получает широкое применение чугуны с вермикулярным (компактным) графитом. Термин "вермикулярный" (от латинского "vermicula" — червяк) означает "червеобразный", что связано с формой графита в чугуне в плоскости шлифа. Пространственно этот графит представляет собой единый каркас, состоящий из взаимосвязанных объемных включений, что принципиально отличает его от пластинчатого и шаровидного графитов. Морфология "вермикулярного" графита определяет широкое применение чугуна на его основе, отличные от чугунов других видов, что имеет преимущества технологические (жидкотекучесть, усадки и т. д.) перед чугуном с шаровидным графитом, физико-механические (предел прочности при растяжении, относительное удлинение, теплопроводность, обрабатываемость и др.) перед серым чугуном. Современные технологии позволяют изготавливать отливки из такого чугуна стабильно и, как правило, без последующей термической обработки. Природная его склонность к формированию ферритной металлической матрицы определяет незаменимость данного материала для изделий, работающих в условиях теплосмен.

Чугун с вермикулярным графитом (ЧВГ) используется преимущественно там, где требуется сочетание высоких прочности, удельной теплопроводности и обрабатываемости. Толщина стенок, получаемых из него отливок, — 4—50 мм. Чтобы гарантировать стабильное качество, отливки подвергаются термообработке в течение 3 ч при 1170 К (900 °С), охлаждаются вместе с печью до 820 К (550 °С), затем на воздухе. Благодаря этому минимальный уровень механических свойств отливок следующий: $\sigma_b = 350$ МПа (3500 кгс/см²), $\sigma_{02} = 280$ МПа (2800 кгс/см²), $\delta = 4$ %.

Замена серого чугуна как материала выпускного коллектора двигателей пассажирских и грузовых автомобилей на ЧВГ позволила, судя по опыту, повысить эффективную мощность этих двигателей и их топливную экономичность, снизить содержание вредных веществ в отработавших газах, уменьшить габаритные размеры силовой установки, а также требуемую интенсивность внешнего охлаждения. Причина: коллекторы из ЧВГ надежно работают при температурах свыше 770 К (500 °С), тогда как эти же детали из серого чугуна при таких температурах быстро выходят из строя из-за образования трещин.

У коллекторов из ЧШГ тоже есть недостаток: при высоких температурах они склонны к интенсивному необратимому формоизменению (короблению). Что приводит к разрушению болтов, соединяющих коллектор с блоком цилиндров, или прокладок, следовательно, потере герметичности стыка "блок—выпускной коллектор". Однако коллекторы из ЧВГ можно делать с более тонкими стенками, что уменьшает вероятность их коробления, а значит, увеличивает долговечность. И так как толщина стенок коллектора не превышает 4 мм, а количество шаровидного графита в структуре этого чугуна составляет ~50 %, это обеспечивает ему вполне приемлемые показатели прочности и пластичности.

Американская фирма "Индианаполис Кастинг" освоила автоматическую систему управления изготовлением отливок из чугуна с вермикулярным графитом, а ее дочернее предприятие "Интернэшнл Трак энд Энджн" производит 150 тыс. т чугунных отливок в год и стало крупнейшим поставщиком отливок блоков и головок цилиндров для дизелей средней мощности. Система управления устанавливается в литейном цехе, предназначена для проектирования, прототипирования и изготовления крупных установочных партий отливок.

ЧВГ применяется не только в США, но и в некоторых других странах. Из него делают маслопроводы (масса до 0,4—0,6 кг) для тракторов, опорные детали (0,7 и 2) головки цилиндров двигателей тяжелых грузовиков, крепежные детали (1 и 1,5) для рам, тормозные рычаги (1,2) для тракторов, шкивы сервоприводов (10,6), монтажные кронштейны (5,7) для балластных грузов тракторов, бандажные кольца шестерен (6), монтажные детали (11, 5) двигателей тракторов, корпуса (17,9 и 41) промежуточных зубчатых передач, соединительные вилки (2 и 2,6), несущие кронштейны (1,9), цепные звездочки (1,1 и 1,6), тормозные кронштейны (8,6), вентиляторные подушки (9,1), соединительные фланцы (11,2 кг), крышки коробов передач и многие другие изделия.

Так, японская фирма "Дзидоса Имоно" изготавливает из ЧВГ картер (масса 40 кг), чашки дифференциала (7,3; 12,9 и 22,4), ротор (40), корпус подшипника (2,1), тормозные колодки (1,5), ступицу ротора (5,6), картер передач рулевого управления (17 кг). Немецкие фирмы "Круп-Мак" и "Бундерус" делают из этого чугуна головки цилиндров крупных судовых дизелей, ранее изготовлявшиеся из серого чугуна. Итог замены — увеличение выходной мощности дизелей на ~50 %.

Английские дизельные локомотивы и вагоны высокоскоростных (200 км/ч) железнодорожных поездов оборудуются дисковыми тормозами из ЧВГ. Дело в том, что из-за повышенных скоростей и осевых давлений каждое колесо во время торможения такого поезда должно поглотить в течение 1 мин с пятиминутными интервалами энергию ~10 МДж. Диски из чугуна с пластинчатым графитом (ЧПГ), имеющего $\sigma_b = 260$ МПа

Таблица 1

Чугун	Состав чугуна, % масс										Исходная структура	σ_B , МПа (кгс/см ²)	σ , %	НВ	σ_B 1000, МПа (кгс/см ²)			
												при температуре, К (°C)						
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	Cu	модифи- катора			293 (20)		573 (300)	673 (400)	773 (500)	
ЧВГ-Ф	3,48	2,50	0,81	0,06	0,00	—	—	—	—	0,11 РЗМ	ВГ + 10 % ШГ, П20	410 (4100)	3,0	178	310 (3100)	230 (2300)	110 (1100)	
ЧВГ-П	3,50	2,05	0,80	0,08	0,01	0,23	1,25	0,45	1,0	0,12 РЗМ	ВГ + 20 % ШГ, П100	650 (6500)	1,0	232	350 (3500)	260 (2600)	130 (1300)	
ВЧ-Н	3,50	2,50	0,56	0,06	0,00	—	0,85	—	—	0,06 Mg	ШГ, П20	490 (4900)	18,0	170	340 (3400)	345 (3450)	130 (1300)	
ВЧ-НМ	3,00	2,60	0,75	0,07	0,00	—	0,90	0,50	—	0,08 Mg	ШГ, П100	680 (6800)	3,0	255	470 (4700)	330 (3300)	160 (1600)	
СЧ-20	3,10	1,80	0,90	0,08	0,03	0,70	1,10	0,50	—	—	ПГ, П100	330 (3300)	—	187	280 (2800)	200 (2000)	80 (800)	

Таблица 2

Показатель	Чугун		
	ЧПГ	ЧВГ	ЧШГ
ρ , 10^{-3} кг/м ³	6,8—7,5	7,0—7,5	7,1—7,35
α , 10^6 /°C	10—13	12—14	9,0—12,5
λ , Вт/(м·°C)	50—70	35—55	25—40
ρ , 10^6 Ом·м	0,50—1,10	0,70—0,80	0,40—0,75
μ , 10^5 Гн/м	10—40	12—60	12—80
ν , Тл	0,4—0,7	0,4—0,7	0,35—0,7
H , А/м	400—1035	320—800	120—880
c , кДж/(кг·°C)	0,46—0,54	0,48—0,55	0,45—0,56

(2600 кг/см²), в процессе эксплуатации подвергались быстрому термоусталостному разрушению. Диски же из ферритного ЧВГ успешно выдерживают такие нагрузки. Обнадеживающие результаты дали и испытания тормозных дисков из перлитного ЧВГ: после 160 тыс. км пути такие диски не имели видимых термоусталостных трещин.

ЧВГ находит применение и на автомобилях. Например, бейнитный ЧВГ испытывался как материал тормозных дисков гоночного автомобиля "Траст-2" с двигателем мощностью 25 тыс. кВт (34 тыс. л. с.), созданным для установления мирового рекорда скорости. Оказалось, что данный автомобиль можно затормозить со скорости 420 км/ч, не прибегая к помощи тормозных парашютов. При этом диски выдерживают перегрузку на них, равную 2,5g.

Ферритно-перлитный или перлитный ЧВГ очень износостоек: на изделиях из него не образуются задиры даже в условиях, когда на изделиях из чугуна с шаровидным графитом они — заурядное явление. Кроме того, шаровидный графит легко выкрашивается из механически обработанной поверх-

ности детали из чугуна с шаровидным графитом, образуя лунки, которые, хотя и служат хранилищами смазки, вызывают заедание трущихся поверхностей и разрушаются по кромкам.

Положительные результаты получены и при испытаниях износостойкого ЧВГ, использованного в качестве материала рабочих втулок цилиндров и вращающегося поршня двигателя Ванкеля.

Начиная со второй половины 1970-х годов, во многих странах ЧВГ применяется как материал для сталеразливочных изложниц, что резко сократило удельный расход последних для прокатных слитков. Поэтому, например, "Британская сталелитейная корпорация" в настоящее время отливает до 90 % всех выпускаемых ею изложниц, а на сталелитейном заводе "Порт Талбот" в изложницы из ЧВГ разливают стали кипящих, полупокорных, спокойных, а также сталей электротехнических марок. Опыт доказал: благодаря замене серого чугуна на ЧВГ удельный расход изложниц снизился с 17,71 до 12,51 кг/т, или в 1,42 раза, а их стойкость увеличилась на 25—100 %.

Германские предприятия тоже внедряют у себя ЧВГ. Так, чугунолитейный завод фирмы "Техно Гаст" выпускает отливки массой 0,1—15 кг для автомобильной промышленности. "Ведущие" из выпускаемых им деталей — корпуса дифференциалов и выпускные коллекторы. За последние 10—15 лет завод, приспосабливаясь к требованиям технического прогресса, освоил именно производство отливок из высококачественных чугунов (различные марки ЧВГ и ЧШГ). Но если в 1970-е годы для литья выпускных коллекторов применяли СЧ20, то с 1990-х — в основном жаропрочные ЧВГ и ЧШГ, легированные 3,5—5 % кремния и 0,5—1,5 % молибдена.

Есть свои первопроходцы и в России.

Скажем, Чусовской металлургический завод в 2002 г. освоил производство из ЧВГ изложниц для разливки стали. Набирает опыт освоения ЧВГ и Камский литейный завод.

В заключение приведем химический состав, структуру, механические (табл. 1) и физические (табл. 2) свойства чугунов с различной формой графита, применяемых в дизелестроении.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Лбов А. А. — Особенности формирования дилерской сети ЗМЗ и организации сбыта автокомпонентов 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Москвин Р. К. — Автомобили Иж: развитие и перспективы 4

Азимов У. Б. — Энергоустановка "ДВС + генератор АМТЕС" 8

Неговора А. В. — Расчетная оптимизация экологических параметров дизеля 9

Гатауллин Н. А., Гафуров Г. Г., Галеев А. Х., Лихачев В. Н. — Рабочие температуры корпуса подшипников турбокомпрессора ТКР-7Н-1 и способы их снижения 12

Свешинский В. О., Лейтес В. Д. — Нужен ли клапан в системе вентиляции картера ДВС? 14

Ходес И. В., Колосов И. В. — Боковые смещения двухосной колесной машины при периодическом силовом воздействии на ее рулевое управление 16

Пирковский Ю. В., Маляревич В. Э. — О принципах регулирования автоматической бесступенчатой трансмиссии 19

Айзензон А. Е., Гармаш Ю. В., Пономарева И. И., Ясевич В. И. — Регулятор скорости вращения вентилятора отопителя 21

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Дьяков И. Ф., Петров В. М., Анацкий В. С. — Бортовой энергомер 23

Кадыров С. М., Мусабеков З. Э., Хакимов А. М. — Технология восстановления шеек коленчатых валов двигателей "УздЭУавто" 25

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Вячеславов О. Ф. — Современные технологии обработки материалов в свете теории фракталов 27

Рынкевич С. А. — Методика исследования адаптивной системы управления энергетическими режимами городского автобуса 31

Молев Л. В., Мусин А. И. — Опыт использования БИНС-1 34

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

Волков В. П. — Методика прогнозирования развития требований стандартов к эффективности торможения легковых автомобилей 37

За рубежом
Ковалев Ф. И., Королев С. П. — Чугун с вермикулярной (компактной) формой графита 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель),
Л. Г. Красневский (зам. председателя),
Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин,
И. С. Сазонов, Г. А. Синевский, В. Е. Чаялев

Художественный редактор Т. Н. Погорелова

Корректор Г. В. Панкратова

Сдано в набор 3.09.2004. Подписано в печать 18.10.2004.

Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,09. Зак. 1640

Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК" 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

Орден Трудового Красного Знамени
ОАО «Издательство "Машиностроение"»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромынский пер., 4

Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97

E-mail: avtoprom@mashin.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.



**ОАО "ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"**

представляет новый

"АВТОМОБИЛЬНЫЙ СПРАВОЧНИК"

Опыт лучших профессионалов – нашим читателям

Если Вы – работник автосервиса, автолюбитель или только собираетесь им стать, – ЭТА КНИГА – ДЛЯ ВАС.

**ОСВЕЩЕН ВЕСЬ КОМПЛЕКС ВОПРОСОВ
ПО РЕМОНТУ И ОБСЛУЖИВАНИЮ
ГРУЗОВЫХ И ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ:**

- ◆ Диагностика автомобилей
- ◆ Устранение неисправностей
- ◆ Ремонт и восстановление деталей
- ◆ Ремонт кузовов
- ◆ Технические характеристики автомобилей
- ◆ Сведения о двигателях
- ◆ Характеристики шин
- ◆ Топлива, масла, смазки и их зарубежные аналоги
- ◆ Новая классификация автотранспортных средств
- ◆ Сведения из ГОСТов и многое другое...



Цена справочника 440 руб. (с учетом НДС – 10 %).

Приобрести справочник без торговых наценок можно только в ОАО "Издательство "Машиностроение".

Заявки на справочник направляйте в отдел реализации по факсу: (095) 269-48-97 (работает круглосуточно); по e-mail: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ОАО "Издательство "Машиностроение".

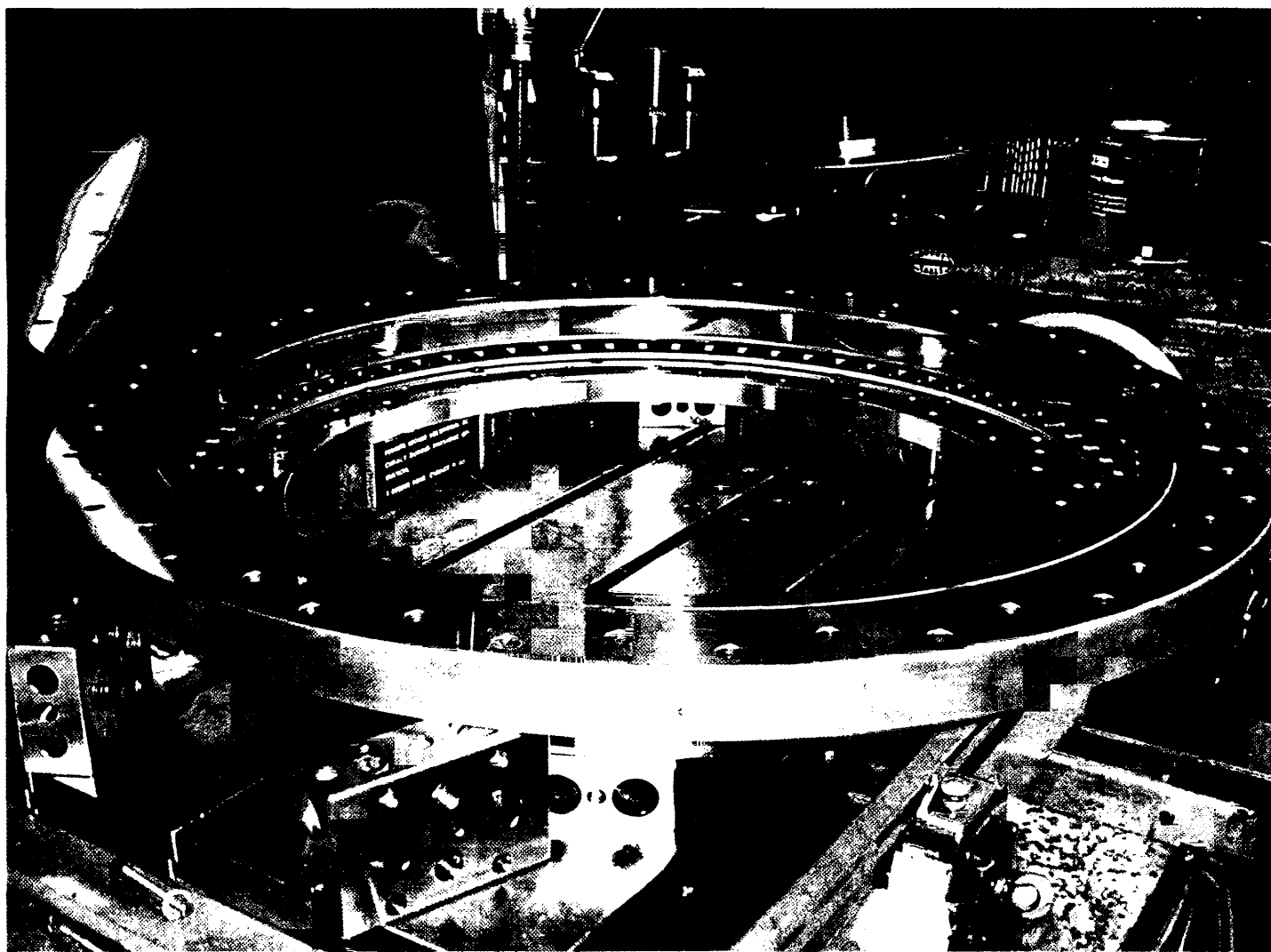
В заявке должны быть указаны: название предприятия, юридический адрес (для оформления счета-фактуры), почтовый индекс и адрес (для доставки изданий), ИНН и банковские реквизиты предприятия, ФИО исполнителя, контактный телефон, факс, e-mail, название заказываемой книги, количество экземпляров.

Справки о наличии книг, выписке счетов и отправке изданий по телефонам: (095) 269-66-00, 269-52-98.

Фирма Галика представляет



Уже более 90 лет фирма Moore Tool Company служит эталоном точности не только в США, но и во всем мире. Станки фирмы известны в первую очередь своей точностью и надежностью. К продукции фирмы относятся координатно-шлифовальные станки, измерительные машины, универсальные прецизионные плиты, суперпрецизионные станки по техзаданиям Заказчиков, круглые столы и делительные аппараты, шпиндели с гидростатическими опорами, а также сверхпрецизионные специальные станки и принадлежности для диапазона обработки менее 0,1 мкм.



Проведение консультаций, продажа, ввод в эксплуатацию и сервисное обслуживание высококачественного оборудования, и прежде всего станков, обрабатывающих центров и линий, с обучением персонала работе на этом оборудовании. Всегда в наличии на складе в Москве запасные части и расходные материалы для всех видов станков.

119334, Москва, Пушкинская наб., 8а

Тел.: (095) 954 09 00, 954 09 04, 954 09 09,

954 12 07, 954 14 63; факс: (095) 954 44 16

E-mail: sales@galika.ru Internet: <http://www.galika.ru>

GALIKA AG

полноценная библиотечная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru