ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 1 • январь • 2010

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65

Оптимизация структуры акционерного капитала как способ совершенствования управления предприятием

М.В. КОРОТКОВА

УлГПУ имени И.Н. Ульянова (8.8422 44-30-66)

Рассматриваются вопросы корпоративного управления через оптимизацию структуры акционерного капитала, позволяющие консолидировать пакеты акций миноритарных акционеров в целях совершенствования управления предприятием.

Ключевые слова: *корпоративное управление, акционерный капитал, миноритарные акционеры, инвестиционный проект.*

Korotkova M.V.

CONTROL IMPROVEMENTS OF THE CAR FACTORY BUSINESS WITH OPTIMIZATION OF SHARE CAPITAL

The article deals with corporate governance matters through structure optimization of the share capital, this allows to consolidate shares of minority shareholders with the purpose of management improvement of the enterprise.

Keywords: *corporate governance, share capital, minority shareholders.*

Современные предприятия автомобилестроения представляют собой крупные корпорации, организационно-правовая форма которых — ОАО. Естественно, что и управление ими — корпоративное, предусматривающее комплекс мер и правил, которые помогают акционерам контролировать действия менеджмента и влиять на них с целью максимизации прибыли и стоимости предприятия. Другими словами, суть корпоративного управления состоит в развитии системы взаимоотношений между менеджерами и владельцами предприятия по вопросам, связанным с обеспечением эффективности его деятельности и защитой интересов владельцев, инвесторов, кредиторов, поставщиков и других заинтересованных сторон.

Из сказанного следует, что у каждого акционера ОАО, вне зависимости от числа принадлежащих ему акций, должна быть возможность контроля и мониторинга деятельности менеджмента — контроля, который подразумевает как внутренние процедуры управления, так и внешние правовые и регулирующие механизмы. То есть акционер (инвестор) должен знать, какую именно ответственность перед ним несут высшие должностные лица корпорации за финансово-хозяйственную деятельность, и будет ли у него реальная возможность влиять на принятие важных решений (участие в принятии решений на годовых собраниях акционеров).

И это логично. С середины XX века во всем мире начала расти инвестиционная активность, т. е. увеличение притока инвестиций в корпорации. Причем в акционерном капитале корпораций росли доли как институциональных (негосударственные пенсионные фонды), так и коллективных (паевые и иные инвестиционные фонды) инвесторов. Например, к началу 1990-х годов в развитых странах их суммарная доля составляла 53 %, а к настоящему времени превысила 60 %.

В России в 1990-х годах проходил лишь первый этап приватизации, поэтому этап увеличения доли институциональных инвесторов, пройденный развитыми зарубежными странами, у нас начался значительно позже. И именно тогда, в начале 1990-х, возникла проблема системного подхода к управлению корпорациями: инвесторы спровоцировали разработку корпорациями собственных кодексов управления. Они хотели в них отразить разграничение сфер деятельности и ответственности, а также распределение исполнительных и контрольных функций. Нужно было закрепить правила и процедуры, которые обеспечивали бы им доступ к информации о деятельности предприятия. Иными словами, инвесторам требовалась полная и четкая информация о функционировании механизмов корпоративного управления.

В начале 2000-х годов завершилось формирование крупных пакетов акций предприятий. При этом в остаточной форме образовались и небольшие пакеты акций, владельцев которых в практике корпоративного

управления называют миноритариями. В данной группе оказались акционеры, в чьей собственности остались акции первых выпусков и чьи интересы к настоящему времени не представлены в высшем органе корпоративного управления — годовом собрании акционеров. И таких акционеров на предприятиях отрасли много. Например, в ОАО «УАЗ» — 3000. Их акции, по существу, — неиспользуемый инвестиционный ресурс. Поэтому консолидация акций миноритарных акционеров, а также государственного пакета акций и последующее гарантированное и эффективное их вложение может обеспечить поступление инвестиций в значительном объеме. К примеру, если взять ОАО «УАЗ», то только принадлежащая государству доля акций составляет 17,29 % всего объема акционерного капитала.

Порядок расчета такой консолидации миноритарных владельцев привилегированных и обыкновенных акций рассмотрим на примере того же ОАО «УАЗ».

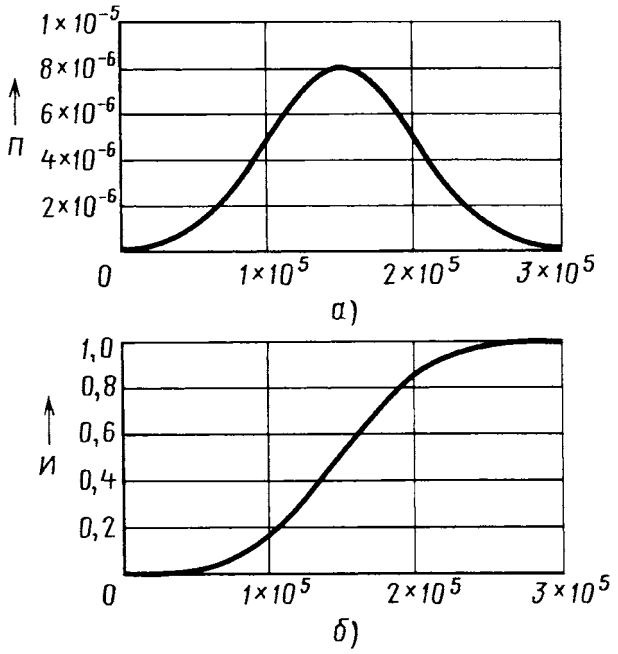
Общее число акций, которыми владеют миноритарные акционеры ОАО, равно 169 848 937 [1], из них привилегированных — 17 086 804 и обыкновенных — 152 762 133. Цена первой — 0,4 руб., второй — 0,8 руб.

Эти данные, конечно, приблизительные, поскольку точные цифры по числу акционеров, числу и распределению акций (привилегированных и обыкновенных) относятся к инсайдерской информации. Поэтому автор, как и любой, кто не имеет отношения к инсайдерам, может пользоваться только ими. Тем не менее и они позволяют рассчитать затраты *З* на приобретение акций у миноритарных акционеров. Для этого достаточно число акций умножить на курсовую стоимость одной. В нашем случае для привилегированных акций *З* = 6834,72 тыс. руб.

Но их приобретение сопровождается дополнительными затратами, связанными с внесением записи в реестр акционеров и оплатой услуг фирмы-регистратора. Причем стоимость этих услуг зависит [2] от объема (суммы) сделки (табл. 1).

Таблица 1

№ группы сделки	Сумма сделки, руб.	Стоимость, руб.
1	До 10 000	80
2	10 001—50 000	230
3	50 001—100 000	480
4	100 001—250 000	1 530
5	250 001—500 000	2 530



Плотность вероятности (а) и интегральная функция (б) распределения акционеров-миноритариев, владеющих обыкновенными акциями

Согласно расчетам, число акционеров — владельцев привилегированных акций, сумма сделки с которыми не превышает 10 тыс. руб., составляет 2 070, а число акционеров, сумма сделки с которыми находится в пределах от 10 001 до 50 000 руб., — 930. Тогда суммарная стоимость C_Σ услуг регистратора равна ($C_\Sigma = n_{пр1}C_{ур1} + n_{пр2}C_{ур2}$) 379,50 тыс. руб.

Таким образом, общие затраты, связанные с приобретением привилегированных акций, составят 6 834,72 тыс. руб., а суммарные затраты — 7 214,22 тыс. руб.

С распределением миноритарных акционеров по числу имеющихся в их собственности обыкновенных акций картина следующая. С математическим ожиданием m = 150 000 и среднеквадратическим отклонением δ = 50 000 оно подчиняется нормальному закону (см. рисунок). В итоге сумма $C_у$ затрат по консолидации этих акций дает формула $C_у = \sum_i^5 C_i n_i$, в которой C_i — стоимость акций i-ой группы; n_i — численность акционеров с данным числом акций в i-ой группе: n_1 = 8; n_2 = 61; n_3 = 408; n_4 = 2454; n_5 = 69. Тогда

Таблица 2

Акции	Доля в структуре капитала до консолидации, %	Доля в структуре капитала после консолидации миноритарных и государственных акций, %	Общая стоимость акционерного (уставного) капитала, тыс. руб.	Дополнительные инвестиции, тыс. руб.	Стоимость проекта консолидации, тыс. руб.	Итоговое значение дополнительных инвестиций, тыс. руб.
Миноритарных акционеров	4,10	17,19	4142 657,01	716 265,40	133 563,62	582 701,78
Государственные (Росимущество)	13,19					

затраты на приобретение обыкновенных акций составят 122 209,70 тыс. руб., на оплату регистрации — 4 139,70 тыс. руб., а общая сумма затрат на приобретение обыкновенных акций — 126 349,40 тыс. руб.

Как видим, акции миноритарных акционеров ОАО «УАЗ» обойдутся их получателю в 133 563,62 тыс. руб.

В дальнейшем необходима консолидация приобретенного пакета акций с государственным пакетом акций. Она не требует затрат, что хорошо видно из табл. 2: консолидация акций позволяет не только мобилизовать не используемые до сих пор финансовые ресурсы в размере 582 701,78 тыс. руб., но и эффективно и гарантированно направлять их на цели инновационного назначения, т. е. обеспечение доходов в долгосрочном периоде.

Консолидация может проходить не только при приобретении акций, но и при заключении договоров доверительного управления, при этом затратами будут только услуги регистратора.

Литература

1. Ульяновский автомобильный завод [Электронный ресурс]. — Ульяновский автомобильный завод, сор. 2005—2008. — Режим доступа http:/www/uaz.ru. — Последняя корректировка: 2009.
2. Регистратор — РОСТ [Электронный ресурс]. — ОАО Регистратор—РОСТ, сор. 2005—2008. — Режим доступа http://www.kaliningradgid/.ru/registrator-rost.html — Последняя корректировка: 2009.

УДК 658.562:623.437.4

Оценка затрат на достижение, реализацию и поддержание качества базовых шасси для военной автомобильной техники

Канд. техн. наук Н.А. СУМЕНКОВ

21 НИИИ МО РФ
(г. Бронницы, Моск. обл., ул. Красная, 85)

Приводится анализ затрат на достижение, реализацию и поддержание качества автомобильных базовых шасси. Рассматривается изменение фактической цены автомобиля, уровень постоянных и переменных затрат при штучном и при серийном производстве. Доказана необходимость организации частно-государственного партнерства, что позволит снизить расходы государства на закупку базовых шасси для ВАТ.

Ключевые слова: *качество, затраты, цена, себестоимость, срок службы, частно-государственное партнерство, производство, эксплуатация.*

Sumenkov N.A.

ESTIMATE OF COSTS TO ACHIEVE, CARRY OUT AND MAINTAIN A PRODUCTION OF HIGH QUALITY PROTOTYPES FOR MILITARY VEHICLES

The research aims a goal to analyze the costs of achievement, carrying out and maintaining of producing high quality prototypes for military vehicles. The study shows the dependency of prototypes cost price on line and handworking production. The author gives proof of organizing government and private business partnership to lower government costs when buying prototypes for military vehicles.

Keywords: *quality, costs, price, cost price, durability, government and private business partnership, production, operation*

Затраты $З_{дк}$ на достижение качества различных моделей базовых шасси для военной автомобильной техники (ВАТ) существенно отличаются по величине, значимости и управляемости [1]. Причем они более значимы для потребителя (заказчика ВАТ), чем затраты $З_{пк}$ на его реализацию и поддержание. Потому что представляют собой, по сути, отпускную цену ($Ц$) шасси, которую нужно платить «здесь и сейчас». Затраты же на реализацию и поддержание качества — дело будущего. Другими словами, $З_{дк}$ и $З_{пк}$ с финансовой точки зрения для потребителя неравнозначны: первые нужно возмещать из нынешнего фактического бюджета, вторые — из бюджетов будущих годов, которые, в общем-то, неизвестны. Поэтому и имеют для потребителя меньшую ценность [2].

Соотношение дисконтированных затрат на реализацию и поддержание качества изделия к дисконтированным затратам на его достижение называют коэффициентом $K_{зп}$ значимости затрат, т. е. $K_{зн} = \frac{З_{пк}}{З_{дк}} = \frac{З_{пк}}{Ц}$.

В свою очередь, соотношение между затратами на реализацию и поддержание качества изделия в разные годы отражается нормой дисконта следующим образом:

$З_{пк_i} = З_{пк_1} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{E}{100}\right)^i}$ (здесь $З_{пк_i}$ — затраты на реализацию и поддержание качества образца шасси в течение i-го года; $З_{пк_1}$ — затраты на реализацию и поддержание его качества в течение первого года; E — норма дисконта, учитывающая инфляцию, риск и альтернативные варианты инвестиций).

Как видим, ценность $З_{пк}$ в каждом следующем году эксплуатации существенно (в степенной функции) снижается, тогда как их фактическая величина, наоборот, заметно увеличивается. Расчеты и опыт показывают, что образец базового шасси на 20-м году службы требует почти в 2 раза больше затрат, чем в первом.

Суммарные затраты $З_{пк}$ на реализацию и поддержание уровня качества за весь срок службы шасси можно подсчитать по формуле [2, 3] $З_{пк_\Sigma} = З_{пк_i} \sum_{i=1}^{n} \frac{(K_{\uparrow 3})_i}{\left(1 + \frac{E}{100}\right)^i}$,

в которой $(K_{\uparrow 3})_i$ — коэффициент, отражающий повышение затрат на i-м году службы по сравнению с первым годом и вычисляемый по формуле $(K_{\uparrow 3})_i = З_{пк_i} / З_{пк_1}$; n — срок службы образца базового шасси. Тогда формула для подсчета $K_{зн}$ приобретает следующий вид:

$$K_{зн} = \frac{З_{пк_\Sigma}}{Ц} = \frac{З_{пк_1}}{Ц} \sum_{i=1}^{n} \frac{(K_{\uparrow 3})_i}{\left(1 + \frac{E}{100}\right)^i}.$$

Значение этого коэффициента, исходя из опыта, находится в пределах 0,1—0,15. Значение нормы E дис-

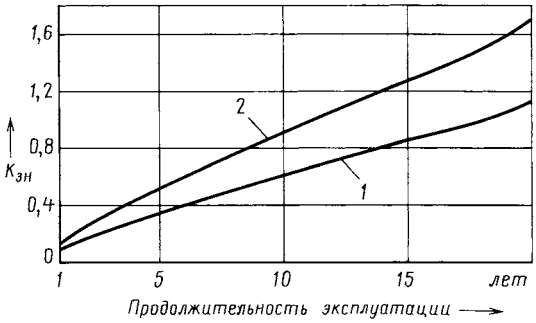


Рис. 1. Область значений коэффициента значимости затрат на реализацию и поддержание качества образца базовых шасси:
1 — $\frac{З_{пк_1}}{Ц} = 0{,}1$; *2* — $\frac{З_{пк_1}}{Ц} = 0{,}15$

конта в условиях 8—10%-ной годовой инфляции можно принимать равным 15 %.

При данных допущениях область возможных значений $K_{зн}$ получается такой, как показано на рис. 1. То есть область его существования ограничена двумя линиями, имеющими минимальную разность на первом году эксплуатации базового шасси и максимальную — при 20-летнем сроке службы. Причем чем меньше $З_{пк_1}$, т. е. затраты на реализацию и поддержание качества шасси в первый год их эксплуатации, тем меньше и $K_{зн}$. Например, при $K_{пк_1} = 0{,}15$ эти затраты сравниваются с ценой нового шасси через 11 лет, а при $K_{пк_1} = 0{,}1$ — через 18. В случае максимального срока службы (10 лет) значимость (величина) затрат на реализацию и поддержание качества превышает значимость (величину) затрат на его достижение соответственно в 1,7 и 1,1 раза [3].

Структура полных затрат на достижение, реализацию и поддержание качества образцов базовых шасси ВАТ приведена на рис. 2. Все их виды обладают свойством иерархической аддитивности. В результате для расчета затрат можно использовать простое калькулирование, начиная с низшего и до самого высокого уровня, т. е. полных затрат.

Для удобства дальнейшего анализа разделим затраты, составляющие фактическую цену автомобиля, на постоянные, которые не зависят от объема выпуска (имеют одни и ту же величину как при штучном, так и при серийном производстве), и переменные, наоборот, полностью зависящие от объема выпуска.

К группе постоянных можно отнести (см. рис. 2) затраты на НИОКР ($З_{НИОКР}$), создание основных фондов ($З_{оф}$) и постоянные (накладные) расходы в составе себестоимости продукции ($\bar{З}_{пост_{себ}}$). Подсчитывают их соответственно по формулам $\bar{З}_{НИОКР} = \frac{З_{НИОКР}}{V_г \tau_{пр}}$, $\bar{З}_{оф} = \frac{З_{оф}}{V_г \tau_{пр}}$ и $\bar{З}_{пост_{себ}} = D_{пост} Себ$, в которых $З_{НИОКР}$ и $З_{оф}$ — доли содержания затрат соответственно на НИОКР и создание основных производственных фондов в цене базового шасси; $\bar{З}_{пост_{себ}}$ — постоянные затраты в себестоимости шасси; $D_{пост}$ — доля постоянных затрат в себестоимости шасси; *Себ* — себестоимость шасси; $V_г$ — годовой объем выпуска шасси; $\tau_{пр}$ — время (годы), в течение которого шасси стоит на производстве.

Из рассмотренных составляющих постоянных затрат наибольшую величину имеют затраты в составе себестоимости шасси. Это связано с тем, что затраты на НИОКР и создание производственных фондов переносятся на весь период выпуска, а постоянные затраты в составе себестоимости — на шасси данного года выпуска. При этом чем меньше объем производства, тем бóльшую долю в структуре себестоимости занимают постоянные затраты. Например, судя по опыту, при 50 %-й загрузке производственных мощностей постоянные (накладные) расходы могут достигать 30—35 % себестоимости.

Зависимость доли постоянных затрат (с учетом НИОКР и создания производственных фондов) в структуре цены от степени Q загрузки производственных мощностей показана на рис. 3. Она получена для следующих условий: срок, в течение которого должны окупаться затраты на НИОКР и создание производственных фондов, — 10 лет; ежегодные вложения в оборотный капитал составляют 40 % стоимости производственных фондов; норма прибыли в цене равна 30 % себестоимости продукции при номинальном уровне загрузки производственных мощностей; доля постоянных затрат в структуре себестоимости автомобиля при номинальном уровне загрузки производственных мощностей — 20 %.

Анализ этой зависимости показывает, что доля постоянных затрат в

Рис. 2. Структура полных затрат на достижение, реализацию и поддержание качества образца базового шасси

структуре цены весьма значительна, а при наиболее распространенной в настоящее время степени загрузки (50 %) производственных мощностей отечественных автомобилестроительных предприятий достигает 45 %, при оптимальном (80 %) уровне загрузки мощностей — 30 %. Следовательно, при создании специального производства по выпуску базового шасси государство будет вынуждено от 30 до 50 % средств государственного оборонного заказа расходовать на разработку их образцов, подготовку и содержание производства [4]. Что явно нерационально. Поэтому проблему надо решать, по мнению автора, путем организации частно-государственного партнерства, уже доказавшего свою эффективность. В случае производства полноприводной автомобильной техники постоянные расходы могут распределяться между государством и частными корпоративными потребителями, что позволит снизить расходы государства на закупку базовых шасси для ВАТ. Это доказывает рис. 4, на котором приведены ориентировочные зависимости доли *Д* постоянных расходов в фактической цене *Ц* образцов базовых шасси от доли $Д_г$ государственных закупок в общем объеме закупок полноприводной техники, рассчитанные при двух уровнях загрузки производственных мощностей, — 50 (кривая *1*) и 80 % (кривая *2*). Например, за счет диверсификации производства путем выпуска полноприводных АТС для экономического комплекса страны постоянная часть затрат в структуре цены при госзаказе, равном 50 % общего объема выпуска продукции при 50 %-й загрузке производственных мощностей, может быть снижена до 22, а при 80 %-й загрузке — до 14 %. При госзаказе, равном 80 %, — соответственно до 3 и 5 % [5].

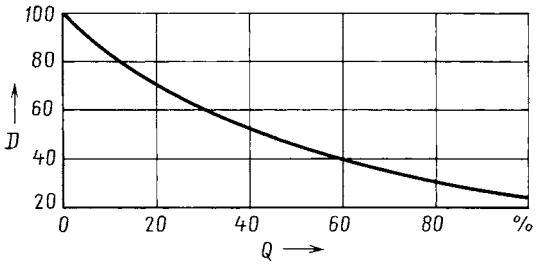


Рис. 3. Зависимость доли постоянных затрат в структуре цены образца шасси от степени загрузки производственных мощностей

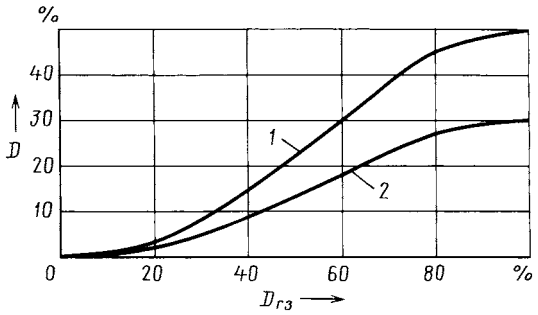


Рис. 4. Зависимость доли постоянных расходов в структуре цены образца шасси от доли госзаказа в общем объеме выпуска полноприводных АТС при разных уровнях загрузки производственных мощностей:

1 — загрузка 50 %; *2* — загрузка 80 %

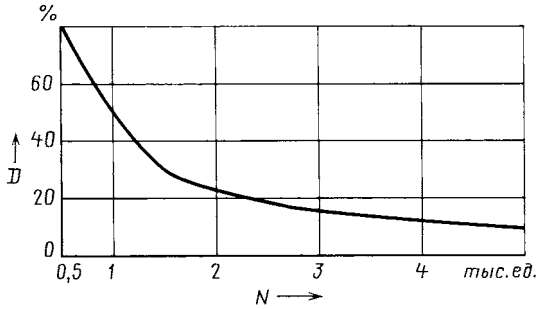


Рис. 5. Зависимость доли постоянных затрат на реализацию и поддержание качества базовых шасси от их численности в автопарке

Однако диверсификация производства объективно приводит к снижению степени реализации специальных свойств образцов базовых шасси. И здесь очень важно найти оптимальное соотношение между объектом госзаказа и объектом выпуска АТС для отраслей народного хозяйства.

Переменные затраты, напротив, имеют прямую зависимость от объема выпуска. Поэтому его рост приводит к пропорциональному увеличению этого вида затрат. В итоге, их величина в структуре цены остается неизменной.

Затраты на поддержание и реализацию качества образца базового шасси аналогично структурированию фактической цены тоже можно разделить на постоянные, которые не зависят от численности образцов конкретной модели в автомобильном парке ВС РФ, и переменные, которые полностью определяются этой численностью [5]. К первым относятся расходы на НИОКР, часть затрат на закупку учебно-тренировочных средств, автомобильного имущества и подготовку специалистов, ко вторым — все остальные. А анализ показывает (рис. 5), что уже при $N = 1$ тыс. образцов шасси одной модели доля *D* постоянных затрат не превышает 50 % общих затрат на реализацию и поддержание качества, а при 4—5 тыс. — 10 %. Из этого можно сделать вывод: частно-государственное партнерство актуально и выгодно при сравнительно небольшой (1,5—2 тыс. ед.) численности образцов шасси в парке. В этом случае распространение системы эксплуатации шасси, созданной предприятиями промышленности для экономического сектора страны, позволяет на 70—80 % снизить долю постоянных затрат в структуре общих затрат на реализацию и поддержание качества данных образцов.

Переменные затраты, очевидно, растут пропорционально росту численности автопарка и срокам эксплуатации автомобильной техники.

Литература

1. Измерение качества продукции. Вопросы квалиметрии / Под ред. А.В. Глицевича. М. — 1976.
2. Семенов С.С., Харчев В.Н., Иоффин А.И. Оценка технического уровня образцов вооружения и военной техники. М.: Радио и связь, 2004. — 552 с.
3. Ипатов М.И. Технико-экономический анализ проектируемых автомобилей. М.: Машиностроение, 1982. — 272 с.
4. Фатхутдинов Р.А. Конкурентоспособность: экономика, стратегия, управление. М.: ИНФРА-М, 2000. — 312 с.
5. Самойлович В.Г. Прогнозирование оптимального технико-экономического уровня машин. М.: Машиностроение, 1987. — 136 с.

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана (по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	сентябрь 2009 г.	сентябрь 2008 г.	прирост, %	январь — сентябрь, 2009 г.	январь — сентябрь, 2009 г.	прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ И ШАССИ						
ЗИЛ	113	280	−59,6	1 287	3 582	−64,1
ГАЗ, в том числе:	1 664	11 039	−84,9	26 525	118 955	−77,7
"Максус-комби"	—	—	—	205	—	—
КамАЗ	2 632	4 920	−46,5	16 251	43 328	−62,5
"АЗ "Урал"	573	1 314	−56,4	4 700	12 862	−63,5
УАЗ	1 128	2 543	−55,6	6 483	17 860	−63,7
"Северстальавто-Исудзу"	457	1 247	−53,4	2 946	6 680	−55,9
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	15	156	−90,4	187	904	−99,3
"ИжАвто"	—	278	—	1 016	4 186	−75,7
БАЗ	13	35	−62,9	65	467	−86,1
КЗКТ	—	2	—	4	9	−55,6
НефАЗ *(самосвальные установки)*	407	1 626	−75,0	4 380	15 069	−70,9
*САЗ	52	243	−78,6	495	2 364	−79,1
"Автотор Тракс" *(автомобили "Юджин")*	—	—	—	—	85	—
"Бецема"	2	69	−97,1	16	650	−97,5
"Вольво Восток", "ВТС Зеленоград"	8	49	−83,7	148	349	−57,6
"ИВЕКО-АМТ" ("ИВЕКО-УралАЗ")	27	41	−35,1	143	283	−49,5
"ВАЗинтерсервис", ПСА "ВИС-Авто"	3	210	−98,6	831	1 908	−56,4
ТагАЗ *(автомобили "Хендэ")*	—	543	—	840	3 993	−99,0
"Яровит Моторс"	—	—	—	4	11	−63,6
* "Спектр Авто"	2	131	−98,5	537	1 550	−63,4
"Чайка-НН"						
собственные модели	25	186	−86,6	168	1 922	−91,3
** переоборудование*	20	123	−83,7	149	1 667	−91,1
* "Филиал машзавод"	3	28	−89,3	61	429	−85,8
"Транспорт"	6	5	+20,0	48	53	−9,4
* Смоленский ААЗ	4	19	−98,9	81	335	−75,8
* "Метровагонмаш"	3	45	−93,3	47	357	−86,8
МАЗ	527	2 210	−96,2	7 757	18 392	−57,8
МЗКТ	24	49	−51,0	269	499	−46,1
БелАЗ	61	168	−63,7	530	1 509	−64,9
МоАЗ	6	11	−45,5	71	97	−26,8
КрАЗ	16	301	−94,7	115	3 090	−96,3
ЗАЗ	1	330	−99,7	461	1 665	−72,3
Гянджинский АЗ *(автомобили МАЗ)*	—	—	—	—	85	—
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
ГАЗ, в том числе:	364	1 033	−64,8	1 178	19 417	−93,9
"Волга Сайбер"	363	347	+4,6	1 176	348	+237,9
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА) "Соллерс-Елабуга"	184	3 534	−94,8	4 686	27 934	−83,2
ВАЗ, в том числе:	29 846	73 772	−59,5	202 986	608 577	−66,6
ВАЗ-2170	4 635	8 578	−46,0	29 917	78 696	−62,0
ВАЗ -2171 (универсал)	1 703	—	—	5 749	—	—
ВАЗ -2172 (хэтчбек)	4 146	9 576	−56,7	25 128	40 273	−37,6
ВАЗ -21703	—	—	—	—	8 338	—
ПСА "Бронто"	24	6	+300,0	109	84	+29,8
УАЗ	1 771	3 445	−48,6	9 948	23 263	−57,2
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	3	160	−98,1	145	578	−74,9
СеАЗ	—	191	—	—	1 184	—
"ИжАвто" в том числе:	3	6 127	−99,95	9 932	48 253	−79,4
ВАЗ	—	2 177	—	4 257	18 037	−76,4
"Автотор", в том числе:	4 956	9 861	−49,7	48 144	84 443	−43,0
Киа	2 293	3 205	−28,5	27 297	22 957	+18,9
БМВ	760	528	+43,9	3 686	4 797	−23,2
ДжиЭм	—	505	—	1 408	4 818	29,2
"ДжиЭм-ДАТ"	1 870	5 601	−66,6	15 717	45 809	−65,7

Предприятие-изготовитель	сентябрь 2009 г.	сентябрь 2008 г.	прирост, %	январь — сентябрь, 2009 г.	январь — сентябрь, 2009 г.	прирост, %
"Чери"	—	22	—	3	6 062	−99,995
"Опель"	33	—	—	33	—	—
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	2 736	5 899	−53,6	14 700	44 100	−66,7
ТагАЗ	2 482	8 201	−69,7	16 668	84 083	−80,2
АК "ДерВейс"	—	840	—	357	5 438	−93,4
"Аргунский завод "Пищемаш" (*ВАЗ*)	91	—	—	599	—	—
"Автофрамос"	5 829	7 586	−23,2	36 768	58 076	−36,7
"Форд"	1 695	5 056	−66,5	29 983	46 015	−34,8
"Дженерал Моторз"	65	6 087	−98,9	4 724	30 565	−84,5
"Тойота"	1 150	894	+28,6	4 637	3 588	+29,2
"Фольксваген"	4 272	7 743	−44,8	38 223	40 481	−5,6
"Нисан"	—	—	—	208	—	—
"Юнисон" *(автомобили "Саманд")*	20	1	+1 900,0	146	90	+62,2
"ДжиЭм-Узбекистан" ("УзДэу-авто")	18 116	19 056	−4,9	144 622	139 008	+4,0
ЗАЗ, в том числе:	1 921	22 054	−91,3	36 149	227 256	−84,1
ЗАЗ	257	807	−68,2	4 678	11 820	−60,4
ВАЗ	100	1 684	−94,1	3 126	18 382	−83,0
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	2	—	—	3	6	−50,0
ГАЗ, в том числе:	391	2 001	−80,5	8 472	19 609	−56,8
"Максус"	—	48	—	239	244	−2,0
"АЗ "Урал"	27	127	−78,7	188	826	−77,2
УАЗ	963	1 543	−37,6	4 419	12 296	−64,1
"УАЗ-Спецавтомобили"	—	—	—	—	—	—
"Соллерс-Елабуга" *("Фиат Дукато")*	295	9	+3 177,8	1 071	21	+5 000,0
ПАЗ	899	1 340	−32,9	4 385	11 402	−61,5
ЛиАЗ	159	157	+1,3	543	1 872	−71,0
ГолАЗ	19	17	+11,8	58	284	−79,6
КАвЗ	62	138	−55,1	271	1 398	−80,6
"Русские автобусы Марко"	—	15	—	53	340	−84,4
ВАП "Волжанин"	7	35	−80,0	101	215	−53,0
НефАЗ в том числе:	90	79	+13,9	393	862	−54,4
**вахтовые*	1	—	—	10	14	71,4
ВЗТМ	—	—	—	—	—	—
"Тушино-Авто"	20	65	−69,2	122	427	−71,4
"Мичуринский автобус"	—	5	—	3	66	−95,5
"Скания-Питер"	4	5	−20,0	34	55	−38,2
"Самотлор-НН"	3	289	−99,0	630	1 372	−54,1
"ЕвоБус Руссланд"	—	—	—	—	40	—
Ростовский завод грузовых автомобилей (РЗГА)	1	2	−50,0	336	226	+48,7
Ростовский автобусный завод (РоАЗ)	14	—	—	28	5	560,0
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	4	—	—	10	—	—
МАЗ	74	85	−12,9	961	1 351	−28,9
ОЗ "Неман"	**	—	**	**	75	**
"Белкоммунмаш"	**	**	**	**	**	**
Гомельский АРЗ	**	**	**	**	**	**
ЗАЗ (*автобусы "И-Ван"*)	—	54	—	77	555	−84,1
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	21	—	—	32	52	−38,5
"Тролза"	38	43	−11,6	209	183	+14,2
"Транс Альфа Электро" (ВМЗ)	10	20	−50,0	76	104	−26,9
ВЗТМ	—	2	—	—	7	—
"Тушино-Авто"	4	4	0,0	57	129	−55,8
Башкирский ТЗ	5	4	+25,0	49	43	+14,0
МАЗ	—	—	—	—	—	—
"Белкоммунмаш"	**	**	**	**	**	**
"Этон"	**	**	**	**	**	**
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	19	101	−81,2	59	881	−92,3
ЛиАЗ	19	—	—	42	—	—
КрАЗ	—	—	—	—	4	—

Примечания: * — на шасси других изготовителей; ** — нет данных

УДК 629.114.3

Критерий оценки приспособленности автомобилей к горным условиям эксплуатации

Канд. техн. наук Э.З. ФАЙЗУЛЛАЕВ

ТАДИ (+998 71 136-08-27)

Приводится критерий для оценки степень приспособленности автомобилей к горным условиям по тяговым свойствам.

Ключевые слова: *горные условия, автопоезд, приспособленность, тяговые свойства.*

Faizullaev E.Z.

CRITERION OF ESTIMATION SUITABILITY OF AUTOMOBILES TO MOUNTAIN EXPLOITATION CONDITIONS

In this article instance the criterion for estimation roadability level of automobiles to mountain conditions by haulage capacity.

Key words: *mountain conditions, articulated vehicle, roadability, haulage capacity.*

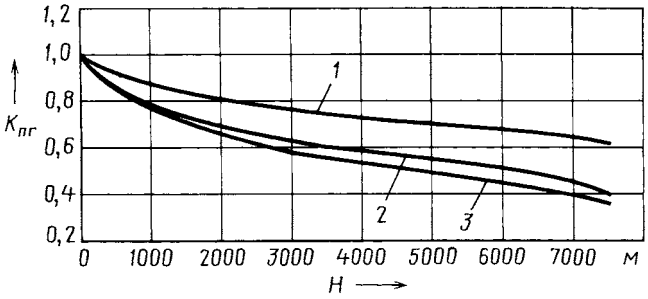
Природно-климатические и дорожные условия горной местности отрицательно влияют на работоспособность автомобилей, так как приходится двигаться по затяжным подъемам и спускам, перевалам с уклонами продольного профиля до 8—11 %, извилистой трассе с крутыми поворотами. Кроме того, с увеличением высоты над уровнем моря двигатель перегревается, ухудшаются выходные его показатели (снижаются мощность и крутящий момент, увеличивается расход топлива и т. д.).

Таковы общие закономерности. Однако практика показывает, что перечисленные выше факторы на разные АТС и ДВС влияют по-разному: на одни — сильнее, на другие — слабее. Все зависит от исходной приспособленности автомобильной техники к условиям эксплуатации на горных дорогах. Потому-то с практической точки зрения очень важно уметь оценивать степень этой приспособленности применительно к конкретным маркам и моделям АТС.

Эта задача вполне разрешима, если в качестве критерия приспособленности взять динамический фактор автомобиля. Ведь он, во-первых, является основным измерителем тяговых качеств АТС и, во-вторых, фактически учитывает конструктивные параметры и эксплуатационные факторы АТС. В нем нужно лишь учесть влияние высоты. Что и сделано в работе [1] в виде формулы № 1 (см. таблицу).

Отношение D_h/D есть коэффициент $K_{пг}$ приспособленности автомобиля к эксплуатации в горных условиях. Его величину, очевидно, дает формула № 2. Или, если учесть, что $\eta_м = \frac{N_e}{N_i}$, $N_i = \frac{P_i V_i n}{120}$ и $N_в = \frac{N_к}{\eta_{тр}}$, то — формула № 3. Причем она становится еще более физически «прозрачной», если вместо $N_к$ ввести определяющие эту мощность параметры (формула № 4). В итоге получается формула № 5. Значения боль-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$D_н = D(1 - \frac{1}{\eta_м} + \frac{\mu}{\eta_м\sqrt{\beta}})$	$D_н$ — динамический фактор автомобиля на высоте H над уровнем моря; D — то же на уровне моря; $\eta_м$ — механический КПД двигателя; $\mu = \frac{p_Н}{p_о}$ — отношение атмосферных давлений на высоте H и на уровне моря; $\beta = \frac{T_Н}{T_о}$ — отношение температур при тех же условиях
2	$K_{пг} = 1 - \frac{1}{\eta_м} + \frac{\mu}{\eta_м\sqrt{\beta}}$	—
3	$K_{пг} = 1 - \frac{p_i V_i n \eta_{тр}}{N_к} + \frac{\mu p_i V_i n \eta_{тр}}{120 N_к\sqrt{\beta}} = 1 - \frac{p_i V_i n \eta_{тр}(\sqrt{\beta} - \mu)}{120 N_к\sqrt{\beta}}$	p_i — индикаторное давление в цилиндре двигателя; V_l — рабочий объем двигателя, n — частота вращения коленчатого вала; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии, $N_к$ — мощность на ведущих колесах автомобиля
4	$N_к = \frac{p_т v_а}{1000} = \frac{M_e U_{тр} \eta_{тр} v_а}{1000 r_к}$	$p_т$ — тяговая сила на ведущих колесах автомобиля; $v_а$ — скорость автомобиля; N_e — крутящий момент двигателя; $U_{тр}$ — передаточное число трансмиссии; $r_к$ — радиус качения колеса
5	$K_{пк} = 1 - \frac{1000 r_к V_i n(\sqrt{\beta} - \mu)}{120 M_e U_{тр} v_а\sqrt{\beta}}$	—



шинства ($r_к$, V_i, n, $U_{тр}$) входящих в формулу параметров в каждом конкретном случае известны: они приводятся в инструкции по эксплуатации автомобиля.

Среднее значение индикаторного давления p_i тоже, в общем-то, известно. Например, оно равно 1,2 МПа [2]. Значения μ и β в зависимости от высоты над уровнем моря берутся по международному стандарту атмосферы. Так что определение $K_{пг}$ особого труда не представляет.

В качестве примера на рисунке приведены результаты расчетов, выполненные автором для автомобилей-тягачей МАЗ-642208-020, КамАЗ-6460-001 и «Вольво». Из него видно, что по мере увеличения высоты над уровнем моря коэффициент приспособляемости уменьшается. Так что, зная высоту над уровнем моря, легко сравнить степень приспособленности каждого из автомобилей к этой высоте. Например, для H = 2800 м (перевал «Камчик») можно установить следующую последовательность выбора приспособленного к ней автомобиля: первое место занимает «Вольво» (кривая *1*); второе — КамАЗ-6460-001 (кривая *2*); третье — МАЗ-642208-020 (кривая *3*).

Конечно, зависимость $K_{пг} = f(H)$ показывает влияние высоты над уровнем моря только на тяговые свойства автомобилей, и для всесторонней оценки их приспособляемости к горным условиям эксплуатации необходимо проведение расчетно-экспериментальных работ по другим эксплуатационным свойствам — таким, как тормозная динамика, проходимость, устойчивость, управляемость. Однако тяговые свойства — все-таки один из главных показателей пригодности конкретного АТС к эксплуатации в рассматриваемых условиях. Поэтому предлагаемый вниманию читателей метод, думается, поможет им сделать более точный выбор АТС.

Литература

1. Р.Р. Двали, В.В. Махалдиани. Механическая тяга в горной местности. М.: Наука, 1970.
2. В.Н. Болтинский. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М.: 1962.

УДК 621.436.658.589

Новые возможности управления дизелем

Д-р техн. наук Ю.Д. ПОГУЛЯЕВ

Южно-Уральский ГУ (8.8351 263-58-82)

Рассмотрены новые возможности управления дизелем.

Ключевые слова: *возможность, двигатель внутреннего сгорания, дизель, система подачи топлива, оптимальное управление, основные принципы.*

Pogulyaev Y.D.

ABOUT THE NEW POSSIBILITIES OF CONTROL OF DIESEL

The new posibilities of control of diesel are?

Keywords: *possibility, internal combustion engine, diesel, fuel delivery system, optimal control, basic principles.*

Новая концепция подачи топлива в дизель (см. «АП», 2009, № 9 и 10) открывает такие возможности по его управлению, которые в принципе ранее не могли быть реализованы, поскольку цикловая подача зависела только от давления, развиваемого ТНВД, а управление мощностью в функции времени из-за невозможности подачи требуемого количества топлива через ограниченное число расположенных на одном уровне отверстий для впрыскивания ограничено. Что не позволяло реализовать управляемые в функции времени номинальные и форсированные режимы мощности, а также регулировать мощность по производной от возмущения в узком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала.

В.М. Сергеев, чтобы решить данную проблему, предложил подавать дополнительное количество топлива через форсунки с двумя уровнями отверстий. Однако, как показали исследования, выполненные автором, и этот способ также не лишен недостатков. В частности, он не позволяет автоматически по заданному закону изменять уровень мощности в зависимости от условий движения, загрузки АТС, т. е. время впрыскивания топлива в соответствии с возмущениями, которые носят случайный характер. Тем более что необходимость выполнения требований экологии и к механической характеристике дизеля заставляет иметь «пилотное» предварительное впрыскивание, что частично «съедает» время подачи топлива, которое можно было бы использовать на управление длительностью впрыскивания.

Например, он не обеспечивает управление мощностью для поддержания номинального уровня мощности при резко переменной нагрузке. Наконец, он не дает возможности создать повторно-кратковременные режимы с мощностью, превышающей номинальную, которые востребованы практикой.

Все перечисленные недостатки способа В.М. Сергеева удалось устранить. Для этого достаточно порции (цикловые подачи) топлива в цилиндры через форсунки с двумя уровнями отверстий сделать зависимыми от величины и знака производной от возмущения. В частности, путем стабилизации мощности по производной приращения частоты вращения коленчатого вала дизеля по времени.

Благодаря этому за счет выбора соответствующей длительности впрыскивания через два уровня отверстий появляется возможность стабилизации мощности дизеля на любом заданном уровне. В том числе на номинальной мощности, что позволяет повысить произ-

водительность агрегатов, реализующих технологии, которые требуют такой стабилизации. То есть обеспечивается все то, что было недостижимо при использовании механических регуляторов подачи топлива в силу их механической инерционности.

Конечно, впрыскивание топлива с помощью форсунок с одним уровнем отверстий в случае системы «Коммон рейл» реализуются номинальные и, в какой-то мере, форсажные режимы дизеля за счет регулирования длительности впрыскивания на основе САУ, имеющих соответствующие датчики и задатчики. Но возможности САУ в данном случае все-таки ограничены временем управления. В силу того, что через один уровень отверстий за одно и то же время можно впрыснуть меньше топлива, чем через два уровня. И последнее — остается значительный «резерв» времени для управления впрыскиванием, который можно использовать и для компенсации больших случайных возмущений, и для реализации форсажных режимов.

Важный момент, расширяющий возможности управления дизелем, — стабилизация частоты вращения его коленчатого вала и использование самого дизеля в качестве источника управляемого момента. Именно при поддержании частоты вращения в узком диапазоне ее изменения развиваемая дизелем мощность стабилизируется на номинальном среднем уровне: определяющее обстоятельство с точки зрения повышения производительности АТС, когда номинальная мощность используется им без снижения частоты вращения коленчатого вала и скорости движения.

Очевидно, что реализация предлагаемого автором способа на машинах, которые реализуют технологии, требующие постоянства мощности дизеля и линейной скорости машины (в частности, тракторов), позволит значительно повысить их производительность.

Таковы резервы, которые можно реализовать с помощью предложения В.М. Сергеева. Но еще большие возможности открывает концепция, предложенная автором и рассмотренная, как уже упоминалось, в «АП», 2009, № 9 и 10. На ее основе могут быть внедрены многие способы и законы управления мощностью дизеля, причем с очень высокой интегральной эффективностью, т. е. экономичностью управления. В том числе за счет базовых принципов частичной рекуперации энергии, потраченной на управление впрыскиванием, и независимости впрыскивания топлива через отдельные уровни отверстий, а также управления его длительностью и давлением впрыска; мониторинга отработавших газов, который вполне осуществим при соблюдении принципа независимости впрыскивания через отдельные уровни отверстий, число которых может быть не только два, но и больше. Кроме того, базовый принцип независимости впрыскивания через отдельные уровни отверстий позволяет реализовать не только закон стабилизации номинальной или иной мощности, который является необходимым законом при осуществлении самых распространенных технологий (поддержание постоянной скорости АТС при заданной мощности дизеля, постоянной мощности дизеля и линейной скорости, скажем, трактора при пахоте или комбайна при обмолоте валков), а также множество иных специфических законов управления мощностью. Например, при обработке грунта бульдозерами с механической ступенчатой трансмиссией и постоянной скоростью при копке с целью достижения наивысшей производительности агрегата необходимо изменять мощность агрегата по возрастающему закону. При этом начальная мощность дизеля определяется начальной скоростью и постоянной величиной глубины копки, а конечная — объемом набранного грунта (или длиной лопаты бульдозера) и тяговосцепными свойствами агрегата с грунтом. При обработке грунта бульдозером с бесступенчатой передачей (электромеханическая трансмиссия) и убывающей скорости при копке с целью достижения наивысшей производительности необходимо изменять мощность агрегата по параболическому закону. И т. д., и т. п. При этом начальная мощность дизеля во всех случаях определяется начальной скоростью при копке и постоянной величиной ее глубины, а в случае убывающей скорости конечная мощность обусловлена объемом набранного грунта (или длиной лопаты бульдозера) и тяговосцепными свойствами агрегата с грунтом.

Принцип независимости впрыскивания через отдельные уровни отверстий может быть использован и для военных машин, позволяя совершать им точные и быстрые программируемые перемещения.

Реализовать такого рода законы на основе традиционных способов и концепций невозможно, а на основе концепции В.М. Сергеева — весьма сложно. В силу того, что длительность времени впрыскивания через нижний и верхний уровни отверстий изменяются практически одновременно. (Есть только небольшие особенности: длительность впрыскивания через нижний уровень всегда больше длительности впрыскивания через верхний, что позволяет реализовать предвпрыск малой порции топлива через отверстия нижнего уровня во время движения поршня к ВМТ и организовать дожигание топлива в конце цикла подачи топлива также за счет подачи малой порции через отверстия нижнего уровня.)

В случае стабилизации мощности с этим обстоятельством можно мириться и реализовать закон постоянства мощности дизеля при наличии внешних случайных возмущений с некоторой ошибкой, используя дизель как источник управляемого момента. Но когда возникает необходимость более гибкого формирования закона изменения мощности и точности его выполнения, то, по мнению автора, нужно использовать принцип независимого управления впрыскиванием через различные уровни отверстий. В этом случае одновременно будет задействовано комбинированное управление впрыскиванием с соблюдением принципа двухканальности, предложенного Б.Н. Петровым.

К сказанному необходимо добавить и то, что базовый принцип независимости впрыскивания через отдельные уровни отверстий позволяет на основе теории инвариантного к возмущениям комбинированного управления значительно расширить возможности дизелей по управлению. И это очень серьезно, если вспомнить трудности создания сложных механических изодром-

ных регуляторов с целью поддержания постоянства мощности дизелей и какова стоимость и сложность их изготовления. Причем система «Коммон рейл», как уже упоминалось, также не может реализовать комбинированное инвариантное управление мощностью дизелей в силу наличия одного уровня отверстий для впрыскивания и одного контура управления, с помощью которого обеспечить комбинацию двух фундаментальных законов управления, по возмущению и по отклонению, просто невозможно. Потому что не реализуется принцип двухканальности Б.Н. Петрова для комбинированных систем управления [1], который представляет собой критерий физической реализуемости инвариантных систем: для них необходимы два канала распространения воздействий между точкой приложения внешнего воздействия координатой, инвариантность (неизменность) которой должна быть обеспечена.

Допустим, что требуется иметь постоянство частоты вращения коленчатого вала (мощности дизеля) при изменяемом по случайному закону моменту сопротивления на его входе.

При изменении отклонения косвенного параметра (частоты вращения коленчатого вала) от номинального, задаваемого задатчиком, значения при реализации принципа независимости впрыскивания топлива воздействие на мощность осуществляется независимо по двум каналам одновременно или в разное время. При этом может измеряться и момент сопротивления на входе, а при заданном номинальном моменте — вычисляться отклонения от номинального значения момента. Допустим, далее, что один фундаментальный закон управления по возмущению реализуется одним контуром управления и через второй уровень отверстий, через который можно подать большее количество топлива в единицу времени. В данном случае компенсируется основное возмущение, равное заданному моменту, в том числе и номинальному. И делается это за счет задания длительности впрыскивания, пропорциональной задаваемому моменту. Фундаментальный закон управления по отклонению здесь реализуется вторым контуром управления, а через первый уровень отверстий можно подать в цилиндр меньшее количество топлива через меньшее число отверстий. Второй контур при этом компенсирует дополнительное возмущение, пропорциональное отклонению момента сопротивления от заданного за счет впрыскивания длительностью, пропорциональной этому отклонению. В итоге система управления с двумя независимыми контурами управления реализует комбинированное инвариантное, зависящее от возмущений управление частотой вращения (мощностью) дизеля.

Теория и практика комбинированного инвариантного к возмущениям управления проходит, как и любая принципиально новая идея, путь от отрицания («не может быть, потому что не может быть никогда»), через «что-то в этом есть» и, наконец, до всеобщего признания и массового внедрения в самые различные отрасли промышленности. И это в полной мере относится к предлагаемой автором концепции. Так что нет сомнения: комбинированные инвариантные системы управления дизелем на новой технической основе в виде системы впрыскивания с двумя независимыми уровнями впрыска топлива достигнут третьего из перечисленных этапов.

С их помощью может быть реализован принцип: при постоянной мощности обеспечивается гиперболический закон изменения частоты вращения коленчатого вала от создаваемого дизелем крутящего момента. (Этот диапазон ограничен только возможностями дизеля по перегреву.) В неформированных же дизелях, а их большинство, такое регулирование момента в зависимости от частоты вращения вполне реально и выполнимо уже сегодня.

Кроме того, принцип независимости впрыскивания через два и более уровней отверстий позволяет перейти к системам с искусственным интеллектом [2], которые способны оценивать обстановку, обучаться, накапливать опыт и планировать последующие действия при управлении подачей топлива за счет выработки соответствующих алгоритмов управления.

И последнее. Конструктивно более простые форсунки с двумя или несколькими независимыми уровнями подачи топлива, осуществляющие комбинированное инвариантное управление топливоподачей и обеспечивающие мультивпрыскивание и очень точное дозирование топлива, вне всякого сомнения, облегчат и удешевят решение проблемы управления подачей топлива по замкнутому циклу с выполнением самых высоких экологических требований. Значит, найдут применение на мощных дизелях, которые устанавливаются на тяжелых грузовых АТС, судах, а также в стационарных дизельных установках и позволят реализовать на них более эффективное комбинированное инвариантное управление мощностью на номинальных и частичных режимах.

Литература

1. Ивахненко А.Г. Кибернетические системы с комбинированным управлением. — Киев: Техника, 1966 — 512 с.
2. Тенденции проектирования современных ДВС // Автомобилестроение за рубежом. — 2006 — № 2 — С. 2—7.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.
Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aport.ru

УДК 62-585.83/.86.62-599

Влияние степени блокирования привода колес на топливную экономичность автомобиля

Канд. техн. наук А.Ю. БАРЫКИН
ИНЭКА (8.8552 39-71-40)

Рассмотрена взаимосвязь распределения мощности в трансмиссии автомобиля и расхода топлива. Приведены расчетные зависимости и данные исследований для различных трансмиссий и условий движения.
Ключевые слова: *дифференциал, сопротивление качению, расход топлива, блокирование привода.*

Barykin A.Yu.
INFLUENCE OF DEGREE OF BLOCKING OF A DRIVE OF SPROCKETS ON FUEL PROFITABILITY OF THE AUTOMOBILE

In the article the correlation of distribution of power in transmission of the automobile and consumption of fuel is considered. The computational relations and data of resear ches for different transmissions and conditions of motion are adduced.
Keywords: *differential, resistance to rolling, consumption of fuel, blocking of drive.*

Эксплуатационный расход топлива — важнейший критерий технического состояния автомобиля и большинства его систем. Поэтому данной проблемой занимались очень многие специалисты. И достигли многого. Однако ни в одной из опубликованных работ такой важный с практической точки зрения вопрос, как влияние изменения коэффициента f сопротивления качению и коэффициента ψ сопротивления движению на расход топлива, обусловленное изменением характеристик и конструктивных параметров механизмов распределения мощности в трансмиссии, своего решения, к сожалению, не нашел. Хотя попытки были. Например, Н.Я. Говорущенко [1] предложил математическую модель путевого (в л/100 км) расхода Q топлива в виде следующей формулы:

$$Q = \frac{0{,}36 \cdot 10^{-5} g_e (m_а g\psi + 0{,}077 k F v_а^2)}{\eta_{тр}\rho_т},$$

где: g_e — удельный расход топлива, г/(кВт · ч); $m_а$ — расчетная масса автомобиля, кг; g — ускорение свободного падения, м/с^2; ψ — коэффициент дорожного сопротивления; k — коэффициент сопротивления воздуха, Н · с^2/м^4; F — лобовая площадь автомобиля, м^2; $v_а$ — его скорость, км/ч; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $\rho_т$ — плотность топлива, г/см^3. Но он сам отмечает приблизительность этой формулы и ее непригодность для эксплуатационных расчетов и нормирования расходов, поскольку она не учитывает изменение удельного расхода и теплоту сгорания топлива, передаточные числа трансмиссии, радиус колес, коэффициенты избытка воздуха и полезного действия двигателя. Хотя вполне подходит для качественного анализа влияния степени блокирования привода ведущих колес на топливную экономичность для заданных условий сцепления с опорной поверхностью.

Более точный подход к определению разницы расходов топлива для автомобилей с одинаковыми характеристиками и разной степенью блокирования межколесного привода предложил Г.А. Смирнов. Он по аналогии с коэффициентом ψ дорожного сопротивления, который, как известно, складывается из коэффициента f сопротивления качению и уклона i дорожной поверхности, считал, что коэффициент f ведущего колеса тоже следует рассматривать состоящим из двух частей — коэффициента f_0 сопротивления качению, полученного при испытаниях стандартных шин в ведомом режиме, и коэффициента $f_м$ сопротивления качению, зависящего от тангенциальной эластичности шин, радиусов качения в ведущем и ведомом режимах, подводимого крутящего момента и нормальной нагрузки на колесо [2]. При этом он подчеркивал, что составляющая $f_м$ имеет особое значение при больших крутящих моментах на колесах, необходимых для движения колесных машин по плохим дорогам и в условиях бездорожья, а также на усовершенствованных дорогах, но на подъеме или с прицепом.

Здесь все верно. К сказанному Г.А. Смирновым можно добавить лишь следующее. Во-первых, что такой расчет может потребоваться и для случаев движения по хорошим дорогам зимой или в дождь; во-вторых, что значение подводимого крутящего момента $M_к$ необходимо принимать максимальным по условиям сцепления с опорной поверхностью, т. е. исходя из формулы $M_к = R_z r_д k_{оп}(k_б + 1)$, в которой R_z — реакция на ведущем колесе; $r_д$ — динамический радиус колеса; $k_{оп}$ — коэффициент опорной поверхности, равный сумме φ_{min} и f. Тогда составляющая $f_{мi}$ частного случая движения с минимально возможным значением коэффициента $k_б$ блокировки определится как $f_{мi} = f - \Delta f_м$, где $\Delta f_м$ — изменение динамической составляющей для соответствующего изменения крутящего момента при заданном значении коэффициента $k_б$ блокировки привода. И, соответственно, полный коэффициент сопротивления качению даст формула $f_i = f_0 + f_{мi}$.

В итоге формула для расчета изменения ΔQ_i путевого расхода топлива на дороге с покрытием i-го типа приобретает вид: $\Delta Q_i = \dfrac{g_e n_{вк} \lambda_м [R_z r_д k_{оп} \Delta k_{бi}]^2}{0{,}36 \cdot 10^8 \eta_{тр} \rho_т r_{к0}^{ср} (r_{к0}^{ср} - \lambda_м M_к^*)}$.

Результирующее же значение изменения расхода топлива будет определяться с учетом вероятного пробега автомобиля на покрытиях с различными значениями коэффициента φ сцепления колеса с опорной поверхностью, т. е. по формуле $\Delta Q_{рез} = \sum_i^{\kappa} \Delta Q_i p_i$. (В формулах: $n_{вк}$ — число ведущих колес; $\lambda_м$ — коэффициент тангенциальной эластичности шины; $\Delta k_{бi}$ — изменение коэффициента блокировки; $r_{к0}^{ср}$ — средний радиус качения ведомого колеса; $M_к^*$ — подводимый к колесу крутящий момент: κ — число рассматриваемых типов покрытий; p_i — вероятность движения автомобиля по покрытию того или иного типа.)

Используя данную методику, необходимо учитывать следующее.

Если в расчете получается соотношение вида $k_{бi} > (\varphi_{max}/\varphi_{min})$, т. е. расчетное значение коэффици-

ента блокировки больше отношения коэффициентов φ сцепления на ведущих колесах, тогда, в соответствии с рекомендациями Н.Н. Вишнякова и др. [3], следует принимать $k_{бi} = \varphi_{max}/\varphi_{min}$. Но соотношение $\varphi_{max}/\varphi_{min}$ не нужно брать максимальным. Напротив, оно должно соответствовать наиболее вероятному случаю для данной опорной поверхности, т. е. иметь достаточно малое значение $(\varphi_{max}/\varphi_{min}) = k_б^*$, где $k_б^*$ — наиболее вероятное рациональное значение коэффициента блокировки по условиям сцепления с опорной поверхностью.

Например, если рассматривается классический случай определения максимального коэффициента блокировки, обычно приводимый в автомобильных учебниках, когда одно ведущее колесо находится на асфальте, а второе на льду, то в данной формуле значения φ_{max} и φ_{min} целесообразно принимать равными не 0,7 и 0,1 соответственно (крайние значения), а 0,6 и 0,2 (вероятные значения). Поэтому, как справедливо отмечено многими исследователями, случай, когда одно колесо находится на высококачественном асфальтобетоне, чистом от атмосферных осадков, а второе — на гладком льду без неровностей, слоя снега и т. п., крайне маловероятен. Более вероятна ситуация, когда асфальт частично изношен, имеет следы наледи или снега, а лед отличается от покрытия спортивного катка. Именно такому варианту ближе значения $\varphi_{max} = 0{,}6$ и $\varphi_{min} = 0{,}2$.

Полученное по приведенной выше формуле значение $\Delta Q_{рез}$ может быть использовано для оценки общего расхода Q топлива автомобилем по формуле $Q = Q_{вер} + \Delta Q_{рез}$, если $Q_{вер}$ — средний расход топлива для всего пробега автомобиля, выведенный также по отдельным вероятным пробегам по различным дорогам (а не для городского цикла и т. п.).

Использованные в расчетах вероятные значения характеристик опорной поверхности с учетом работ А.С. Литвинова, А.К. Фрумкина, В.Ф. Платонова и других ученых [4—6] приведены в таблице. Автор добавил только режим движения по бездорожью с вывешиванием колес. Кроме того, в таблице даны рациональные значения коэффициентов блокировки $k_б^*$ для режима вывешивания колес, принятые исходя из условия обеспечения устойчивого движения автомобиля (см. «АП», 2004, № 9).

Характеристика дороги	p_i	φ_{min}	f_{min}	$k_{оп}^{min}$	$k_б^*$
С твердым покрытием	0,20	0,70	0,012	0,712	1,15
Булыжные, гравийные и щебеночные	0,30	0,60	0,020	0,620	1,20
Грунтовые:					
в удовлетворительном состоянии	0,30	0,50	0,025	0,525	1,25
в разбитом состоянии	0,10	0,40	0,060	0,460	1,50
в период распутицы	0,05	0,25	0,150	0,400	4,00
Бездорожье, снежная целина	0,049	0,15	0,250	0,400	4,00
Бездорожье с вывешиванием колес	0,001	0,15	0,250	0,400	10,00

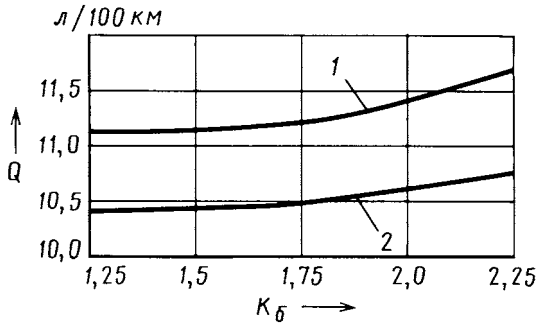


Рис. 1. Зависимость изменения расхода топлива автомобилем ВАЗ-2121 от коэффициента блокировки дифференциала

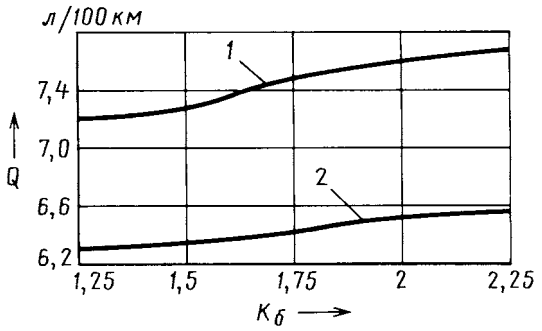


Рис. 2. Зависимость изменения расхода топлива автомобилем ВАЗ-11113 от коэффициента блокировки дифференциала

Изменение топливной экономичности, показанное выше, описывает варианты увеличения расхода топлива вследствие влияния разности составляющей коэффициента $\Delta f_{мi}$ сопротивления качению. Однако эта разность может оказаться и отрицательной, если выполняется условие $f_{мi} > f_м$. (Нужно учитывать, что под минимальным возможным коэффициентом блокировки в данном случае подразумевается не просто минимальное численное значение, хотя это верно для большинства случаев, а значение, которое соответствует рациональному для определенных условий контакта колес с опорной поверхностью или для совокупности условий.) Таким образом, обычный дифференциал с малым $k_б$ может уступать по топливной экономичности привода дифференциалу с $k_б$, близким к рациональному.

При оценке топливной экономичности автомобиля с помощью рассмотренной выше расчетной модели нужно иметь в виду, что она имеет ограничения.

Во-первых, формулы для ΔQ_i и $\Delta Q_{рез}$ оценивают изменения топливной экономичности только при выборе типа дифференциала или степени максимальной его блокировки. Расчет же расхода топлива может оказаться неточным, поскольку в формулах присутствует ряд переменных факторов.

Во-вторых, рассмотренная методика не учитывает влияния на расход топлива относительного проскальзывания колес на мокрых поверхностях, которое в случае автоматических дифференциалов может дать дополнительную экономию топлива.

На рис. 1 и 2 в качестве примера приведены расчетные характеристики изменения расхода топлива автомобилями ВАЗ-2121 (рис. 1) и ВАЗ-11113 (рис. 2) для

отклонения Δf среднего значения коэффициента сопротивления качению, соответствующего принятому варианту условий эксплуатации. При этом кривые *1* соответствуют варианту полной, а кривые *2* — варианту частичной загрузки (водитель или 70 кг груза). Их достоверность подтверждена результатами дорожных испытаний.

Из рисунков видно, что расход топлива зависит, причем существенно, от внутреннего трения в дифференциале. Однако при небольших $k_б$ (<2) сколь-либо заметного влияния на нее, наоборот, не оказывают. И это подтверждает эффективность применения автоматических дифференциалов с ограниченным внутренним трением.

Литература

1. Говорущенко Н.Я. Экономия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте. — М.: Транспорт, 1990. — 135 с.
2. Смирнов Г.А. Терория движения колесных машин. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.
3. Вишняков Н.Н., Вахламов В.К., Нарбут А.Н. и др. Автомобиль (основы конструкции). — М.: Машиностроение, 1976. — 296 с.
4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
5. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета. Учебник для студентов втузов. — М.: Машиностроение, 1989. — 304 с.
6. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1990. — 352 с.

УДК 621.85

Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении

Доктора техн. наук С.В. БАХМУТОВ и С.Б. ШУХМАН, Р.Х. КУРМАЕВ, канд. техн. наук А.В. ЛЕПЕШКИН

МГТУ «МАМИ», ОАО «НАМИ-Сервис» (8.495 223-05-23)

В статье теоретически обосновывается необходимость использования корректирующих алгоритмов в системе автоматического управления гидрообъемной трансмиссией (ГОТ) многоприводной колесной транспортно-тяговой машиной. Основной целью их использования является адаптация работы колесной машины с ГОТ к условиям движения. При этом обеспечивается повышение энергоэффективности машины.

Ключевые слова: *многоприводные колесные машины, гидрообъемные трансмиссии, системы автоматического адаптивного управления, корректирующие алгоритмы.*

Bakhmutov S.V., Shukhman S.B., Kurmaev R.H., Lepeshkin A.V.

CORRECTING MANIPULATION ALGORITHMS FOR THE HYDROSTATIC TRANSMISSION CONTROL SYSTEM OF THE AWD VEHICLE AT LINEAR MOTION

The paper presents a theoretical justification of correcting manipulation algorithms for the multiwheeler hydrostatic transmission (HT) control system. The basic purpose of these algorithms application is the adaptation of the wheeled vehicle with HT to the motion conditions. That will improve the power efficiency of the vehicle.

Keywords: *multiwheeler, hydrostatic transmission, adaptive autocontrol systems, correcting algorithms.*

Известно [1, 2], что при прямолинейном движении полноприводных колесных машин вполне возможна неравномерная загрузка ведущих колес разных их мостов. Вплоть до циркуляции мощности в трансмиссии.

Эти выводы были подтверждены экспериментально [3, 4] во время испытаний на дорогах НИЦИАМТа опытного образца трехосного полноприводного автомобиля «Гидроход-49061», оснащенного гидрообъемной трансмиссией (ГОТ). Подтвердили их и результаты математического моделирования прямолинейного движения по недеформируемому основанию испытуемого автомобиля с блокированной гидрообъемной трансмиссией: рассогласования, возникающие в условиях работы трех входящих в нее гидроприводов, действительно, приводят к циркуляции мощности. Что, естественно, ухудшает тягово-энергетические показатели машины. Причем это происходит всегда, независимо от того, какими причинами вызваны эти рассогласования — погрешностями системы управления трансмиссий, различиями индивидуальных характеристик ее элементов, изменением условий качения ведущих колес, нерациональным распределением масс по осям и т. п.

Из всего сказанного вытекает вывод: в систему управления гидрообъемной трансмиссией необходимо включать корректирующие алгоритмы, предназначенные для компенсации отмеченных выше рассогласований. То есть алгоритмы, которые, по сути, представляют собой систему адаптации гидрообъемной трансмиссии к условиям движения колесной машины.

Такой корректирующий алгоритм можно построить на основе как аналогового (непрерывного), так и шагового (импульсного) принципа изменения управляющего сигнала.

Однако анализ показал, что аналоговый принцип из-за имеющихся зон нечувствительности реальных элементов, входящих в систему управления (датчики контролируемых параметров, усилители сигналов и т. д.), надежно осуществить невозможно. Поэтому при разработке алгоритма для автомобиля «Гидроход-49061» был принят импульсный принцип работы, который реализуется следующим образом.

В пульте управления трансмиссией используется блок, который каждую 0,1 с опрашивает датчики, входящие в систему управления. Обработка этих сигналов завершается получением по каждому каналу соответствующей величины приращения $\pm\Delta e$ сигнала управления к имеющемуся его значению в данный момент. Причем абсолютная величина Δe не должна превышать определенного значения.

Таким образом, на выходе пульта управления формируется интегральный сигнал по каждому из каналов, алгебраически складывающийся из соответствующих значений получившихся импульсных сигналов. Он и поступает на вход соответствующего исполнительного механизма системы управления трансмиссией.

На основании анализа результатов исследования разработанной математической модели, адекватность которой доказана экспериментально, авторы предлагают строить корректирующие алгоритмы, обеспечи-

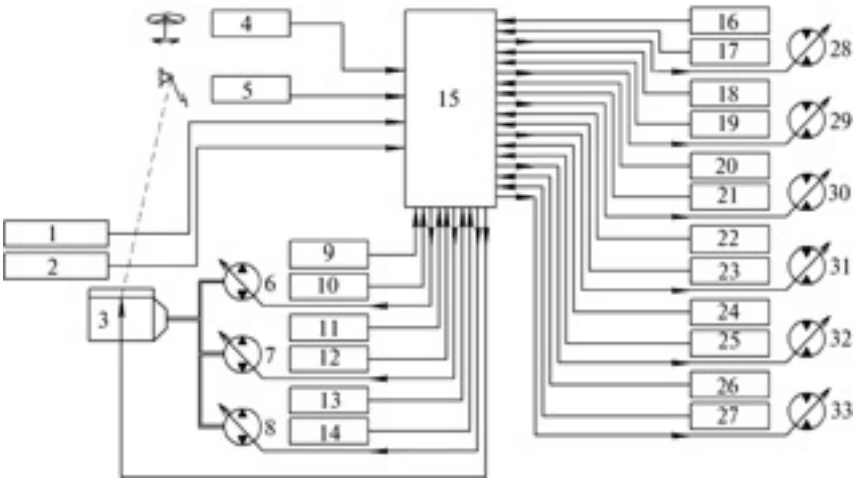


Рис. 1. Существующая схема компьютерной системы управления гидрообъемной трансмиссией автомобиля «Гидроход-49061»:

1 — датчик частоты вращения коленчатого вала ДВС; *2* — датчик положения рейки акселератора; *3* — ДВС; *4* — датчик угла поворота рулевого колеса; *5* — датчик положения педали акселератора; *6*, *7* и *8* — соответственно основные насосы привода первой, второй и третьей оси автомобиля; *9*, *11* и *13* — датчики перепадов давления на основных насосах; *10*, *12* и *14* — датчики угла наклона диска этих насосов; *15* — компьютерный блок управления; *16*, *18*, *20*, *22*, *24* и *26* — датчики частоты вращения валов гидромоторов; *17*, *19*, *21*, *23*, *25* и *27* — датчики угла наклона блоков гидромоторов; *28—33* — гидромоторы

вающие необходимое изменение параметров регулирования рабочих объемов насосов ($e_{нi}$) и гидромоторов ($e_{гij}$), используя данные по двум контролируемым величинам — перепаду Δp_i давления на насосе *i*-го гидропривода и угловой скорости ω_{ij} вращения *j*-го ведущего колеса *i*-й оси автомобиля. То есть по параметрам, которые являются сигналами обратных связей существующей системы управления трансмиссией автомобиля «Гидроход-49061» (рис. 1) и поступают на ее вход в виде сигналов датчиков *9*, *11* и *13* перепадов давления рабочей жидкости и датчиков *16*, *18*, *20*, *22*, *24* и *26* частоты вращения колес. При этом датчики *10*, *12* и *14* угла наклона диска регулируемых гидронасосов и *17*, *19*, *21*, *23*, *25* и *27* угла наклона блоков регулируемых гидромоторов при работе корректирующих алгоритмов не используются.

При проектировании такой системы управления следует обратить внимание на то, что сигналы Δp_i и ω_{ij}, поступающие с соответствующих датчиков, носят случайный характер. Поэтому в канале каждого датчика рекомендуется использовать интегрирующий блок, выполняющий функцию осреднения сигнала за некоторый промежуток времени $\Delta t = t_2 - t_1$ (в приведенных ниже результатах моделирования $\Delta t = 0{,}1$ с) в соответствии с формулой № 1 (см. таблицу).

Корректирующий алгоритм системы управления трансмиссией по осредненной величине перепада $\overline{\Delta p_i}$ давления на насосе *i*-го гидропривода может быть реализован в соответствии с блок-схемой (рис. 2), в соответствии с которой приращение сигнала Δe_{pi} управления должно вычисляться по формуле № 2. Корректирующих же алгоритмов по осредненной величине угловой скорости $\overline{\omega}_{ij}$ вращения *i*-й оси автомобиля, очевидно, должно быть два — когда ведущие колеса одной оси работают в одинаковых условиях и когда в разных условиях.

В первом случае приращение $\Delta e_{\omega i}$ сигнала управления дает формула № 3. Со вторым же дело сложнее.

Поскольку колеса одной оси попадают в разные условия движения, неизбежна разница значений их осредненных угловых скоростей $\overline{\omega}_{i1}$ и $\overline{\omega}_{i2}$ вращения (одно из колес буксует). Значит, здесь нужен дополнительный корректирующий алгоритм, который по формуле № 4 должен вычислять приращение $\Delta e_{\omega ij}$ сигнала управления рабочими объемами гидромоторов данной оси. (Пример такого решения приведен на рис. 3.)

Полученные таким образом приращения Δe_{pi}, $\Delta e_{\omega i}$ и $\Delta e_{\omega ij}$ сигналов управления используются для формирования конкретного корректирующего сигнала по соответствующему каналу управления. Приращения же рабочих объемов насосов ($\Delta e_{нi}$) и гидромоторов ($e_{гij}$) вычисляются в этом случае по формулам № 5. Однако следует иметь в виду, что в реальной системе управления при работе предлагаемых корректирующих алгоритмов значения параметров регулирования рабочих объемов гидромашин не могут быть больше единицы и меньше нуля. Поэтому при использовании этих формул нужно предусматривать соответствующие ограничения для этих параметров.

Далее приводятся результаты математического моделирования движения автомобиля «Гидроход-49061» с ГОТ, в системе управления которой используются предлагаемые корректирующие алгоритмы.

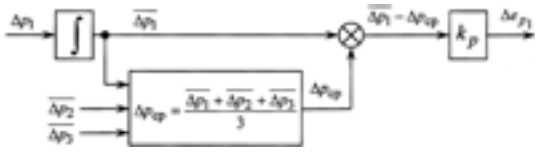


Рис. 2. Блок-схема корректирующего алгоритма САУ гидроприводом ведущих колес одной оси автомобиля по отклонению осредненного перепада давления на насосе от среднего значения

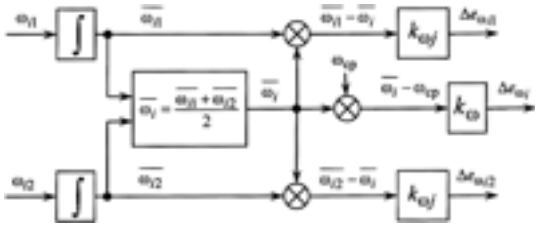


Рис. 3. Блок-схема корректирующего алгоритма САУ гидроприводом ведущих колес одной оси автомобиля по отклонению осредненной угловой скорости вращения этих колес от среднего значения

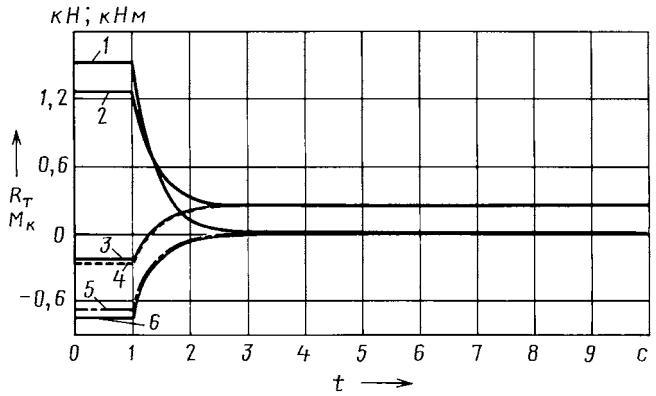


Рис. 4. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величины реализуемых касательных сил и моментов на ведущих колесах осей автомобиля:

1 — касательная сила $R_{т1}$ на ведущих колесах передней оси; *2* — момент $M_{к1}$, реализуемый на ведущих колесах передней оси; *3* — момент $M_{к3}$, реализуемый на ведущих колесах задней оси; *4* — момент $M_{к2}$, реализуемый на ведущих колесах средней оси; *5* — касательная сила $R_{т3}$ на ведущих колесах задней оси; *6* — касательная сила $R_{т2}$ на ведущих колесах средней оси

Изменения параметров, характеризующих работу гидрообъемной трансмиссии автомобиля «Гидроход-49061», при использовании приведенных выше корректирующих алгоритмов каналов управления, которые начинали выполнять свою функцию через 1,0 с после начала моделирования, приведены на рис. 4—9. При этом в качестве исходного состояния системы управления была принята ситуация, возникающая при наличии ошибки в канале управления рабочим объемом одного из насосов гидроприводов. В гидроприводе колес передней оси был принят $e_{н1} = 0{,}93$, а в гидроприводах второй и третьей осей — $e_{н2} = e_{н3} = 0{,}9$. Параметры же регулирования рабочими объемами гидромоторов изначально принимались одинаковыми и равными единице, т. е. $e_{г1} = e_{г2} = e_{г3} = 1$.

Так, кривые на рис. 4 характеризуют изменения касательных сил $R_т$ и реализуемых моментов $M_к$ на ведущих колесах осей в функции времени. Из него видно, что изначально передний мост (кривые *1* и *2*) обеспечивает тягу, необходимую для движения автомобиля, средний и задний мосты при этом работают в тормозном режиме (кривые *3—6*). То есть принятые

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\bar{x} = \dfrac{\int_{t_1}^{t_2} x \cdot dt}{\Delta t}$	$\bar{x}$ — осредненное значение сигнала датчика на интервале Δt; x — текущее значение сигнала, поступающего с датчика
2	$\Delta e_{pi} = k_p \cdot (\overline{\Delta p_i} - \Delta p_{ср})$	k_p — коэффициент, характеризующий чувствительность системы управления трансмиссией к изменению перепада давления; $\overline{\Delta p_i}$ — осредненное значение перепада давления на основном насосе i-го гидропривода; $\Delta p_{ср}$ — среднее значение перепада давления на основных насосах гидроприводов гидрообъемной трансмиссии
3	$\Delta e_{\omega i} = k_\omega \cdot (\overline{\omega}_i - \omega_{ср}) = k_\omega \cdot \left(\dfrac{\overline{\omega}_{i1} + \overline{\omega}_{i2}}{2} - \omega_{ср}\right)$	k_ω — коэффициент, характеризующий чувствительность системы управления трансмиссией к изменению угловой скорости вращения колес; $\overline{\omega}_i$ — средняя угловая скорость вращения ведущих колес i-й оси автомобиля; $\omega_{ср}$ — средняя для всех колес угловая скорость вращения; $\overline{\omega}_{i1}$, $\overline{\omega}_{i2}$ — осредненные значения угловых скоростей вращения левого и правого ведущих колес i-й оси
4	$\Delta e_{\omega ij} = k_{\omega j} \cdot (\overline{\omega}_{ij} - \overline{\omega}_i)$	$k_{\omega j}$ — коэффициент, характеризующий чувствительность системы управления трансмиссией к возникновению разности угловых скоростей вращения колес одной оси
5	$\Delta e_{Нi} = -\Delta e_{pi} - \Delta e_{\omega i}$; $\Delta e_{Гij} = \Delta e_{pi} + \Delta e_{\omega i} - \Delta e_{\omega ij}$	—
6	$K_N = \dfrac{F_\Sigma \cdot v_а}{N_е}$	F_Σ — суммарная сила сопротивления при установившемся движении рассматриваемого автомобиля с ведомыми колесами в данных условиях; v_a — скорость автомобиля
7	$F_\Sigma = \sum_{i=1}^{6} (R_{zi} \cdot f_{0i}) + R_w + G_x$	$R_{zi} \cdot f_{0i} = R_{f0i}$ — сила сопротивления качению i-го колеса в ведомом режиме качения; R_{zi} — сила тяжести автомобиля, приходящаяся на i-е колесо; f_{0i} — коэффициент сопротивления качению i-го колеса в ведомом режиме; R_w — сила аэродинамического сопротивления движению автомобиля; G_x — продольная составляющая силы тяжести автомобиля
8	$K_{N_\Sigma} = \dfrac{v_а \cdot \left[\sum_{i=1}^{6} R_{zi} \cdot (f_{0i} + \varphi_{xi})\right]}{N_е}$	φ_{xi} — коэффициент сцепления i-го колеса с опорной поверхностью (коэффициент продольной силы ведущего колеса)

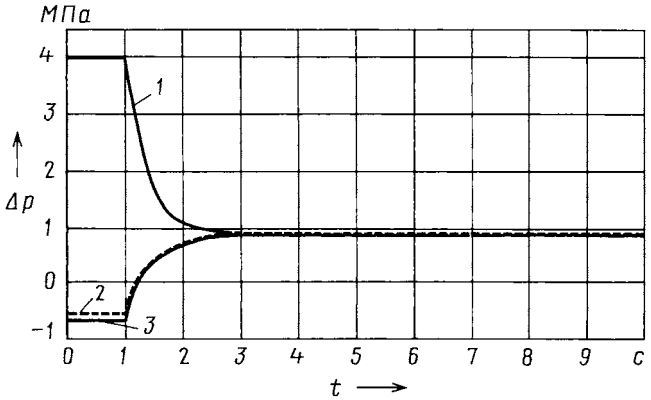


Рис. 5. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величины перепадов давления на насосах гидроприводов ведущих колес осей автомобиля:

1 — перепад давления Δp_1 на насосе в гидроприводе ведущих колес передней оси; *2* — перепад давления Δp_3 на насосе в гидроприводе ведущих колес задней оси; *3* — перепад давления Δp_2 на насосе в гидроприводе ведущих колес средней оси

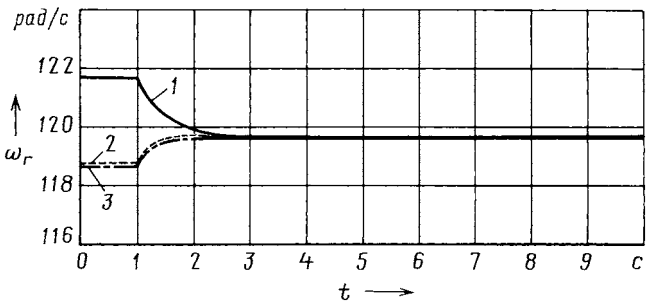


Рис. 6. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величины угловых скоростей валов гидромоторов привода колес осей автомобиля:

1 — угловая скорость $\omega_{г1}$ вращения вала гидромотора привода ведущих колес передней оси; *2* — угловая скорость $\omega_{г2}$ вращения вала гидромотора привода ведущих колес средней оси; *3* — угловая скорость $\omega_{г3}$ вращения вала гидромотора привода ведущих колес задней оси

начальные значения параметров регулирования рабочими объемами гидромашин таковы, что в трансмиссии имеет место явная циркуляция мощности. Однако менее чем через 2 с после начала работы корректирующих алгоритмов она устраняется, и все колеса начинают работать в режиме, близком к режиму свободного качения, который, как известно, считается самым экономичным.

Изменения во времени перепадов Δp давления на насосах гидроприводов передней (кривая *1*), средней (кривая *3*) и задней (кривая *2*) осей показаны на рис. 5, а угловых скоростей $\omega_г$ вращения валов гидромоторов, приводящих колеса передней (кривая *1*), средней (кривая *2*) и задней (кривая *3*) осей, — на рис. 6. Эти сигналы, как отмечалось выше, служат сигналами обратных связей для предлагаемых корректирующих алгоритмов системы управления. Рис. 7 дает соответствующие изменения во времени значений параметров регулирования рабочих объемов $e_н$ насосов (кривые *4*, *5* и *6*) и $e_г$ гидромоторов (кривые *1*, *2* и *3*).

Из этих рисунков видно, что в результате работы предлагаемых корректирующих алгоритмов системы управления гидрообъемной трансмиссией автомобиля «Гидроход-49061» получен новый вариант сочетания параметров регулирования рабочих объемов гидромашин, с неодинаковыми значениями в разных гидроприводах. Как показывают результаты математического моделирования, этот вариант является оптимальным с точки зрения обеспечения режима, близкого к режиму свободного качения ведущих колес машины.

И не только. Он оптимален и с других точек зрения. Например, это подтверждает рис. 8, где приведены изменения во времени: скорости $v_а$ движения автомобиля (кривая *1*); мощности N_f, необходимой для движения, под которой понимается мощность, требуемая для буксирования в режиме «все колеса — ведомые» в данных условиях с данной скоростью (кривая *2*); суммы N_Σ мощностей, реализуемых на всех валах гидромоторов (кривая *3*); мощности $N_е$, потребляемой от двигателя трансмиссией (кривая *5*); крутящего момен-

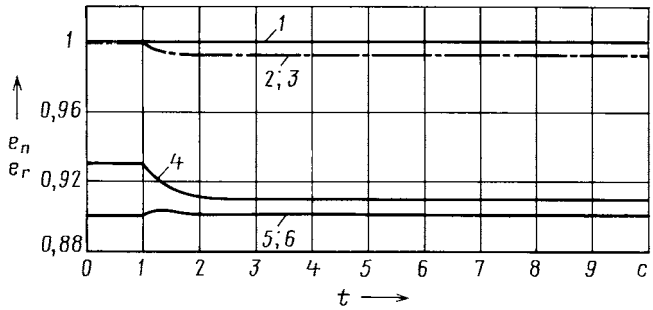


Рис. 7. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величину параметров регулирования рабочих объемов насосов и гидромоторов:

1 — параметр регулирования рабочего объема гидромотора $e_{г1}$ привода ведущих колес передней оси; *2* и *3* — параметры регулирования рабочих объемов гидромоторов приводов ведущих колес средней $e_{г2}$ и задней $e_{г3}$ осей; *4* — параметр регулирования рабочего объема насоса $e_{н1}$ привода ведущих колес передней оси; *5* и *6* — параметры регулирования рабочих объемов гидромоторов приводов ведущих колес средней $e_{н2}$ и задней $e_{н3}$ осей

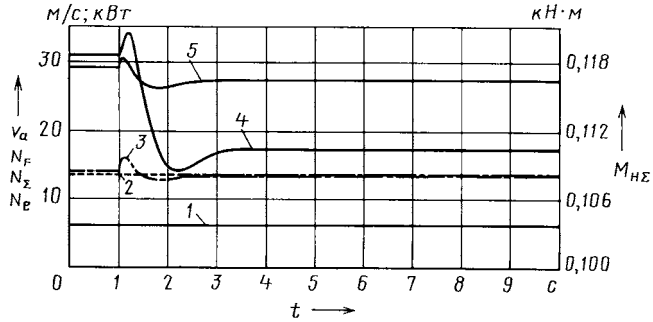


Рис. 8. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величину энергетических параметров, характеризующих движение автомобиля:

1 — скорость автомобиля v_a; *2* — мощность N_f сопротивления движению автомобиля с ведомыми колесами в рассматриваемых условиях; *3* — суммарная мощность N_Σ, затрачиваемая гидромоторами на движение автомобиля в рассматриваемых условиях; *4* — суммарный момент $M_{н\Sigma}$ сопротивления на валу двигателя; *5* — мощность $N_е$, потребляемая от двигателя трансмиссией автомобиля

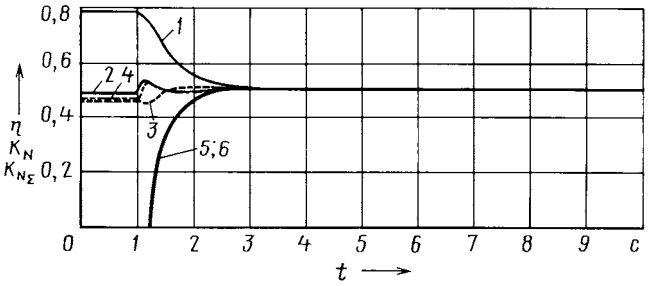


Рис. 9. Влияние работы корректирующих алгоритмов на величину показателей, характеризующих эффективность автомобиля и его ГОТ:

1 — КПД η_1 гидропривода ведущих колес передней оси; *2* — КПД $\eta_т$ гидрообъемной трансмиссии; *3* — интегральный показатель K_N эффективности использования мощности двигателя; *4* — обобщенный показатель K_{N_Σ} эффективности использования мощности двигателя; *5* и *6* — КПД гидроприводов ведущих колес средней η_2 и задней η_3 осей автомобиля

та $M_{н\Sigma}$ на валу двигателя, равного сумме моментов, необходимых для привода гидронасосов (кривая *4*).

Наконец, рис. 9 дает изменения КПД гидроприводов передней (кривая *1*), средней и задней осей (кривые *5* и *6*) автомобиля; гидрообъемной трансмиссии (кривая *2*), а также показателя K_N (кривая *3*) эффективности использования мощности N_e, снимаемой с коленчатого вала ДВС и необходимой для обеспечения установившегося движения колесной машины в данных условиях, который определяется по формуле № 6.

Входящую в эту формулу F_Σ дает формула № 7.

На рис. 9 приведена, кроме того, кривая *4*, характеризующая изменение обобщенного показателя K_{N_Σ} эффективности использования мощности двигателя для движения автомобиля. Определяется он по формуле № 8 и позволяет оценить эффективность работы привода колесной машины в условиях ее неустановившегося движения с учетом необходимости преодоления инерционных нагрузок. При установившемся движении его значение совпадает со значением показателя K_N, рассчитанным по формуле № 6.

Анализ рис. 8 и 9 говорит о том, что при работе рассмотренных выше корректирующих алгоритмов в моделируемом случае скорость v_a автомобиля, а соответственно, и мощность N_f, необходимая для его движения, практически не изменялись, тогда как потребляемая трансмиссией мощность N_e двигателя уменьшилась. Это — очевидный результат выполненной коррекции: она практически ликвидирует имевшуюся в трансмиссии циркуляцию мощности, снижает значения передаваемых в ней усилий, а значит, уменьшает потери. В итоге потребляемая гидрообъемной трансмиссией автомобиля «Гидроход-49061» от двигателя мощность уменьшилась с 29,1 до 27,2 кВт (с 39,5 до 36,9 л.с.), т. е. на 6,5 %, а эффективность привода автомобиля, т. е. КПД трансмиссии, — на 3,4 %.

Таким образом, в результате математического моделирования установлено: использование корректирующих алгоритмов позволяет полностью устранить возникшие в гидрообъемной трансмиссии рассогласования в приводе ведущих колес различных осей автомобиля, т. е. циркуляцию мощности. Значит, данные алгоритмы в САУ не только желательны, но и необходимы.

Литература

1. Пирковский Ю.В., Шухман С.Б. Теория движения полноприводного автомобиля (прикладные вопросы оптимизации конструкции шасси). — М., 2001.
2. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. — М., Машиностроение, 1989. — С. 85.
3. Отчет о проведении научно-исследовательских испытаний опытного образца автомобиля с гидрообъемной трансмиссией модели «Гидроход-49061». Руковод. работы Шухман С.Б. Исполнители: Курмаев Р.Х., Эйдман А.А., Коркин С.Н., Гусаков Д.Н. — М., ОАО «НАМИ-Сервис», 2005.
4. Отчет о проведении научно-исследовательских испытаний опытного образца автомобиля с гидрообъемной трансмиссией модели «Гидроход-49061». Руковод. работы Шухман С.Б. Исполнители: Маляревич В.Э., Курмаев Р.Х., Коркин С.Н., Малкин М.А., Сарибекян А.С. — М., ОАО «НАМИ-Сервис», 2007.

УДК 629.017

Повышение устойчивости прицепных автопоездов с помощью бортовых интеллектуальных систем

Канд. техн. наук Б.В. КИСУЛЕНКО

НАМИ (8.499 456-62-51)

Рассмотрена проблема повышения устойчивости и управляемости прицепных автопоездов, в качестве способа ее решения предложено использовать механизм принудительного поворота передних колес прицепа в сторону, противоположную уводу.

Ключевые слова: *автотранспортные средства, прицепы, устойчивость, управляемость, бортовые интеллектуальные системы, безопасность конструкции.*

Kisulenko B.V.

INCREASING OF VEHICLE-TRAILER COMBINATION STABILITY BY USING ON-BOARD ELECTRONIC STABILITY CONTROL DEVICES

Increasing of vehicle-trailer combination stability by using on-board electronic stability control devices (ESC), which turn the front wheels of the trailer in direction, opposite to the side-slip angle, is proposed.

Keywords: *vehicles, trailers, stability, handling, on-board electronic stability control devices (ESC), design safety.*

В последнее время фирмы-производители прицепных автопоездов всего мира интенсивно работают в направлении повышения активной безопасности своей продукции, применяя электронные устройства как регуляторы систем управления движением АТС. При этом в качестве регулируемых и управляемых объектов они чаще всего используют уже существующие тормозные системы, в том числе и оборудованные АБС. Однако вопросы устранения опасных ситуаций путем воздействия на рулевое управление автомобиля-тягача или поворот управляемых колес прицепа до сих пор находятся, в основном, в стадии патентного поиска. Что обусловлено, во-первых, необходимостью серьезной конструктивной доработки рулевого управления и рулевого привода тягача и прицепа; во-вторых, сложностью выбора алгоритма управления поворотом их колес. Тем не менее очевидно, что проблема внедрения «автоматического» (без участия водителя) поворота колес с целью повышения безопасности движения уже очень скоро и остро потребует практической реализации производителями автомобильной техники:

скорости автопоездов растут, интенсивность транспортных потоков увеличивается.

Ниже приведен расчетный метод определения алгоритмов функционирования системы управления поворотом колес прицепа в составе двухзвенного автопоезда, имеющий целью упростить работу водителя (снижение его утомляемости) при прямолинейном движении, а также повысить устойчивость прицепа при выполнении резких маневров — при входе в поворот и смене полосы движения.

Рассмотрим эти алгоритмы.

Чтобы оценить, насколько основные параметры прицепа влияют на скорость корректирующих поворотов рулевого колеса водителем при движении двухзвенного автопоезда по прямой (оценочный показатель управляемости), разработана математическая модель и составлены дифференциальные уравнения его движения при постоянной скорости. Наличие бортовой интеллектуальной системы, корректирующей угол поворота управляемых колес прицепа, моделировалось введением в нее зависимостей угла поворота передних колес прицепа в сторону, противоположную уводу, от углов увода его осей. При этом предполагалось, что на оси действуют случайные боковые силы, спектральные плотности которых в пределах путевых частот от 0,05 до 1,0 колебаний на длине базы прицепа постоянны, а тягач имеет идеальную подвеску и не испытывает воздействия боковых сил; силы, воздействующие на оси прицепа, вызывают их увод, рассчитываемый с учетом крена, который влечет за собой поворот дышла, изменяют направление движения тягача и заставляют водителя поворачивать рулевое колесо с целью сохранить прямолинейное движение. В качестве оценочного показателя использовалась величина среднеквадратичной скорости корректирующих поворотов рулевого колеса тягача.

В результате расчетов установлено, что введение автоматической коррекции, уменьшающей увод колес передней оси прицепа (например, за счет поворота плоскости колес в сторону, противоположную уводу), резко снижает среднеквадратичную скорость $\sigma_а$ корректирующих поворотов рулевого колеса тягача. Это хорошо видно из рис. 1, на котором показана зависимость $\sigma_а = f\dfrac{M_п}{M_т}$ для автопоездов, движущихся со скоростью 72 км/ч по прямой полосе, при наличии (кривая *1*) и отсутствии (кривая *2*) автоматического корректирования поворота колес прицепа: скорость корректирующих поворотов у прицепов с электронным регулированием в 2 раза меньше.

Таким образом, если в состав бортовой интеллектуальной системы автомобиля-тягача ввести программу управления поворотом колес прицепа на нужный угол, а в конструкцию передней оси прицепа — датчик, определяющий угол увода, и исполнительный механизм поворота колес, позволяющий компенсировать увод передней оси прицепа, то работу водителя по поддержанию прямолинейного движения автопоезда можно существенно упростить.

При резком входе в поворот интенсивность маневра и устойчивость движения автопоезда всегда ограничива-

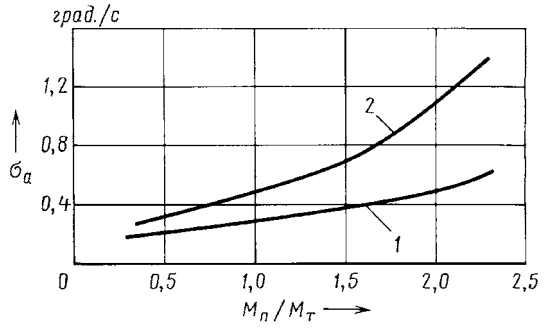


Рис. 1. Зависимость среднеквадратичной скорости корректирующих поворотов рулевого колеса от относительной массы прицепа при прямолинейном движении

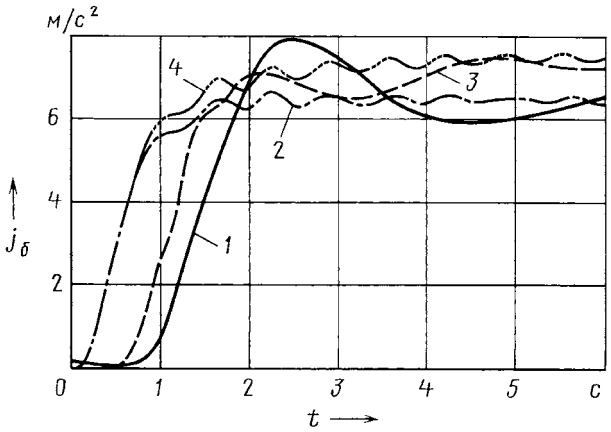


Рис. 2. Результаты расчета движения автопоезда при резком повороте рулевого колеса автомобиля-тягача:
1 и *2* — боковые ускорения на задних осях прицепа и тягача автопоезда, не оборудованного БИС; *3* и *4* — боковые ускорения на задних осях тягача и прицепа автопоезда, оборудованного БИС

ются опасностью либо заноса, либо опрокидывания прицепа. Поэтому при моделировании данного режима скорость движения была принята равной 60 км/ч, рулевое колесо поворачивалось со скоростью 7 рад/с на заданный постоянно увеличивающийся максимальный угол.

Результаты расчеты приведены на рис. 2. Это зависимости боковых ускорений $j_б$ задней оси тягача массой 18,6 т (кривые *2*, *4*) и задней оси прицепа массой 29,7 т (кривые *1*, *3*) от времени в режиме, близком к заносу прицепа. При этом кривые *1*, *2* характеризуют автопоезд без бортовой интеллектуальной системы управления поворотом колес, а кривые *3*, *4* — с такой системой.

Как видим, ускорения на задних осях прицепа стандартной конструкции достигают ~8 м/с^2, что при коэффициенте сцепления шин с дорогой, равном 0,8, соответствует началу скольжения. Установившиеся же значения боковых ускорений прицепа составили ~6 м/с^2, а тягача — 6,8 м/с^2. Причем «заброс» ускорений задней оси прицепа не позволяет автопоезду вписаться в радиус, меньший 43 м.

Если в конструкции прицепа предусмотрены возможность принудительного поворота колес и электронная система управления этим поворотом, работающая по определенной программе, то поворот колес прицепа в сторону, противоположную уводу, на вели-

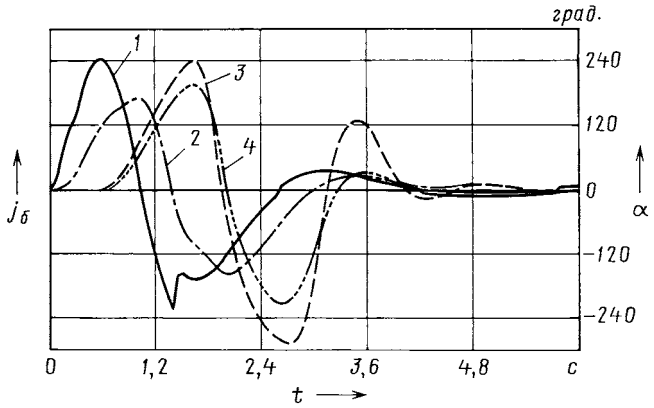


Рис. 3. Результаты расчета движения автопоезда при смене полосы движения:

1 — угол поворота рулевого колеса; *2* — боковое ускорение задней оси тягача; *3* — боковое ускорение задней оси прицепа без автоматического управления поворотом колес; *4* — боковое ускорение задней оси прицепа с электронно-управляемым поворотом задних и передних колес

чину, равную углу увода, вполне возможен. В результате резко уменьшается «заброс» бокового ускорения задней оси прицепа, установившиеся значения боковых ускорений тягача и прицепа выравниваются и достигают ~7,5 м/с^2, а радиус установившегося поворота уменьшается до 36,8 м.

Этот пример убедительно доказывает, что при наличии бортовой интеллектуальной системы управления поворотом колес прицепа его склонность к заносу (или опрокидыванию) заметно снижается. Но для установки такой системы, естественно, кроме микропроцессора (или управляющего компьютера), прицеп должен быть оборудован датчиками, сканирующими углы увода, а его конструкция должна позволять поворачивать колеса вокруг их вертикальных осей.

Расчет предельной скорости автопоезда при смене полосы движения выполнялся, исходя из предусмотренного ГОСТ Р 52302—2004 метода испытаний «переставка», т. е. когда предельная скорость ограничивалась скоростью, при которой боковое ускорение на одной из осей автопоезда достигает 8 м/с^2 (коэффициент сцепления шин с дорогой принят равным 0,8) или одно из колес отрывается от опорной поверхности.

Результаты расчета движения автопоезда при смене полосы движения на скорости 63 км/ч приведены на рис. 3. Это зависимости угла поворота рулевого колеса (кривая *1*), боковых ускорений $j_б$ на задних осях тягача (кривая *2*) и прицепа (кривая *3*) при отсутствии системы автоматического управления поворотом колес, а также боковых ускорений при наличии этой системы (кривая *4*) от времени. При этом параметры тягача были те же, что и в предыдущих случаях, но масса прицепа была увеличена до 32 т, а высота центра его масс, наоборот, уменьшена на 15 %. Но даже при таких условиях без бортовой интеллектуальной системы боковое ускорение прицепа достигало ~8 м/с^2, из-за чего при скорости более 63 км/ч он может опрокинуться. При этом максимальное боковое ускорение на задней оси тягача не превышает 4,8 м/с^2.

Такое соотношение ускорений тягача и прицепа характерно для большинства автопоездов. Когда же прицеп имеет высокий центр масс, предельное боковое ускорение тягача еще меньше.

Результаты расчетного исследования показали: как и в предыдущем случае, боковое ускорение на задней оси прицепа может быть существенно уменьшено, если в процессе движения заставить дополнительно поворачиваться его передние и задние колеса в сторону, противоположную уводу, пропорционально боковым ускорениям на этих осях. Например, как видно из рис. 3, на втором полупериоде «переставки» — до 6,2 м/с^2.

Таким образом, оборудовав прицеп бортовой интеллектуальной системой, способной поворачивать колеса прицепа пропорционально углам увода в противоположную уводу сторону, можно существенно снизить боковые ускорения на его осях при резком входе в поворот и при смене полосы движения.

Разработанная математическая модель управляемого движения автопоезда и проведенные на ее основе расчеты позволяют предложить алгоритмы повышения безопасности двухзвенных автопоездов за счет дополнительного поворота колес с помощью устройства, управляемого электроникой. Внедрение такой бортовой интеллектуальной системы существенно уменьшит напряженность работы водителя, поскольку снижает необходимость «подруливания» при прямолинейном движении, и величину бокового ускорения (склонность к заносу) на задней оси прицепа при резком маневрировании с большой скоростью, но потребует усложнения конструкции прицепа.

УДК 629.114.4

Результаты экспериментальных исследований закономерностей изменения ресурса автомобильных ГМП

Канд. техн. наук С.А. РЫНКЕВИЧ

Белорусско-Российский университет (+375 222 26-61-00)

Приведены результаты заводских испытаний элементов гидромеханической передачи автомобиля-самосвала БелАЗ. Оценено влияние параметров управления фрикционов на износно-ресурсные характеристики и их тепловую нагруженность.

Ключевые слова: *гидромеханическая передача, насос, фильтр, клапан давления, ресурс, динамическая и тепловая нагруженность.*

Rynkevich S.A.

AN EXPERIMENT RESEARCHES OF THE REGULARITIES OF THE CHANGE OF THE RESOURCE OF THE HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSIONS OF THE AUTOMOBILES

The questions of researches and results of the modeling heat load frictions of the hydro-mechanical transmissions of the automobiles reviewed. Given results of the influence parameters of control frictions of the hydro-mechanical transmissions on characteristics of fray and temperature load of the frictions.

Keywords: *hydro-mechanical transmission, pump, filter, resource, valve of the pressure, dynamic and temperature load.*

В процессе эксплуатации элементы ГМП, как и любой другой системы, постепенно изнашиваются. И если знать закономерности этого изнашивания, то не представляет большого труда на основе текущей ин-

формации создать алгоритм диагностирования и фактического остаточного ресурса ГМП.

Рассмотрим, как это делается.

В качестве критериев из текущей информации, как показывает опыт, целесообразно использовать следующие: отклонение параметра от номинального его значения, т. е. величину $\Delta_и$ износа элемента; меру $\Delta_п = \frac{\Delta_и}{\Delta_{пр}}$ повреждения, где $\Delta_{пр}$ — значение предельного износа; скорость $\dot{\Delta}_и$ процесса изнашивания; объемные КПД элементов гидропривода — шестеренного насоса и клапанов давления; гидравлические сопротивления фильтрующих элементов. Первые три из перечисленных пяти критериев относятся к вычисляемым (причем параметр $D_п$ — нормируемый), а последние два — к измеряемым. Поэтому с них и начинается создание алгоритма диагностирования.

Основные причины отказов шестеренных насосов — изнашивание торцовых поверхностей сопряжения опорных втулок с шестернями, самих шестерен и шеек вала, резиновых уплотнений, а также потеря эластичности последних. Кроме того, в отдельных случаях наблюдаются и трещины в корпусе ГМП.

Все перечисленное вполне объяснимо. Например, в условиях повышенных давлений опорные втулки и шестерни прижимаются к внутренним поверхностям стенок корпуса, вызывая смятие стенок и износ поверхности сопряжения вращающихся шестерен, высокие рабочие температуры — причина потери эластичности резины и т. д. Объяснение и следствия — увеличение зазоров, внутренние перетечки и, значит, снижение объемного КПД и коэффициента подачи насоса.

Для определения количественных характеристик этих процессов необходимы натурные исследования насосов, которые проще всего проводить на стенде по методике, узаконенной ГОСТ 17335—79.

Особенности этой методики, с которыми приходится сталкиваться на практике, рассмотрим на примере ресурсных испытаний двухсекционного шестеренного насоса мод. 7555-1704010, устанавливаемого в ГМП автомобилей БелАЗ.

Перед установкой насоса на стенд его трущиеся поверхности смазывают рабочей жидкостью. Его обкатку начинают без нагрузки с 300 мин$^{-1}$, прибавляя через каждые 5 мин 200—300 мин$^{-1}$, и доводят частоту вращения вала до 900 мин$^{-1}$. Затем, когда температура достигает 353—363 К (80—90 °С), ее снижают до 600 мин$^{-1}$ и фиксируют подачу. У главной секции при противодавлении 0,95—1,05 МПа (9,5—10,5 кгс/см^2) она должна быть не менее 33 л/мин, а у секции охлаждения гидротрансформатора при противодавлении 0,35—0,45 МПа (3,5—4,5 кгс/см^2) — не менее 36 л/мин.

После измерения частоту вращения увеличивают до 1200 мин$^{-1}$, давление главной секции — до 0,95—1,05 МПа (9,5—10,5 кгс/см^2), а секции охлаждения гидротрансформатора — до 0,35—0,45 МПа (3,5—4,5 кгс/см^2). Затем, прибавляя через каждые 5 мин 200—300 мин$^{-1}$, доводят частоту вращения вала под нагрузкой до 2000 мин$^{-1}$ и, снизив эту частоту

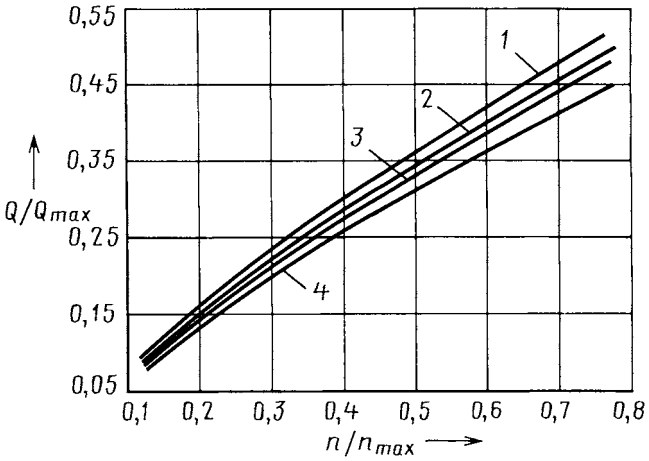


Рис. 1. Зависимость относительной подачи рабочей жидкости главной секции насоса от относительной частоты вращения вала и времени наработки:

1 — в начале испытаний; *2* — после 380 ч работы; *3* — после 1700 ч работы; *4* — после 3000 ч работы

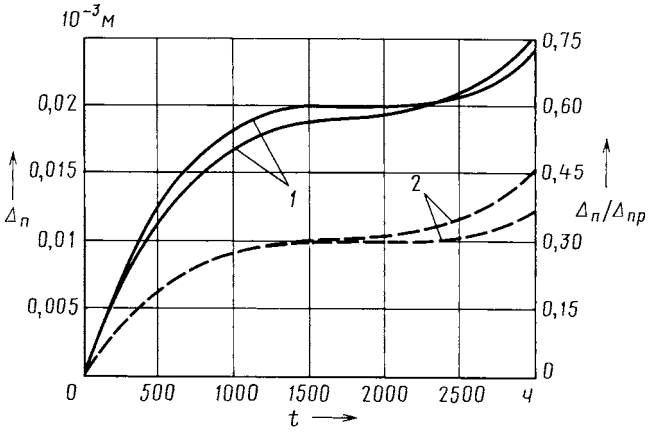


Рис. 2. Зависимость абсолютного и относительного износов беговых дорожек подшипников ведомых (1) и ведущих (2) валов главной секции партии испытанных насосов

до 600 мин$^{-1}$, измеряют подачу каждой секции. При этом подача главной секции при противодавлении 0,95—1,05 МПа (9,5—10,5 кгс/см^2) должна составить 32—39 л/мин, а секции охлаждения гидротрансформатора при противодавлении 0,35—0,45 МПа (3,5—4,5 кгс/см^2) — не менее 35 л/мин.

Такие измерения повторяют в течение длительного, соизмеряемого с заявленным заводом-изготовителем ГМП времени. В итоге получаются расходные характеристики главной секции насоса, приведенные на рис. 1. Из него видно, что, как и следовало ожидать, по мере изнашивания деталей насоса со временем его подача уменьшается. В частности, средняя потеря подачи после наработки 3 тыс. ч при низких частотах вращения достигает 30 %, а при средних и больших — 15—20 %.

На рис. 2 даны результаты ресурсных испытаний партии насосов в отношении изнашивания беговых дорожек обойм подшипников главной секции насоса. При этом кривые ограничивают области разброса данных, полученных в ходе испытаний.

Анализ рис. 2 позволяет выделить три области изнашивания. В начальный период, когда происходит

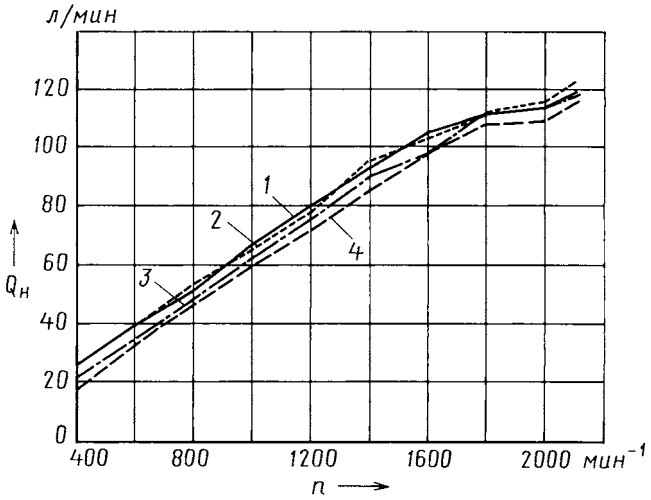


Рис. 3. Зависимость подачи главной и трансформаторной секций насоса от частоты вращения его приводного вала:
1 — эталонная характеристика главной секции; *2* — фактическая характеристика главной секции; *3* — фактическая характеристика трансформаторной секции; *4* — эталонная характеристика трансформаторной секции

приработка поверхностей и устанавливается определенная шероховатость (первая область), скорость изнашивания постоянная. Продолжительность этого периода достигает 1000—1200 ч и определяется качеством поверхностей и режимом работы. Затем наступает период установившегося изнашивания (вторая область), в которой процесс изнашивания приостанавливается. Продолжается второй период примерно 1400—1500 ч — до тех пор, пока изменение размеров и формы деталей не повлияет на условия работы. При дальнейшем увеличении износа возникают дополнительные динамические нагрузки, ухудшаются условия смазывания, и при определенных условиях и времени изнашивания наступает предаварийный период (третья область), при котором возникают ударные нагрузки, вибрации, резкое тепловыделение, снижение КПД. Предельный износ наступает после 3300—3500 ч.

Введем два диагностических параметра: износ $\Delta_и$ и его скорость $\dot{\Delta}_и$. Тогда аппроксимация результатов испытаний дает следующую модель процессов изнашивания:

$$\Delta_и = i \left| \begin{array}{l} \dfrac{\Delta_1}{t_1^{0,5}} t^{0,5},\ t \le t_1; \\ \Delta_1,\ t_1 < t < t_2; \\ \Delta_1 + \dfrac{\Delta_{пр} - \Delta_1}{t_{пр}^2} t^2,\ t_{2пр} < t \le t. \end{array} \right. \quad (1),$$

где Δ_1 — параметр, зависящий от нагрузок на валу и материала сопрягаемых элементов; t_1 — момент времени смены фазы приработки поверхностей и установившегося износа; t_2 — значение времени, соответствующее окончанию фазы установившегося износа; $t_{пр}$ — время начала фазы предельного износа.

Данная модель является обобщенной и универсальной, поскольку позволяет описать любой из типовых графиков процесса износа, изображенных на рис. 2.

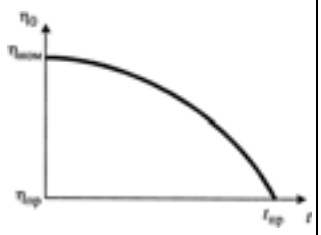
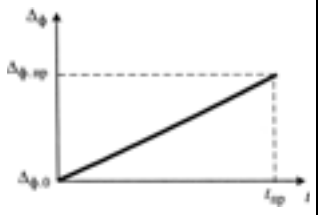
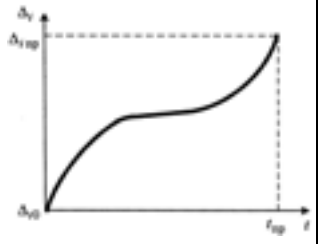
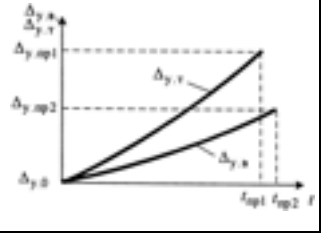
Дифференцирование выражения (1) дает

$$\dot{\Delta}_и = i \left| \begin{array}{l} \dfrac{\Delta_1}{2t_1^{0,5}} t^{-0,5},\ t \le t_1; \\ 0,\ t_1 < t \le t_2; \\ \dfrac{2(\Delta_{пр} - \Delta_1)}{t_{пр}^2} t^2,\ t_{2пр} < t \le t. \end{array} \right. \quad (2).$$

Эта формула описывает интенсивность процесса изнашивания беговых дорожек. Параметры моделей (1) и (2) подбираются по экспериментальным данным.

Аналогичным зависимостям подчиняются и величины износа трансформаторной секции насоса.

На рис. 3 показана экспериментальная зависимость подачи секций насоса после определенной наработки от частоты вращения приводного вала. Там же, для

№ тренда	Наименование тренда	Графическая характеристика тренда
1	Уменьшение объемного КПД η_0 насоса	
2	Увеличение гидравлического сопротивления Δp фильтра	
3	Увеличение износа $\Delta_ф$ фрикционов коробки переключения ступеней и блокирования гидротрансформатора	
4	Увеличение износа Δ_i прокладок торцевого уплотнения насоса, беговых дорожек обойм подшипников насоса, радиальных зазоров подшипников	
5	Увеличение износа уплотнительных колец валов коробки переключения ступеней и гидротрансформатора по высоте ($\Delta_{у.в}$) и толщине ($\Delta_{у.т}$)	

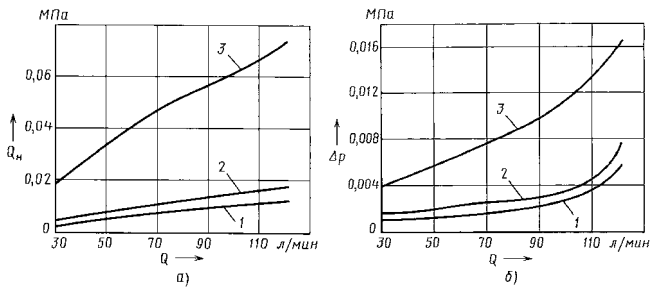


Рис. 4. Зависимость сопротивления фильтрующего элемента ГМП от подачи главной секции насоса, пробега АТС и температуры рабочей жидкости:
1 — L = 0; 2 — L = 10000 км; 3 — L = 16000 км; а — при 293 К (20 °С); б — при 353 К (80 °С)

сравнения, приведены их эталонные (номинальные) характеристики. Из него видно, что в связи с изнашиванием основных элементов главной секции ее подача снижается. В трансформаторной же секции все наоборот, что объясняется наличием подпорного клапана в системе питания гидротрансформатора, гидравлически связанного с соответствующей секцией, который обеспечивает регулирование давления в круге циркуляции и надежную компенсацию недостающего расхода рабочей жидкости в нештатных режимах.

Основной диагностический параметр фильтров — гидравлическое сопротивление Δp: оно определяет их пропускную способность. И, следовательно, работоспособность ГМП.

Зависит это сопротивление, что всем хорошо известно, от пробега АТС: чем он больше, тем больше засоряется фильтрующий элемент частицами износа трущихся элементов конструкции ГМП и продуктами разложения рабочей жидкости, а на их количество, в свою очередь, сильно влияет температура (вязкость) этой жидкости (рис. 4). Например, при температуре рабочей жидкости, равной 293 К (20 °С), зависимости носят регрессивный характер (показатель степени менее единицы), а при температуре 353 К (80 °С) — прогрессивный (показатель степени более единицы). Увеличение же пробега АТС с нуля до 15—16 тыс. км ведет к росту Δp в 5—7 раз.

Анализ характера изменения физических процессов, протекающих в элементах ГМП, позволил выявить наличие общих тенденций развития характеристик этих процессов и выделить несколько наиболее характерных линий — трендов, показывающих закономерности изменения (снижения) ресурса элементов ГМП. Они были сведены в группы, характеризующие исчерпание ресурса того или иного элемента ГМП. Часть из них приведена в таблице, из которой видно, что соответствующие линии тренда совпадают с экспериментально полученными характеристиками (например, см. рис. 2 и 4).

Таким образом, важным результатом проведенных исследований является то, что доказано существование единых закономерностей, определяющих отклонение параметра от допустимых значений (обусловливающих износ, старение и т. д.). Это позволяет выявить состояние работоспособности объекта диагностирования (в нашем случае — ГМП) в целом или его элементов, а также с высокой точностью определить время его работы до отказа и спрогнозировать остаточный ресурс.

УДК 629.1.036.62-755

Устройство для самобалансирования автомобильного колеса

Канд. экон. наук В.М. ТРОФИМОВ, Д.Г. ЭСПЕРОВ, А.Н. КОНОВАЛОВ

Санкт-Петербургская инженерная академия, ОАО «НПО ЦКТИ» (8.812 320-15-30)

Предлагается новое запатентованное самобалансирующее устройство для компенсации дисбаланса, возникающего в процессе эксплуатации автомобильного колеса. Приведены результаты исследовательских испытаний, свидетельствующие о его эффективности и перспективности использования для повышения конкурентоспособности создаваемых колесных дисков.
Ключевые слова: *автомобильные колеса, новое самобалансирующее устройство, результаты исследовательских испытаний.*

Trofimov V.M., Esperov D.G., Konovalov A.N.
DEVICE FOR VEHICLE WHEEL SELF-BALANCING

New-offered, patented self-balancing device for imbalance compensation during vehicle wheels exploitation process is announced. The enclosed results of the research tests show its efficiency and application promising outlook for improving of transport vehicles competitiveness.
Keywords: *vehicle wheels, new-offered self-balancing device, research test results.*

Как известно, вибрации, вызванные дисбалансом колеса, снижают срок службы шин, амортизаторов, деталей рулевого управления и затрудняют управление автомобилем. Особенно на высоких скоростях движения. Чтобы устранить или хотя бы снизить уровень этих вибраций, колеса балансируют с помощью уравновешивающих грузов, которые крепятся в определенных местах дисков. Однако такой метод, как свидетельствует практика, данную проблему радикально не решает. При последующей эксплуатации автомобиля балансировка достаточно быстро нарушается за счет изнашивания шин, налипания грязи, потери балансировочных грузов и т. п. Поэтому при каждом очередном ТО балансировку приходится повторять, тратя на это время и деньги. Причем с тем же результатом.

Сложившееся положение — беда всех автомобилистов. Поэтому во многих странах давно уже разрабатывают устройства, способные автоматически балансировать колеса непосредственно в процессе эксплуатации автомобилей.

Правда, ни одна из таких разработок в массовое производство пока не пошла, но специалистам теперь уже ясно, что решение должно основываться на использовании эффекта самоцентрирования, открытого шведским инженером Лавалем, изобретателем активной паровой турбины. Суть этого эффекта довольно проста: любая незакрепленная масса, вращающаяся вместе с ротором в диапазоне зарезонансных частот

вращения, приобретает способность перемещаться на роторе в сторону, противоположную позиции имеющегося дисбаланса.

Занимаются рассматриваемой проблемой и у нас в стране. Например, И.И. Блехман выполнил теоретические исследования, которые доказывают [1] принципиальную возможность применения самоцентрирующихся масс для самобалансировки неуравновешенных роторов, а Е.В. Сливинский и его соавторы — не только роторов, но и автомобильных колес [2].

Однако, несмотря на благоприятные теоретические предпосылки, практика, повторяем, пока так и не получила надежного колесного автобалансира. И причины этого, если внимательно проанализировать патентные материалы, можно сказать, лежат на поверхности.

Возьмем, например, английский патент № 2053816 и российские патенты № 2284921 и 2053816. В них, по существу, предлагается аналогичное решение: в замкнутой кольцевой полости, расположенной на диске концентрично оси вращения колеса, размещены в один ряд твердые балансировочные грузы в виде крупных шаров. Таким образом, при вращении колеса создаются условия для перемещения противовесов в зону контрдисбаланса и накопления в ней уравновешивающей массы. Но из-за того, что не предусмотрено демпфирование движения противовесов на заключительной стадии формирования уравновешивающей массы, процесс балансировки оказывается крайне неустойчивым.

Данное обстоятельство учтено в патентах № 730291 (Великобритания), № 3913980 (США) и № 2046723 (РФ): авторы разработок предлагают в полость, по которой перемещаются шары-противовесы, ввести жидкость, демпфирующую их движение.

Такие устройства, действительно, способствуют демпфированию движения шаров-противовесов на заключительной стадии самобалансировки. Но, к сожалению, одновременно ухудшают их подвижность на начальной стадии процесса, которая должна, естественно, проходить как можно быстрее.

Чтобы удовлетворить оба требования, многие авторы идут на создание и более сложных конструкций. Но ни одна из них все-таки до конца не решает проблему. Только делает автобалансиры дорогими и нетехнологичными.

Однако все, что перечислено выше, нельзя назвать бесполезным. Усилия разработчиков позволяют сделать очень важный с практической точки зрения вывод: высокая подвижность противовесов — фактор, определяющий успешное функционирование самобалансирующегося устройства. Но не менее важно и эффективное демпфирование движения противовесов на заключительной стадии формирования балансирующей массы.

Руководствуясь этим выводом, авторы и создали свою конструкцию самобалансирующегося устройства (пат. № 74856 РФ). В ней необходимая балансирующая масса образуется не с помощью малого числа крупных противовесов, а, наоборот, с помощью большого числа противовесов мелких. При таком подходе, как показали расчеты и эксперименты, удается обеспечить как хорошую подвижность балансиров, так и их своевременное, эффективное демпфирование. Например, на рис. 1 показана зависимость амплитуды *A* вибраций центрифуги одного из серийных агрегатов при отсутствии (*а*) и установке (*б*) на ее барабане предлагаемого самобалансирующего устройства. Как видим, устройство резко, в разы, снижает амплитуду вибрации. Причем чем больше исходный дисбаланс, тем оно эффективнее. И достигнуто это благодаря тому, что рассматриваемое устройство, имея в своей основе общий для всего класса автобалансиров принцип действия, существенно отличается организацией движения противовесов и, главное, способом демпфирования их движения на завершающей стадии формирования балансирующей массы: вместо обычно применяемого непрерывного воздействия вязкой жидкости (линейное демпфирование) используется нелинейное демпфирование релейного типа, при котором диссипация энергии движения противовесов осуществляется скачком и именно на заключительной стадии переходного процесса, т. е. в момент окончательного формирования балансирующей группы противовесов.

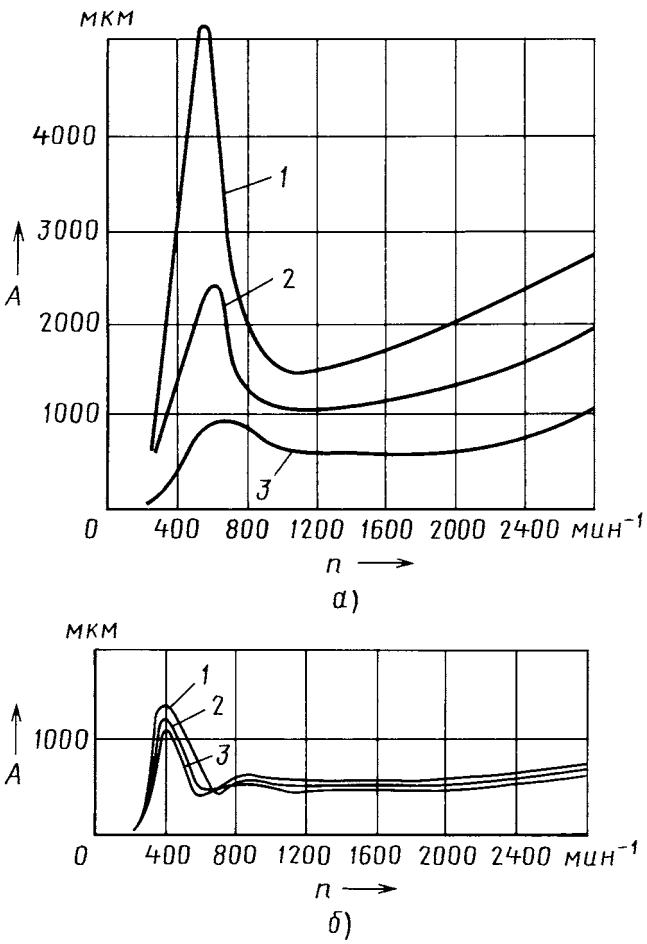


Рис. 1. Зависимость амплитуды колебаний ротора центрифуги от частоты его вращения и уровня исходного дисбаланса при отсутствии (а) и наличии (б) самобалансирующего устройства: *1 — Д* = 300 г · см; *2 — Д* = 450 г · см; *3 — Д* = 150 г · см

Устройство тоже представляет собой замкнутую, расположенную концентрично оси вращения ротора кольцевую полость прямоугольного поперечного сече-

ния, но — содержащую внутри большое (от нескольких десятков до нескольких сотен) число твердых шариков-противовесов. (Их число и параметры рассчитываются по специальной методике, потому что применение шариков-балансиров с нерасчетными параметрами при одной и той же общей балансирующей массе резко снижает работоспособность самобалансирующего устройства.)

С началом вращения ротора все шарики под действием центробежных сил оказываются на ободе кольцевой полости и, располагаясь в один слой случайным образом, получают возможность двигаться по ободу независимо друг от друга.

Взаимодействие поверхности обода и шариков в определенный момент времени порождает силы, стремящиеся сместить противовесы из любого положения на ободе в зону контрдисбаланса. Благодаря этим силам в кольцевой полости возникают два встречных потока шариков, движущихся по ободу независимо друг от друга к положению контрдисбаланса, в зоне которого они встречаются, многократно и кратковременно соударяясь друг с другом. В результате на ободе в зоне контрдисбаланса накапливается балансирующая масса, а шарики, образующие эту массу, растратив при соударениях свою кинетическую энергию, останавливаются.

Такой способ построения самобалансирующего устройства позволяет сохранять высокую подвижность противовесов в течение всего переходного процесса при разгоне ротора и в то же время обеспечивает эффективное демпфирование движения противовесов, которое, подобно реле, «включается» на заключительном этапе процесса самобалансировки. (Интересно отметить, что полученный в результате теоретического анализа характер движения шариков-противовесов хорошо подтверждается экспериментом и отчетливо наблюдается через прозрачную крышку корпуса самобалансирующего устройства с помощью стробоскопа, синхронизированного с ротором.)

После того как устройства были испытаны и показали хорошие результаты при устранении вибраций центрифуги как на стенде, так и на различных механизмах, был изготовлен действующий макет, предназначенный для автомобильного колеса. Рассчитывали его на компенсацию дисбаланса, создаваемого массой до 100 г.

Предварительные эксперименты доказали, что у автомобиля, у которого колеса отбалансированы по традиционной методике и на них установлены самобалансирующие устройства, каких-либо заметных вибраций на руле при движении со скоростями 110 км/ч и выше не наблюдалось. Это свидетельствовало о том, что само по себе устройство не внесло заметного дисбаланса. И даже после установки на колесо, отбалансированное по штатной методике и оснащенное СБУ, дополнительного несбалансированного груза массой 100 г картина не менялась и вибраций не наблюдалось. Значит, самобалансирующееся устройство компенсирует искусственно внесенный дисбаланс.

Это чисто качественная картина. Для получения картины количественной в процессе испытаний с помощью портативного прибора «Агат-2М» были измерены вибрации нижней части амортизатора, возникающие вследствие вращения колеса с различным уровнем дисбаланса при движении автомобиля по асфальтовой дороге с неровным покрытием. Результаты измерений приведены на рис. 2, из которого следует, что колесо, отбалансированное в условиях СТО, имело максимальную амплитуду колебаний, равную 1800 мкм при $n_к$ = 670 мин$^{-1}$, что соответствует скорости автомобиля 90 км/ч (кривая *2*); максимальная амплитуда колебаний предварительно отбалансированного колеса без предлагаемого устройства, но с дополнительным неуравновешенным грузом массой 100 г возрастала до 2400 мкм уже при $n_к$ = 570 мин$^{-1}$, т. е. на скорости 80 км/ч (кривая *1*); максимальная амплитуда колебаний неотбалансированного колеса с установленным на нем устройством (фактический дисбаланс соответствовал массе груза 90 г) оказался ниже, чем у отбалансированного колеса: при $n_к$ = 850 мин$^{-1}$ (115 км/ч) он составил 1500 мкм.

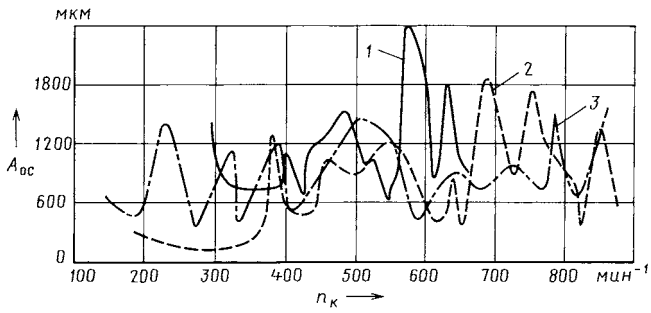


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний оси автомобильного колеса от частоты его вращения:

1 — отбалансированное на СТО колесо с установленным на диск несбалансированным грузом 100 г без самобалансирующего устройства; *2* — отбалансированное на СТО колесо без самобалансирующего устройства и дополнительного дисбаланса; *3* — неотбалансированное колесо (фактический небаланс 90 г) с установленным на нем самобалансирующим устройством

При проведении данного этапа испытаний трудно обеспечить надежное крепление лазерного датчика считывания частоты вращения колеса, поэтому было принято решение провести еще один их этап, но уже с использованием специальной виброаппаратуры фирмы «Брюль и Къер», состоящей из пьезоакселерометров 4370, предусилителей заряда типа 2635, калибратора типа 3291 и магнитографа типа 7003. Для визуального просмотра вибрационных процессов использовали светолучевой осциллограф С1-68. С ее помощью измерялись вертикальные перемещения и ускорения ступицы правого переднего колеса автомобиля «Хёндэ Санта Фе».

Проанализировав результаты испытаний (рис. 3), можно отметить следующее.

Установка на отбалансированном по традиционной методике колесе, не оснащенном самобалансирующим устройством, несбалансированной массой 100 г ведет к существенному увеличению амплитуды его колебаний (кривые *1* и *2*).

При оснащении устройством того же колеса и установке на нем несбалансированной массы 100 г амплитуда колебаний оси колеса не увеличивается (кри-

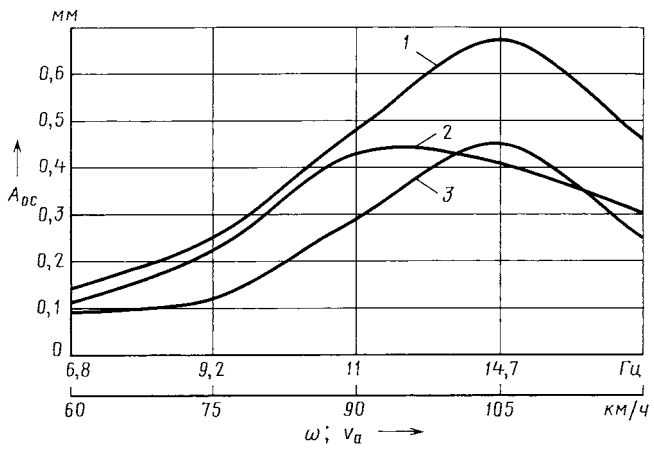


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний оси колеса от скорости движения автомобиля, дисбаланса и наличия самобалансирующегося устройства:

1 — без самобалансирующего устройства и с дисбалансом, эквивалентным массе 100 г; *2* — без самобалансирующего устройства, колесо отбалансировано по штатной методике; *3* — с установленным самобалансирующим устройством и дисбалансом, эквивалентным массе 100 г

вые *3* и *2*), что свидетельствует об эффективности работы этого устройства.

Кроме перечисленного, в ходе испытаний получено и много других интересных результатов. Например, самобалансирующее устройство эффективнее работало на кованом диске, чем на литом (видимо, сказывалось то, что кованое колесо работает в условиях упругих деформаций); неровности трассы повышали расчетную производительность устройства (вероятно, дополнительно активизируя его работу).

Общие выводы по всем этапам исследования вибраций автомобильного колеса с самобалансирующим устройством таковы.

1. Существенным преимуществом автомобильного колеса со специально спроектированным самобалансирующим устройством является то, что оно «улавливает» появляющийся в процессе эксплуатации дисбаланс и автоматически самоуравновешивается.

2. Рассмотренное устройство способно компенсировать значительные по величине дисбалансы, возникающие в процессе эксплуатации автомобиля.

3. Открывается возможность создания самобалансирующихся колес легковых автомобилей любых марок и моделей. Но эта работа может быть проведена, очевидно, только совместно с предприятиями-разработчиками и изготовителями колесных дисков.

5. Создание таких колес будет способствовать повышению конкурентоспособности АТС, что особенно важно в условиях жесткой конкуренции на первичном и вторичном автомобильных рынках.

Литература

1. Блехман И.И. Синхронизация динамических систем. — М.: Наука, 1971. — С. 66—69, 791—796.
2. Сливинский Е.В., Зайцев А.А., Сливинская Т.Е. Устройство для автоматической балансировки колес автомобилей // Автомобильная промышленность. 2008. — № 6. — С. 18—19.

УДК 621.43.037.5

Режимы смазывания и работоспособность подшипников дизелей

Кандидаты техн. наук А.А. МАКУШИН и А.Т. КУЛАКОВ, д-р техн. наук А.С. ДЕНИСОВ

ИНЭКА, Саратовский ГТУ (8.8552 39-71-40)

Приводятся результаты изменения режимов смазывания подшипников коленчатого вала дизельного двигателя. Исследовано влияние увеличения скорости вращения коленчатого вала, действующих нагрузок на режимы смазывания, интенсивность изнашивания вкладышей подшипников и их деформацию.

Ключевые слова: *двигатель внутреннего сгорания, коленчатый вал, подшипник, вкладыш, система смазывания, интенсивность изнашивания контактирующих поверхностей, напряжение, деформация, проворот вкладышей, работоспособность.*

Mackushin A.A., Kulakov A.T., Denisov A.S.

MODELS OF GREASING AND WORKING CAPACITY OF BEARINGS OF DIESEL ENGINES

The results of changing crankshaft lubrication modes of the diesel engine are shown. Influence of increasing crankshaft rotation speed, operating loadings on lubrication modes, intensity of wear process of liners and their deformation is defined.

Keywords: *an internal combustion engine, a crankshaft, the bearing, the liner, lubricating system, contacting surfaces wear process intensity, pressure, deformation, a procollar of liners, working capacity.*

Отказы и неисправности ДВС ведут к простою автотранспортных средств. Ремонт же ДВС сложен, связан с большими затратами труда, времени и средств, в том числе на запасные части. Поэтому исследование условий смазывания, износостойкости и надежности их деталей считается одной из важнейших конструкторских, технологических и эксплуатационных задач. Особенно деталей КШМ. И в первую очередь — сопряжения «кривошипная шейка коленчатого вала—вкладыш—кривошипная головка шатуна»: знание закономерности изменения условий смазывания и изнашивания деталей сопряжения позволяет предпринять меры, повышающие надежность и долговечность как сопряжения, так и двигателя в целом.

Именно такое, направленное на определение условий смазывания исследование выполнили авторы статьи, взяв в качестве объекта довольно распространенную, в том числе применяемую на дизелях КамАЗ, схему подвода масла к шатунным подшипникам.

При этой схеме масло по каналам в блоке цилиндров подводится в кольцевую канавку в верхнем коренном вкладыше, из нее по одному или двум диаметрально противоположным каналам оно поступает в коленчатый вал и попадает в центробежную ловушку, из которой через два (позднее — одно) отверстия, просверленные противоположно друг другу в плоскости, перпендикулярной кривошипу, попадает в подшипники двух шатунов, расположенные на одном кривошипе.

Очевидно, что давление масла на входе в шатунный подшипник всегда несколько меньше (из-за гидравлических потерь в каналах) давления в коренных под-

шипниках. Подсчитывается оно по формуле № 1 (см. таблицу).

Расход масла через подшипники зависит от скоростного (a), теплового и нагрузочного режимов работы дизеля и давления, которое, как видно из формулы № 1, определяется геометрическими параметрами подшипника ($r_к$, $r_ш$), плотностью масла и величиной потерь. Зная это, воспользуемся уравнением расхода жидкости через отверстия и определим расход Q_1 масла через канавку коренного подшипника. Его дает формула № 2. Но здесь следует иметь в виду, что в процессе эксплуатации дизеля детали его КШМ изнашиваются. В результате возрастает зазор S, следовательно, F_s и Q_s. Причем рост и F_s, и Q_s подчиняется экспоненциальному закону (формулы № 3).

Таким образом, из формулы № 2 можно получить формулу № 4.

Как известно, самый опасный с точки зрения надежности режим для подшипников скольжения — режим сухого трения. И проведенные авторами исследования показали, что условие разрыва масляного потока в шатунных подшипниках наступает тогда, когда $Q_к$ становится таким, каким должен быть $Q_ш$ ($Q_к = Q_ш$). Этому условию соответствует формула № 5.

Повышение мощности дизеля, т. е. его форсирование, и турбонаддув увеличивают скорость ω вращения

№ формулы	Формула	Примечания
1	$p_ш = p_к + \frac{\gamma\omega^2}{2q}(r_к^2 - r_ш^2) - Kp_к$	$p_к$ — давление масла на входе в коренной подшипник; γ — плотность масла; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; $r_ш$, $r_к$ — соответственно радиусы шатунной и коренной шеек коленчатого вала; K — коэффициент гидравлических потерь и потерь из-за наличия утечек в кольцевом канале коренного вкладыша
2	$Q_1 = Q_s + Q_к = \mu F_{sк}\sqrt{\frac{2qP_i}{\gamma}} + \mu F\sqrt{\frac{2qP_1}{s\ \gamma\ к}} = \mu(F + F)\sqrt{\frac{2qP_1}{\gamma}}$	Q_s — расход масла через зазоры в коренном подшипнике; $Q_к$ — расход масла через отверстия в коренной шейке коленчатого вала; m — коэффициент расхода; F_s, $F_к$ — соответственно площадь поперечного сечения зазора S в паре "коленчатый вал—коренной вкладыш" и площадь канала в коренной шейке вала; p_1 — давление масла в канале подвода масла к кольцевой выточке коренного вкладыша
3	$S = S_o l^{bl}$; $Q_s = Q_{so} l^{bl} = \mu F_{s_o}\sqrt{\frac{2qP_1}{\gamma}}\, l^{bl}$	S_o — зазор в конце приработки, приведенный к началу эксплуатации; b — коэффициент, учитывающий влияние зазора S на интенсивность изнашивания пары "коленчатый вал—вкладыши"; l — наработка дизеля; Q^{s_o} — расход масла через коренной подшипник в конце приработки
4	$Q_к = Q_1 - Q_s = Q_1 - Q_{so} l^{bl}$	—
5	$Q_1 - \mu F_{s_{од}}\sqrt{\frac{2Q_1P_1}{\gamma}}\, e^{вl} = \mu F_{шо}\sqrt{\frac{2Q_1P_ш}{\gamma}}\, e^{вl}$	—
6	$\Phi\frac{\eta d^3\pi nb}{240S} > \frac{\pi D^2 bfq_\Sigma}{2}$	Φ — безразмерная функция; d — диаметр шейки коленчатого вала; n — частота его вращения; D — диаметр расточки шатуна; f — коэффициент трения; q_Σ — давление вкладышей на их постель
7	$T_\Sigma = T_к + T_в - T_у$	$T_к$, $T_в$, $T_у$ — усилия на стыке вкладышей, создаваемые соответственно при нагружении контрольным усилием (для дизелей КамАЗ оно принято равным 6,1 кН, или 620 кгс), затяжке в постели на величину t выступания и от увеличения диаметра постели при затягивании болтов крепления крышки шатуна
8	$\Delta = r - \sqrt{r^2 - (0{,}5b)^2}$	—
9	$q_\Sigma = q_1 + q_2 + q_3 - q_4$	—
10	$M_П = \frac{\pi d^2 bCpf_1}{2\cdot 100}$	d = 80 мм — диаметр шатунного подшипника; b = 80 мм — ширина вкладыша; C = 70 % — относительная площадь натиров на вкладыше; f_1 = 0,15 — коэффициент трения в подшипнике при непосредственном контакте вкладыша и шейки коленчатого вала
11	$M_К = \frac{\pi D^2 bq_\Sigma f(1 - H)}{2}$	D — диаметр постели шатуна; H = 50 % — часть площади, на которой вкладыш не контактирует с постелью шатуна; f = 0,15 — коэффициент трения в паре "сталь—сталь"
12	$M_{см} = \frac{D\sigma_{см}F_{см}}{2}$	$\sigma_{см} \approx \sigma_т$ = 500 МПа, или 5000 кгс/см^2 — напряжение смятия выступа; $F_{см}$ = 3,7 мм^2 — площадь смятия выступа

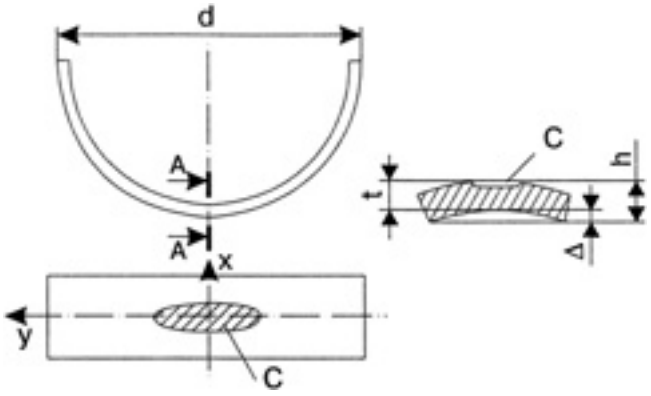


Рис. 1. Схема деформации и расположения зон натиров и прижогов шатунных вкладышей

коленчатого вала и действующие на него нагрузки. Что, естественно, ведет к значительному изменению интенсивности изнашивания контактирующих поверхностей. И это, казалось бы, неплохо: зазоры в парах «шейка коленчатого вала—вкладыш подшипника» возрастают, что ведет к росту расхода масла и исключает полусухое или сухое трение в ней. Однако на практике все гораздо сложнее. Судя по статистике, выработка поверхностей шатунных и коренных шеек коленчатых валов, а также вкладышей дизелей, сдаваемых на ремонт в камазовские автоцентры и на ремонтные заводы, имеет неравномерный характер как по окружности, так и по длине (овальность и конусность). Наблюдается и проворот вкладышей. Причем в последнем случае количество отложений в центробежных грязеуловителях шатунных шеек очень небольшое.

Анализ данного обстоятельства показал, что проворачивание вкладышей — результат их деформации (прогиба Δ) по образующей, которая создает (рис. 1) зону *C* натиров и прижогов, имеющую форму эллипса. Эта зона постепенно увеличивается и, в конце концов, становится причиной проворачивания вкладышей. Что с точки зрения физики объясняется довольно просто: если вкладыш с прижогами снять с кривошипной шейки, то обнаружится, что по оси *y* он имеет остаточную деформацию сжатия внутренних слоев и деформацию растяжения слоев наружных. А в соответствии с законом поперечной деформации внутренние слои вдоль оси *x* получают деформацию растяжения, наружные — сжатия. В результате и появляется прогиб Δ. Это означает, что напряжения по оси *y*, возникающие во время работы дизеля, превышают предел $\delta_т$ текучести материала вкладыша. И условие нестабильности положения вкладышей в шатуне можно сформулировать так: момент $M_п$ сил трения в подшипнике, возникающий при вращении коленчатого вала, превышает момент $M_к$ сил трения на поверхностях контакта вкладышей и их постелей (формула № 6).

В процессе эксплуатации из-за уменьшения фактического зазора в подшипнике вследствие образования прогиба Δ вкладышей $M_п$ возрастает, а $M_к$ из-за сокращения выступания вкладышей вследствие их пластической деформации, наоборот, уменьшается. И когда первый становится больше второго, вкладыши, в принципе, должны провернуться.

Посмотрим, почему и как это происходит.

При монтаже вкладыша суммарное усилие $T_Σ$, действующее на его торец, соответствует формуле № 7. Расчеты, выполненные по ней с учетом конструктивных и технологических факторов, показали: для дизелей КамАЗ $T_Σ$ в среднем составляет 15,5 кН (1580 кгс). При этом напряжение $σ_{сж}$ сжатия от монтажа в поперечном сечении вкладыша достигает 226 МПа (2260 кгс/см^2).

Далее. При установке вкладыша его диаметр уменьшается с размера в свободном состоянии до диаметра расточки в нижней головке шатуна, в результате чего появляются боковая сила *R* и вызванные ею напряжения $σ_и$ изгиба в поперечном сечении вкладыша, максимальные значения которых наблюдаются на внутренней (рабочей) поверхности вкладыша, по оси его симметрии, и составляют 124 МПа (1240 кгс/см^2). Тогда средняя величина суммарных ($σ_Σ$) напряжений на внутренней поверхности достигает 350 МПа (350 кгс/см^2). Если, далее, учесть допуски на размеры вкладышей и шатуна, то напряжения сжатия и изгиба могут находиться (рис. 2) соответственно в интервалах $σ_{сж}$ = 218÷284 МПа (2180—2840 кгс/см^2) и $σ_и$ = ±62÷186 МПа (±620—1860 кгс/см^2). Итог: $σ_Σ$ = = 280÷480 МПа, или 2800÷4700 кгс/см^2, что в худшем случае дает разницу с пределом текучести ($σ_{тс}$) при сжатии, равным 500 МПа (5000 кгс/см^2), всего лишь 30 МПа (300 кгс/см^2), или 6 %, а в среднем — 150 МПа (1500 кгс/см^2), или 30 %. Но при работе дизеля возникают и тепловые напряжения во вкладыше. Например, на переходных режимах возможны два вида перепадов температур в шатунном подшипнике: внутреннего и наружного слоев вкладыша — $Δt_1$ (перепад по толщине) и $Δt_2$ — между вкладышами и телом шатуна. Причем под действием $Δt_2$ вкладыш стремится удлиниться, и в нем появляются дополнительные напряжения $σ_{t2}$ сжатия по всему поперечному сечению (рис. 3, *б*), величина которых у дизелей КамАЗ со-

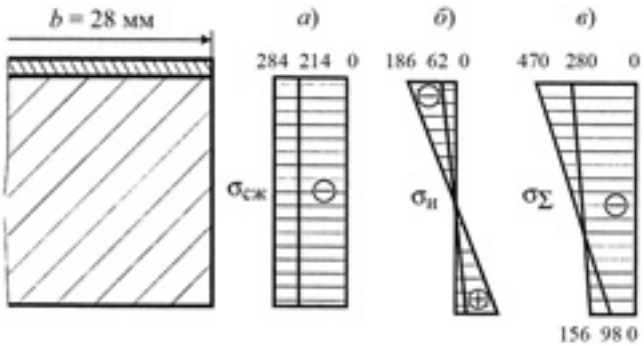


Рис. 2. Эпюры монтажных напряжений в поперечном сечении вкладыша в зависимости от натяга вкладыша (а), уменьшения его диаметра (б) и эпюра суммарная (в)

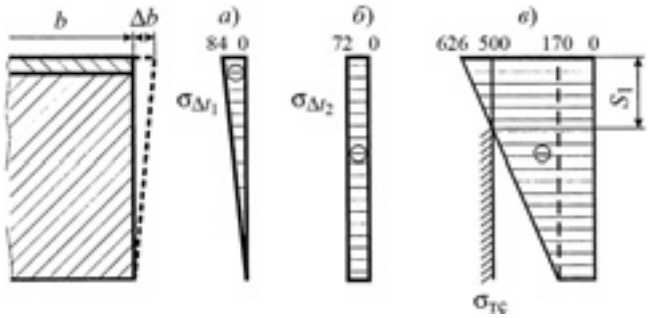


Рис. 3. Эпюры напряжений во вкладыше от перепадов температур (а, б) и суммарная эпюра от монтажной нагрузки и перепада температур (в)

ставляет 72 МПа (720 кгс/см^2). Если же учесть и σ_{t1} (рис. 3, *а*), то σ_Σ во внутренних слоях вкладыша (рис. 3, *в*) могут достичь 626 МПа (6260 кгс/см^2), т. е. превысить $\sigma_{тс}$, что и приводит к удлинению внутренних слоев относительно наружных на величину Δb, равную 0,025 мм. При этом прогиб Δ вкладыша, выраженный через радиус r кривизны и подсчитанный по формуле № 8, составит 0,035 мм. А это уже соизмеримо с зазором в шатунном подшипнике (70—128 мкм). Следовательно, при работе дизеля КамАЗ вероятность непосредственного контакта середины вкладыша с шейкой коленчатого вала повышается.

Таким образом, появление условия, заданного формулой № 6, как условие нарушения стабильности смазывания пары, можно объяснить только одним — напряженно-деформированным состоянием вкладыша, его прогибом Δ по образующей, которое, в свою очередь, можно представить в виде эквивалентной распределенной нагрузки, действующей на вкладыш в направлении постели.

Проворачивание вкладышей зависит, как сказано выше, от соотношения моментов $M_п$ и $M_к$. Но они, в свою очередь, определяются соотношением давлений отрыва вкладыша и радиального давления, которое устанавливается после перехода избыточного напряженного состояния в деформации на первом этапе. И после первичного прогиба вкладыша условие дальнейшего развития процесса деформации можно сформулировать так: величина давлений p на вкладыш в направлении отрыва от постели (как показали расчеты, оно для дизелей КамАЗ равно 3 МПа, или 30 кгс/см^2) превышает величину общего радиального давления q_Σ, которое представляет собой сумму четырех давлений: q_1, возникающего при нагружении вкладышей контрольным усилием; q_2 — давления, создаваемого при затяжке в постели; усилия q_3 — от окружной деформации на величину выступания и q_4 — от увеличения диаметра постели при затяжке вкладышей (формула № 9).

Вкладыши, находящиеся в стадии начала проворачивания, имеют выступание в контрольном приспособлении, сократившееся до нуля, их размер при переводе в свободное состояние снизился на 2,2 мм, а прогиб Δ по образующей составлял 0,14 мм. В итоге общее радиальное давление q_Σ вкладыша на постель уменьшилось, так как q_2 стало равным нулю. На неработающем двигателе, когда и $q_3 = 0$, $q_\Sigma = q_1 - q_и = 3{,}13$ МПа, или 31,3 кгс/см^2. Тогда $p/q_\Sigma = 0{,}96$. То есть отношение очень близко к единице, что означает: условия для образования первичного прогиба вкладыша могут наступать и при снижении выступания в процессе эксплуатации.

Условие начала проворачивания вкладышей (формула № 6) из-за их деформации в соответствии с изменением условий трения в подшипнике изменяется, что ведет к непосредственному контакту шейки коленчатого вала с вкладышами по площади, которая на вкладыше может быть определена по размерам натиров. Поэтому момент $M_п$ трения в подшипнике можно определить по формуле № 10. Подсчитанное по ней значение $M_п$ для дизелей КамАЗ составляет 87 Н · м, или 8,7 кгс · м.

Условия контакта между постелью и вкладышами при деформации последних также изменяются: вкладыш средней частью отрывается от постели, в результате чего площадь трения в этой паре уменьшается на ~50 %, т. е. снижается натяг в паре. Из-за чего радиальные давления снижаются и становятся меньше давления отрыва вкладыша. При этом момент $M_к$ трения в контакте вкладыша с постелью дает формула № 11. И рассчитанное по ней значение $M_к$ для рассматриваемого дизеля равно 81 Н · м, или 0,8 кгс/см^2.

Таким образом, получается, что $M_п > M_к$, т. е. $M_п$ достаточен для того, чтобы стронуть с места вкладыш в постели. Однако его проворачиванию препятствует и фиксирующий выступ вкладыша, для смятия которого требуется момент $M_{см}$ смятия, соответствующий формуле № 12. Для рассматриваемого дизеля $M_{см} = 75$ Н · м, или 7,5 кгс/см^2. То есть момент в подшипнике достаточен для смятия фиксирующего выступа вкладыша.

Но смятие фиксирующего выступа и проворачивание вкладышей, которое можно охарактеризовать как критическое состояние, происходит не мгновенно, а в три стадии.

На первой из них вкладыш деформируется до устойчивого состояния. При этом из-за потери натяга снижается общее радиальное давление q_Σ вкладыша на постель, а давление отрыва вкладыша от постели возрастает. С повышением выступания t в контрольном приспособлении прямопропорционально растет и напряжение, а, следовательно, и вероятность превышения им предела текучести и появления остаточных деформаций. То есть с увеличением t возрастает интенсивность потери натяга a_t.

Стадия заканчивается образованием первичного прогиба. И если условия, записанные в виде формулы № 6 и отношения $p/q_\Sigma > 1$, не достигнуты, то вкладыши будут работать с изменившимися параметрами и находиться в устойчивом состоянии, в дальнейшем их параметры не меняются, и проворачивания нет. Но если отношение p/q_Σ будет достигнуто, то начинается вторая стадия предпроворотного состояния, для которой характерно дальнейшее увеличение прогиба до значения, соответствующего формуле № 6. Происходит это потому, что уже после первой стадии вкладыш кон-

тактирует с шейкой коленчатого вала не всей своей площадью, а лишь выпуклой частью. И он средней своей частью оторван от постели, теплоотвод от данной части снижается, имеет место ее местный перегрев, увеличивающий тепловые напряжения и деформации и интенсифицирующий прогиб по образующей. Причем величина последнего с ростом наработки возрастает по закону экспоненты, что приводит к еще бóльшему нарастанию деформаций. И этот процесс необратим до достижения условия, записанного в виде формулы № 6. После чего начинается третья, заключительная стадия, при которой вкладыш смещается с посадки в постель, и нагрузка от момента $M_п$ сначала частично, а затем все в большей мере прикладывается к фиксирующему выступу. Напряжения в материале выступа постепенно достигают $\sigma_т$, и он сминается. Вкладыш, увлекаемый шейкой коленчатого вала, проворачивается относительно кривошипной головки шатуна. КШМ дизеля выходит из строя. Для его восстановления в лучшем случае необходима замена вкладышей, а в худшем — шлифование шеек коленчатого вала и переход на вкладыши ремонтных размеров. Потому что иначе обеспечить требуемое давление в системе смазки, предотвратить проворачивание вкладышей и добиться полного использования заложенного при конструировании и производстве дизеля ресурса невозможно.

УДК 629.1.011/.012

Ходовая система как резерв управляемости колесной машины

Д-р техн. наук И.В. ХОДЕС, А.Н. ДЕРБЕНЦЕВ, О.Б. РИГИН

Волгоградский ГТУ (+7. 8442 23-00-76)

Движение колесной машины (КМ) на больших скоростях является наиболее частой причиной ДТП из-за потери управляемости как при корректировке прямолинейного курсового направления, так и в режиме прохождения поворота. В особенности молодой водитель, который не имеет опыта вождения в экстремальных ситуациях, может повлечь за собой ряд неблагоприятных итогов. Поэтому современный автомобиль должен иметь колесный модуль.

Ключевые слова: *управляемость, устойчивость, подвеска, искажение, увод.*

Hodes I.V., Derbentsev A.N., Egorov P.G.

RUNNING THE SYSTEM AS A RESERVE CONTROLLABILITY OF WHEELED VEHICLES

Movement of wheeled machines (WM) at high speeds is the most frequent cause of accidents due to loss of controllability, as in adjusting the course straight lines, and in the mode of passing the turn. In particular, a young driver who has no experience driving in extreme situations, may lead to a number of unfavorable outcomes. Therefore, modern vehicle must have wheeled module.

Keywords: *controllability, stability, suspension, distort, slip.*

Корректирования прямолинейного курсового направления движения поворота, выполняемые на больших скоростях, как известно, — наиболее частые причины ДТП из-за потери управляемости. Дело в том, что на таких скоростях любая колесная машина не совсем адекватно реагирует на управляющее действие даже опытного водителя. А если к скорости добавляется еще и поворот, то возникающие при этом боковые силы существенно искажают задаваемый его радиус из-за увода эластичных колес, деформации податливых звеньев подвески, рулевого привода, остова. В итоге появляются угол крена и однонаправленный увод осей, т. е. боковое их смещение. Причем у передней и задней осей оно может быть разным по величине, что изменяет кривизну траектории и дополнительно искажает боковое смещение и курсовое направление.

Подобные явления имеют место также из-за самопроизвольных доворотов колес осей, обусловленных деформацией демпферных устройств подвески, а также остаточной несогласованностью углов установки «развал—схождение» колес каждой оси и т. п.

Искажение радиуса поворота заставляет водителя переходить на режим подруливания. При большой скорости прохождения поворота это в сочетании с неточностью и запаздыванием реакции водителя вызывает непредсказуемое изменение курсового направления и бокового ускорения.

Разработчикам колесных машин, и прежде всего — автомобилей, все перечисленное хорошо известно. Как и то, что наилучшее качество управляемости достигается, если суммарные искажения компенсируют друг друга во время всего периода отклонения управляемых колес. Но, к сожалению, конструктор ограничен в возможности уменьшения шинного увода даже при реализации нейтральной поворачиваемости, так как одинаковый однонаправленный увод осей не исключает смещения по другим причинам. Например, из-за наличия бокового ветра, поперечного наклона дорожного полотна и т. д. По существу, в его арсенале остается лишь возможность организовать обратный по отношению к центру поворота доворот колес. Но при этом он должен учитывать, что будет благоприятным для управляемости, если искажение заданной траектории вызвано деформацией подвески центробежной силой, может оказаться неблагоприятным, дестабилизирующим при прямолинейном движении и действии других причин появления боковых сил. Кроме того, при движении по неровностям, сказывающимся на однонаправленной деформации подвески, эти же явления нарушат согласование углов установки колес по «развалу—схождению», что вызовет дестабилизацию и «рысканье» машины.

Положение, таким образом, сложилось тупиковое. Хотя сама идея о полной компенсации шинного увода, безусловно, разумная. Нужно лишь найти способ ее реализации. И он найден (пат. № 2232683 РФ и № 73277 РФ).

Суть предлагаемого подхода — создание колесных модулей для передней и задней осей, т. е. для управляемых и неуправляемых колес. Модулей, в составе которых предусмотрен упругий компенсатор увода шины.

В таком модуле колеса, как обычно, установлены (рис. 1) на жесткой балке (задняя ось) или цапфе *1* (пе-

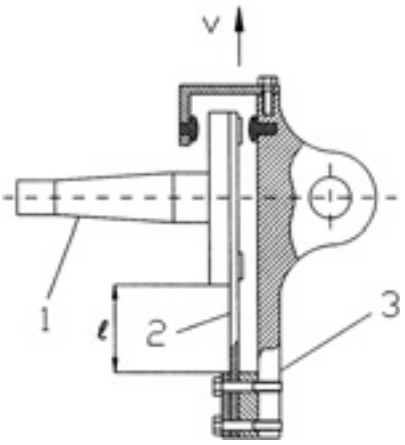


Рис. 1

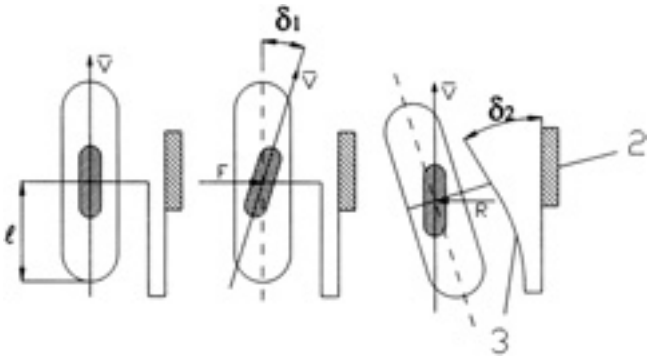


Рис. 2

редняя ось). Но между поворотным кулаком *3* и балкой или цапфой располагается упругая пластина *2*, которая может изгибаться в поперечном направлении. Например, на переднем колесе своей верхней частью эта пластина жестко связана с цапфой, а нижней частью — с поворотным кулаком. Благодаря такой конструкции колесо получило возможность при появлении боковой силы вместе с цапфой поворачиваться в поперечной плоскости в сторону, обратную направлению увода. То есть компенсировать увод, по какой бы из причин он ни произошел, и тем самым — улучшить стабилизацию прямолинейного движения колесной машины. Иначе говоря, упругая пластина непосредственно и автоматически компенсирует боковой увод. Ее работу иллюстрирует, причем достаточно наглядно, рис. 2.

Свойства этого компенсатора, как и любой плоской пружины, зависят от длины l ее упругой части, ширины b и толщины h_1, а также ее жесткости C. Авторами установлено, что для компенсации бокового увода δ_1 от поперечной силы F при коэффициенте увода $K_у$ и обеспечения прочности компенсатора при соотношении $h/b = 0{,}05$ должны соблюдаться два условия: $\frac{l^2}{bh^3} = \frac{E}{6K_о}$, и $\frac{l}{bh^2} = \frac{[\sigma]}{6F}$, в которых E — модуль Юнга материала пластины (Н/м^2), $[\sigma]$ — предел прочности материала (Па).

Есть и третье условие, напрямую не связанное с геометрией пластины. Оно касается ее жесткости C, значение которой выбирается таким, чтобы момент, создаваемый горизонтальной поперечной силой F на плече l, вызывал поворот колеса с цапфой на угол δ_2, равный и обратный углу увода δ_1, т. е. $\delta_1 = \delta_2$. Эту жесткость дает формула $C = K_у/l$.

Чтобы плоскость колеса под действием силы F поворачивалось в сторону, обратную направлению увода, точку пересечения оси поворота колеса с опорной поверхностью следует располагать позади вертикальной его оси.

Рассмотренное выше решение предназначено для колесных машин с традиционной независимой подвеской управляемых колес и подвеской с реактивными штангами, которые используются для кинематической и силовой связи остова с ведущим мостом. Но у авторов есть и вариант (второй из перечисленных в начале статьи патентов) для подвески передних управляемых колес, содержащей амортизационную стойку с рессорой. В этом случае упругий элемент представляет собой не плоскую, прямоугольную, а полукруглую непостоянного сечения по высоте пластину, которая одной своей частью жестко крепится к поворотной цапфе, а второй — к амортизационной стойке. Пересечение оси поворота колеса с опорной поверхностью также располагается позади вертикальной его оси.

Компенсацию увода колес при зависимой подвеске остова на жесткой балке, в принципе, можно получить и за счет рационального задания координат параметров связи остова с балкой по высоте и расстоянию в продольном направлении. То есть такого их задания, при котором доворот от разнонаправленной деформации подвески на внешней и внутренней сторонах становится направленным противоположно уводу. Но, к сожалению, на большинстве серийных колесных машин имеет место обратный доворот. Правда, он несколько компенсирует недостаточную поворачиваемость в заключительной стадии маневрирования, при этом усугубляя нестабильность задаваемой траектории. Что, например, достаточно ощутимо проявляется на таком популярном у потребителей автомобиле, как ВАЗ-2121. Хотя для устранения этого недостатка достаточно шарнир связи реактивной штанги переместить на то же расстояние назад, за опорную балку, согласовать углы увода и доворота. То же самое можно сказать и в отношении размещения шарниров зависимой подвески с листовыми рессорами.

Таким образом, из всего сказанного напрашиваются следующие выводы.

1. При проектировании подвески и рулевого привода возможность добиться взаимной компенсации углов шинного увода и доворота колес от деформации подвески, вызванной поперечными силами любого происхождения, есть. Это упругие пластины-компенсаторы.

2. Параметры компенсаторов следует выбирать так, чтобы кинематика подвески в зоне вероятных ее деформаций и изменения позиций колес относительно остова автоматически поддерживала согласованность увода колес по начальным настройкам «развала—схождения».

УДК 629.113.004

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАЦИОНАЛЬНОГО РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО СЕРВИСА

Кандидаты техн. наук Р.Г. ХАБИБУЛЛИН и Д.М. ЛЫСАНОВ,
д-р техн. наук И.В. МАКАРОВА

ИНЭКА (8.8552 39-71-40)

Рассматриваются вопросы прогнозирования развития сети сервисных предприятий различных размеров на региональном уровне на основе динамики численности парка автомобилей, возможностей роста производственных мощностей, наличия инвестиционных ресурсов на реконструкцию уже имеющихся или строительство новых предприятий.

Ключевые слова: *прогнозирование, развитие, регион, автосервисное предприятие, производственная мощность, рабочий пост, инвестиции, эффективность.*

Habibullin R.G., Lysanov D.M., Makarova I.V.

METHODICAL BASES OF RATIONAL DEVELOPMENT OF AUTOMOBILE SERVICE

Questions of forecasting of development of a network of the autoservice enterprises of the various sizes at a regional level are considered on the basis of dynamics of number of park of automobiles, opportunities of growth of capacities, presence of investment resources for reconstruction or construction of the new enterprises.

Keywords: *forecasting, development, region, the autoservice enterprise, capacity, working post, investments, efficiency.*

Развитие автомобильной сервисной сети, как и любой другой, — это, по сути, реакция на спрос. Однако у нас в стране между спросом и предложением пока существуют несоответствия. Потому что размещение автопарка и СТО по регионам (округам) характеризуется большой неравномерностью. То есть наблюдается значительная несбалансированность между имеющимся парком АТС и потребностью в его обслуживании и ремонте.

Понятно, что от такого дисбаланса придется избавляться. И исходной точкой для развития сервисной сети на перспективу должен стать прогноз динамики роста автомобильного парка.

Данный вывод — очевиден. Но для его реализации потребуется много усилий. Прежде всего потому, что при расчетах необходимо учитывать [1] рост производственных мощностей СТО, определяемых числом рабочих постов; тенденции изменения структуры парка АТС; социальные, экологические и строительные ограничения по допустимой насыщенности регионов предприятиями автосервиса; варианты изменения нормативов обслуживания автомобилей.

Расчет необходимого числа X_i рабочих постов для i-го региона может быть осуществлен по формуле № 1 (см. таблицу).

Необходимое число рабочих постов целесообразно определять с учетом диапазона возможных колебаний отдельных характеристик работы предприятия. В частности, могут рассматриваться различные варианты изменения региональной структуры автопарка (I_{N_i}), изменения производительности поста ($П$) с учетом улучшения качества предоставляемых услуг и сокращения времени ожидания начала выполнения работ.

Прирост ΔX_i требуемого числа рабочих постов — разность между необходимым (X_i) и существующим ($X_ф$) в настоящее время числом мощностей (формула № 2).

Потребности $И_i$ в инвестициях на прирост сервисных мощностей в регионе r можно рассчитать с помощью среднего коэффициента $K_ф$ фондоемкости создания одного рабочего поста и данных о необходимом приросте числа постов (ΔX_i) по формуле № 3, а общую требуемую сумму $И_\Sigma$ инвестиций по нескольким регионам — по формуле № 4.

Полученная величина общего объема инвестиций сопоставляется с имеющимися финансовыми ресурсами $Ф$, затем определяется минимальная (оптимальная) сумма $И_{опт}$ инвестиций, необходимая для развития сервисной отрасли (формула № 5).

Далее согласовываются цели и финансовые возможности развития сервисных предприятий, производится их уточнение и корректирование, после чего окончательно выбираются варианты наращивания производственных мощностей.

Выделяемые на развитие сервисной сети инвестиции ($И_{опт}$) можно разделить на две группы [2] — идущие на реконструкцию, модернизацию и расширение существующих ($И_р$) и на создание новых предприятий ($И_{с.н}$).

После определения их величин появляется возможность грамотно распределить денежные средства по регионам, т. е. пропорционально выявленным потребностям в приросте мощностей.

Наилучшую структуру реконструируемых и создаваемых автосервисных мощностей целесообразно выбирать на основе экономико-математических методов и моделей. Для этого необходима следующая информация: объемы выделяемых на развитие сервисной сети инвестиций по отрасли в целом и по регионам, удельная капиталоемкость и эффективность рабочего поста с дифференциацией этих показателей по типам предприятий (мелкие, средние, крупные). Причем решать данную задачу следует с использованием критерия эффективности (получение максимальной прибыли) при ограничении выделяемых финансовых средств. И формально ее можно записать в виде системы, состоящей из трех уравнений (формулы № 6).

Полученная структура производственных мощностей распределяется между малыми, средними и круп-

ными предприятиями в соответствии с заданным диапазоном мощностей, характеризующим размер автосервисных предприятий.

Далее решается задача рационального размещения объектов автосервиса по территории, причем обязательно с учетом фактора спроса.

Таков порядок расчетов, осуществляемых по методике прогнозирования развития системы сервиса. Его схема приведена на рисунке.

Теперь об экономической стороне вопроса.

Экономический эффект $Э$ программы развития автосервисной сети складывается из суммы эффекта $Э_р$ от расширения, реконструкции и модернизации действующих сервисных предприятий, а также эффекта $Э_с$ от создания новых предприятий (формула № 7). Но оценить его можно также и на основе методики, которая позволяет учесть вклад предприятий сервиса в развитие системы городского хозяйства.

Важным показателем эффективности является также общая сумма $О_\Sigma$ всех отчислений в городской бюджет (формула № 8).

Разделив суммарный объем $И_\Sigma$ инвестиций, выделяемых для развития автосервисной сети, на величину ежегодно поступающих в городской бюджет средств ($О_\Sigma$), можно определить с точки зрения городского хозяйства приближенный срок окупаемости ($СО$) инвестиций, вложенных в сервис (формула № 9).

Для развития автосервисной сети, кроме экономического эффекта, важен и социальный эффект. Это создание рабочих мест и снижение безработицы (здесь

№ формулы	Формула	Примечания
1	$X_i = \dfrac{K_i N_i I_{N_i} K_{об}}{K_и П}$	K_i — корректирующий коэффициент региональной структуры, учитывающий насыщенность i-го региона производственными мощностями автосервиса; N_i — число автомобилей в регионе; I_{N_i} — прогнозируемый индекс прироста числа автомобилей за рассматриваемый период; $K_{об}$ — коэффициент обращаемости на предприятие автосервиса; $K_и$ — коэффициент использования производственных мощностей; $П$ — производительность поста, т. е. число автомобилей, приходящихся на один пост
2	$\Delta X_i = X_i - X_ф$	—
3	$И_i = K_ф \Delta X_i$	—
4	$И_\Sigma = \Sigma И_i$	—
5	$И_{опт} \to \min(И_\Sigma, Ф)$	
6	$\sum_{r=1}^{R} (P_м X_{i_м} + P_с X_{i_с} + P_к X_{i_к}) \to \max;$ $K_{ф_м} X_{i_м} + K_{ф_с} X_{i_с} + K_{ф_к} X_{i_к} ¿ И_i;$ $X_{i_м}$; $X_{i_с}$, $X_{i_к}$ ¿0	$i = \overline{1 \ldots R}$; $P_м$, $P_с$, $P_к$ — рентабельность функционирования одного рабочего поста соответственно на малом, среднем и крупном предприятиях; $X_{i_м}$, $X_{i_с}$, $X_{i_к}$ — искомое число рабочих постов, создаваемых в i-м регионе на малом, среднем и крупном предприятиях; $K_{ф_м}$, $K_{ф_с}$, $K_{ф_к}$ — удельные фондоемкости создания одного рабочего поста на малом, среднем и крупном предприятиях
7	$Э_i = \sum_{i=1}^{R_м} Д_м X_{i_м} + \sum_{i=1}^{R_с} Д_с X_{i_с} + \sum_{i=1}^{R_к} Д_к X_{i_к}$	$R_м$, $R_с$, $R_к$ — соответственно число мелких, средних и крупных предприятий; $Д_м$, $Д_с$, $Д_к$ — прибыльность одного рабочего поста на малом, среднем и крупном предприятиях
8	$О_\Sigma = О_н + О_а$	$О_н$ — налоговые отчисления от прибыли предприятия в городской бюджет; $О_а$ — сумма арендной платы за занимаемые площади
9	$СО_{i_\Sigma} = \dfrac{И_{i_\Sigma}}{О_{i_\Sigma}}$	—
10	$X_г = \sum_{k=1}^{K} X_k$	K — число крупных городов региона; X_k — необходимый прирост мощностей для k-го города
11	$X_q = \dfrac{\sum_{q=1}^{Q} k_q L_q}{X_L}$	Q — числа важных автотранспортных магистралей; k_q — коэффициент напряженности (доля в общем грузообороте) q-й магистрали; L_q — ее протяженность; X_L — норматив мощностей автосервиса на 100 км дороги
12	$\Delta X = X + X_д$	—
13	$И_и = \sum_{k=1}^{K} И_{i_k} + \sum_{q=1}^{Q} f_{д_q} X_{д_q}$	$И_{i_k}$ — объем инвестиций, необходимых для развития сервисных предприятий в пределах k-го города; $f_{д_q}$ — средние затраты на реконструкцию или строительство q-го предприятия придорожного типа; $X_{д_q}$ — число рабочих постов на q-м предприятии дорожного типа

имеются в виду как прямые, так и сопряженные, обусловленные технологической цепочкой и необходимостью создания вспомогательных и поддерживающих производств, рабочие места); снижение затрат времени клиентов, т. е. времени, затрачиваемого на ожидание в очереди, перегон автомобилей, простой из-за поломки оборудования; повышение уровня ТО и ТР автомобилей, снижающего вероятность ДТП за счет предоставления комплекса более квалифицированных услуг, заменяющих самообслуживание автомобилей.

Таким образом, первым этапом для прогнозирования развития сервисной сети на региональном уровне является обоснованная оценка перспектив развития транспортной сети, связанная с задачами экономического развития региона в целом.

Необходимое число $X_г$ производственных мощностей автосервиса в крупных городах i-го региона определяется по формуле № 10.

Следующий этап — выявление наиболее крупных городов региона и анализ перспектив их развития, т. е. городов, рассматриваемых как основное звено в будущей сервисной сети всего региона.

Третий этап разработки программы перспективного развития сервисных предприятий региона — расчет необходимого числа производственных мощностей автосервиса вдоль главных автомагистралей. Число $X_д$ постов на этих предприятиях рассчитывается по формуле № 11.

Общие потребные мощности автосервисных предприятий для региона в целом находят путем суммирования $X_г$ и $X_д$.

Располагая информацией об имеющихся в регионе мощностях $X_р$, можно рассчитать число ΔX дополнительных постов, необходимое для полного удовлетворения спроса на услуги по автосервису. Их дает формула № 12. Требуемый объем $И_н$ инвестиций для осуществления намеченной стратегии развития автосервиса в регионе дает формула № 13.

Литература

1. Егорова Н.Е., Мудунов А.С. Автосервис. Модели и методы прогнозирования деятельности. М.: Экзамен, 2002. — 256 с.
2. Курников И.П. Эффективность технического перевооружения производства. Киев: Высшая школа, 1983. 103 с.

УДК 621.43

Диагностирование систем управления двигателем без его пуска

Кандидаты техн. наук Н.П. ШЕВЧЕНКО, В.В. НЕЧАЕВ и Ю.Н. МЕРКУШОВ, В.Н. ЖЕГЛОВ

Рязанский ВАИ (390014, Рязань-14, обл.)

Рассмотрены метод и средства тестового диагностирования комплексной системы управления двигателем.

Ключевые слова: *комплексная система управления двигателем, тестовое диагностирование, электронный блок управления.*

Shevchenko N.P., Nechaev V.V., Merkushov Yu.N., Zheglov V.N.

DIAGNOSING OF CONTROL SYSTEMS BY THE ENGINE WITHOUT ITS START-UP

The metod and means of test diagnosing of a complex system are considered by the engine.

Keywords: *complex control system of the engine, test diagnosing, the electronic block of management.*

Диагностирование комплексной системы управления двигателем (КСУД) современного автомобиля — тестовое, при котором на диагностируемый объект (в нашем случае — электронный блок управления) подаются эталонные сигналы воздействия. При этом каждое очередное воздействие назначается в зависимости от откликов на предыдущие сигналы.

Но электронный блок управления ДВС с распределенным впрыскиванием топлива представляет собой многорежимный цикловой автомат с разветвленной программой, регистрирующий и обрабатывающий информацию датчиков, вырабатывающий сигналы управления исполнительными электронными механизмами двигателя, а также выполняющий самодиагностирование. Поэтому оценка технического его состояния может быть выполнена только на работающем двигателе. Что для автомобильной военной техники не всегда приемлемо. Например, в условиях длительного хранения и неинтенсивного использования возникают обстоятельства, когда пуск двигателя для определения технического состояния системы его управления нежелателен или невозможен.

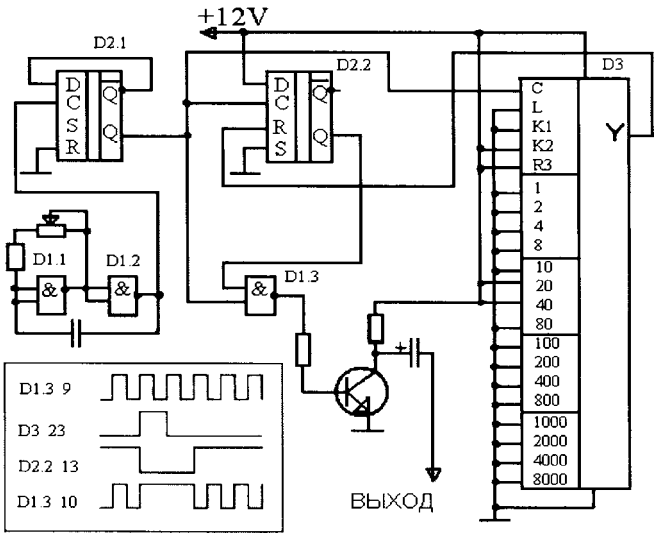


Рис. 1. Имитатор сигнала датчика положения коленчатого вала

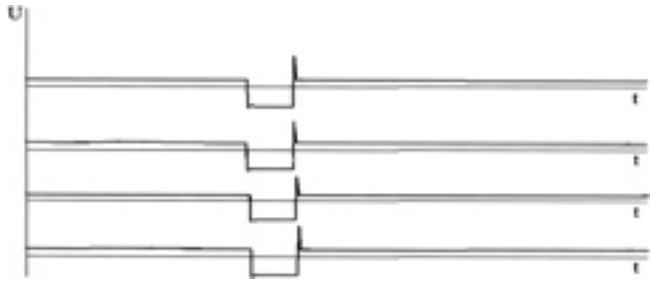


Рис. 2. Диаграмма дополнительного асинхронного импульса одновременного включения форсунок, наблюдаемого при включении зажигания двигателя с исправной КСУД

Авторам удалось решить эту проблему: контрольно-диагностическое обследование КСУД они предлагают выполнять при включенном зажигании и отключенном топливном насосе. Для чего к съемной части разъема датчика частоты вращения коленчатого вала (ДПКВ) достаточно подключить имитатор сигнала ДПКВ, схема которого показана на рис. 1.

Работы по тестовому диагностированию проводятся в следующем порядке.

1. *Режим подготовки к пуску ДВС.* Через диагностические переходники к электрическим разъемам топливных форсунок и топливного насоса подключается USB-осциллограф; включается зажигание и проверяется наличие дополнительного асинхронного импульса (рис. 2), одновременного включения всех форсунок, а также напряжения в разъеме питания топливного насоса.

2. *Режим продувки "залитого" двигателя.* USB-осциллограф подключается к электрическим разъемам топливных форсунок и соответствующим контактам датчика положения дроссельной заслонки (ДПДЗ), частота сигнала имитатора ДПКВ устанавливается чуть менее 250^{-1}; дроссельная заслонка полностью открывается. При этом импульсы впрыскивания на топливные форсунки подаваться не должны. (Этот режим работы ЭБУ расценивает как необходимость продувки цилиндров "залитого" двигателя.) Но они должны появляться при открытом состоянии дроссельной заслонки на угол, меньший 75%-го ее открытия, или при частоте сигнала ДПКВ, превышающей 1000^{-1}.

3. *Режим обогащения топливовоздушной смеси при ускорении коленчатого вала.* В режиме свободного ускорения в первый момент времени состав топливовоздушной смеси из-за инерционности сигнала отклика датчика массового расхода воздуха (ДМРВ) на изменение количества подаваемого воздуха и реакции электронного блока управления на поступивший от ДМРВ сигнал, ограниченной способности топлива к испарению при повышении давления во впускном трубопроводе и цилиндрах кратковременно обедняется. Чтобы предотвратить это явление и обеспечить нужные разгонные характеристики двигателя, ЭБУ в начальный момент времени разгона несколько переобогащает топливовоздушную смесь. Длительность t_{u_y} сигнала впрыскивания, подаваемого на форсунки, в первый, после резкого открытия дроссельной заслонки, момент времени должна отвечать условию: $t_{u_y} > 2t$, в котором t — длительность устоявшегося сигнала впрыскивания топливными форсунками при закрытой дроссельной заслонке.

4. *Режим мощностного обогащения топливовоздушной смеси.* ЭБУ отслеживает сигнал датчика положения дроссельной заслонки и частоту вращения коленчатого вала для определения моментов времени, при которых необходима максимальная мощность двигателя, для развития которой требуется более богатый, чем на номинальном режиме, состав топливовоздушной смеси. Контролируется этот параметр путем измерения длительности импульсов впрыскивания при имитации увеличения частоты n вращения коленчатого вала и угла φ открытия дроссельной заслонки (рис. 3).

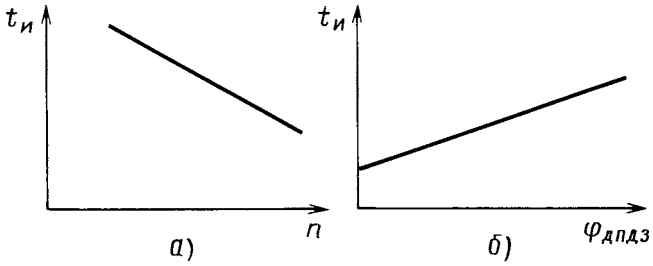


Рис. 3. Зависимость времени открытия форсунки от частоты сигналов ДПКВ (а) и ДПВЗ (б)

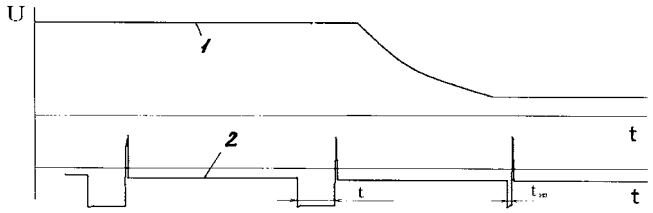


Рис. 4. Диаграммы изменения положения дроссельной заслонки (1) и длительности сигналов впрыскивания (2) при "сбросе" частоты вращения коленчатого вала

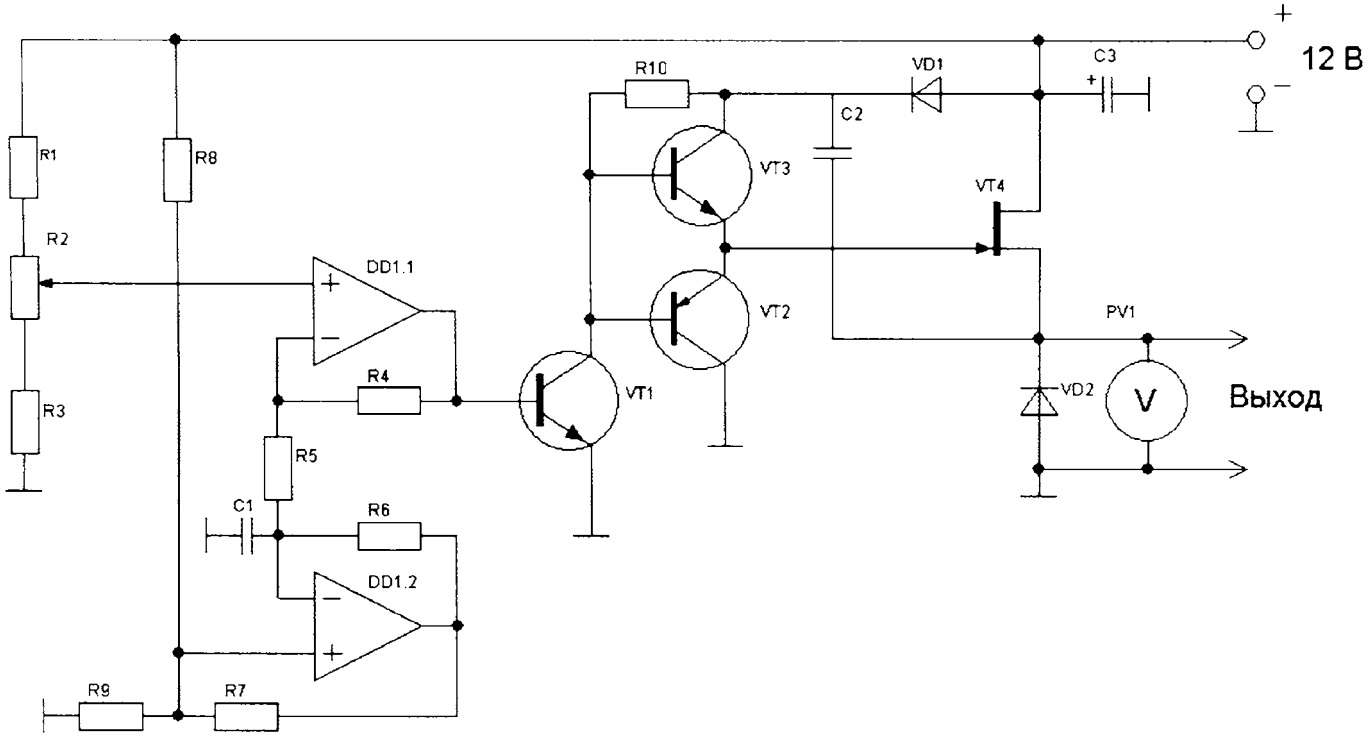


Рис. 5. Регулятор напряжения бортовой сети

5. *Режим обеднения топливовоздушной смеси при замедлении вращения коленчатого вала.* При резком закрытии дроссельной заслонки ЭБУ отслеживает сигнал ее положения и выдает укороченные сигналы впрыскивания, т. е. обеспечивает условие, обратное приведенному в п. 3 ($t_{u_y} < t$). Форма сигнала при диагностировании в данном режиме приведена на рис. 4.

6. *Компенсация изменения напряжения бортовой сети.* Для контроля компенсации длительности сигналов впрыскивания, подаваемых на форсунки, при изменении напряжения бортовой сети напряжение питания системы управления КСУД подается от бортовой аккумуляторной батареи через регулятор напряжения (рис. 5), который позволяет плавно его изменять в пределах, обеспечивающих нормальную работу системы. В ходе диагностирования оператор, изменяя напряжение бортовой сети, с помощью USB-осциллографа, подключенного к форсункам и модулю зажигания, проверяет, как изменяются длительность импульсов впрыскивания и время накопления энергии в катушках зажигания. При этом ЭБУ должен компенсировать и падение, и рост напряжения бортовой сети, т. е. в первом случае увеличивать длительность импульсов впрыскивания и время накопления энергии в катушках, а во втором — уменьшать.

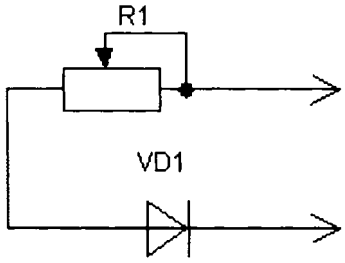


Рис. 6. Имитатор датчика охлаждающей жидкости

7. *Отключение подачи топлива.* Подача топлива в цилиндры двигателя прекращается, если частота вращения коленчатого вала превышает предельное допустимое ее значение. Для контроля этого режима плавно увеличивают частоту сигналов имитатора ДПКВ, и когда она достигает предельного для диагностируемого двигателя значения, сигналы впрыскивания, подаваемые на топливные форсунки, должны исчезнуть.

8. *Прогрев двигателя.* По сигналу датчика температуры охлаждающей жидкости ЭБУ корректирует состав топливовоздушной смеси: при низкой ее температуре смесь обогащается, а по мере прогрева двигателя смесь постепенно обедняется. Чтобы убедиться в том, что ЭБУ выполняет эти функции, к электрическим разъемам топливных форсунок подключается USB-осциллограф, а к ответной части разъема датчика температуры охлаждающей жидкости (ДТОЖ) — его имитатор (рис. 6). Оператор, плавно изменяя его сигналы с помощью резистора R1, контролирует длительность сигналов впрыскивания топлива форсунками: на "холодном" двигателе они должны быть больше, чем на "прогретом".

9. *Режим самодиагностирования.* Для проверки данного режима в диагностическом разъеме замыкают необходимые контакты, поочередно отключают датчики КСУД, первичных обмоток модуля зажигания и сверяют соответствие подаваемых лампой самодиагностирования кодов с контрольными для диагностируемого двигателя кодами.

УДК 620.179-112

Смазочная композиция для восстановления трущихся поверхностей машин и механизмов

Кандидаты техн. наук Ш.Д. БАТЫРМУРЗАЕВ и Л.Б. ВОЛОДИНА,
кандидаты эконом. наук Т.Г. ГАМЗАТОВ и М.А. САИДОВ,
А.Ш. БАТЫРМУРЗАЕВ, З.М. БАТЫРМУРЗАЕВА

Дагестанский ГТУ, Дагестанский филиал ОАО «РусГидро»,
Дагестанский ГИНХ (8.8722 68-23-26)

Приведены результаты разработки новой технологии получения смазочной композиции, улучшающей антифрикционные свойства трибосопряжений машин и механизмов.
Ключевые слова: *трибосопряжение, наночастицы, фуллерены, технология, композиция.*

Batirmurzaev Sh.D., Volodina L.B., Gamzatov T.G., Saidov M.A., Batirmurzaev A.Sh., Batirmurzaeva Z.M.
LUBRICANT COMPOSITION FOR REPAIR FRICTIONS SURFCS MACHINS AND MECHANIZATIONS FOR WORRER REGIME

This article describes the results of development of a new approach for receiving the lubrication formula for antifriction properties improvement of the diesel tribounits.
Keywords: *tribounits, nanoparticles, fullerenes, technology, composition.*

Одним из наиболее эффективных методов снижения энергетических затрат при функционировании машин и механизмов и интенсивности изнашивания их элементов с незапамятных времен были и остаются смазочные материалы. Поэтому поиск новых их вариантов и совершенствование уже применяемых является задачей, которая решается непрерывно. Причем этот процесс идет, главным образом, по двум направлениям: улучшаются базовые смазочные материалы за счет совершенствования их состава и технологии изготовления (минеральные, полусинтетические и синтетические масла), а также добавления в них самых различных присадок. Следует отметить, что в последние годы появились присадки, которые не только резко улучшают смазывающие свойства масел, но и способны восстанавливать изношенные поверхности [1, 2].

Сначала это были присадки на основе молибдена, который, как известно, обладает очень небольшим коэффициентом трения. Но потом на рынке появлялись все новые и новые присадки, улучшающие как трибологические свойства смазочной среды, так и свойства смазываемых поверхностей. А в последние годы предпринимаются попытки создания так называемых геомодификаторов трения, т. е. присадок на основе природных материалов, наночастиц или их сочетания [3]. И в данной работе принимают участие авторы этой статьи: они поставили перед собой задачу не только разработать новые рецептуры и технологии получения геомодификаторов трения, но, главное, присадок на основе соединения распространенных природных (значит, доступных и дешевых) материалов с наночастицами.

В качестве такого материала, после лабораторных трибологических испытаний [4], был выбран высокодисперсный порошок одной из модификаций серпентина (офита): он существенно повышает противоизносные и антифрикционные свойства как моторных, так и трансмиссионных масел. Более того, при изучении механохимических реакций в парах трения было установлено, что при наличии в масле поверхностно-активных веществ, наноразмерных частиц, сажи и фуллеренов поврежденные поверхности трения способны самовосстанавливается. И здесь с практической точки зрения очень важно подобрать такое сочетание элементов в присадочной композиции, которое обеспечивает быстрое и надежное восстановление изношенной поверхности. И, естественно, создание на неизношенной поверхности масляной пленки с улучшенными трибологическими свойствами.

И обе эти проблемы авторам удалось решить.

Так, они установили, что при введении в любое из моторных масел смазочной композиции, включающей твердосмазочные элементы, смесь наночастиц, сажи и фуллеренов, на поверхностях трения всегда образуются устойчивые износостойкие пленки. Причем наиболее эффективной оказывается твердосмазочная смесь, получаемая путем совместного помола природного серпентина, магниевого концентрата и поверхностно-активного вещества ОП-7 до размеров частиц, равных 1—40 мкм. (Серпентин — горная порода, состоящая из смеси хризотил-асбеста, офита, антигорита и лизардита в соотношении 1 : 3, 5 : 2, 5 : 3; магниевый концентрат получают при очистке высокоминерализованных термальных вод, он содержит 80—88 % MgO, 10—18 % FeO, 0,2—2,2 % AlO и 1,6—3,5 % SiO.)

Ее эффективность резко повышается при добавлении наночастиц SiO_2, FeO, Fe_2O_3, Na_2O, K_2O (их получают дегидратационным диспергированием гидратированной молотой глины при ее нагревании от 373 до 1273 K, или от 100 до 1000 °C) и смеси сажи и фуллеренов (смесь получают в дуге при сжигании электролизных электродов).

Но главная задача, которую решали авторы, повторяем, — создание композиции, способной формировать прочное покрытие на изношенных поверхностях деталей и узлов трения. И прежде всего — деталей и узлов ДВС.

И это тоже удалось. В итоге оказалось, что в твердосмазочную композицию должны входить серпентин в виде природной смеси хризотил-асбеста, офита, антигорита и лизардита в соотношении 1 : 2,5—4,0 : 1,5 : 1—3,0 : 2,0—3,5, магниевый концентрат, содержащий MgO — 80—88 %; CaO — 10—18, Fe_2O_3 и Al_2O_3 — 0,2—2,2, SiO_2 — 1,6—3,5 %, и поверхностно-активные вещества в качестве диспергатора. Эта смесь должна иметь дисперсность 1—40 мкм, и в нее должна добавляться смесь из 90 % сажи и 10 % фуллерена. Кроме того, добавлять нужно и наночастицы SiO_2, FeO, Fe_2O_3, Na_2O, K_2O, получаемые при дегидратационном диспергировании гидратированных частиц молотой глины при ее нагревании до температур, приведенных выше, и их транспортировании водородом до первого барбатера с маслом. Смесь же сажи и фуллеренов до второго барбатера выгоднее всего перемещать гелием. Размеры наночастиц в обеих смесях 1—20 нм.

Триботехнический эффект рассмотренного способа, как показали эксперименты, при различных связующих (минеральное, полусинтетическое, синтетическое масло) одинаков. Как и в случае различных ПАВ.

Установлено также, что реакции в смесях твердых веществ начинают протекать при наличии благоприятных термодинамических условий — большой поверхности контакта (она пропорциональна дисперсности зерен, которая, в свою очередь, пропорциональна давлению при прессовании порошка), диффузии, температуры.

В смеси наночастиц, сажи и фуллеренов при работе пар трения идут химические реакции. Наночастицы диоксида кремния, оксидов железа соединяются с железом детали с образованием силикатов железа, а также с сажей и фуллеренами с образованием карбидов кремния и железа. Наличие же оксидов магния и кальция способствует протеканию реакций в

твердом состоянии с большими выделением теплоты и скоростью. Например, при температуре 1523 К (1250 °С) за 2 мин в ней реагирует 80 % массы [5]. Под давлением же высоких нагрузок и температур (работа ДВС) в контактных зонах кристаллизационная вода в составе кристаллогидратов замещается атомами углерода из углеводородного связующего. Эти обезвоженные кристаллы, внедряясь в поверхность металла, становятся катализаторами процесса цементации поверхностного слоя и скелетом для наращивания приповерхностных слоев. То есть насыщение углеродом поверхностного слоя металла приводит к образованию твердого раствора карбида железа.

Наночастицы диоксида кремния также соединяются с углеродом и образуют сверхтвердые карборундовые приповерхностные слои: гибридизация углерода в поверхностном слое является продуктом образования алмазоподобной структуры углерода.

Полученный таким образом приповерхностный слой улучшает долговечность контакта, снижает коэффициент трения в 18—20 раз и компенсирует износ поверхностей пар трения.

Очень большое достоинство предлагаемого авторами состава заключается в том, что его в узел трения можно вводить через штатную систему смазки, путем напыления на поверхности контактных зон. То есть он пригоден для любых пар трения.

Сказанное выше — не только теоретические соображения. Оно — и результат натурных исследований. Например, в систему смазки одного из ДВС поочередно вводились смеси, состоящие из 6,5—7,5 % наночастиц, 25—35 % магниевого концентрата, 45—65 % серпентина и 7,5—11,5 % ПАВ. Результат подтверждает, что противоизносный эффект, наблюдаемый при введении в масло высокодисперсного порошка, смеси наноразмерных частиц, смеси сажи и фуллеренов обусловлен их воздействием не на масло, а именно на поверхности трения. Отсюда вывод: поскольку процесс образования на трущейся поверхности противоизносной пленки — кинетический, то, естественно, положительное влияние твердосмазочной смеси проявляется не сразу, а через некоторый, иногда достаточно продолжительный период приработки. Но в конечном итоге он дает заметное увеличение размеров трущихся деталей. Например, толщины зубьев по делительной окружности шестерен — до 0,2 мм. И, главное, снижает расход топлива ДВС до 30—35 %. Кроме этого, повышает давление в цилиндрах, мощность двигателя (на 10—15 %) и снижает расход топлива на 7—10 %. То есть налицо — рост механического КПД.

Таким образом, авторы нашли состав смеси — присадки, которая гарантированно обеспечивает формирование покрытия на трущихся поверхностях. Они определили также оптимальный состав, подобрали технологическое оборудование, обеспечивающее промышленную реализацию технологии. Так что дело сейчас — за теми, кто согласится ее внедрить.

Литература

1. Современная трибология: итоги и перспективы. Под ред. К.В. Фролова. — М.: ЛКИ, 2008. — 480 с.
2. Погодаев Л.И. Повышение надежности трибосопряжений / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин, П.П. Дудко. — С-Пб.: Академия транспорта РФ, 2001. — 304 с.: ил.
3. Волков В.П., Павлов К.А., Лознецова Н.Н., Топоров Ю.П. Использование высокодисперсных природных гидросиликатов и наноразмерных частиц для модифицирования трущихся поверхностей. // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2006. № 12. — С. 3—5.
4. Волков В.Г., Лознецова Н.Н., Павлов К.А., Топоров Ю.П. Силикаты группы серпентина как материал для присадок к смазочным маслам // Материаловедение. — 2006. № 4. — С. 41—45.
5. Пат. № 2035636 С1, РФ.

УДК 621.74.043:669.721.5

Литейные алюминиевые сплавы для изделий автомобилестроения

А.И. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук, Л.В. НИКУЛИН, Н.В. КАСЬЯНОВ, В.П. КОВАЛЕНКО

ОАО «Пермские цветные металлы», Пермский ГТУ (+7.3422 123-927)

Приводится обстоятельная характеристика механических и литейных свойств сплавов, продемонстрированы оптимальные области использования.

Ключевые слова: *сплавы, алюминиевые, производство, контроль, качество, применение.*

Juravlev A.I., Nikulin L.V., Kasianov N.V., Kovalenko V.P.

CASTING ALUMINIUM ALLOYS FOR AUTOMOBILE COMPONENTS

Description of the mechanical and casting properties of alloys and fields of application are detailed.

Keywords: *enterprise, metallurgical, aluminum, alloys, automobile, ensure.*

В конструкции современных автомобилей все более широкое распространение получают алюминиевые литейные сплавы: они легки, прочны, коррозионностойки, легкоплавки, пригодны для самых различных способов литья. С другой стороны, число таких сплавов, которое на первых этапах их освоения автомобильной промышленностью было весьма значительным, в настоящее время резко сократилось. То есть в конкурентной борьбе побеждают лучшие из лучших. Кроме того, те качества, которые потребители (автозаводы) требуют от таких сплавов, обеспечиваются за счет примерно одинакового содержания компонентов в этих сплавах (табл. 1). Причем главную роль в формировании их свойств играют кремний и медь, а остальные компоненты выполняют вспомогательные, хотя иногда и очень важные функции.

Так, кремний обеспечивает сплавам отличные литейные свойства и повышает их прочность; медь значительно увеличивает их твердость, прочность и обрабатываемость резанием. Однако если ее больше 4 %, то ухудшается коррозионная стойкость самих сплавов. Марганец нейтрализует вредное влияние железа, изменяя морфологию игольчатых выделений железистых фаз на компактную. Но его тоже нельзя вводить много, так как в противном случае марганца будет меньше (до 1 %), чем необходимо при литье под давлением для предотвращения приваривания сплавов к пресс-форме. Никель способствует повышению прочности при повышенных температурах, титан измельчает зерно и улучшает пластичность сплавов. Цинк повышает твердость сплавов.

Следует отметить, что ведущие автомобилестроительные фирмы Японии, Германии, США и других стран заказывают сплавы, составы которых отличаются от стандартных, но более точно отвечают техническим условиям литейных заводов этих фирм. В зависимости от конкретной продукции пределы содержания основных компонентов и примесей в заказах могут значительно колебаться. В некоторой степени такая ситуация свойственна и российским организациям. Так, в 1990-е годы НИИАТМ (Москва), ВНИИПТ Вторцветмет (Донецк) и другие НИИ активно разрабатывали сплавы, ориентируясь на местную сырьевую и металлургическую базы, а также на то оборудование, которое имелось в литейных цехах предприятий конкретного региона. Составы этих сплавов отличались от регламентированных ГОСТ 1583—93, но благодаря общему высокому уровню свойств медистых силуминов новые варианты не уступали по технологичности стандартным составам.

В лаборатории специальных методов литья Пермского ГТУ проведены исследования свойств сплавов зарубежного производства и производства ОАО «Пермские цветные металлы» при литье в металлические формы — в кокиль и под давлением. Их результаты (табл. 2) показывают, что сплавы отечественных марок практически не уступают по прочности зарубежным сплавам, но их пластичность в отдельных случаях несколько ниже. Причина — в более жестких требованиях зарубежных потребителей к предельно допустимому содержанию

Таблица 1

Марка сплава (страна-производитель)	Содержание компонентов, %					
	Si	Cu	Mg	Mn	Fe	Ni
D12S (Япония)	10—12	1,8—3,3	max 0,30	max 0,5	max 0,9	max 0,5
DIN 226 (ФРГ)	10—11	2,2—3,3	0,2—0,4	0,2—0,5	0,9—1,2	max 0,3
NA 380.1 (США)	8,5—9,5	3,0—3,5	max 0,10	max 0,45	0,8—1,0	max 0,5
АК12М2 (РФ)	11—13	1,8—2,5	max 0,15	max 0,3	0,6—1,0	max 0,3
АК9М2н (РФ)	8,0—9,0	1,5—3,0	0,1—0,7	0,1—0,4	0,4—0,9	0,1—0,5
АК5М2ц (РФ)	4,5—6,5	1,6—3,2	0,2—0,8	0,1—0,5	max 1,3	Zn 0,4—2,6
Примечание. В сплавах D12S, DIN 226 и NA 380.1 допускается не более: 1,0—1,2 % цинка и 0,1—0,15 % титана.						

Таблица 2

Сплав	Предел прочности, МПа, при литье		Относительное удлинение, %, при литье		Твердость по Бринеллю, МПа, при литье	
	в кокиль	под давлением	в кокиль	под давлением	в кокиль	под давлением
D12S	240	315	2,3	2,5	890	920
DIN 226	235	306	2,4	2,3	890	905
NA 380.1	210	290	3,1	3,5	860	890
АК12М2	215	320	1,6	1,8	860	910
АК9М2н	205	315	1,8	2,2	880	900
АК5М2ц	175	195	2,2	2,1	850	870

магния в сплавах. Например, в сплаве DIN 226 (Германия) его допускается не больше 0,4 %, в японском сплаве DI2S — до 0,3 %, а в NA 380.1 (США) — до 0,1 %. Поэтому ОАО «Пермские цветные металлы», чтобы сохранить конкурентоспособность, разработало специальную технологию удаления магния из переплавной ванны и доведения его содержания до 0,1 %. И теперь все отечественные алюминиевые сплавы, содержащие в качестве основных компонентов кремний и медь (медистые силумины), не только по пластичности вышли на уровень лучших зарубежных, но и по литейным свойствам (табл. 3). К примеру, они превосходно отливаются в металлические и песчаные формы, а также под давлением и методом жидкой штамповки. При этом технологический отсев в партии отливок минимален: он, как правило, не больше 1,5 %.

Как видно из таблицы, из трех сплавов, выпускаемых ОАО «Пермские цветные сплавы», наиболее высокими жидкотекучестью и прочностью, минимальной литейной усадкой обладает слав AR112M2. Кроме того, он не склонен к образованию горячих трещин, его температурный коэффициент α линейного расширения равен $23{,}1 \cdot 10^{-6}$ град.$^{-1}$, а скорость коррозии в трехпроцентном растворе поваренной соли не превышает 0,1816 г/м^2. Поэтому его применяют для литья под давлением и в кокиль крупногабаритных ответственных отливок, работающих под большой нагрузкой — блоков и головок цилиндров, картеров, корпусов коробок передач. (Например, на литейном заводе ГАЗа успешно функционирует роботизированный комплекс по изготовлению литьем под давлением блоков цилиндров для легковых автомобилей.)

Сплав АК9М2н предназначен для литья в кокиль и под давлением самой разнообразной номенклатуры деталей средних габаритных размеров, потому что обладает оптимальным сочетанием литейных свойств и механических характеристик. Причем при введении в него до 0,5 % никеля выполненные из него детали очень хорошо работают при повышенных температурах.

Температурный коэффициент α линейного расширения АК9М2н равен $24{,}8 \cdot 10^{-6}$ град.$^{-1}$, скорость коррозии в трехпроцентном растворе поваренной соли составляет 0,1870 г/м$^2 \cdot$ ч.

Этот сплав успешно применялся в ПО «Ижмаш» для массового производства деталей мотоциклов «Урал-5» и «Планета-5», а Пермский литейный завод в течение ряда лет методом литья в кокиль серийно изготовлял из него отливки «картер рулевого управления» для автомобиля ВАЗ-2106.

У сплава АК5М2ц средние литейные свойства и не столь высокие механические характеристики, чем у двух предыдущих. Поэтому его применяют для литья под давлением и в кокиль относительно простых по конфигурации отливок, у которых толщина стенок составляет 4—10 мм. Его температурный коэффициент линейного расширения — $25{,}4 \cdot 10^{-6}$ град.$^{-1}$, скорость коррозии в трехпроцентном растворе поваренной соли — 0,1905 г/м$^2 \cdot$ ч. Главное его достоинство — невысокая стоимость. В связи с чем его очень широко используют для изготовления различных поддонов, оснований, крышек, фланцев, соединительных элементов с литой резьбой, корпусов электроаппаратуры и для заливки электронагревательных элементов.

Все перечисленные сплавы можно применять не только в литом, но и в термически обработанном состоянии. Причем для изделий, отлитых под давлением, такая обработка ограничивается низкотемпературными режимами: отжигом (режим Т2) или старением без закалки (режим Т1); заготовки же, отлитые

Таблица 3

Свойство	Сплав		
	АК5М2ц	АК9М2н	АК12М2
Жидкотекучесть, мм, при литье:			
в кокиль	240	320	390
под давлением	270	380	440
Литейная усадка, %, при литье:			
в кокиль	0,97	0,82	0,78
под давлением	0,83	0,79	0,71
Горячеломкость при литье:			
в кокиль, мм^2	29,0	17,5	6,7
под давлением, мм	30,6	14,3	2,9

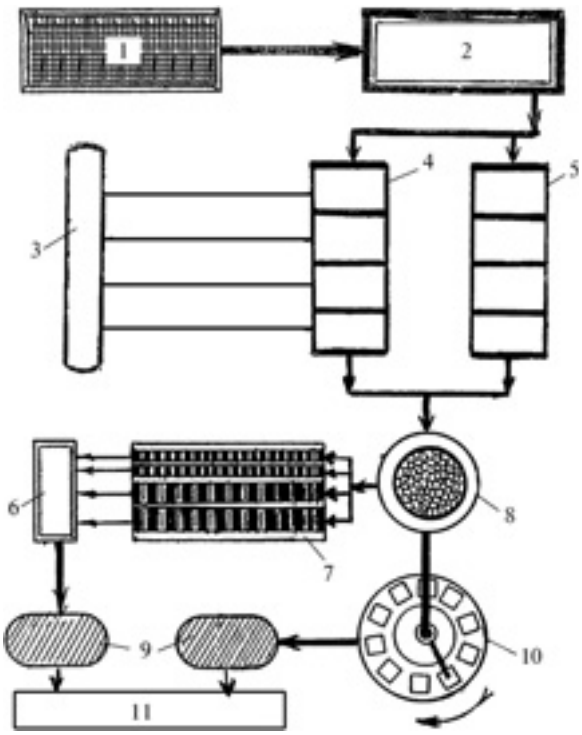


Схема организации технологического процесса плавки, обработки расплава и разливки алюминиевых сплавов в чушки и слитки в ОАО «Пермские цветные металлы»:

1 — участок подготовки и взвешивания шихты; *2* — плавильная печь; *3* — участок подготовки технологических операций; *4*, *5* — миксеры; *6* — участок укладки чушек в пакеты; *7* — разливочные конвейеры; *8* — пенокерамический фильтр; *9* — готовая продукция; *10* — участок радиальной разливки сплава в слитки; *11* — склад готовой продукции

в кокиль, могут упрочняться закалкой (режим Т4) или закалкой и старением (режим Т6). (Закалка не только увеличивает прочность, но и положительно влияет на пластичность сплавов — относительное удлинение возрастает в 2—2,5 раза, а при старении закаленных сплавов их прочность возрастает еще больше, но пластичность, к сожалению, снижается почти до уровня литого состояния.)

Технологический процесс изготовления сплавов в ОАО «Пермские цветные металлы» показан на рисунке. Реализуется он в металлургическом цехе, который располагает плавильной печью *2* с газовым обогревом, двумя (*4* и *5*) миксерами вместимостью 40 т расплава, четырьмя разливочными конвейерами *7* с водяным охлаждением для пятикилограммовых чушек, а также установкой *10* с радиальным распределением потока металла по изложницам 600-килограммовых слитков.

Лаборатория предприятия с точностью ±0,1 % контролирует содержание 20 элементов в промежуточных расплавах и готовых сплавах, температуры свода и стен печи и миксеров контролируются электронным пирометром.

Для удаления водорода и устранения пористости в слитках ванну продувают нейтральным газом и выдерживают жидкий металл в миксере перед разливкой при фиксированной температуре. В результате его содержание снижается от исходного 0,67 до 0,19 см^3 на 100 г металла.

Рафинирование от неметаллических включений осуществляется фильтрацией расплава через пенокерамические фильтры, устанавливаемые в распределительной коробке, непосредственно перед заливочным устройством. Причем каждый фильтрующий элемент используется при разливке только одной плавки. Поэтому чистота металла в слитках остается на самом высоком уровне как в начале и середине, так и в конце разливки.

Охлажденные чушки комплектуются в пакеты массой 700 кг, обертывается полиэтиленовой пленкой для защиты от влаги при транспортировании к потребителю.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Короткова М.В. — Оптимизация структуры акционерного капитала как способ совершенствования управления предприятием 1
Суменков Н.А. — Оценка затрат на достижение, реализацию и поддержание качества базовых шасси для военной автомобильной техники 3
АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Файзуллаев Э.З. — Критерий оценки приспособленности автомобилей к горным условиям эксплуатации 8
Погуляев Ю.Д. — Новые возможности управления дизелем 9
Барыкин А.Ю. — Влияние степени блокирования привода колес на топливную экономичность автомобиля 12
Бахмутов С.В., Шухман С.Б., Курмаев Р.Х., Лепешкин А.В. — Корректирующие алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного АТС при прямолинейном его движении 14
Кисуленко Б.В. — Повышение устойчивости прицепных автопоездов с помощью бортовых интеллектуальных систем 18
Рынкевич С.А. — Результаты экспериментальных исследований закономерностей изменения ресурса автомобильных ГМП 20
Трофимов В.М., Эсперов Д.Г., Коновалов А.Н. — Устройство для самобалансирования автомобильного колеса 23
Макушин А.А., Кулаков А.Т., Денисов А.С. — Режимы смазывания и работоспособность подшипников дизелей 26
Ходес И.В., Дербенцев А.Н., Ригин О.Б. — Ходовая система как резерв управляемости колесной машины 30

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Хабибуллин Р.Г., Лысанов Д.М., Макарова И.В. — Методические основы рационального развития автомобильного сервиса 32
Шевченко Н.П., Нечаев В.В., Меркушов Ю.Н., Жеглов В.Н. — Диагностирование систем управления двигателем без его пуска 34

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Батырмурзаев Ш.Д., Володина Л.Б., Гамзатов Т.Г., Саидов М.А., Батырмурзаев А.Ш., Батырмурзаева З.М. — Смазочная композиция для восстановления трущихся поверхностей машин и механизмов 37
Журавлев А.И., Никулин Л.В., Касьянов Н.В., Коваленко В.П. — Литейные алюминиевые сплавы для изделий автомобилестроения 38

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. С. Ковригин, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, Г. И. Мамити, В. А. Марков, А.В. Николаенко, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков

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

Корректор В.Г. Быстров
Сдано в набор 02.11.2009. Подписано в печать 10.12.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,69. Зак. 2.
Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

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

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней.
За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала «Автомобильная промышленность» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.