ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2011

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ РОССИИ В ПЕРИОД 2002—2008 гг. С ПОЗИЦИЙ МАТЕМАТИКИ

Канд. экон. наук Н.М. ИЛЬИЧЕВА, Ю.С. ГАЛЧЕНКОВ

Нижегородский ГУ имени Н.И. Лобачевского (831. 430-39-42)

Рассматривается состояние отечественного производства легковых автомобилей, причины его отставания от зарубежного и перспективы развития.

Ключевые слова: *автомобильная промышленность, конкурентоспособность, модернизация, производство.*

Ilicheva N.M., Galchenkov Yu.S.

AUTOMOTIVE INDUSTRY OF RUSSIA IN 2002—2008 gg. WITH ASPEKT OF MAHTEMATIC

The state of domestic production cars, the reasons for its backlog of foreign and development prospects is discussed.

Keywords: *automobile industry; competitiveness, modernization, production.*

Мировой опыт свидетельствует: наличие собственной автомобильной промышленности — одна из основ внутреннего развития и международного сотрудничества. Уже хотя бы потому, что на ее долю в наиболее развитых странах приходится до 10 % ВВП. Кроме того, ее развитие — серьезный стимул научно-технического прогресса, поскольку постановка на производство каждой новой модели АТС требует новых технических и технологических решений в смежных областях.

Понятно, что Россия с этой точки зрения — не исключение. Но поскольку тенденции технического развития у нас совпадают с общемировыми, то наше автомобилестроение становится отраслью с высокими требованиями к качеству продукции, уровню ее экономичности, экологической чистоты и безопасности. Поэтому автомобилестроительные фирмы просто вынуждены находиться в состоянии постоянного поиска оптимальных решений проблем, связанных с вышеозначенными тенденциями, вступать в ожесточенную конкурентную борьбу не только в традиционных, но и в инновационных рамках. Тем более что потребители становятся более требовательными и разборчивыми, что также предполагает дополнительные усилия по их привлечению к автомобилям какой-то определенной марки.

Таким образом, мы видим, что, с одной стороны, у отечественного авторынка есть перспективы роста, а с другой, — что усиление конкурентной борьбы между фирмами, в том числе за переделами сегментов рынка, обостряется. То есть условия у нас, как и везде, довольно сложные. Чтобы в них чувствовать себя комфортно, нужно, очевидно, использовать современные подходы и инструменты менеджмента. Иначе говорить об адаптации отечественных автомобилестроительных фирм к усилению конкуренции со стороны лидеров отрасли бессмысленно.

Российские автомобилестроители в данной области, конечно, накопили определенный опыт, но он, как бы мягче сказать, какой-то "точечный". Ведь ясно, что для выработки стратегии необходим стратегический анализ конкурентоспособности. Такой анализ требуется, чтобы выявить свои преимущества и недостатки перед конкурентами. Без этого разработать собственную стратегию обеспечения и поддержания конкурентных преимуществ — нереально. Причем здесь очень большая роль отводится развитию конструкторских разработок, которые могут, как известно, вестись и самой фирмой, и в партнерстве с иностранными фирмами. В том числе и на основе приобретения зарубежных активов, заимствования технологий. Может быть использована и стратегия интегрированного роста, подразумевающая поглощение более мелких фирм более крупными. На поглощенных предприятиях можно развернуть сборку базовых для холдинга автомобилей, что позволит расширить ассортимент выпускаемых товаров и снизить уровень конкуренции в отрасли.

Нельзя недооценивать и опыт сборки зарубежных моделей АТС в России, так как иностранные инвесторы привлекают технологии и готовые продуктовые ре-

шения, а отечественные предприятия ведут непосредственную сборку автомобилей. При этом можно сэкономить на инновациях, добиться высокого качества товаров и развития сбытовой структуры.

Но главное здесь — не "переусердствовать". В противном случае реализация благих намерений может дать результаты, противоположные ожиданиям.

Посмотрим, как обстоят дела со всем этим в России. Для этого проанализируем состояние отечественного производства легковых автомобилей и его динамику в период с 2002 по 2008 г. (табл. 1). Причем данные этой таблицы обработаем в два этапа. На первом — изучим взаимозависимости отечественных автопроизводителей на основе анализа моделей корреляционного типа. С этой целью с помощью стандартных соотношений подсчитаем соответствующие статистические характеристики по каждому ее столбцу (автопром в целом, ВАЗ, ГАЗ, СеАЗ, ИжАвто) и найдем значения коэффициента $R_э$ парной корреляции, а значимость корреляционных связей оценим на фоне табличных значений ($R_т = 0{,}754$) при доверительной вероятности ($p = 0{,}95$).

Результаты таких действий представлены в табл. 2, из которой следует, что в строках 1, 2, 4, 7, 8, 9 корреляция значимая, а в строках 3, 5, 6, 10 она вообще отсутствует.

Таблица 1

Год	Автопром в целом	ВАЗ	ГАЗ	СеАЗ	ИжАвто
2002	979 954	703 040	65 648	19 435	65 751
2003	1 010 522	699 889	56 783	20 002	78 495
2004	1 105 000	717 985	65 870	19 000	82 687
2005	1 069 000	721 608	51 856	12 958	20 976
2006	1 178 000	765 627	51 700	11 338	28 527
2007	1 296 000	735 897	39 005	4902	78 654
2008	1 472 000	801 563	21 936	1291	64 190

Таблица 2

№	Корреляционная модель	Число легковых автомобилей, произведенных предприятием		Коэффициент парной корреляции $R_э$
		Y_1	Y_2	
1	$Y_1 = 834 \cdot 10^6 - 1{,}96Y_2$	ВАЗ	ГАЗ	−0,83
2	$Y_1 = 788 \cdot 10^6 - 4{,}20Y_2$	ВАЗ	СеАЗ	−0,85
3	$Y_1 = 757 \cdot 10^6 - 0{,}362Y_2$	ВАЗ	ИжАвто	−0,25
4	$Y_1 = 251 \cdot 10^5 - 1{,}99Y_2$	ГАЗ	СеАЗ	0,95
5	$Y_1 = 484 \cdot 10^5 - 0{,}0337Y_2$	ГАЗ	ИжАвто	0,05
6	$Y_1 = 102 \cdot 10^5 - 0{,}0415Y_2$	СеАЗ	ИжАвто	0,14
7	$Y_1 = 515 \cdot 10^6 - 190Y_2$	ВАЗ	Автопром	0,90
8	$Y_1 = 146 \cdot 10^6 - 0{,}0828Y_2$	ГАЗ	Автопром	−0,93
9	$Y_1 = 592 \cdot 10^5 - 0{,}0402Y_2$	СеАЗ	Автопром	−0,94
10	$Y_1 = 486 \cdot 10^5 - 0{,}00977\,Y_2$	ИжАвто	Автопром	−0,07

Таблица 3

Предприятие	Параметрический вид модели
ВАЗ	$y = 661250 + 17161x$
ГАЗ	$y = 50132 + 11476\,x - 1874{,}1x^2$
СеАЗ	$y = 7801 + 9641{,}3x - 2113{,}9x^2 + 100{,}88x^3$
ИжАвто	$y = -183200 + 209300x - 49117x^2 + 3352{,}5x^3$
Автопром	$y = 529820 + 351850x - 74767x^2 + 5688{,}4x^3$

Примечание: y — число произведенных автомобилей, шт., x − принимает значение от 2 до 8, что соответствует годам с 2002 по 2008.

То есть значимая положительная корреляционная связь существует между ГАЗом и СеАЗом ($R_э = 0{,}95$), а затем между ВАЗом и автопромом ($R_э = 0{,}90$). Отрицательная же корреляционная связь наблюдается между ВАЗом и ГАЗом ($R_э = -0{,}83$), ВАЗом и СеАЗом ($R_э = -0{,}85$), ГАЗом и автопромом ($R_э = -0{,}93$), а также СеАЗом и автопромом ($R_э = -0{,}94$).

На втором этапе обработки данных той же табл. 1 были получены трендовые зависимости для каждого производителя и оценивались вклады эффектов (значимость коэффициентов) первого, второго и третьего порядка. Делалось это с помощью критерия Стьюдента, а адекватность полученных моделей проверялась по критерию Фишера. Результаты обработки в виде соответствующих моделей регрессионного вида приведены в табл. 3.

В заключение отметим, что, несмотря на кризисную ситуацию, отечественная автомобильная промышленность имеет возможность выйти на другой, более высокий качественный уровень, стать конкурентоспособной. И прежде всего — путем разработки новых или заимствования зарубежных технологий и создания на их основе собственных брендов. И многие это поняли. Например, на ВАЗе планируется совместная с "Рено" разработка двигателя и коробки передач. Кроме того, ВАЗ будет проводить тесты, изготовлять прототипы и разрабатывать компоненты для "Рено". За французской стороной — обучение персонала и введение единых стандартов, кодов, номенклатуры. Задача ВАЗа — удержать свою долю рынка за счет обновления существующего модельного ряда. Первая фаза (2010—2013 гг.) "Выживание и улучшение качества для сохранения лидирующих позиций" предполагает вывод на рынок бюджетного автомобиля, разработанного на базе "Лада Калина", который придет на смену "классическому" семейству ВАЗ-2105-07 и семейству "Лада Самара". В 2010 г. ВАЗ, Сбербанк России и госкорпорация "Ростехнологии" подписали меморандум о взаимопонимании по долгосрочному развитию и модернизации "ИжАвто". Согласно ему, до 2014 г. на Ижевском автозаводе предполагается создать производственные мощности, позволяющие выпускать 300 тыс. автомобилей в год. В 2010 г. ГАЗ практически перестал производить легковые автомобили и заключил соглашения о партнерстве с фирмами "Мерседес-Бенц", "Шевроле" и "Фольксваген".

УДК 629.113/.115

Кризис и развитие управленческих технологий для базисных бизнес-процессов предприятий автопрома[1]

Канд. техн. наук И.В. ЕГОРОВ

Российский университет кооперации (615-74-48)

В своем стремлении добиться однородности продукции и, следовательно, удовлетворения требований потребителей менеджеры и инженеры всякий раз, когда появляются признаки отклонений от однородности, вмешиваются в процесс производства. Но от их действий ситуация зачастую не улучшается. И главная причина состоит в том, что при объяснении вариации они допускают ошибки двух видов: объясняют ее особыми причинами в то время, когда она обусловлена причинами обычными, или, наоборот, обычными причинами в то время, когда она порождается причинами особыми.

Между тем практической однородности продукции можно достичь только путем внимательного изучения максимально возможного числа источников вариации, влияющих на качество автомобиля в производственном процессе, и целенаправленной работой менеджмента по снижению вариации. И не тогда, когда они себя проявили, как говорится, "грубо и зримо", а повседневно — с тем, чтобы выявить их на стадии зарождения.

Пока это, к сожалению, не так. Несовершенные методы контроля и диагностики, переделки и доработки приводят и будут приводить к отсутствию прогресса, низкой производительности и все возрастающей неконкурентоспособности предприятий.

Чтобы выйти из создавшегося положения, по-видимому, надо начать процесс постоянного улучшения, направленный не на границы допуска, а на номинал. Допуск же пусть остается рабочим инструментом инженера-проектировщика, конструктора и рабочего, но ему не должно быть места в отношениях продавца и потребителя. Здесь на смену допуску, как и в зарубежном автомобилестроении, должны придти индексы воспроизводимости, которые определяются соотношением между шириной поля допуска и естественной вариацией процесса. Именно с помощью таких индексов потребитель может оценить риски, связанные с завышением цен на продукцию плохого качества, ее переделку, доработку или утилизацию и принять решение покупать или не покупать предлагаемое производителем изделие.

Вопросы, связанные с оценкой, интерпретацией, расчетом и использованием таких индексов, подробно рассмотрены в работе [3]. Однако следует отметить, что ее авторы расчет доли дефектных изделий по значениям индексов воспроизводимости основывают либо на субъективном восприятии действительности, либо на неправильном представлении о ней. Поэтому индексы воспроизводимости в автомобильной промышленности часто рассчитываются не для стабильных, а для нестабильных процессов, что дает искаженную картину процесса, противоречит требованиям стандартов серии ИСО 9000 и ИСО 16949.

Одним из самых мощных и эффективных инструментов улучшения производства путем уменьшения вариации оказались концепции и методы, созданные У. Шухартом и развитые Э. Демингом: они помогают внести изменения, необходимые для выживания любых предприятий и организаций.

Так, Шухарт предложил [4] два подхода улучшения производственного процесса.

Первый из них направлен на улучшение процессов, вариация которых — управляемая. Значит, такой процесс можно и нужно воспринимать как стабильный и устойчивый, а присутствующая вариация отражает только то, что присуще самому процессу. Следовательно, чтобы изменить такую вариацию, нужно изменить сам процесс.

Второй подход демонстрирует неуправляемую вариацию, по которой процесс следует воспринимать как нестабильный во времени и неустойчивый. Причем нестабильность создает избыточную вариацию, которая отражает ненормальный режим работы процесса.

Таким образом, первый подход представляет собой механизм улучшения устойчивого и хорошо организованного процесса, а второй сам создает устойчивый процесс. Какой из них выбрать, зависит от типа вариации рассматриваемого процесса.

Отсюда следует, что работа по улучшению процесса должна начинаться с ответа на вопрос, какую вариацию он демонстрирует — управляемую или неуправляемую. Причем если с обнаружением стабильной вариации все просто (ее дает статистика по рекламациям), то для обнаружения неуправляемой вариации следует пользоваться контрольной картой Шухарта (ККШ). С ее помощью процесс можно поддерживать в состоянии статического управления, предсказывать его результаты (издержки, пределы вариации) с той степенью уверенности, которая экономически оправдана на данном этапе развития предприятия и при данном уровне последствий принимаемых решений.

Чтобы это сделать, нужно иметь в виду, что большая часть результатов любого процесса определяется системой, в которой он проходит, и лишь небольшая их часть вызвана внешними по отношению к этой системе причинами. Значит, результатами, обусловленными системой, можно управлять, только изменяя саму систему. Но перед этим, очевидно, надо устранить все внесистемные воздействия, поскольку они по определению неуправляемы и, следовательно, непредсказуемы. Выявить же и устранить источник внешнего вмешательства означает вернуть систему в управляемое состояние. При этом надо иметь в виду, что работники предприятия являются лучшими из поставщиков идей и должны принимать участие в деятельности по поэтапному постоянному улучшению процессов — деятельности, которая должна включать определение проблем процесса; выбор области для его совершенствования с обоснованием причины работы над ней; выбор конкретной проблемы; постановку задачи по улучшению; определение первопричины проблемы и т. д.

В качестве примера использования рассмотрим метод "пять почему?", позволяющий установить связи между основными причинами и первопричиной при решении главной проблемы обеспечения качества.

[1] Окончание. Начало см. "АП", 2011, № 6.

Эту проблему можно сформулировать примерно так: уровень брака в потоке изделий постоянно меняется, причем в худшую сторону по сравнению с тем, что предусматривала принятая ранее стратегия управленческого развития процесса обеспечения качества.

1. Почему это происходит?

Потому что статистическое управление производственными процессами как управленческая технология обеспечения качества использовалась неэффективно.

2. Почему данная управленческая технология оказалась неэффективной?

Потому что руководители, инженеры и менеджеры предприятия мало знакомы с фундаментальной ролью вариабельности и способом минимизации ее влияния на решения, которые они часто не вполне корректно применяют для улучшения процессов и продукции.

3. Почему руководители, инженеры и менеджеры предприятий мало знакомы или некорректно применяют инструментарий (в частности, контрольные карты Шухарта), с помощью которого можно научиться понимать производственные процессы и оптимально управлять ими?

Потому что система воспитания, обучения и управления людьми, построенная по принципу "сделай это — получится то", приучила их к такой модели восприятия окружающей среды и привела к отсутствию потребности в борьбе с вариабельностью продукции и процессов.

4. Почему отсутствие потребности в борьбе с вариабельностью не делало проблему управленческого развития актуальной в делах высшего руководства?

Потому что отсутствие потребности в борьбе с вариабельностью, обусловленное длительным господством производителя на рынке, сдерживало решение проблемы управленческого развития со стороны высшего руководства из-за сопротивления значительной части работников, привыкших к детерминистским суждениям.

5. Почему руководство и менеджеры предприятия не смогли предусмотреть этого заранее?

Потому что существующий уровень бизнес-процессов и технологий управления этими процессами находился на низком уровне.

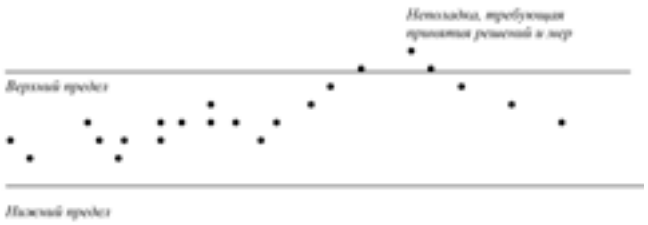
Ответ на последний из пяти образующих логическую цепочку вопросов указывает на то, что предприятие должно прежде всего повысить организационно-управленческий уровень развития своих бизнес-процессов и технологий управления этими процессами. Внедряться должен комплекс технологий управления, подкрепленный соответствующим инструментарием. Причем он в первую очередь должен обеспечить соответствие действующих на предприятии систем менеджмента качества требованиям стандартов ИСО 9000. Поэтому внедрение и улучшение систем менеджмента качества должно предшествовать внедрению других корпоративных систем, только тогда он будет успешным.

Зарубежный опыт доказал эффективность постоянного улучшения производственных процессов. Так, японцы, применяя концепцию Шухарта, целью которой является устойчивость процесса, значительно повысили качество своей продукции и производительность труда. При этом полное соответствие допускам стало для них не более чем одним из этапов на пути постоянного улучшения. И их опыт говорит о следующем: если руководство и менеджеры предприятий отечественного автомобилестроения постоянное улучшение производственного процесса поставят перед собой как цель, то мерой такого улучшения может стать либо достижение 100 %-го соответствия допускам, либо обеспечение полной статической управляемости процесса. Но вместе с тем совершенно очевидно, что процесс не может находиться в этой точке сколь угодно долго, т. е. возможен откат назад. Иначе говоря, из идеального состояния можно скатиться в одну из нежелательных точек — пороговое состояние, состояние на границе хаоса и состояние хаоса.

Причина такого движения — энтропия, действующая на каждый процесс и заставляющая его двигаться в определенном направлении. Она действует постоянно, вызывая ухудшение качества, разрушение, износ, аварии, отказы. Поэтому любой процесс неумолимо стремится к состоянию хаоса. И только постоянное преодоление эффекта энтропии и ликвидации его последствий позволяет предотвратить хаос. А если же негативные последствия влияния энтропии не исправлять, то процесс обязательно придет к состоянию хаоса. О том, что это произошло, можно узнать по наличию на предприятии серьезных проблем, для решения которых приходится создавать влиятельную команду реформаторов во главе с кризис-менеджером, способным возглавить процесс преобразований. Правда, здесь есть одна опасность: команда, если она улучшившееся состояние примет за идеальное, может остановиться на состоянии, соответствующем точке "на грани хаоса", когда будет устранена лишь наиболее четко выраженная часть проблем. И оставить процесс без присмотра. В этом случае энтропия сразу же начнет делать свое "грязное дело", медленно, но уверенно возвращая его в состояние хаоса.

То есть все предпринятые меры, включая новые технологии и инструментарий, возможные новшества и др., будут не эффективны. Другими словами, ориентация менеджмента предприятий только на соответствие допускам способствует промежуточному, между состоянием "хаоса" и "на грани хаоса", положению процесса. При этом каждый производитель сталкивается с двойной проблемой: он должен определить и влияние энтропии, и присутствие особых причин, оказывающих существенное влияние на измеряемые характеристики изделия. К таким характеристикам относятся незначительные изменения в качестве сырья и материалов, в технологическом процессе, разлаженные станки и оборудование, различия между возможностями рабочих, изменения в обстановке внутри предприятия, вызванные непоследовательными действиями руководства. И вообще опыт доказывает: энтропия загоняет процесс в тупик, а особые причины обрекают его на долгое нахождение в нем. Единственный способ, с помощью которого производитель может преодолеть барьер, создаваемый особыми причинами и влиянием энтропии, — контрольные карты процесса (карты Шухарта). Именно такая карта (ее пример приведен на рисунке) представляет собой мощный инструмент постоянного улучшения процесса. Но — только тогда, когда все вовлеченные в него специалисты знают, как правильно ее использовать для поиска и удаления особых причин неуправляемой вариации.

Каждая точка на карте, выходящая из-под контроля, как это видно на рисунке, — это возможность для со-



вершенствования. Но чтобы ее реализовать, надо знать, как отвечают на данный вопрос авторы работы [3].

Анализируя проблему прибыльности предприятия и функции его руководства, нужно исходить из того, что прибыль — не причина его существования, а результат его деятельности и выполнения им своих функций. Вместе с тем она предоставляет определенные гарантии дальнейшему его существованию, поскольку только прибыль и ее накопление в виде различных резервных фондов позволяют ограничивать и преодолевать риски, связанные с продажей автомобилей. И поскольку конъюнктура рынка постоянно меняется, то одной из важных задач менеджмента становится снижение уровней технических, коммерческих и политических рисков. В том числе обусловленных неправильным толкованием данных, необъективным отношением к ним и их оценкой, изменениями внешней по отношению к проектам среды, в результате чего обесценивается значительная часть прошлого опыта; ошибками в анализе.

Действие перечисленных рисков можно ограничивать путем строгой проверки финансового состояния и репутации будущего клиента. Их можно также частично перекладывать на своих партнеров (например, риск, связанный с повышением стоимости перевозок автомобилей, — на транспортные агентства, риск потери или повреждения — на страховые общества и др.).

Следует помнить, что каждая стратегия подразумевает наличие рисков, причем они должны быть четко обозначены в технико-экономическом обосновании проекта. Это позволяет определить механизм управления производством при наличии рисков и покажет, как свести их к минимуму. И второе. Всегда должен быть баланс рисков, включая те, которые связаны с рынком, снабжением, технологией и политикой, т. е. ресурсы нельзя концентрировать полностью на единственной стратегии.

Что касается надежности в отношении количества, качества, предельных сроков и цен на продукцию, то она чрезвычайно важна для всего производственного процесса: просроченные поставки, низкое качество или плохое техническое обслуживание могут иметь нежелательные последствия. Поэтому риски следует учитывать в стратегии, чтобы гарантировать соответствие поставляемых материалов требованиям производства. Причем маркетинг поставок должен быть тем интенсивнее, чем больше риск появления дополнительных издержек переработки сырья или производственных ошибок (потери, повреждения, возврат проданной продукции и т. д.) из-за ограничения поставок нужного качества.

Во время кризиса менеджеры предприятий после определения проблемы, разработки альтернативных решений и принятия окончательного обоснованного решения должны установить все возможные источники рисков, входящие в круг их ответственности, и для каждой возможной ситуации спланировать свои действия, которые будут включать в себя планы мероприятий, связей, действий в экстренных ситуациях. К числу мероприятий, которые можно включить в эти планы, можно отнести пересмотр модельного ряда выпускаемых автомобилей и рынков с целью выявления моделей и рынков, на которых допущены ошибочные действия; в краткосрочном периоде — снижение расходов, особенно комплексных и связанных с разнообразием выпускаемых моделей. Кроме того, к таким мероприятиям следует отнести усиление внимания рентабельным сферам деятельности: сокращению неэффективных связей с клиентами, свертывание производства в регионах или в таких сферах деятельности предприятия, в которых продажа автомобилей покрывает лишь издержки производства; перенастройка организации управления (переориентирование менеджмента, а также структур, принимающих решения) и процессов принятия решений на результат, который устанавливает необходимую связь между запросами потребителей и системой управления предприятием.

Очень важным моментом является и критическое отношение к истории предприятия: не секрет, что история, наработанная культура производства очень часто закрывают дорогу новым идеям. И рецепт здесь один — открытое обсуждение ошибок и негативных отзывов о своей деятельности, желание учиться, чтобы стать конкурентоспособными.

И последнее. Стремление к созданию системы управления предприятием, способной преодолеть любой кризис, — нормальное желание всех работников любого предприятия. Для этого надо использовать все возможности. И не в последнюю очередь — "ноу-хау", предлагаемые собственными работниками. Для чего менеджменту нужно учиться формировать модель долгосрочного развития — видения, включающего два главных компонента: базовую идеологию и образ будущего предприятия. Именно такое видение позволяет определять, какие ключевые принципы следует сохранить и какие прогрессивные изменения внести в работу. А начинать следует с формулирования стратегического видения и декларации о миссии, но не ради того, чтобы записать их на бумаге (хотя и это важно), а чтобы связать их с фундаментальным принципом развития предприятия: "Сохраняй ключевые принципы неизменными — поощряй (развивай) прогрессивные изменения". Именно этот принцип, а не форма записи стратегического видения или декларации о миссии — основной двигатель предприятий, добивающихся долгосрочного успеха.

Литература

1. Круглов М.Г. Инновационный проект: управление качеством и эффективностью: учеб. пособие. — М.: Издательство "Дело" АНХ, 2009. — 336 с.
2. Деминг Э. Выход из кризиса. Новая парадигма управления людьми, процессами и системами: Пер. с англ. — М.: Альпина Бизнес Букс. 2007. — 370 с.
3. Уиллер Д. Статистическое управление процессами: Оптимизация бизнеса с использованием контрольных карт Шухарта / Дональд Уиллер, Дэвид Чемберс; Пер. с англ. — М.: Альпина Бизнес Букс. 2009. — 409 с.
4. Shewhart W.A. (1939, reprint 1986) Statistica Method from the Viewpoint of Quality Control. — N.Y., Dover Publications, Inc. — 163 p.

АСМ-факты

В преддверии вступления в силу требований ФЗ № 152 "О защите персональных данных" о приведении информационных систем персональных данных в соответствие с его нормами руководство Автомобильного завода "УРАЛ" приняло решение о проведении проверки уязвимостей ИТ-инфраструктуры предприятия. Ранее сотрудники заводского подразделения по информационной безопасности осуществляли самостоятельные проверки ИТ-инфраструктуры, но проведение полномасштабного аудита системы информационной безопасности было решено доверить специалистам. Победу в объявленном закрытом конкурсе одержала компания "Софтлайн".

Целью проекта являлась оценка уровня безопасности использования информационных технологий на предприятии, а также защищенности персональных данных, обрабатываемых в его информационных системах, и разработка организационно-технических мероприятий, направленных на повышение уровня информационной безопасности.

В ходе выполнения проекта были обозначены требования заказчика к уровню информационной безопасности в организации, получены сведения о параметрах функционирования информационных систем, обрабатывающих персональные данные, изучена организационно-штатная структура и имеющиеся нормативно-распорядительные документы, касающиеся обработки и защиты информации. На основании проведенного анализа разработаны и согласованы с клиентом: набор критериев для оценки системы защиты информации, модель угроз и модель нарушителя. После проведения тестовых испытаний специалисты «Софтлайна» предложили меры по устранению выявленных уязвимостей и угроз, подготовили итоговый отчет с оценкой текущего уровня информационной безопасности и общей эффективности ИТ-систем предприятия.

●

Компания "Русские Автобусы — Группа ГАЗ" поставила 325 школьных автобусов малого класса ПАЗ 32053-70 и ПАЗ 3206-70 во все регионы России в рамках программы софинансирования Министерства образования и науки РФ на закупку техники субъектами РФ в адрес школ. (В 2010 г. по аналогичной программе компания поставила 330 школьных автобусов ПАЗ на сумму 348 млн руб.)

Все автобусы, поставляемые в рамках этой программы, в базовой комплектации полностью соответствует ГОСТ Р 51160—98 "Автобусы для перевозки детей. Технические требования". Автобусы рассчитаны на 22 посадочных места, в том числе два для взрослых сопровождающих; дополнительная ступенька поможет забраться в автобус даже самым маленьким пассажирам. В салоне каждой машины размещены кнопки экстренной связи с водителем, а его рабочее место оборудовано наружной и внутренней установками громкой связи. Автобус оборудован специальными сиденьями с ремнями безопасности, в салоне установлен стеллаж для ранцев. Соответствующие устройства препятствуют движению при открытых дверях и ограничивают скорость движения: она не должна превышать 60 км/ч.

Согласно последним изменениям вышеуказанного ГОСТа, все автобусы для перевозки детей оснащаются электроподогревом зеркал заднего обзора и устройством автоматической подачи звукового сигнала при движении задним ходом.

●

Привлечь внимание к автомобилям, работающим на компримированном природном газе (метане) — такова главная цель автопробега "Голубой коридор-2011", который взял старт в Праге и завершился в германском городе Грайфсвальд. Принял в нем участие и российский среднетоннажник КамАЗ-4308.

Лейтмотив автопробега с продвижением техники с газовыми двигателями вполне актуален для европейских стран. Все более жесткие требования к экологическим нормам вынуждают автопроизводителей искать альтернативные виды топлива в противовес традиционным — бензину и дизельному. Интерес к газу, как к источнику энергии для транспортных средств, открывает новые перспективы перед производителями коммерческих автомобилей. Из-за введенных новых евростандартов многим образцам большегрузной техники сегодня запрещено осуществлять работы в черте населенных пунктов. Эту возникшую проблему как раз и должны решить автомобили, работающие на метане.

Участие в автопробеге КамАЗа неслучайно. Уже не первый год здесь ведут разработку перспективных моделей грузовиков, способных работать на метане. Как показал автопробег, опыт компании в производстве газовых двигателей для коммерческих автомобилей ни в чем не уступает европейскому. Да и перспективы оснащения промышленных отраслей экономики спецтехникой, работающей на газе, в нашей стране столь же актуальны, как и в Евросоюзе. Здесь у нас с европейскими партнерами есть немало общих интересов. Российские КамАЗы по своей газовой комплектации могут уже сегодня на равных конкурировать на автомобильном рынке Европы.

●

Дни инноваций "Итон" для Группы ГАЗ прошли в Нижнем Новгороде. Двухдневное мероприятие посетили более 60 представителей различных подразделений группы. В ходе Дней инноваций у сотрудников этой крупнейшей отечественной автомобилестроительной фирмы была возможность узнать больше о технологиях "Итон", изучить образцы продуктов, пообщаться с инженерами-разработчиками, а также обсудить возможности сотрудничества с руководителями различных подразделений "Итон", которые приехали в Нижний Новгород из Москвы, Европы, Северной и Южной Америки. Были продемонстрированы интересные и высокотехнологичные автомобильные узлы и системы.

Дни инноваций — серия технических семинаров, а также выставка компонентов на площадях, предоставляемых партнером, — традиционный для "Итон" формат представления продукции и технологий существующим и потенциальным OEM-клиентам во всем мире. Тематика презентаций, выставочной экспозиции и встреч была чрезвычайно широка и касалась большей части продуктового ассортимента "Итон": прежде всего, трансмиссий для легкотоннажного, среднетоннажного и крупнотоннажного транспорта, сцеплений, компонентов для автомобилестроения (таких, как легендарные клапанные механизмы и литые пластиковые детали), а также гидравлических и электротехнических решений. Иными словами, мероприятие для Группы ГАЗ стало отражением широко освещаемой в последнее время концепции "Единый Итон".

Сотрудниками Группы ГАЗ уже прорабатываются вместе со специалистами "Итон" возможности использования комплектующих компании в автомобилях ГАЗ.

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 658.512

ОСОБЕННОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ МАЛОГАБАРИТНЫХ МИКРОЛИТРАЖНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Канд. техн. наук К.С. ИВШИН

Ижевский ГТУ (8.3412. 47-90-03)

Рассмотрены особенности формообразования малогабаритных микролитражных транспортных средств с учетом регламентированных требований. Определены требования к общей геометрии электронной параметрической модели каркасного конструктивного решения ММТС для проведения оценочных прочностных расчетов на этапе формообразования для получения научно обоснованных стилевых и композиционных характеристик формального решения ММТС.

Ключевые слова: *формообразование, дизайн, регламентированный параметр, транспорт.*

Ivshin K.S.

FEATURES FORMATION OF MINI VEHICLES

The features of formation of mini vehicles taking into account the regulated requirements are considered. Requirements to the general geometry of electronic parametrical model of frame constructive decision of mini vehicles for carrying out estimated strength calculations at a stage of formation for reception of the scientifically-proved style and composite characteristics of formal decision of mini vehicles are defined.

Keywords: *formation, design, regulated parameter, transport.*

Малогабаритные микролитражные транспортные средства (ММТС) в настоящее время становятся все более расширяющимся сегментом автомобильного транспорта. Так как позволяют в какой-то мере решить непрерывно обостряющиеся транспортные проблемы современных крупных городов. Такие как пробки на улицах, ограниченность парковочных площадей, загрязнение воздуха вредными компонентами отработавших газов. Уже хотя бы потому, что обладают малыми массогабаритными показателями, высокой маневренностью, расходуют мало топлива. Правда, доля ММТС в автомобильных парках всех стран пока еще сравнительно невелика, но она постепенно растет, что говорит об их перспективности.

Подтверждает это и тот факт, что ММТС уже выпускают практически все страны с развитым автомобилестроением, хотя и классифицируют их по-разному. Например, в странах ЕС это А-сегмент — супермини- и миниавтомобили категорий L_{5e}—L_{7e}, трициклы, легкие и тяжелые квадрициклы; в России и других странах СНГ — автомобили особо малого класса категорий L_5—L_7: трициклы, легкие квадрициклы, квадрициклы/мотоколяски; в странах Северной Америки — мини; в Японии — транспортные средства легкового класса; в Китае — малые автомобили. Наконец, есть

уже и общие требования, которые к ним предъявляются (см. таблицу).

Выпуском ММТС занято довольно много фирм — главным образом, специализированных. В их числе американские ЖЕМ, "Форд" и др.; английская "Продрайв"; германская АТВ и др.; индийская "Махидра Рева", "Баджай", "Тата" и др.; испанская "Вексел" и др.; итальянские "Касалини", "Гресав", "Пиаггио", "Тассо", "Маггиора", "Опак", КАТ, КМК, "Микро-Вет", "Маранелло", "Загато" и др.; китайские "Чеджианг", "Чонгкинг" и др.; норвежская "Елбил"; российские ОАО "Автосельхозмаш-Холдинг", ОАО "Автоагрегат", "Техномастер", ОАО ПСА "Бронто", ГНЦ ФГУП "НАМИ", московский завод "Электроприбор"; французские "Айксам-Мега", "Лижье", "Беллье", "Шатене", СИМПА, "Микрокар", "Дон Фостер", "Ауверленд", САВЕЛ, "Матра", СЕКМА, "Андер" и др.; японские "Митсуока", "Кавасаки", "Дайхатсу" и др.

Приведенные в таблице регламентируемые требования по снаряженной массе ММТС некоторых классов и категорий позволяют выявить общие особенности их формообразования. В частности: масса кузова конструктивного решения, как правило, составляет 40—50 % массы всего транспортного средства [1]; конструктивное решение всегда согласуется с функциональным предназначением и формальным решением. Иначе говоря, регламентируемое требование по снаряженной массе ведет к специфическим конструктивным решениям, определяющим назначение, область и условия эксплуатации малогабаритного микролитражного транспортного средства, которые актуальны для рынка в определенный исторический период. Формообразование же (формальное решение) всегда учитывает финансовые затраты на проектирование, существующие производственные мощности, возможность модернизации и быстрой смены моделей, компенсацию финансовой стоимости экологически сложной энергосиловой установки и пр. Что в итоге дает такую совокупность потребительских показателей АТС, которая делает их привлекательными для потребителей.

ММТС развиваются по двум функциональным направлениям — как индивидуальные АТС и как АТС для коммерческого использования. К первому относятся трициклы и квадрициклы мотоциклетного и автомобильного типа, багги, карты, гольф-кары, АТС для людей с ограниченными возможностями; ко второму — минитрактор (сельхозтехника), трициклы мотоциклетного типа для хозяйственных служб, квадрициклы автомобильного типа (такси и минигрузовики).

В свою очередь, формальное, т. е. дизайнерское, решение кузова АТС, его объемно-пространственная структура, композиция развиваются по четырем направлениям — автотранспортному, мототранспортному, комбинированному (авто- и мототранспортному) и как для нового сегмента АТС. Их особенности следующие.

Для автотранспортного направления характерно сохранение автомобильных пропорций и формы кузова, т. е. соотношение его высоты, ширины и длины, что обусловлено небольшими размерами силового агрегата и узлов ходовой части при относительно постоянном пространстве салона. При этом кузов может быть и одно-, и двухобъемным. Но в любом случае элементы его формы (фары, дуги передних стоек и др.) должны удовлетворять общим для всех АТС требованиям по пассивной безопасности и не могут быть уменьшены пропорционально общим габаритным размерам ММТС, диаметрам колес и т. д. Его силуэт (профиль) всегда продиктован требованиями компактности компоновочного решения и аэродинамичности. Поэтому передние его стенки всегда наклонены.

К сказанному следует добавить, что двухобъемные кузова (например, моделей "Микрокар"), где капот и моторный отсек выделяются в отдельный объем, это не столько необходимость, сколько желание создать образ АТС более высокого класса и категории.

То же самое можно сказать и об элементах жесткости кузова: у всех ММТС имеется поясная линия, но многие производители в задней части кузова ее приподнимают, чтобы придать машине более динамичный образ.

Встречается и заимствование форм автомобилей больших классов и категорий. Однако оно себя не оправдывает по причине несоответствия формы и рациональности компоновочного решения.

Регион	Класс/Категория ТС	Характеристики ТС
Евросоюз	А-сегмент: мини-, суперминиавтомобили	Длина — ⩽3,6 м; ширина — ⩽1,6 м
Евросоюз, Россия	Категория L_{5e}/L_5 (трицикл)	Рабочий объем ДВС — до 50 см^3; максимальная скорость — до 50 км/ч
	Категория L_{6e}/L_6 (легкий квадрицикл)	Рабочий объем ДВС — до 50 см^3 или максимальная эффективная его мощность — до 4 кВт (5,4 л. с.); максимальная скорость — до 45 км/ч; снаряженная масса — до 350 кг
	Категория L_{7e}/L_7 (тяжелый квадрицикл)	Максимальная эффективная мощность двигателя до 15 кВт (20,4 л. с.); снаряженная масса до 400 (перевозка людей) или 550 кг (перевозка грузов)
Россия	Особо малый класс:	
	I группа	Рабочий объем двигателя — до 849 см^3; сухая масса — до 649 кг;
	II группа	Рабочий объем двигателя 850—1099 см^3; сухая масса — 650—799 кг
Северная Америка	Мини	Полезный объем салона — до 85 фут^3
Япония	Легкий класс	Длина — до 3,4 м, ширина — до 1,48 м и высота — до 2 м, рабочий объем двигателя — до 660 см^3
Китай	Малые автомобили A_0-сегмент	Длина — до 4 м

Для мототранспортного направления характерны как открытые, так и закрытые кузова. Причем пропорции их структуры формируют формы каркаса, фар и других элементов автотехники, а также диаметр колес и формы навесных элементов, тандемная посадка водителя и пассажира. Агрессивный облик формы кузова, динамичность линий, большой диаметр колес, малый дорожный просвет создают облик ММТС более высокого класса и категории.

При образовании формы ММТС конструктивные решения основываются, как уже упоминалось, на регламентированных его параметрах, приведенных в таблице. Отсюда довольно часто встречающиеся кузова мотоциклетного типа и специфичные конструктивно-компоновочные решения кузова автомобильного типа. Причем во втором случае от дизайнеров и конструкторов требуются, естественно, гораздо бóльшие усилия. Но наиболее рациональными решениями здесь уже стали каркасное или каркасно-панельное исполнение [2] и применение внешних полимерных (поликарбонат, полиэстер, АБС-пластик и пр.) панелей: каркас является несущей силовой базой, легкосъемные навесные панели несут исключительно формообразующую эстетическую функцию. При этом рама выполняется из труб различных сечений, на ней крепится силовая панель пола, которая соединяется со стержневым каркасом.

Такая конструкция удобна во многих отношениях. Во-первых, при сборке и разборке (последнее повышает степень пригодности ММТС к утилизации); во-вторых, обеспечивается довольно быстрый расчет кузова; в-третьих, снижается трудоемкость (следовательно, стоимость) ремонта, замены и производства кузовных элементов.

Каркас кузова ММТС обычно изготовляют из стали или алюминиевых сплавов, а внешние панели, как сказано выше, — из полимеров. Причем делают их крупногабаритными, что расширяет возможности по дизайнерским и производственным решениям кузова. В частности, позволяет обходиться без сложных и дорогостоящих штампосварочных и окрасочных комплексов, систем тепло- и шумоизоляции салона (у полимеров низкие коэффициенты тепло- и звукопроводности), антикоррозионной обработки панелей. Наконец, и ремонт элементов кузова после слабых столкновений в ДТП гораздо проще, чем металлических, их легче заменить. То есть применение полимерных материалов позволяет снизить сроки проектирования и освоения новых конструкций, трудоемкость изготовления панелей (сокращение производственного цикла), их материалоемкость, улучшить эксплуатационные параметры, комфортабельность и повысить надежность, долговечность ММТС.

Такая конструкция открывает и другие возможности. Например, позволяет без особых усилий создать расширенный типоразмерный ряд моделей и модификаций ММТС различных назначения и цветовой гаммы. Причем без изменения каркаса кузова, с унифицированной компоновочной схемой агрегатов. Решает она и проблемы быстрой смены модельного ряда, стилевого решения кузова ММТС в соответствии с постоянно изменяющимися потребностями автомобильного рынка, применения примитивных мер против морального старения. В результате оказывается, что данный тип конструкции рентабелен при мелкосерийном и даже штучном производствах [3], поскольку не требует больших производственных площадей и инвестиций.

Кузов ММТС, как и любого другого автотранспортного средства, должен иметь достаточные прочность и жесткость, противостоять рабочим нагрузкам, возникающим при эксплуатации, а также обеспечивать безопасность водителя и пассажира при возникновении нештатных (аварийных) ситуаций. Все это дает простая стержневая конструкция. Важно и то, что она позволяет дизайнеру и конструктору с помощью современных электронных конечно-элементных расчетных пакетов уже на этапе дизайн-проектирования не только проводить оценочные прочностные расчеты, но и сразу же получить достоверные результаты. Для этого, как показывает опыт, при подготовке к прочностному анализу электронных геометрических моделей каркасной конструкции кузова достаточно учитывать специальные требования к общей геометрии электронной параметрической модели, т. е. параметры ее точности: линейный допуск — ±0,005 мм, угловой допуск — ±0,1°, а также применять геометрически совпадающие элементы построения в пределах линейных и угловых допусков. Кроме того, следует иметь в виду, что модель должна содержать логичную топологию, не иметь изломов и негладких образующих линий (за исключением специальных случаев), разрывов между эле-

Рис. 1. Проектная система формообразования ММТС с учетом регламентированной ненагруженной массы транспортного средства

Рис. 2. Проектная система формообразования транспортного средства категории M_1

Рис. 3. Опытный экземпляр модели ММТС ГОУ ВПО "ИжГТУ"

Рис. 4. Проектный вариант модели ММТС ГОУ ВПО "ИжГТУ"

ментами и их самопересечения, а максимальное расхождение установочных (контрольных) ее точек с чертежной документацией не должно превышать 0,02 мм. Наконец, должны быть устранены незначительные конструктивные элементы, существенно не влияющие на результаты расчетов, а примитивы должны соединяться строго по их конечным точкам.

Простота электронных математической и расчетной конечно-элементной моделей стержневого каркаса ММТС при корректной постановке начальных и граничных условий позволяет быстро, еще на этапе дизайна, получать необходимые для анализа поля перемещений, напряжений и деформаций. То есть осуществлять научно обоснованное формообразование ММТС.

Примерами рассмотренных выше принципов формообразования ММТС могут служить модели ММТС, приведенные на рис. 1—4. Это опытные (рис. 1 и 2) и проектные (рис. 3 и 4) варианты, разработанные специалистами ИжГТУ. В каких-то из них, как видим, имеются признаки больших АТС, в некоторых — мотоциклов, а в некоторых — то и другое. То есть налицо заимствование и комбинирование автотранспортных и мототранспортных проектных характеристик. Что выявляет новые проектные решения в формообразовании ММТС данного сегмента.

Литература

1. Долматовский Ю.А. Основы конструирования автомобильных кузовов / Ю.А. Долматовский. — 2-е изд., перераб. — М.: ГНТИ Машгиз, 1962. — 321 с.
2. Родионов В.Ф. Проектирование легковых автомобилей / В.Ф. Родионов, Б.М. Фиттерман. — М.: Машиностроение, 1980. — 479 с., ил.
3. Фиттерман Б.М. Микроавтомобили. — М.: ГНТИ Машгиз, 1961. — 282 с.
4. Нарбут А.Н. Мини-автомобили. — М.: Знание, 1988. — 64 с.

УДК 621.436; 629.113; 629.114

МИКРОГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ-ГЕНЕРАТОРЫ КАК ОСНОВА КОМБИНИРОВАННЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Доктора техн. наук Б.Л. АРАВ, М. БЕН ХАИМ и В.А. РАССОХИН, С.Н. БЕСЕДИН, канд. техн. наук А.В. КЕЛЛЕР

Ариельский университетсткий центр (Израиль), СПбГПУ, ООО "НТЦ "Микротурбинные технологии" (812. 334. 20-87-88), ЮУрГУ

Обосновывается перспективность применения микрогазотурбинных двигателей-генераторов в комбинированных (гибридных) энергетических установках, предназначенных для автомобилей и других машин.

Ключевые слова: *комбинированные (гибридные) энергетические установки, микрогазотурбинные двигатели-генераторы.*

Arav B.L., Ben Chaim M., Rassokhin V.A., Besedin S.N., Keller A.V.

MICROGAS-TURBINE ENGINES-GENERATORS AS THE BASIS OF THE COMBINED POWER UNITS OF VEHICLES

Perspectivity of application microgas-turbine engines-generators in the combined (hybrid) power units intended for cars and other vehicles is proved.

Keywords: *combined (hybrid) power units, microgas-turbine engines-generators.*

Комбинированные (гибридные) автомобильные энергетические установки (КЭУ) сегодня уже реальность. Более того, они получили достаточно широкое распространение в серийных легковых автомобилях. Например, рынок уже давно принял такие модели автомобилей, как "Тойота Приус", "Хонда Инсайт" и другие. И с энтузиазмом. Хотя эти автомобили, по сравнению с традиционными, имеют, казалось бы, весьма существенные недостатки. Во-первых, КЭУ, выполненные по любой из известных схем (последовательной, параллельной и смешанной), оказываются гораздо сложнее, чем на базе обычных ДВС и трансмиссий. Во-вторых, у них больше масса, стоимость и расходы на эксплуатацию. Однако дело в том, что у них есть преимущества, которые в глазах потребителя "перевешивают" все недостатки. Это лучшая топливная экономичность (на 30—40 %) и меньшая на 40—60 % токсичность отработавших газов [1, 2]. Правда, некоторые специалисты говорят о проблематичности применения КЭУ на других автотранспортных средствах (АТС) и машинах. Но исследования показывают, что эти опасения беспочвенны: есть опытные образцы автобусов, многоцелевых автомобилей, коммунальных и технологических машин и др., оснащенных КЭУ [1, 2].

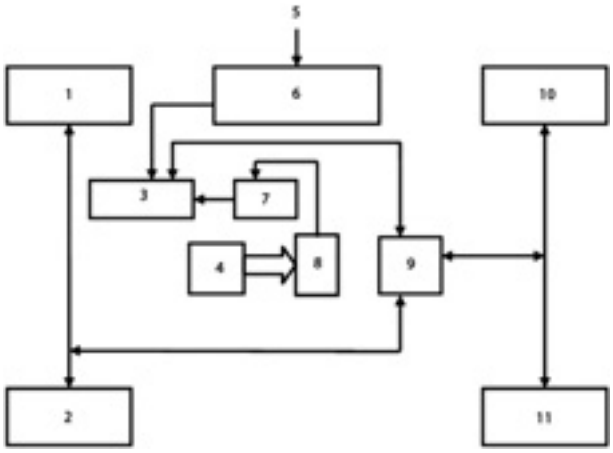


Рис. 1. Структурная схема АТС с КЭУ последовательной схемы: 1, 2, 10, 11 — мотор-колеса; *3* — накопитель электроэнергии; *4* — ДВС; *5* — электросеть; *6* — зарядное устройство; *7, 9* — инверторы, *8* — электрогенератор

И неплохо работающие. Что вполне объяснимо: несмотря на все различия эти машины имеют много общего. Они эксплуатируются в сложных дорожно-климатических условиях, предназначены для выполнения различных видов технологических операций; большая их часть работает в жестком цикле с чередованием рабочих и холостых ходов и существенным отбором мощности двигателя для привода рабочих органов и вспомогательных механизмов.

Анализ показывает, что в рамках современных концепций, реализованных в последних моделях легковых автомобилей (например, "Шевроле Вольт" и др.), а также в других АТС (автобусы, грузовые и специальные автомобили), наметился переход к самой простой из схем КЭУ [1, 2]. При этом наиболее простой и в целом удовлетворяющей предъявляемым требованиям считается последовательная схема (так называемый заряжаемый гибрид, или гибрид с повышенным запасом хода).

Эта схема включает (рис. 1): ДВС *4*, электрогенератор *8*; инверторы *7* и *9*; накопители *3* электрической энергии (аккумуляторную батарею или суперконденсатор); тяговые электродвигатели (*1*, *2*, *10*, *11* — мотор-колеса); систему микропроцессорного управления; различные варианты электроприводов рабочих органов и вспомогательных механизмов (на рисунке не показаны). Всегда предусматривается возможность зарядки АКБ (зарядное устройство *6*) от внешнего источника *5*.

Особенностью данной схемы является отсутствие кинематических (механических) связей между двигателем (ДВС) и ведущими колесами, что делает ее предпочтительной для АТС (легковых автомобилей, автобусов, самосвалов и многоосных тягачей) и машин, выполняющих различные виды работ. Дело в том, что в этом случае мощность ДВС не связана с мощностью, потребляемой для преодоления сопротивления движению в конкретный момент времени. Поэтому он может всегда работать на постоянном, самом благоприятном с точки зрения удельного расхода топлива и токсичности отработавших газов режиме. Его роль сводится к одному — зарядке АКБ, для чего большой мощности ему не нужно. Например, для автомобиля грузоподъемностью 3000 кг при интенсивной эксплуатации в течение 10—12 ч и времени работы ДВС в течение 8—10 ч потребная мощность последнего составит, в зависимости от степени использования электросети для подзарядки АКБ и требований к запасу хода, не более 15—30 кВт (20—40 л.с.). Это в разы меньше мощности двигателя традиционного АТС. Следовательно, резко снижается масса и габаритные размеры двигателя. Это, а также отсутствие механических трансмиссий и приводов не только снижает массу энергетической установки и машины в целом, но и исключает большие динамические нагрузки на все элементы конструкции. Упрощается компоновка, а применение мотор-колес позволяет реализовать различные алгоритмы индивидуального управления ими, что обеспечивает хорошие управляемость, маневренность, проходимость и другие требуемые эксплуатационные свойства [1, 5]. В целом уменьшается и стоимость эксплуатации, частично компенсируются недостатки, связанные с потерями энергии при ее многократных преобразованиях [1, 2].

Все перечисленные достоинства особенно заметны при унифицированном модульном исполнении КЭУ нескольких типоразмеров. Кроме того, такая унификация может существенно снизить стоимость установок.

КЭУ предлагаемой схемы занимают особое место. С одной стороны, они хорошо адаптированы к конвертации автомобиля в электромобиль путем замены двигателя и электрогенератора на топливные элементы или накопители (по мере совершенствования топливных элементов и АКБ), а с другой — являются логическим завершением длительного этапа совершенствования моторно-трансмиссионных установок с электромеханическими трансмиссиями. Поэтому есть смысл рассматривать их как переходный этап в эволюции АТС, предусматривающий постепенный отказ от теплового двигателя. Однако данный этап пока далек от завершения, поскольку еще есть резервы совершенствования КЭУ. И один из них — замена электрогенератора на базе ДВС на микрогазотурбинный двигатель—электрогенератор (микроГТД-генератор) [3, 4].

Такие энергетические установки появились на рынке сравнительно недавно. Правда, предложение пока ограничено. Тем не менее оно есть. И охватывает диапазон мощностей от 10—30 кВт (14—40 л.с.) для легковых и малотоннажных автомобилей до 100 кВт (136 л.с.) для большегрузных автомобилей, гусеничных машин, тракторов, дорожно-строительной техники и др. Причем опытные работы в этом направлении в последние два-три года существенно активизировались и ведутся многими фирмами-производителями. Среди них — американская "Капстоун Турбин", выпускающая совершенные модульные микроГТД-генераторы мощностью 30—60 кВт (40—80 л.с.); английская "Бладон Джетс" (70 кВт, или 95 л.с.), шведская "Турбек АБ" (100 кВт, или 136 л.с.), японская "Турбин энд Системс" (30—50 кВт, или 40—70 л.с.). В стадии опытных работ находятся израильские двухрежимные генераторы мощностью 12/45 кВт (16/61 л.с.), российские ООО "НТЦ "Микротурбинные технологии" (20 кВт, или 27 л.с.) и др. Могут найти применение и микроГТД-генерато-

ры для автономных электростанций фирм "Хоннеуэлл", "Иллиот" и "Норсерн Резерч" [3, 4].

Основные характеристики микроГТД-генераторов свидетельствуют об их существенных, не достижимых в случае дизелей, а тем более двигателей с принудительным воспламенением, преимуществах: у них в несколько раз меньшая токсичность отработавших газов; моторесурс достигает 70 тыс. ч, а между плановыми ТО — 4000—8000 ч; многотопливность; высокие пусковые свойства; низкий уровень шума и вибраций; низкие массогабаритные показатели; простота реализации различных алгоритмов управления и т. д. У них, по существу, лишь два недостатка — несколько худшая, по сравнению с дизель-генераторами, топливная экономичность и более высокая цена. Так, на российском рынке цены дизель-генераторов в 2010 г. составляли 800—1200 амер. долл. за кВт, что в ~ 1,3—1,5 раза ниже цен на микроГТД-генераторы. Однако для потребителя главный оценочный показатель технико-экономического эффекта — цена владения, т. е. стоимость 1 кВт, которая включает цену приобретения и существенно зависит от топливной экономичности, ресурса и других эксплуатационных расходов, отнесенных к выработанной за срок службы энергии. И именно эта цена для микроГТД-генераторов примерно такая же, как у дизель-генераторов, что компенсирует их худшую экономичность и высокую первоначальную цену.

Преимущества микроГТД-генераторов (см. таблицу) обусловлены их конструкцией. Это можно показать на примере генератора "Капстоун С30"[3, 4].

Его основной элемент (рис. 2) — ротор, состоящий из компрессора *10*, турбины *4* и электрогенератора *6*. Он вращается на воздушных подшипниках, не требующих обслуживания и смазывания, может развивать частоту вращения до 110 тыс. мин$^{-1}$. Остальные узлы (камера сгорания *9*, рекуператор *7* и др.) компактны и размещены вокруг ротора. В состав микроГТД-генератора входят также инверторы, блок АКБ и контроллер. Последний, реализуя различные алгоритмы управления, формирует требуемые параметры электрического тока. При пуске двигателя генератор работает как электромотор-стартер, а затем переходит в режим генератора тока.

Однако приведенных данных для доказательства перспективности применения микроГТД-генератора, по мнению авторов, явно недостаточно. Они считают, что только сравнением степени влияния характеристик КЭУ на основе микроГТД-генератора и дизель-генератора на эксплуатационные свойства и эффективность АТС и других машин с учетом их назначения, условий работы и предъявляемых требований можно

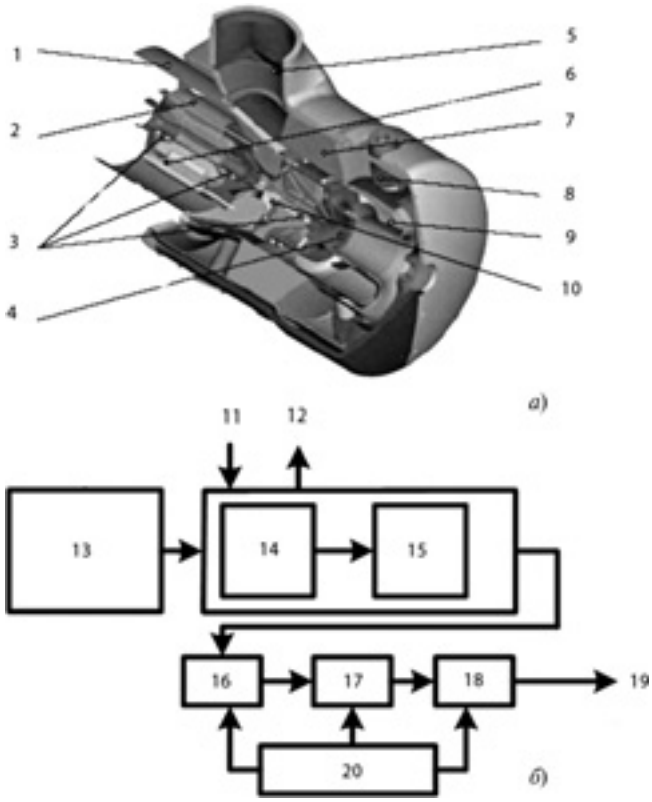


Рис. 2. Конструктивная (а) и структурная (б) схемы микроГТД-генератора фирмы"Капстоун":
1 — воздухозаборный патрубок; *2* — ребра охлаждения генератора; *3* — воздушные подшипники; *4* — турбина; *5* — выхлопной патрубок; *6* — электрогенератор; *7* — рекуператор; *8* — топливная форсунка; *9* — камера сгорания; *10* — компрессор; *11* — подвод воздуха; *12* — отвод отработавших газов; *13* — система питания топливом; *14* — микроГТД; *15* — электрогенератор; *16*, *18* — инверторы; *17* — накопитель электроэнергии; *19* — мотор-колесо; *20* — контроллер

получить окончательный вывод о рациональном типе КЭУ. Что они и сделали. Причем, судя по результатам анализа научной литературы на данную тему, сделали впервые.

Эффективность применения КЭУ последовательной схемы с мотор-колесами на основе дизель-генератора и микроГТД-генератора оценивалась по наиболее важному эксплуатационному свойству — производительности АТС. Ее показателями являются техническая производительность $ПР_{тех}$, под которой понимается отношение объема $A_п$ выполненной полезной работы к расходу $Q_т$ топлива, и эксплуатационная производительность $ПР_{экс}$, — отношение той же полезной работы $A_п$ к расходу $Q_{тр}$ топлива за расчетный период

Тип двигателя и электрогенератора	Удельная мощность, кВт/кг	Габаритная мощность, кВт/м^3	Частота вращения, мин$^{-1}$	Удельный эффективный расход топлива, г/кВт · ч	Электрический КПД	Моторесурс, ч	Удельная цена, амер. долл./кВт	Цена владения, амер. долл./ кВт · ч
Дизель; переменного тока трехфазный	0,05—0,055	10—12	1500—3500	220—240	0,3—0,34	Не более 25 000	800—1000	0,32—0,34
МикроГТД; генератор переменного тока на постоянных магнитах	0,12—0,15	70—80	До 100 000	250—260	0,28—0,31	До 70 000	1500—1800	0,29—0,31

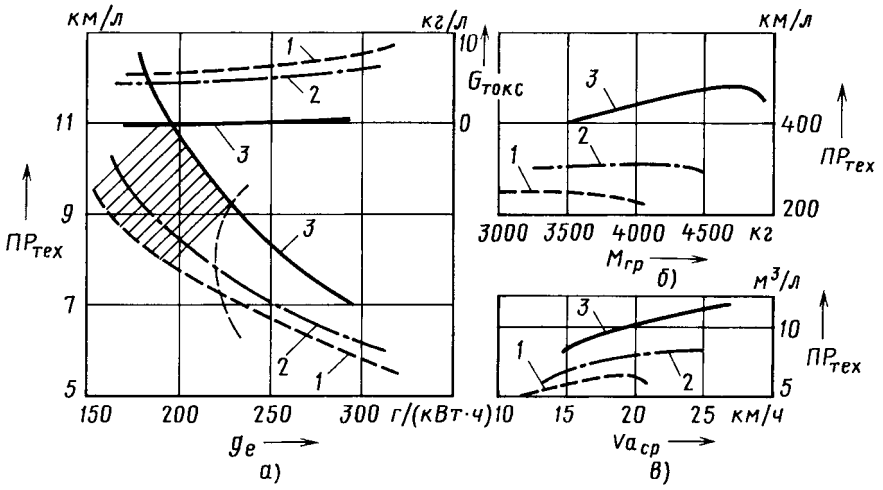


Рис. 3. Зависимость производительности и $G_{токс}$ от удельного расхода топлива и полной массы АТС (а), его грузоподъемности (б), средней скорости движения в рабочем цикле (в):

1 — дизель ($m_а$ = 3500 кг); *2* — КЭУ с дизель-генератором ($m_а$ = 3250 кг); *3* — КЭУ с микроГТД-генератором ($m_а$ = 2900 кг)

с учетом всех видов простоев. Третьим параметром была взята экологическая безопасность $G_{токс}$, которая представляет собой отношение массы $\mu_{токс}$ токсичных веществ в отработавших газах двигателя, приведенной к монооксиду углерода с учетом их вредности, к расходу топлива $Q_т$.

Преимущества КЭУ любых типов, по сравнению с традиционными, приводят к улучшению эксплуатационных свойств АТС. Так, уменьшение массогабаритных показателей обеспечивает при неизменности полной массы автомобиля рост полезной нагрузки, а при уменьшении полной массы автомобиля — бóльшую скорость движения и лучшую маневренность. Одновременно увеличение моторесурса, снижение временных затрат на технические обслуживания и улучшение пусковых свойств повышают время полезной работы за расчетный период.

Анализ эффективности КЭУ выполнялся по методу мощностного баланса. Он предусматривает последовательное определение мощности, необходимой для движения или работы машины с заданными режимами. При этом следует иметь в виду, что мощностной баланс для машин с КЭУ, естественно, отличается от общепринятого, так как у них процессы производства и потребления энергии разделены, и нужно учитывать возможность зарядки АКБ от внешнего источника. Его составляющие определялись по известным формулам [5].

В результате установлено, что в условиях изменения полной массы АТС важность топливной экономичности непосредственно теплового двигателя преувеличена. Она является лишь одним из многих системообразующих факторов, влияющих на топливную экономичность. Это хорошо видно из рис. 3, на котором в качестве примера взят автомобиль грузоподъемностью 2000 кг.

Так, дизель на 9—10 % экономичнее микроГТД. Однако топливная экономичность автомобиля вследствие уменьшения его полной массы при применении более легкой КЭУ с микроГТД-генератором выше на 3—5 % по сравнению с КЭУ на основе дизель-генератора и на 40—45 % по сравнению с традиционном дизелем. Что же касается $G_{ТОКС}$, то микроГТД-генератор более чем в 10—12 раз лучше дизеля. Причем все эффекты возрастают практически пропорционально снижению полной массы АТС.

То же самое дает и увеличение грузоподъемности АТС при переходе от традиционного дизеля к КЭУ с микроГТД-генератором (см. рис. 3, *б*). Так, если взять самосвал, исходная грузоподъемность которого равна 3000 кг, то производительности $ПР_{тех}$ в пределах неизменной полной массы объекта и числа ездок за смену существенно возрастает. Правда, дальнейшее увеличение грузоподъемности стабилизирует величину $ПР_{тех}$ в пределах разрешенной полной массы и того же числа ездок за смену, а последующий рост грузоподъемности при уменьшении числа ездок за смену вследствие снижения скорости движения АТС приводит к уменьшению $ПР_{ТЕХ}$. Но в любом случае производительность самосвала с КЭУ на основе микроГТД-генератора на 45—50 % выше, чем в случае КЭУ с дизель-генератором и почти в 2 раза — традиционного дизеля.

При переходе от КЭУ с дизель-генератором к КЭУ с микроГТД-генератором улучшаются также и такие показатели машины, как транспортная скорость, скорости движения рабочего и холостого ходов, маневренность (см. рис. 3, *в*). Например, у фронтального погрузчика грузоподъемностью 1500 кг по этой причине уменьшается время рабочего цикла и растет производительность. Однако для него рост скорости по условиям безопасности и надежности ограничен 20—30 %. Тем не менее его производительность при работе в цикле с транспортировкой грунта оказывается на 30—45 % выше, чем с КЭУ, оснащенной дизель-генератором, и на 60—70 % — традиционным дизелем.

Выводы, которые можно сделать из сказанного выше, очевидны.

1. Показана перспективность применения микроГТД-генераторов в наиболее простой и в целом удовлетворяющей назначению, условиям работы и предъявляемым требованиям КЭУ последовательной схемы без кинематических связей между тепловым двигателем и ведущими колесами.

2. Использование микроГТД-генератора во всех рассмотренных случаях (грузовой автомобиль, самосвал, фронтальный погрузчик) дает существенный рост их производительности. Причина тому — существенные преимущества данного варианта перед генераторами других типов: низкие массогабаритные показатели; высокий моторесурс; многотопливность; значительно меньшая токсичность отработавших газов; хорошие пусковые свойства; низкий уровень шума и

вибраций; простота технического обслуживания и ремонта и др. Это компенсирует их более высокую первоначальную стоимость и худшую экономичность и снижает на 10—12 % наиболее важный технико-экономический показатель — цену владения.

3. Дальнейшее совершенствование микроГТД-генераторов следует вести в направлении улучшения их экономичности путем снижения энергетических потерь в рабочем цикле и разработки применимых на АТС когерационных систем, утилизирующих теплоту отработавших газов.

Литература

1. Златин П.А., Кеменов В.А., И.П. Ксеневич. Электромобили и гибридные автомобили. — М.: Агроконсалт, 2004.
2. Пожидаев В.М. Микрогазотурбинные электроагрегаты — новое направление в малой энергетике // Академия энергетики. 2005. № 4.
3. Флоренцев С.Н., Изосимов Д.Б. Тяговый электропривод в гибридных транспортных средствах // Электронные компоненты. 2009. № 11.
4. Сайт ООО "НТЦ "Микротурбинные технологии" (Россия) URL: http: // www.stcmtt.ru / (дата обращения 10.12.2010).
5. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.

УДК 004:519.711.3

О ЦИРКУЛЯЦИИ МОЩНОСТИ В КОНТУРАХ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ, ОБРАЗОВАННЫХ ФРИКЦИОННЫМИ МУФТАМИ

Канд. техн. наук И.А. ЕВСЕЕНКО

Белорусско-Российский университет (+375. 222.26-61-00)

Приводятся результаты исследования циркуляции мощности в контуре планетарной коробки передач "Уолд Трансмишн", образованном фрикционными элементами управления.

Ключевые слова: *циркуляция мощности, контур циркуляции, фрикционная муфта, динамическая модель, планетарная коробка передач.*

Evseenko I.A.

ABOUT CAPACITY CIRCULATION IN CONTOURS OF THE PLANETARY TRANSMISSIONS FORMED FRICTIONAL CLUTCHES

Results of research of circulation of capacity in a contour of a planetary transmission "World Transmission" formed by frictional elements of management are resulted.

Keywords: capacity circulation, a circulation contour, frictional clutches, dynamic model, a planetary box.

В большинстве конструкций современных отечественных и зарубежных планетарных коробок передач циркуляция мощности на передачах переднего хода отсутствует. Однако для некоторых кинематических схем она — вполне нормальное явление. Причем интересно, что эти передачи имеют высокий КПД, а динамическая нагруженность их конструктивных элементов вполне сопоставима с нагрузкой на элементы передач без циркуляции мощности. Возникает вопрос: каким образом их разработчикам удается устранить отрицательное влияние циркуляции мощности?

Чтобы ответить на него, проанализируем кинематическую схему (рис. 1) одной из типичных с этой точки зрения коробок — "Уолд Трансмишн". Но прежде — несколько предварительных замечаний.

Первое: на схеме приняты следующие обозначения: Ф, Т — фрикционные муфты и тормоза, *i* — кинематические параметры планетарных рядов; второе: значения параметров коробки, передаточных чисел и КПД, номера включаемых элементов управления на передачах приведены в табл. 1, а значения мощностей на передачах — в табл. 2; третье: мощность, крутящий момент и угловая скорость на входе коробки приняты за единицу; четвертое: значения мощностей на передачах получены следующим образом: вначале по основным кинематическим уравнениям, уравнениям постоянных и переменных связей определяются угловые скорости звеньев коробки, после этого на основании уравнений баланса мощности, равновесия звеньев и переменных связей проводится силовой анализ для определения вращающих моментов на элементах планетарных рядов, значения угловых скоростей и моментов соответствующих элементов планетарных рядов перемножаются.

Анализируя табл. 2, можно сделать вывод: циркуляция мощности в контурах, образованных элементами планетарных рядов, отсутствует. В противном случае мощность на некоторых элементах планетарных рядов должна была бы превышать мощность на входе коробки, т. е. быть больше единицы.

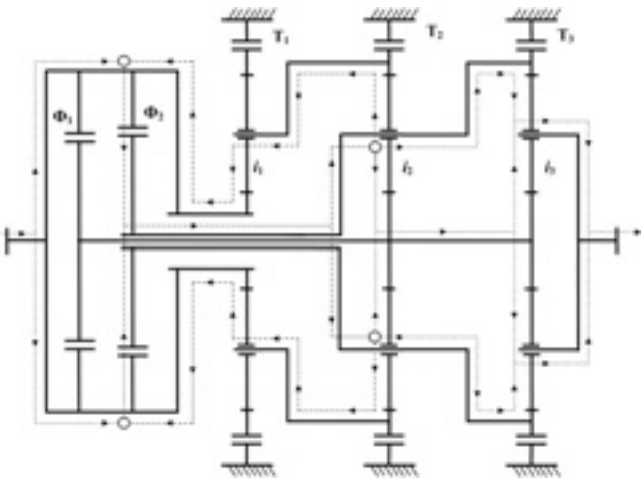


Рис. 1. Схема циркуляции мощности в планетарной коробке передач на пятой передаче

Таблица 1

Передача	Включаемые элементы управления	Передаточное число	КПД
I	$Ф_1Т_3$	3,500	0,979
II	$Ф_1Т_2$	2,042	0,982
III	$Ф_1Т_1$	1,570	0,985
IV	$Ф_1Ф_2$	1,000	1,000
V	$Ф_2Т_1$	0,662	0,979
VI	$Ф_2Т_2$	0,583	0,978
З.Х.	$Т_1Т_3$	4,900	0,929

Таблица 2

Передача	Элементы планетарных рядов									
	a_1	h_1	b_1	a_2	h_2	b_2	a_3	h_3	b_3	выход
I	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	−1,000	0,979	0,000	−0,979
II	0,000	0,000	0,000	−0,415	0,406	0	−0,586	0,982	−0,406	−0,982
III	−0,227	0,222	0,000	−0,321	0,538	−0,222	−0,453	0,985	−0,538	−0,985
IV	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	−0,286	1,000	−0,714	−1,000
V	0,136	−0,139	0,000	0,527	−0.677	0,139	−0,527	0,979	−0,459	−0,979
VI	0,000	0,000	0,000	0,583	−0.596	0,000	−0,583	0,978	−0,404	−0,978
З.Х.	−1,000	0,979	0,000	0,949	0,000	−0,979	−0,949	0,929	0,000	−0,929

Однако сделанный вывод нельзя отнести ко всем звеньям. В этом легко убедиться, если проанализировать контуры, образованные элементами управления (фрикционными муфтами).

Так, если определить крутящие моменты на фрикционах, то получим результаты, представленные в табл. 3. А они свидетельствуют о наличии циркуляции мощности на пятой (V) передаче. Фрикционная муфта $Ф_2$ расположена на входе коробки. Следовательно, мощность, передаваемая через этот фрикцион, определяется произведением момента на нем на угловую скорость входного вала коробки, которая, как сказано выше, равна единице. То есть получается, что циркуляция мощности на пятой передаче переднего хода действительно есть. Но превышение мощности на входе коробки имеется не в контурах планетарных рядов, а в контуре, образованном фрикционной муфтой $Ф_2$. Однако эта муфта на пятой передаче находится в замкнутом состоянии, что благоприятно влияет на динамическую нагруженность коробки. (На рис. 1 контур циркуляции помечен штриховыми линиями, а входной и выходной его узлы — кружками.)

Далее. Любой контур циркуляции мощности имеет входной и выходной узлы. Причем во входном узле потоки мощности сливаются (объединяются), образуя поток, превышающий мощность на входе коробки. На выходном же узле, наоборот, поток разделяется на полезную и паразитную мощности. (Паразитная мощность циркулирует в контуре, а полезная идет на выход коробки.)

Особенность исследуемого контура циркуляции мощности заключается в следующем: циркуляция присутствует на передаче переднего хода; входным узлом ее контура является фрикционный элемент управления ($Ф_2$), а не элемент планетарного ряда (на вход фрикционной муфты $Ф_2$ подается мощность от двигателя и мощность из коробки передач); в-третьих, контур циркуляции образован на входе коробки.

Таблица 3

Передача	Моменты, Н · м, на элементах управления				
	$Ф_1$	$Ф_2$	$Т_1$	$Т_2$	$Т_3$
I	1,000	0,000	0,000	0,000	2,425
II	1,000	0,000	0,000	1,000	0,000
III	0,773	0,000	0,550	0,000	0,000
IV	0,286	0,714	0,000	0,000	0,000
V	0,000	1,136	−0,352	0,000	0,000
VI	0,000	1,000	0,000	−0,429	0,000
З.Х.	0,000	0,000	2,425	0,000	−7,977

Зная это, проанализируем табл. 1 и 2.

На первой передаче высокий КПД достигается за счет трансформации потока мощности только третьим планетарным рядом (см. табл. 2), т. е. за счет однократного преобразования потока мощности (мощности на первом и втором планетарном рядах равны нулю). Тогда чем же объяснить высокий КПД на пятой передаче, где присутствует циркуляция мощности?

Во-первых, большим числом передаваемых потоков мощности: мощность в выходном узле циркуляции разделяется на три потока, умноженные на число сателлитов. При этом два из них идут на выход коробки, а один образует контур циркуляции. Именно благодаря передаче мощности параллельными потоками КПД у планетарных коробок передач выше, чем у вальных, поскольку потери мощности зависят от величины передаваемых крутящих моментов (силовой фактор оказывает бóльшее влияние на потери мощности, чем скоростной). И чем больше число потоков мощности, тем меньше передаваемая нагрузка каждым потоком и, соответственно, потери. В результате величина паразитной мощности получается небольшой.

Во-вторых, значительную роль играет состояние фрикционной муфты $Ф_2$, т. е. входного узла контура циркуляции, так как именно здесь объединяются потоки мощности, превышая мощность на входе коробки. Иначе говоря, благодаря включенному состоянию муфты $Ф_2$ на пятой передаче устранено резкое возрастание динамических нагрузок при включении передачи (в противном случае дополнительно к динамическим нагрузкам от циркуляции мощности пришлось бы добавить нагрузку от включения муфты $Ф_2$).

В-третьих, форма выходного узла имеет вид креста (один поток входит в узел, а три — выходят). Эта форма более благоприятна, чем Т-образная (один поток входит в узел, а два выходят, причем один из них — паразитный). Таким образом, его значимость по отношению к предку равноценна потоку полезной мощности, а, следовательно, потери будут выше.

В-четвертых, мощности на элементах планетарных рядов, входящих в контур циркуляции, не превышают мощности на входном валу коробки, значит, циркуля-

ция не оказывает отрицательного влияния на динамическую нагруженность элементов рядов.

Перегрузка фрикционной муфты $Ф_2$ не создает дополнительных динамических нагрузок на элементы коробки благодаря замкнутому состоянию фрикциона $Ф_2$ на пятой передаче. Однако корпус муфты $Ф_2$ и конструкция фрикциона должны быть спроектированы с учетом циркуляции мощности. При этом нужно исходить из того, что мощность представляет собой произведение силового (вращающего момента) и скоростного (угловая скорость) факторов. И что на фрикционной муфте $Ф_2$ она больше мощности на входе коробки передач "виноват" силовой фактор, т. е. увеличение крутящего момента на фрикционе. Другими словами, при проектировании конструкции фрикционной муфты (выборе числа и площади пар трения) необходимо учитывать, что подводимый к фрикциону момент превышает момент на входном валу коробки передач (момент двигателя). И это превышение на установившемся режиме, как видно из табл. 3, составляет 13,6 %. Однако на режиме динамическом, т. е. во время переходного процесса, эта величина намного больше. Что, в первую очередь, приводит к более жесткому включению элементов управления, следовательно, ухудшает показатели плавности хода АТС и повышает динамическую нагруженность элементов трансмиссии. Для предотвращения таких вредных последствий необходимо обеспечить плавные нарастание и спад давлений в переключаемых элементах управления на пятой и шестой передачах.

Теперь проведем динамический анализ по схеме, приведенной на рис. 2. При этом будем считать, что динамическая модель трансмиссии, в которой будет использована планетарная коробка передач "Уолд Трансмишн", относится к автомобилю грузоподъемностью 130 т и что переключение передач осуществляется без разрыва потока мощности. Кроме того, примем, что в связи с наличием повышающих передач передаточные числа трансмиссии скорректированы за счет передаточных чисел главной передачи и бортовых редукторов, а АТС движется по горизонтальному участку дороги с асфальтобетонным покрытием.

При таких допущениях динамическую нагруженность можно оценивать по коэффициенту, вычисляемому по формуле $K = M_{вых.max}/M_{вх.max}$, в которой $M_{вых.max}$ — максимальное значение крутящего момента на выходному валу планетарной коробки передач, а $M_{вх.max}$ — максимальное его значение на входном ее валу. Если K имеет значение, меньшее либо близкое к

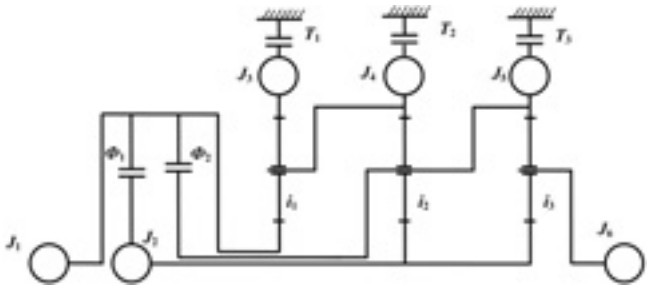


Рис. 2. Динамическая схема планетарной коробки передач

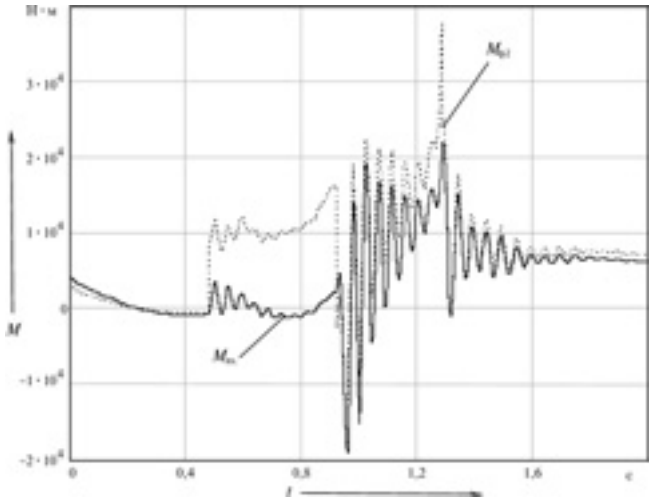


Рис. 3. Изменение крутящих моментов на входе коробки ($M_{вх}$) и фрикционе $Ф_2$ ($M_{ф2}$) при включении пятой передачи

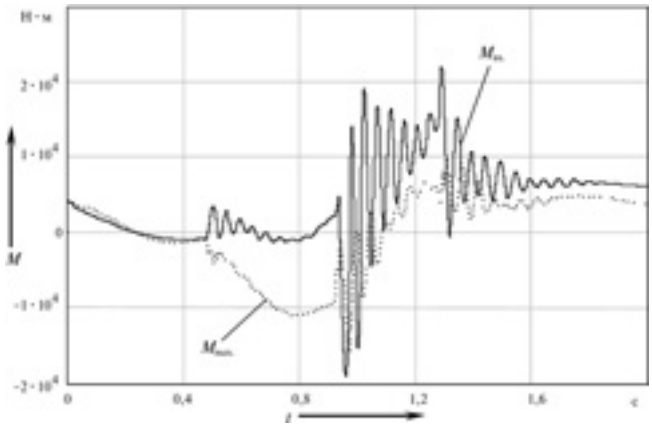


Рис. 4. Изменение крутящих моментов на входе ($M_{вх}$) и выходе ($M_{вых}$) коробки передач при включении пятой передачи

передаточному числу, то это свидетельствует о благоприятных динамических нагрузках; если же превышает передаточное число, то это говорит о повышенной динамической нагруженности.

Результаты такой оценки приведены в табл. 4, а также на рис. 3 и 4. И если теперь обратиться к табл. 1 и 3, то можно сделать вывод, что ухудшение показателей динамической нагруженности наблюдается на второй и шестой передачах. Однако на пятой, несмотря на то что $|K|$ меньше передаточного числа, показатели динамической нагруженности элементов коробки и плавности хода АТС хуже, чем на остальных передачах (кроме шестой). Это связано с тем, что на пятой и шестой передачах $M_{вых.max}$ имеет отрицательный знак, следовательно, на этих передачах должно быть резкое падение скорости и ускорения автомобиля?

Анализ рис. 3 и 4 говорит о том, что максимальное значение $M_{ф2}$ достигается при замыкании фрикционного тормоза T_1; момент $M_{ф2}$ в установившемся состоянии превышает момент $M_{вх}$ на входе коробки на 13,6 %, но в переходном процессе, при замыкании тормоза T_1, $M_{ф2}$ превышает более чем в 1,87 раза; $M_{вых}$ имеет максимум в отрицательной области, который

Таблица 4

№ передачи	$M_{вых.max}$, Н · м	$M_{вх.max}$, Н · м	K
I	3,42E+04	1,99E+04	1,71
II	4,16E+04	1,79E+04	2,32
III	1,47E+04	8,95E+03	1,64
IV	1,32E+04	1,75E+04	0,75
V	−1,59E+04	2,20E+04	−0,72
VI	−7,65E+04	−7,19E+04	1,06
З.Х.	−2,42E+04	7,80E+03	−3,11

достигается при размыкании фрикциона $Ф_1$; $M_{вх}$ больше $M_{вых}$, так как передаточное число на пятой передаче меньше единицы.

Таким образом, исследования циркуляции мощности на передаче переднего хода в контурах рассматриваемой планетарной коробки передач, образованных фрикционными муфтами, позволили установить: циркуляция мощности может создавать дополнительную нагрузку не только в элементах планетарных рядов, но и в элементах управления; в элементах коробки, образующих контур циркуляции, потоки мощности превышают мощность на ее входе только за счет силового фактора; высокий КПД передачи и циркуляция мощности достигаются за счет замкнутого состояния элемента управления, расположенного на входе контура циркуляции, отсутствия дополнительной динамической нагруженности в элементах планетарных рядов от циркуляции мощности и увеличения числа передаваемых потоков мощности.

УДК 621.01

НОВЫЙ ПРИНЦИП ОЦЕНКИ МЕХАНИЗМОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АТС

Д-р техн. наук З.А. РУСТАМОВ

Азербайджанский ТУ (+994.12. 38-33-43)

Рассматриваются связь между некоторыми конструктивными параметрами предлагаемого механизма рулевого управления АТС и система уравнений, которая позволяет определять требуемые конструктивные параметры рулевого механизма для заданного АТС.
Ключевые слова: *рулевое управление, рулевой механизм, устойчивость, маневренность, эксцентрический, концентрический, шестерня.*

Rustamov Z.A.
THE NEW PRINCIPLE FOR ASSESSMENT OF VEHICLE'S STEERING

Links between some of the design parameters of the proposed mechanism of steering of the vehicle are examined and the system of equation, which allows define the required design parameters of the steering mechanism of given vehicle.
Keywords: *steering, steering mechanism, stability, maneuverability, eccentric, concentric, gear.*

Рулевое управление АТС имеет в своем составе рулевой механизм и рулевой привод, а в некоторых случаях — и рулевой усилитель. Причем к нему, как ни к какому другому устройству, предъявляются наиболее высокие требования. Что, в общем-то, вполне объяснимо: от надежности, правильности проектирования и грамотности составления технологии изготовления этого узла зависят устойчивость и маневренность АТС, а в более широком плане — безопасность движения.

Одним из важнейших требований, например, к рулевому приводу, является [1] то, что он в процессе эксплуатации должен обеспечивать правильное соотношение углов поворота управляемых колес (рис. 1).

Автор статьи полностью согласен с этим. Причем особенно для случая движения АТС на повороте. И вот почему.

Центр поворота АТС находится (см. рис. 1) на пересечении продолжения его задней оси *AC* и перпендикуляров *OB* и *OD*, проведенных к векторам скоростей управляемых колес (если, разумеется, не учитывать боковой увод колес). Отсюда можно записать формулу $\mathrm{ctg}\theta_н - \mathrm{ctg}\theta_в = \frac{(OC - OA)}{L} = \frac{K}{L}$, связывающую разность углов θ поворота управляемых колес с расстоянием *K* между шкворнями поворотных цапф АТС и его базой *L*.

В свою очередь, из этой формулы следует, что углы $\theta_в$ и $\theta_н$ в принципе не могут быть равны, причем внутреннее колесо по отношению к повороту всегда должно быть повернуто на больший, чем внешнее (наружное) угол, т. е. $\theta_в > \theta_н$. А это позволяет сделать весьма любопытный вывод: оба управляемых колеса, развернутые на средний угол θ_c, равный полусумме углов $\theta_в$ и $\theta_н$, стремятся выйти на среднюю (θ_c) траекторию, соответствующую углу поворота каждого колеса. Однако этому мешает наличие опорных реакций *z* (рис. 2, *а*), которые заставляют колеса катиться с проскальзыванием по траекториям, соответствующим углам $\theta_в$ и $\theta_н$.

Далее. Известно, что чрезмерный, не соответствующий скорости движения, поворот управляемых колес приводит к нарушению устойчивости АТС (рис. 2, *в*) и отрыву внутренних колес от опорной поверхности. То есть является причиной события, при котором силы реакций на этих колесах становятся равными нулю,

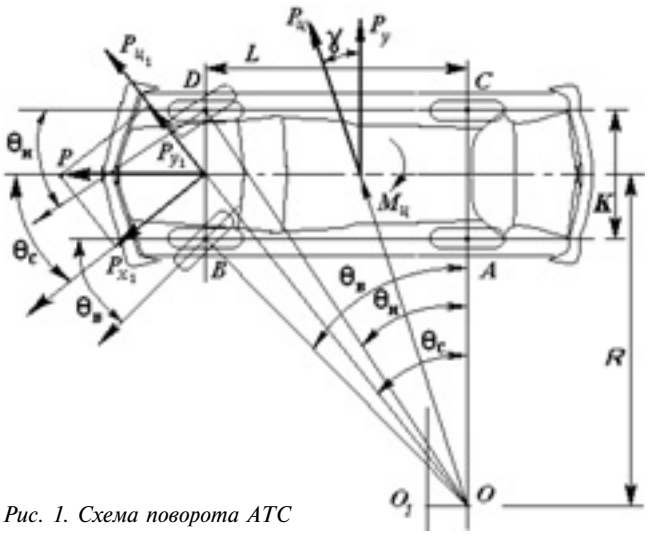


Рис. 1. Схема поворота АТС

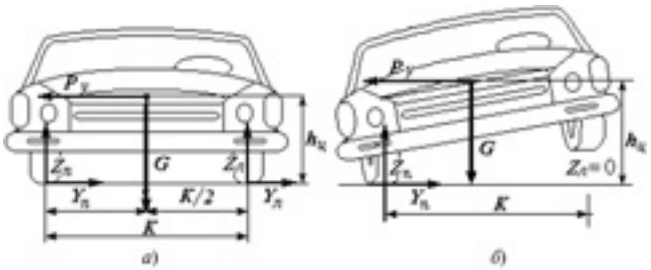


Рис. 2. Схемы прямолинейного движения АТС (а) и его движения на крутом повороте (б)

в результате чего внешнее колесо беспрепятственно и мгновенно перемещается с траектории, соответствующий $\theta_н$, по которой оно принудительно катилось, на траекторию, соответствующую своему углу $\theta_с$, расположенному гораздо ближе к центру поворота, поскольку $\theta_с = (\theta_в + \theta_н)/2$. Это становится причиной ускорения, направленного на опрокидывание АТС.

В таких случаях опытный водитель, опережая ситуацию, воздействует на рулевое управление с помощью внешнего колеса, имеющего опорную реакцию, так, чтобы $\theta_н = \theta_с$ и тем самым восстановить устойчивое движение АТС.

Таким образом, можно считать доказанным, что правильное соотношение углов поворота управляемых колес при больших скоростях движения предопределяет судьбу устойчивости АТС, а при малых — его маневренности. Исходя из сказанного, автор статьи, проанализировав кинематику рулевого управления многих АТС, и на основе их результатов нашел новое конструктивное решение рулевого управления (Рустамов З.А. Ахмедбеков С.Б. Рулевое Управление "RZAO". Патент, № 2142893, Российская Федерация, М., 1999, 6 с.; Rystamov Z.A. Axmedbekov S.B. "RZAO" STERING AND VARIANTS, Notice informing the applicant of the communication of the International application to the designated offices, Patent Cooperation Treaty, PCT/AZ99/00001, WO01/25071 A2, Geneva, 2001, 8 p.) и независимой подвески (Rystamov Z.A. "RZAO" INDEPENDENT SUSPEN SION FOR TRANSPORT. Notice informing the applicant of the communication of the International application to the designated offices, Patent Cooperation Treaty, PCT/AZ99/00002, WO01/25036 A2, Geneva, 2001, 9 p.), которое устраняет недостатки, органически присущие традиционным решениям. Суть предлагаемого решения — применение такого принципа действия системы "рейка—шестерня", при котором всегда обеспечивается необходимая (безопасность!) для движения на повороте разность углов поворота управляемых колес.

Этот принцип в конструктивном плане реализуется через перемещение оси вращения шестерни привода колеса по горизонтали, величина которого зависит от базы и колеи АТС и угла поворота управляемых колес (рис. 3). То есть от изменения передаточного отношения в системе "рулевое колесо—управляемое колесо". В результате при повороте шестерни на то же число зубьев получаются разные значения угла ее поворота. И чем ближе оси вращения к зубьям зацепления рейки, тем больше угол поворота шестерни ($\gamma > \alpha > \beta$).

На основе приведенных выше теоретических соображений автор разработал несколько вариантов конструкции рулевого управления (рис. 4). Например, в варианте, показанном на рис. 5, *а* желаемая разница в углах поворота управляемых колес АТС достигается за счет того, что одна из эксцентрических шестерен (*1* или *2*) при движении на повороте опережает другую. (Скажем, при левом повороте — шестерня *2*, а при правом — наоборот). В случае варианта, показанного на рис. 5, *б*, одна из шестерен (*4*) выполнена цилиндрической, поэтому своего положения не изменяет, а вторая (*5*) — при равномерном перемещении рей-

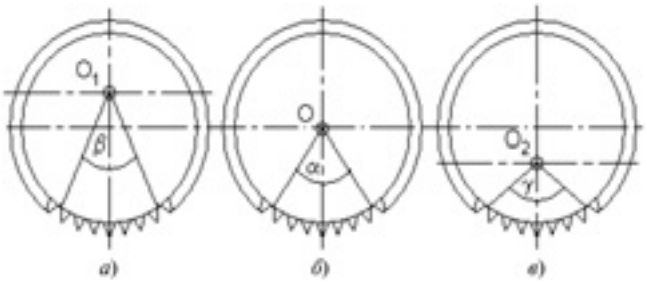


Рис. 3. Схема, объясняющая образование разности между $\theta_н$ и $\theta_в$ при повороте рулевого колеса

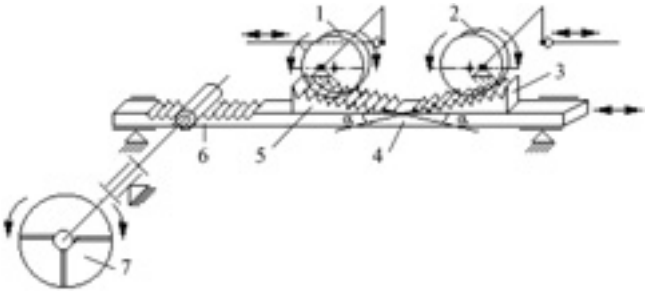


Рис. 4. Пространственная схема первого варианта исполнения нового рулевого механизма:

1, *2* — эксцентриковое зубчатое колесо; *3*, *5* — профильная часть зубчатой рейки; *4* — основания зубчатой рейки; *6* — зубчатая пара "рейка—шестерня рулевого вала"; *7* — рулевое колесо

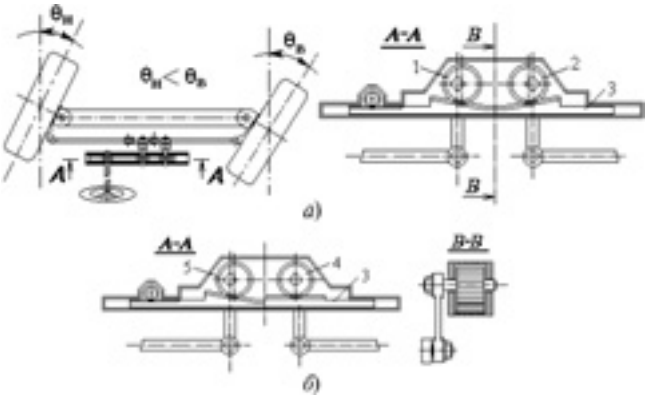


Рис. 5. Первый (а) и второй (б) варианты исполнения рулевого управления:

1, *5* — правая часть зубчатой рейки; *2*, *5* — левая ее часть; *3* — основание рейки

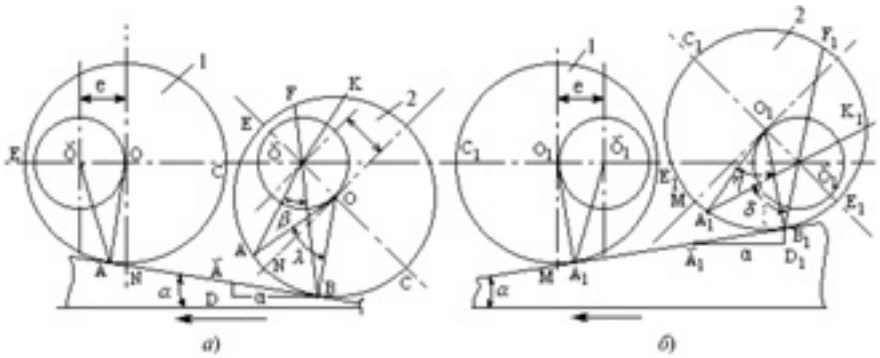


Рис. 6. Расположение эксцентричных шестерен в начале (а) и конце (б) поворота рулевого колеса:
1, 2 — шестерня; *3* — рейка

ки *3* это положение меняет, работая, в зависимости от направления поворота, либо с запаздыванием, либо с опережением по отношению к шестерне *4*.

Такова общая картина. Но к ней следует добавить некоторые соображения.

Из приведенной выше формулы следует, что при изменении таких конструктивных параметров АТС, как колея и база расстояние между центрами осей поворота его управляемых колес и осей мостов тоже будет изменяться. Следовательно, изменится и разница котангенсов углов управляемых колес. Это означает, что для каждого АТС нужно подбирать свои конструктивные параметры нового рулевого механизма — наклон профильных частей зубчатой рейки и расстояние, на которое перемещается центр эксцентриковых шестерен (Рустамов З.А. Анализ и синтез соотношения углов поворота управляемых колес автотранспортных средств, Материалы международной научно-практической конференции, Российская Федерация, Волгоград 1999 г.; Рустамов З.А. Системный подход к разработке новых конструктивных решений механизмов специализированного автотранспортного средства: Автореф. дис. ... док. техн. наук. Баку, 2010, 44 с.).

Как это делается, рассмотрим по рис. 6.

Очевидно, что из треугольников $A\hat{O}B$ и $A_1\hat{O}_1B_1$ можно записать:

$$|AB|^2 = |\hat{OA}|^2 + |\hat{OB}|^2 - 2|\hat{OA}|\cdot|\hat{OB}|\cos\beta;$$

$$|A_1B_1|^2 = |\hat{O_1B_1}|^2 - 2|\hat{O_1A_1}|\cdot|\hat{O_1B_1}|\cos\delta;$$

$$\left(|AB| = |A_1 \cap B_1| = \frac{a}{\cos\alpha}\right).$$

Откуда получаем:

$$2|\hat{OA}|[|\hat{OB}|\cos\beta - |\hat{O_1B_1}|\cos\delta] = |\hat{OB}|^2 - |\hat{O_1B_1}|^2.$$

Если, далее, рассмотреть все приведенные выше уравнения, то получим их следующую систему:

$$\begin{cases} 2|\hat{OA}|\cdot[|\hat{OB}|\cos\beta - |\hat{O_1B_1}|\cdot\cos\delta] = |\hat{OB}|^2 - |\hat{O_1B_1}|^2; \\ \mathrm{ctg}\theta_н - \mathrm{ctg}\theta_B = \dfrac{K}{L}. \end{cases}$$

Она позволяет определить практически все те конструктивные параметры рулевого управления, при которых будут обеспечены требуемые для нормальной его работы АТС разницы между углами поворота эксцентричных шестерен (β и δ) и углами поворота управляемых колес ($\theta_н$ и $\theta_в$).

И последнее. Как показали расчеты, новый рулевой механизм на ~20 % увеличивает маневренность АТС и на ~10 % — его устойчивость.

Литература

1. В.М. Геслер, В.В. Яуре. Книга самодеятельного конструктора автомобилей. — М., ДОСААФ, 1989. — 278 с.

УДК 656.186/.187.62-59

Механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла

Канд. техн. наук А.С. МЕЛЬНИКОВ,
доктора техн. наук И.С. САЗОНОВ и В.А. КИМ

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

Рассмотрены алгоритмы и характерные особенности работы современных электронно-гидравлических АБС. Сформулированы задачи повышения эффективности АБС двухколесных транспортных средств.
Ключевые слова: *алгоритм работы, антиблокировочная система, повышение эффективности.*

Melnikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A.
MECHANICAL ANTIBRAKING SYSTEM FOR TWOWHEEL MOTOR-CYCLE

Algorithms and prominent features of work modern elektronno-hydraulic ABS are considered. Problems of increase of efficiency ABS of two-wheeled vehicles are formulated.
Keywords: *algorithm of work, antibraking system, efficiency increase.*

Двухколесный мотоцикл движется в одном из трех режимов — тяговом; накатом и торможения. При этом очевидно, что с точки зрения безопасности последний — наиболее ответственный. В свою очередь, колеса мотоцикла могут тормозиться без или со скольжением относительно опорной поверхности. В первом случае угловая скорость колеса уменьшается, тормозной момент на нем возрастает до максимального, а линейная скорость интенсивно снижается; во втором — угловая скорость колеса равна нулю, тормозной момент уменьшается, затем происходят его колебания и, наконец, его величина становится постоянной, а линейная скорость снижается, но гораздо медленнее, чем в первом случае, тормозной момент уменьшается. Кроме того, при торможении со скольжением колеса возникают боковые силы, что всегда сопровождается отклонением траектории движения мотоцикла от заданной траектории. То есть происходит то, что называют его заносом.

Таким образом, у двухколесных мотоциклов в процессе торможения есть две проблемы — эффективность торможения, а также устойчивость и управляемость движения. Отсюда и стремление разработчиков оснастить мотоциклы АБС, которые, как известно, очень положительно зарекомендовали себя на автомобилях.

Современные АБС двухколесных мотоциклов — это, по сути, копии АБС автомобильных. Например, они тоже электронно-гидравлические, источником первичной информации, необходимой для их функционирования, является кинематический параметр — угловая скорость колеса, а исполнительный механизм представляет собой модулятор, включенный в тормозной привод. Да и в основе алгоритма их работы лежит один и тот же принцип оптимального соотношения между коэффициентами сцепления колеса с дорогой и относительного скольжения его пятна контакта по опорной поверхности, который реализуется через отслеживание максимума коэффициента сцепления, а также сравнение углового замедления колеса и замедления остова транспортного средства. При этом сигнал управления вырабатывается только при нарушении равенства замедлений.

Для осуществления способа регулирования по принципу отслеживания максимума коэффициента сцепления все современные АБС содержат три основных узла — датчики угловой скорости колес, электронный блок обработки данных и формирования сигналов управления, а также исполнительный механизм — модулятор давления рабочего тела в тормозном приводе.

Повторяя опыт автомобилестроителей, разработчики АБС для двухколесных мотоциклов столкнулись с целым набором проблем. И первая из них — габаритные размеры элементов электронно-гидравлических АБС: для этих элементов на мотоцикле просто нет места.

Вторая проблема — высокая стоимость АБС: она сравнима со стоимостью самого мотоцикла, в связи с чем эффективные антиблокировочные системы устанавливаются в настоящее время, как правило, только на дорогие модели двухколесных мотоциклов. На массовых же изделиях применяют, да и то далеко не всегда, упрощенные, следовательно, и менее эффективные варианты АБС.

Третья проблема электронно-гидравлических АБС — их сложность. И не только конструкции, но и алгоритмов работы, что требует использования дорогостоящего электронного аппаратного компонента, а также гидравлического тормозного привода.

Все эти проблемы так и не решены до сих пор. В результате даже крупнейшие фирмы США, Европы и Японии так и не наладили производство дешевых систем автоматического управления активной безопасностью для их массового использования на двухколесных транспортных средствах. И дело здесь не в недостатке предприимчивости и мобильности специалистов этих фирм, а в типе источника первичной информации, используемого в АБС. Его роль, как уже говорилось выше, играют кинематические параметры колеса. В итоге получается, что силовой фактор (тормозной момент) регулируется по кинематическому параметру. То есть в электронно-механических АБС первичная информация и регулируемые параметры имеют различную физическую основу. Естественно, чтобы их адаптировать друг к другу, алгоритмы управления системой приходится усложнять, что ведет к ее удорожанию.

Второй важный недостаток автомобильных АБС и их мотоциклетных аналогов — сложность определения поступательной (линейной) скорости транспортного средства, его остова: она чаще всего рассчитывается путем осреднения угловых скоростей колес. Но при широком диапазоне изменения коэффициента сцепления и результаты измерения угловой скорости тоже лежат в широком диапазоне. Поэтому обеспечить устойчивость двухколесного транспортного средства с помощью электронно-гидравлической АБС практически не представляется возможным.

Третий недостаток мотоциклетных АБС автомобильного типа: ни проскальзывание, ни замедление колеса (кинематические параметры) не несут достаточной информационной нагрузки, необходимой для определения силовых взаимосвязей в контакте колеса с опорной поверхностью. Четвертый — сложность конструкции источника первичной информации, связанная с изготовлением перфоратора и использованием электропроводки, невозможность получения линейной характеристики датчика угловой скорости колеса.

Из всего сказанного напрашивается вывод: используемые в АБС двухколесных транспортных средств источники информации, кинематические параметры, стали хотя и не явным, но главным препятствием на пути становления совершенных систем автоматического управления движением. Отсюда и задачи, которые необходимо решить при создании эффективной, обладающей невысокой стоимостью АБС для двухколесных мотоциклов. Это: поиск нового высокоинформативного источника первичной информации; разработка соответствующего ей принципа формирования сигналов управления торможением; создание АБС, адаптивной к механическому тормозному приводу, который характерен для этого типа транспортных средств.

Авторы попытались решить перечисленные задачи. И небезуспешно.

Так, учитывая, что силы и моменты, фактически реализуемые колесами любого транспортного средства, в том числе и двухколесного мотоцикла, наиболее объективно характеризуют процессы, происходящие при торможении, их и приняли в качестве источников первичной информации для АБС нового типа. В результате оказалось, что и при экстренном, и при служебном торможениях сигналы управления торможением можно строить на основе отрицательного знака производной или по максимуму тормозного момента. Что и подтверждает рис. 1, на котором приведено схематическое представление изменения фактически реализуемого тормозного момента $M_т$, а также изменения знаков производных тормозного момента при экстренном торможении.

Так, из рисунка видно, что при экстренном торможении на участке OA фактически реализуемый тормозной момент $M_т$ изменяется линейно, следовательно, его производная по времени имеет положительный знак, т. е. $\frac{dM_т}{dt} > 0$; на участке AE наблюдается спад реализуемого колесом момента, т. е. $\frac{dM_т}{dt} < 0$; а на участке EB изменение момента носит колебательный характер с ответствующим изменением знаков произ-

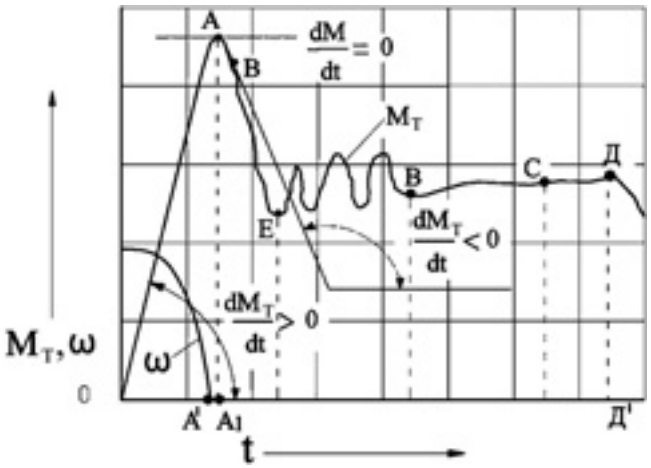


Рис. 1. Схематизированное представление изменения тормозного момента при экстренном торможении

водных; на участке *ВД* момент стабилизируется до некоторого постоянного значения.

Все это говорит о том, что использование тормозного момента $M_т$ в качестве параметра для регулирования системы не только вполне возможно, но и желательно. Тогда разблокирование тормозящего колеса должно происходить после того, как тормозной момент достигнет своего максимального значения, иначе начнется падение тормозного момента, т. е. скольжение тормозящего колеса и, как следствие, нежелательное изменение траектории движения транспортного средства, увеличение его тормозного пути.

Таким образом, решая первую задачу, авторы определили новый высокоинформативный источник первичной информации — тормозной момент, являющийся силовым фактором. Что, по существу, позволило сформулировать и новый принцип формирования сигналов управления торможения: критерий формирования сигналов управления — не что иное как максимальное значение тормозного момента. Поэтому были все основания перейти к решению третьей задачи — разработке конструкции АБС, использующей механический привод тормозов мотоцикла.

Что и было сделано (Патент № 4778 BY).

Новая АБС содержит (рис. 2) корпус *5*, шарнирно установленный на кронштейне *9* с помощью оси *8*. Между корпусом *5* и кронштейном *9* располагается возвратная пружина *1*. Кронштейн *9*, в свою очередь, закреплен на трубе *10* передней вилки мотоцикла. Тормозная скоба *2* охватывает тормозной диск *11* и с помощью резьбовой поверхности сопряжена с винтом *12*, на котором установлен рычаг *7*, зафиксированный гайкой *6*. При этом скоба *2* связана с кронштейном *9* с помощью штифта *3*, установленного на скобе *2*, и пластины *4*. В отверстиях корпуса *5* расположены тормозные колодки *13*.

Работа АБС состоит из двух этапов. На первом — воздействие, приложенное к рычагу *7*, вызывает поворот винта *12*, сопряженного с помощью резьбовой поверхности с тормозной скобой *2*, что заставляет винт *12* перемещаться в осевом направлении, а тормозную скобу *2* — в направлении противоположном. В результате возникают усилия, прижимающие тормозные колодки к тормозному диску. То есть создается тормозной момент, который поворачивает корпус *5* относительно оси *8* в сторону вращения тормозного диска. Поэтому корпус *5* сжимает пружину *1*. Но одновременно с ним перемещается и тормозная скоба *2*, которая через штифт *3*, установленный на скобе *2*, упирается в кронштейн *9*. При этом скоба поворачивается относительно корпуса.

Но так как скоба сопряжена с винтом *12* через резьбу, то ее поворот вызывает дополнительное осевое перемещение винта *12* и ее самой. Вследствие чего возникает дополнительное усилие, прижимающее колодки к диску. То есть получается эффект самоусиления дискового тормоза, что позволяет прикладывать к рычагу управления тормозом меньшие усилия.

При необходимости разблокирования колеса, сигналом к чему, как уже упоминалось выше, служит

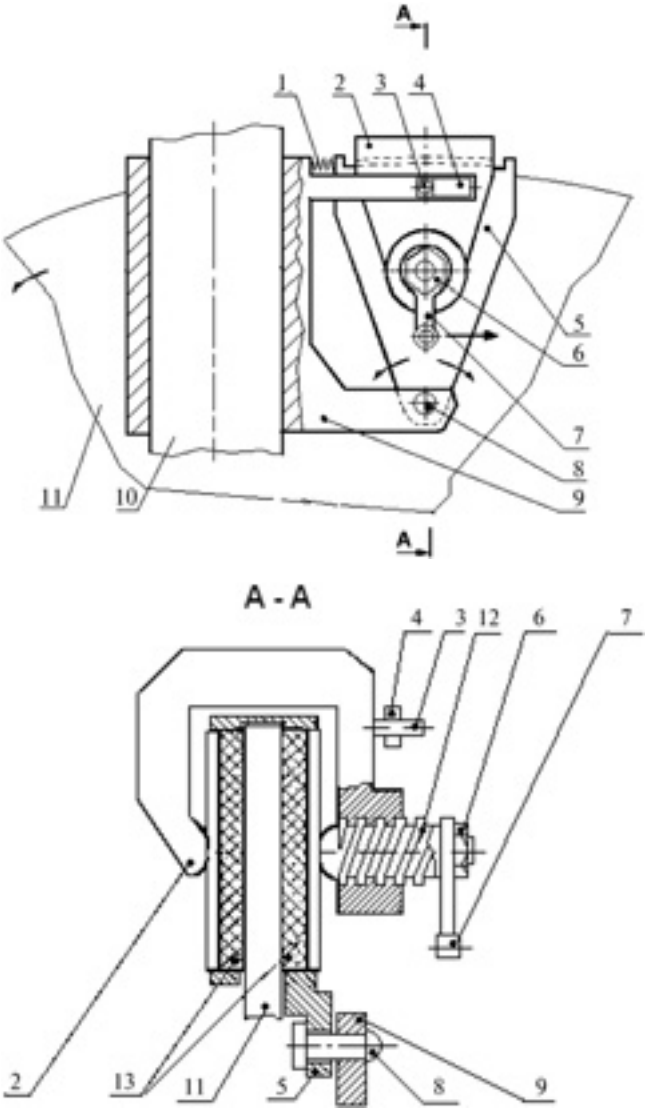


Рис. 2. Механическая антиблокировочная система:
1 — возвратная пружина; *2* — тормозная скоба; *3* — штифт; *4* — пластина; *5* — корпус; *6* — гайка; *7* — рычаг; *8* — ось; *9* — кронштейн; *10* — труба; *11* — тормозной диск; *12* — винт; *13* — тормозные колодки

уменьшение тормозного момента, наступает второй этап в работе АБС. В этом случае тормозной момент, воздействующий на корпус АБС, уменьшается, и он под действием пружины *1* поворачивается в сторону, противоположную первоначальному повороту. Тормозная скоба *2*, поворачиваясь вместе с корпусом *5*, упирается в пластину *4* кронштейна *9* и поворачивается относительно корпуса также в сторону, противоположную первоначальной. Следовательно, перемещает винт *12* в обратную сторону, уменьшая усилие прижатия тормозных колодок к диску. В результате колесо разблокируется. Возрастание же тормозного момента снова вызывает поворот корпуса в направлении вращения диска, и процесс повторяется.

Наиболее важными преимуществами разработанной в Российско-Белорусском университете АБС очевидны. Это отсутствие в алгоритме ее работы этапа обработки данных от датчиков кинематических либо силовых параметров; совмещение в одном конструкционном элементе функций контроля и изменения тормозного момента (для рассматриваемой системы таким элементом является цилиндрическая пружина сжатия, параметры которой определяются с учетом обеспечения необходимой чувствительности антиблокировочной системы); создание эффекта самоусиления тормозного механизма, что дает возможность использовать АБС в конструкциях практически любых, а не только мотоциклетных АБС; автономная, без внешних дополнительных источников энергии работа системы (например, гидравлических насосов, без которых не обойтись в случае электронно-гидравлических АБС); возможность использования механического привода; меньшая, по сравнению с электронно-гидравлическими АБС, стоимость.

УДК 621.8

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА СХЕМЫ 2К-Н

Д-р техн. наук В.Е. АНТОНЮК, В.С. АЛЕКСАНДРОВА, кандидаты техн. наук В.И. ТУРОМША, С.С. ДОВНАР и И.Л. КОВАЛЕВА, Л.И. ТРУХНОВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Белорусский НТУ, БелАЗ (+375.17. 284-25-25)

Приводятся результаты исследования главных эквивалентных напряжений, деформаций и перемещений деталей планетарного редуктора схемы 2К-Н с использованием конечно-элементного моделирования. Выявлены наиболее напряженные места в конструкции корпуса и водила редуктора, указаны концентраторы напряжений. Даны рекомендации по увеличению жесткости конструкции и уменьшению концентрации напряжений.

Ключевые слова: *планетарный редуктор, конечно-элементное моделирование, эквивалентные напряжения, концентраторы напряжений.*

Antonuk V.E., Alexandrova V.S., Turomsha V.I, Dovnar S.S., Kovaleva I.L., Truhnov L.I.

THE DEFLECTED MODE OF THE EPICYCLIC GEAR'S DETAILS OF THE SCHEME 2K-N

The research's results of the main reduced stresses, deformations and shifts of the epicyclic gear's details of the scheme 2K-N with the use of finite element modulation are given. The most strained sites of the casing's construction and cage of the reducer are explored, the stress raiser are indicated. The recommendations on the augment of the ruggedness and on the decline of stress concentration are introduced.

Keywords: *epicyclic gear, finite element modulation, reduced stresses, stress raiser.*

Планетарные редукторы получили широкое применение в конструкциях мобильных машин. Один из хорошо известных тому примеров — редукторы мотор-колес (РМК) схемы 2К-Н карьерных самосвалов БелАЗ.

Однако опыт показывает, что достоинства планетарных передач реализуются только при условии их правильного конструирования и обеспечения равномерности распределения нагрузки между сателлитами. Причем последнее может реализовываться за счет повышения точности изготовления всех элементов передачи, применения специальных уравнительных устройств или сочетания обоих методов.

И это непросто. Дело в том, что редуктор мотор-колеса должен иметь ограниченные, определяемые размерами шин габаритные размеры. Естественно, при достаточных прочности и долговечности. В связи с чем напряженно-деформированное состояние основных деталей каждого нового РМК нужно весьма тщательно исследовать — с тем, чтобы избежать концентрации напряжений в любых его точках и обеспечить достаточную для выдерживания заданной точности зубчатых зацеплений жесткость.

Решение этой проблемы рассмотрим на примере типовой конструкции РМК с двумя планетарными передачами типа 2К-Н, которым оснащаются карьерные самосвалы БелАЗ грузоподъемностью от 130 до 240 т.

Технология такого рассмотрения сводится к следующему.

Основные детали редуктора строятся и собираются в CAD-пакете (рис. 1), и полученная 3D-модель экспортируется в конечно-элементный пакет ANSYS Workbench. Для построения МКЭ-модели используются конечные элементы в форме гексаэдров и тетраэдров, т. е. 10—20-узельные элементы solid187 и solid186

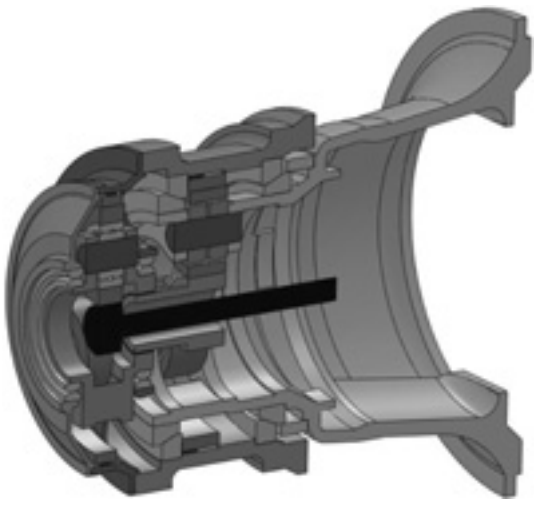
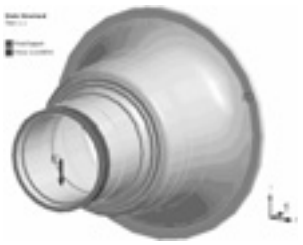
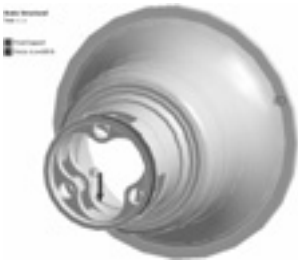
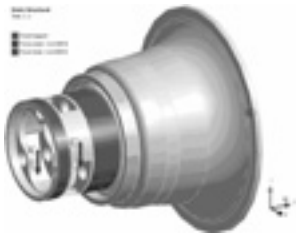
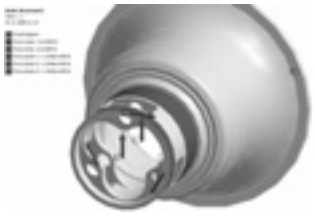
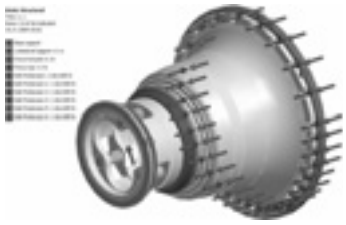


Рис. 1. Геометрическая модель РМК

№ расчетного случая	Расчетный случай	Схема
1	Рассматривается основание корпуса редуктора. Сила 600 кН сосредоточена на его переднем подшипнике под ступицей	
2	Рассматривается корпус редуктора. Сила 600 кН сосредоточена на переднем подшипнике его водила под ступицей	
3	Рассматривается корпус редуктора. Сила 600 кН разложена на две составляющие по 300 кН, сосредоточенные на его переднем и заднем подшипниках под ступицей	
4	Рассматривается корпус редуктора. Нагрузка от сателлитов моделируется посредством сил в 120 кН. Сила 600 кН не учитывается	
5	Рассматривается корпус редуктора. Нагрузка от сателлитов моделируется посредством сил в 120 кН. Сила 600 кН разложена на две равные составляющие (300 кН), сосредоточенные на его переднем и заднем подшипниках под ступицей	
6	Рассматривается корпус редуктора, который закреплен болтами под действием силы 600 кН	
7	Рассматривается редуктор без торсиона. Сила 600 кН разложена на две равные составляющие (300 кН), сосредоточенные на его переднем и заднем подшипниках под ступицей	

соответственно [1], обладающие квадратичной аппроксимацией перемещений и поэтому достаточно точны.

Затем создаются сетки конечных элементов для отдельных деталей РМК, которые соединяются друг с другом парными наборами контактных элементов. Кроме того, при моделировании стыков корпусных деталей выполняется виртуальная затяжка болтовых соединений определенными силами. (В нашем случае, самосвал грузоподъемностью 130 т, — силами до 180 кН на один болт.) В итоге получилась МКЭ-модель РМК, имеющая ~800 тыс. степеней свободы в узлах.

Для расчета напряженно-деформированного состояния были использованы геометрические и расчетные силовые параметры РМК самосвала грузоподъемностью 130 т [2]. При этом было принято, что на РМК действуют статические нагрузки, которые зависят от массы элементов конструкции и сил, действующих в зацеплении зубчатых колес планетарных передач, и составляют 600 кН. Всего рассматривалось (см. таблицу) семь расчетных случаев нагружения и условий закрепления основных элементов конструкции редуктора.

Исследование напряженно-деформированного состояния выполнялось как для отдельных основных деталей РМР, так и для различных их сочетаний. Цель последнего — учет взаимного влияния деталей друг на друга. Для выявления проблемных мест в основных деталях редуктора моделировалось их нагружение, соответствующее расчетным случаям, приведенным в таблице.

Так, для расчетного случая № 1 на рис. 2 представлена картина распределения эквивалентного напряжения σ_I в основании корпуса, когда сила в 600 кН приложена к переднему подшипнику под ступицей. Под ее действием основание корпуса изгиба-

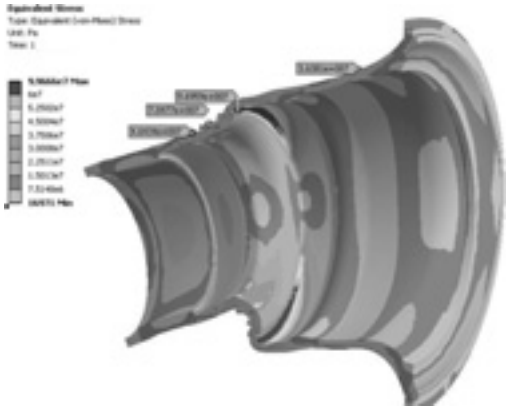


Рис. 2. Распределение эквивалентных напряжений в основании корпуса редуктора (вид изнутри)

Рис. 3. Распределение перемещений в основании корпуса редуктора для расчетного случая № 1

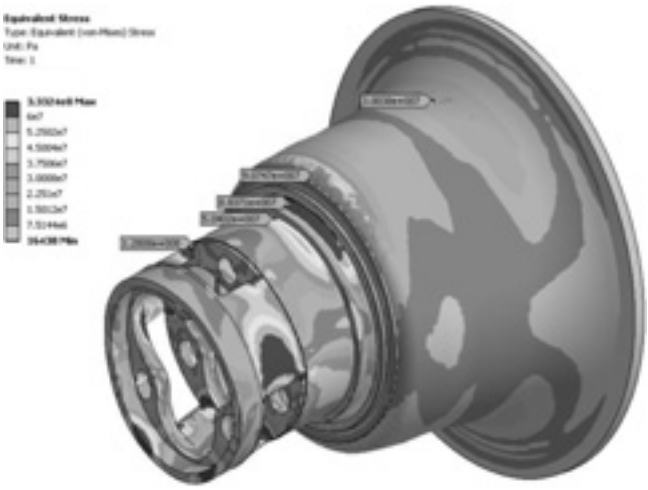


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в корпусе редуктора для расчетного случая № 2

лось, величина растягивающих напряжений составляла ~100 МПа, что можно считать некритичным для него.

Но, как известно, на близость материала к началу его пластической деформации указывает эквивалентное напряжение, на величину которого решающее влияние оказывает разность между главными напряжениями. Расчеты же показали, что в основании корпуса можно выделить три очага эквивалентных напряжений. Причем их величины в этих очагах не достигают 100 МПа. Такие значения с точки зрения прочности основания корпуса не опасны, однако их неравномерное распределение свидетельствует о неравнопрочности основания.

Под действием вертикальной силы в основании корпуса возникают изгибные деформации (рис. 3), величина которых 0,5—0,6 мм. Причем максимальные перемещения в вертикальном направлении наблюдаются, как и следовало ожидать (балка), на переднем конце основания корпуса, т. е. в месте приложения силы.

Распределение максимального главного (σ_1) и эквивалентных (σ_l) напряжений для расчетного случая № 2 дано на рис. 4, а состояние корпуса редуктора по эквивалентным напряжениям σ_l для расчетного случая № 3 — на рис. 5. Как видим, случай № 3 можно считать более спокойным, чем случай № 2.

Для расчетного случая № 4 напряженно-деформированное состояние корпуса редуктора по эквивалентным напряжениям σ_l приведено на рис. 6, а рис. 7 — перемещения в корпусе редуктора.

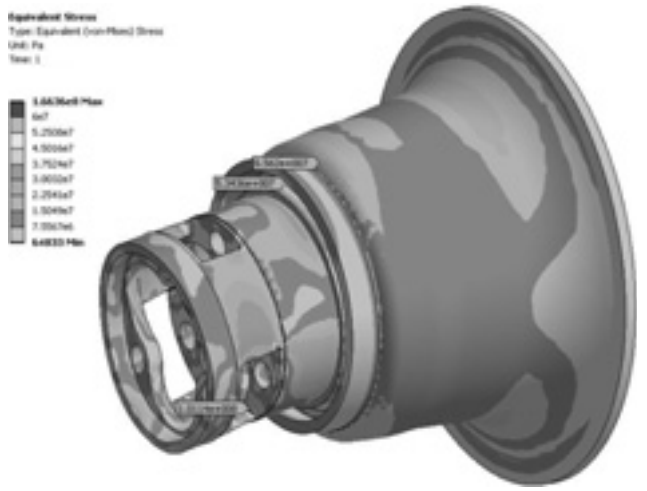


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в корпусе редуктора для расчетного случая № 3

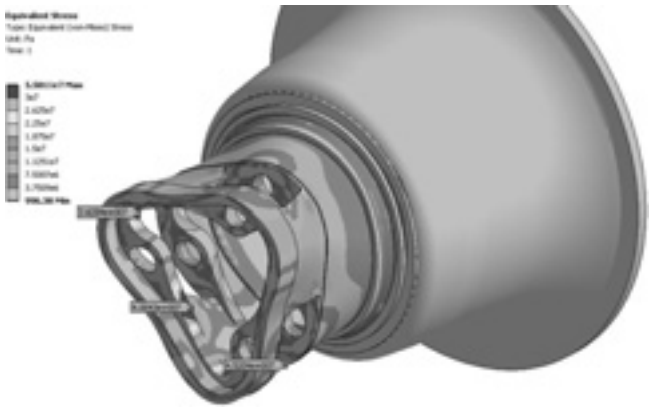


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в корпусе редуктора для расчетного случая № 4

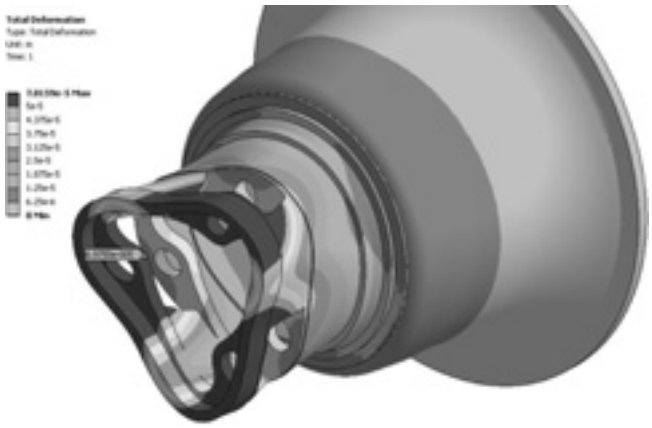


Рис. 7. Распределение перемещений в корпусе редуктора для расчетного случая № 4

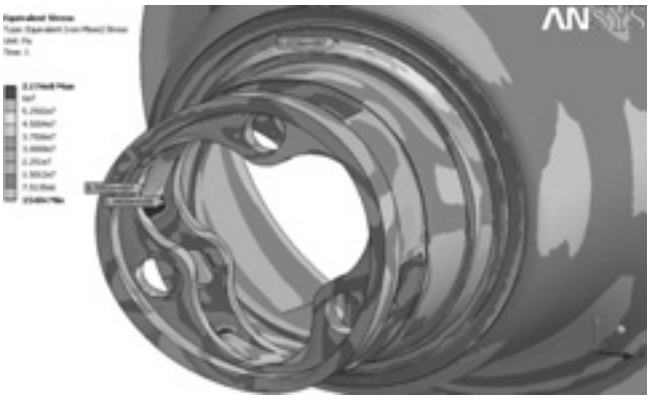


Рис.8. Распределение эквивалентных напряжений в корпусе редуктора для расчетного случая № 5

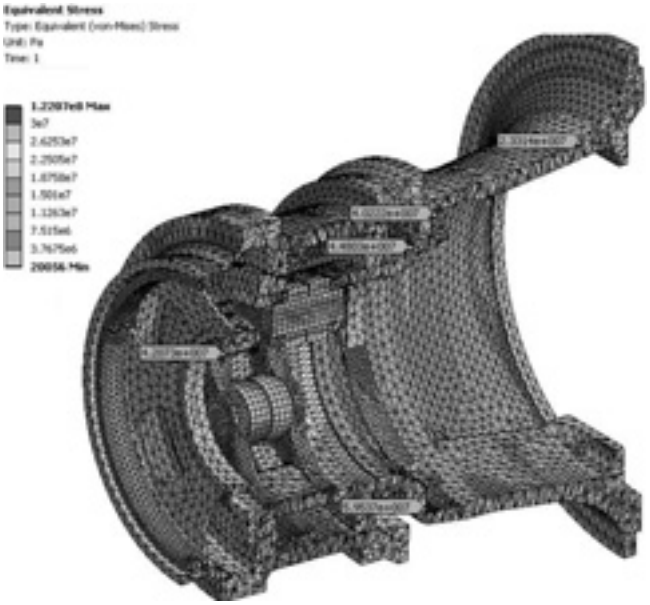


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений в редукторе для расчетного случая № 7

Из последнего следует, что под действием сил водило начинает изгибаться, принимая форму треугольника. При этом максимальные перемещения достигают почти 0,7 мм.

Для расчетного случая № 5 напряженно-деформированное состояние корпуса редуктора характеризует рис. 8. Максимальные значения и главных, и эквивалентных напряжений здесь составляют ~215 МПа.

Для расчетного случая № 6 оценка напряженно-деформированного состояния корпуса редуктора выполнялась сначала для периода затяжки болтов, а затем — при нагружении. При этом очень четко просматривалось наличие очагов напряжений на каждом из болтов, где напряжения достигали ~320 МПа.

Под действием приложенной силы водило корпуса тоже изгибалось в направлении действия силы, максимальные перемещения при изгибе достигали ~0,46 мм.

Для расчетного случая № 7 оценку напряженно-деформированного состояния редуктора описывают рис. 9 (по эквивалентным напряжениям) и рис. 10 (по перемещениям). Корпус редуктора изгибался, наибольшие значения перемещений наблюдались вдоль оси *X* и составляли ~0,5 мм, а суммарные — 1,3 мм.

Для выявления наиболее податливых мест конструкции РМК моделировали деформированные состояния отдельных его деталей. Характер перемещений в этих местах приведен на рис. 11.

На основании полученных результатов можно сделать следующие выводы: во-первых, основание корпуса рассматриваемого РМК является достаточно жесткой деталью, так как мест избирательной податливости на нем не выявлено; во-вторых, наибольшей из всех деталей податливостью обладают подшипники под ступицей; в-третьих, коронная шестерня второго ряда и водило также имеют значительную податливость. Это означает, что потенциальными концентраторами напряжений в РМК можно считать (рис. 12) конический участок на основании корпуса (зона *1*), зону *2* на внутренней поверхности этого основания и радиусы закруглений в углах окон водила (зона *3*). Так что для увеличения запаса прочности корпуса редуктора целесообразно увеличить толщину конического участка на основании корпуса редуктора (зона *1*) и стенки, а также закругление в зоне *2* сделать более пологим. Кроме

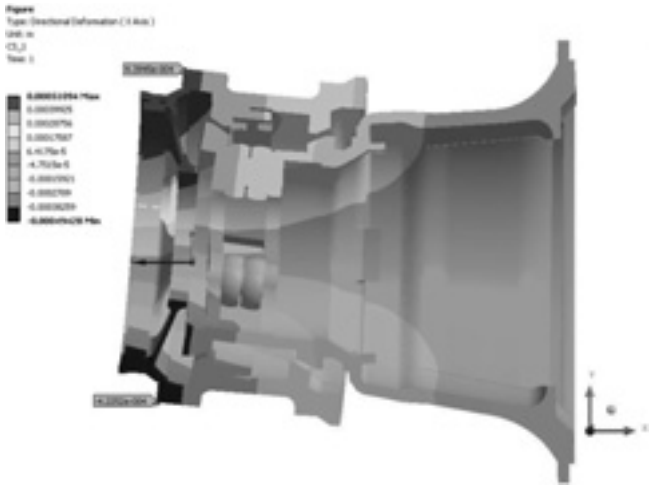


Рис. 10. Деформации и перемещения в редукторе для расчетного случая № 7

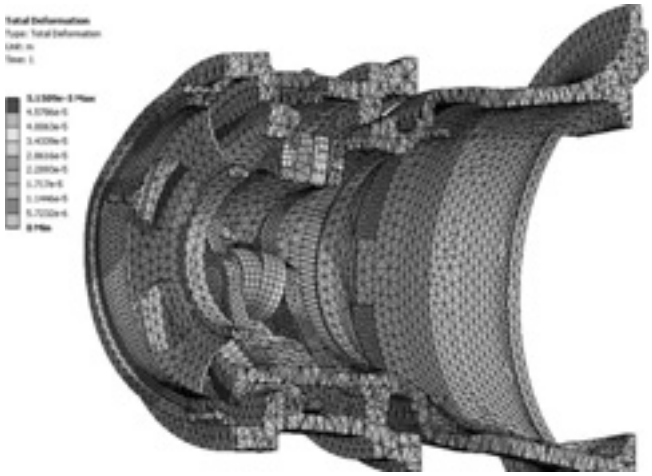


Рис. 11. Деформации и перемещения основных деталей редуктора для расчетного случая № 7

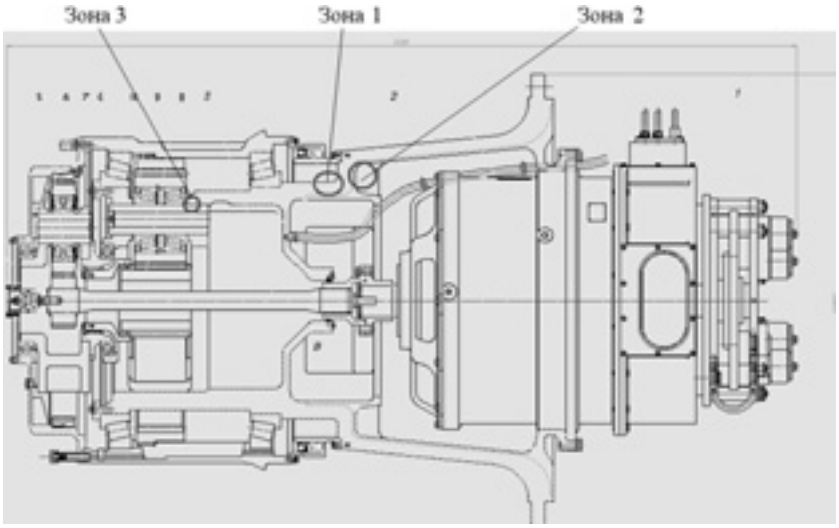


Рис.12. Расположение очагов растяжений и эквивалентных напряжений в РМК

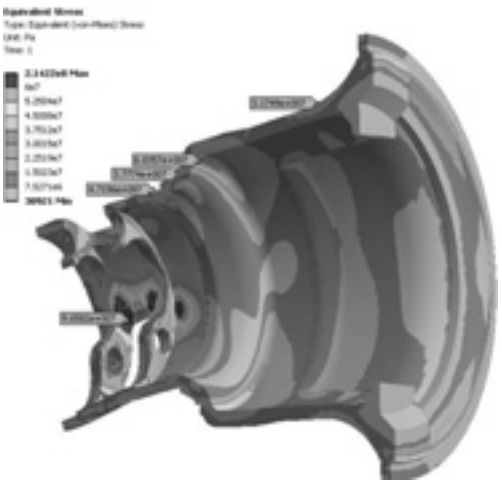


Рис. 13 . Очаги эквивалентных напряжений для модернизированной конструкции корпуса редуктора

того, следует увеличить радиусы закруглений в углах окон водила (зона *3*).

Эти рекомендации были реализованы в геометрической модели корпуса редуктора и проверены для случая № 2. Картина распределения эквивалентных напряжений для модернизированной конструкции представлена на рис. 13. Как видим, эквивалентные напряжения во всех опасных зонах снизились на 20—40 %. Такой результат в комментариях, думается, не нуждается.

Литература

1. Басов К.А. ANSYS: Справочник пользователя. — М.: ДМК Пресс. 2005. — 640 с., ил.
2. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов. Справочник. Полухин П.И., Гунн Г.Я., Галкин А.М. — М.: Металлургия, 1983. — 352 с. ил.
3. Гинзбург Е.Г., Голованов Н.Ф., Фирун Н.Б., Халебский Н.Т. Зубчатые передачи. Справочник. 2-е издание. — М.: Машиностроение, 1980.
4. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкция и расчет зубчатых редукторов. Справочное пособие. — М.-Л.: Машиностроение, 1971.

Читатель предлагает

УДК 621.43

СВОБОДНОПОРШНЕВОЙ ДВС С ГИДРОПРИВОДОМ

Канд. техн. наук Н.П. СЮТОВ

Марийский ГТУ (8362. 68-60-51)

Рассматривается схема свободнопоршневого двигателя с гидроприводом и его технические преимущества перед традиционными ДВС.
Ключевые слова: *свободнопоршневой двигатель внутреннего сгорания, гидропривод.*

Sutov N.P.

PISTON-FREE INTERNAL COMBUSTION ENGINE WITH HYDRAULIC DRIVES

Piston-free internal combustion engines with hydraulic drives and his technical advantages are considered.
Keywords: *piston-free internal combustion engine, hydraulic drives.*

Современные требования в областях экологической безопасности и топливной экономичности ДВС становятся все более и более жесткими ("Евро-4" и т. д.). Поэтому крупные автомобилестроительные фирмы усиленно работают над решением этих проблем: совершенствуют рабочий процесс, создают новые варианты гибридных силовых установок и т. д. Однако, на взгляд автора, наиболее перспективным решением проблемы станет все-таки направление, связанное с переходом от кривошипно-шатунного механизма к гидроприводу, т. е. к двигателям со свободно движущимися поршнями (СПД).

Такой двигатель состоит (рис. 1) из цилиндра *1*, поршня *3*, гидроцилиндра *4* и его поршня *9*, впускного клапана *12*, свечи *13* зажигания, топливной форсунки *14*, датчика *10* положения поршня, системы *11* управления, резервуара *7* с рабочей жидкостью, гидравлической системы *8*, гидропневматического аккумулятора *5*, гидромотора *6* и выпускных окон *2* или клапанов (как вариант).

Но, как известно, поршневой двигатель должен располагать элементом, который позволяет при отдаче энергии рабочим телом накапливать ее, а в другие такты цикла подводить к рабочему телу[1]. В двигателях, имеющих кривошипно-шатунный механизм, эту задачу выполняет маховик, устанавливаемый на коленчатом валу. В СПД данную функцию выполняет гидропневматический аккумулятор *5*, который на протяже-

[1] Шелест П.А. Безвальные генераторы газов / П.А. Шелест. — М.: Машгиз, 1960. — 380 с.

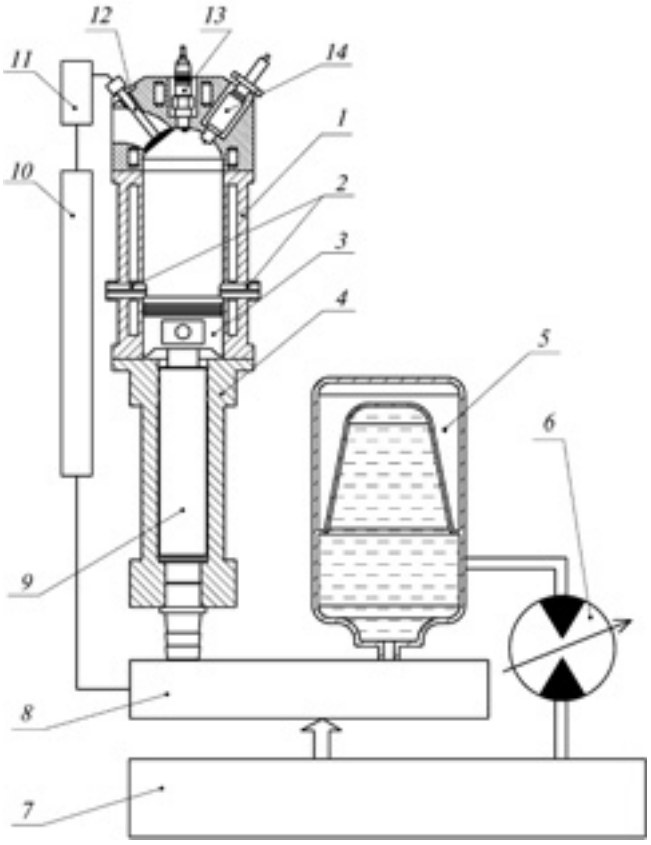


Рис. 1. Двигатель со свободно движущимися поршнями, объединенный с гидроприводом:
1 — цилиндр; *2* — выпускные окна; *3* — поршень; *4* — гидроцилиндр; *5* — гидропневматический аккумулятор; *6* — регулируемый гидромотор; *7* — гидравлический бак; *8* — гидравлическая система; *9* — поршень гидроцилиндра; *10* — датчик положения поршня; *11* — системы управления; *12* — впускной клапан; *13* — свеча зажигания; *14* — форсунка

нии рабочего хода поршня накапливает механическую энергию, а на такте сжатия отдает ее. Таким образом, работу гидропневматического аккумулятора можно назвать работой "гидравлического маховика".

СПД работает следующим образом.

Чтобы поршень *3* совершил такт сжатия, система *11* управления через гидравлическую систему *8* под давлением подает рабочую жидкость в гидроцилиндр и закрывает впускной клапан *12*. Поршень перемещается вверх, сжимая находящийся в цилиндре воздух. При его подходе к ВМТ форсунка впрыскивает в цилиндр топливо и срабатывает свеча зажигания. Смесь воспламеняется, и продукты сгорания, расширяясь, меняют направление движения поршня. При этом рабочая жидкость под давлением из нижней полости гидроцилиндра *4* переходит через гидравлическую систему *8* в гидропневматический аккумулятор *5*. Скорость ее выхода (коэффициент преобразования давления) из гидроцилиндра *4* может изменяться системой управления *11* на основе данных о массе топлива и воздуха, находящихся в камере сгорания цилиндра *1* двигателя, давления в гидропневматическом аккумуляторе *5* и скорости вращения вала гидромотора *6*. В конце хода расширения поршень открывает выпускные окна *2*, и происходит очистка цилиндра от отработавших газов (выхлоп).

Следующий цикл может начаться сразу после очистки цилиндра или, если необходимо обеспечить режим частичной мощности, по завершении паузы, определяемой системой управления. Причем эта пауза зависит, очевидно, от положения поршня относительно ВМТ в момент, когда закрывается клапан *12*. Положение поршня определяет система управления по сигналам датчика *10*, а задает его водитель, нажимая на педаль "газа".

Таким образом осуществляется управление движением поршня по выбранному водителем закону, но во всех случаях система управления обеспечивает необходимые условия для полного сгорания топлива при заданном времени рабочего цикла.

Эта конструкция привода поршня дает ряд несомненных технических преимуществ перед конструкциями с КШМ.

1. У СПД переменный ход поршня, поэтому можно увеличить степень сжатия и тем самым обеспечить более надежные условия его пуска даже при сравнительно низкой температуре окружающей среды.

2. Его расход топлива существенно снижается, так как он всегда работает на наиболее благоприятном для сгорания топлива режиме.

3. У СПД исчезает само понятие холостого хода, поскольку цилиндры работают независимо друг от друга и только по необходимости. В многоцилиндровом варианте возможно выключение отдельных цилиндров и продолжение его работы с достаточно высокой экологичностью и экономией топлива.

4. Гидравлическая энергия в СПД накапливается непосредственно в гидропневматическом аккумуляторе и расходуется исполнительными механизмами по мере надобности (например, когда на несколько секунд нужно получить бóльшую мощность, необходимую для выполнения определенных передвижений автомобиля). За счет этого можно использовать СПД меньшей мощности.

5. При работе на режимах неполной мощности его КПД выше, а шумность и тепловая нагрузка на рабочие элементы конструкции ниже (за счет более полного использования энергии расширяющихся отработавших газов — вплоть до режима, когда их температура приближается к температуре окружающей среды).

6. На режимах неполной мощности в момент начальной фазы сгорания топлива система управления подтормаживает поршень на время, необходимое для

№ опыта	Вредный выброс	Марки бензинов на экспериментальной установке			Норма по ГОСТ Р 52033—2003
		АИ-80	АИ-95	АИ-98	
1	CO, % CH, млн$^{-1}$	0,796 179,6	0,733 172,5	0,761 168,3	2,0 600
2	CO, % CH, млн$^{-1}$	0,641 132,4	0,640 131,2	0,585 125,7	2,0 600

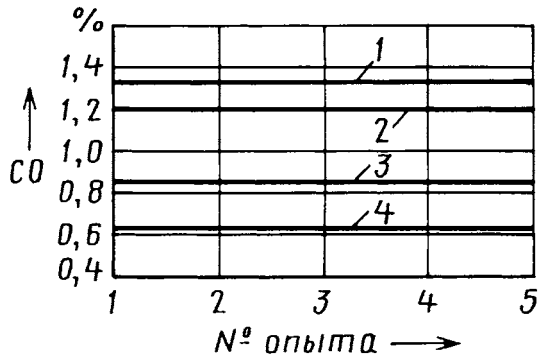


Рис. 2. Зависимость содержания монооксида углерода в отработавших газах СПД от номера опыта и соотношения хода L поршня на такте сжатия к его ходу L′ на такте расширения:
1 — L:L′ = 1:1; *2 — L:L′* = 0,93; *3 — L:L′* = 0,85; *4 — L:L* = 0,78:1

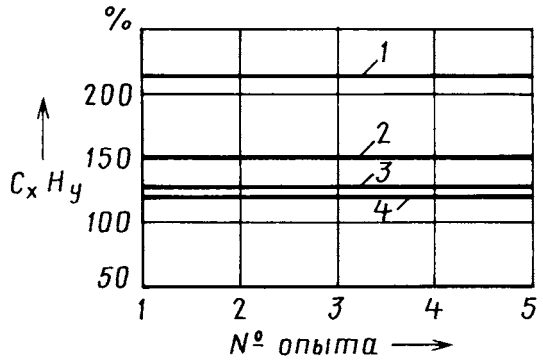


Рис. 3. Зависимость содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах СПД от отношения хода L поршня на такте сжатия к его ходу L′ на такте расширения:
1 — L:L′ = 1:1; *2 — L:L′* = 0,93:1; *3 — L:L′* = 0,85:1; *4 — L:L′* = 0,78:1

более полного сгорания топлива в начальном объеме, что увеличивает полноту его сгорания.

7. У СПД существует возможность варьирования рабочего хода и продувки. В частности, время рабочего хода может быть таким же, как у двигателя с кривошипно-шатунным механизмом, а вот время на продувку цилиндра двигателя от отработавших газов может быть увеличено за счет остановки поршня после открытия продувочных окон. При этом повышается коэффициент наполнения цилиндра воздухом и улучшается его охлаждение.

8. СПД может работать практически на любых видах топлива. Причем существует возможность изменения степени сжатия в цилиндре даже до величины, необходимой для самовоспламенения дизельного топлива.

9. Мощность и число цилиндров СПД конструктивно не ограничиваются. Такой двигатель может оформляться как единичный модуль, в состав которого входят все необходимые для обеспечения его работоспособности устройства, или нескольких однотипных модулей, объединенных общей системой управления.

10. При одновременной работе нескольких модулей в одной комбинированной установке вполне возможна работа отдельных модулей, в результате чего не требуется "жестко" связывать все СПД между собой. При этом надежность всей установки повышается.

Все, что сказано выше, подтверждено методом физического моделирования, при котором выдерживалось геометрическое подобие (подобие формы) и физическое подобие: в сходственные моменты времени и в сходственных точках пространства значений переменных величин (скорость поршня и его ускорение, давление в камере сгорания и т. п.). Проведенные на таких моделях экспериментальные исследования, например, процесса изменения токсичности отработавших газов в зависимости от режима движения поршня, полностью подтвердили правильность найденных теоретическим путем результатов, а также границы их применимости. Это хорошо видно из таблицы, в которой приведены данные по содержанию в отработавших газах СПД таких нормируемых вредных веществ, как монооксид углерода и несгоревшие углеводороды: первых оказывается в среднем на 60,23 % меньше, чем того требует ГОСТ 52033—2003, а вторых — на 79,4 %.

Были проведены и эксперименты по изменению соотношения хода поршня на тактах сжатия и расширения. Делалось это путем изменения начала такта сжатия, т. е. момента закрытия впускного клапана. Результаты показаны в таблице (опыт № 2) и на рис. 2 и 3. Из них следует, что при изменении отношения хода поршня на такте сжатия к его ходу на такте расширения в пределах от 1:1 до 0,78:1 экологические характеристики существенно улучшаются. Причина — более полное догорание и использование энергии топлива. Именно такой способ уменьшения токсичности отработавших газов может применяться, когда нет необходимости в полной мощности двигателя, т. е. при его работе на частичных нагрузках.

И последнее. Многие специалисты в свое время говорили о перспективности так называемого керамического двигателя, который ценен тем, что дает значительно меньше (в 2 раза и более) вредных выхлопов, имеет более высокий КПД, значительно меньший, чем обычный ДВС, расход топлива. Однако на практике такие двигатели применения не нашли: слишком высока у них себестоимость и, главное, рост температуры сгорания топливовоздушной смеси ведет к интенсивному образованию оксидов азота. Однако при современных технологиях изготовления и управления процессом сгорания СПД вполне может выполняться и в термическом варианте.

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 629.4.072.5

НАЦИОНАЛЬНАЯ ГАРАЖНО-АВТОСЕРВИСНАЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПЛАТФОРМА

С.В. ШАРУПИЧ, П.В. ШАРУПИЧ, д-р техн. наук, В.П. ШАРУПИЧ, К.А. БОГАЧ

Орловский НИПИ "Градоагроэкопром" (8.903. 880-92-30)

Статья посвящена созданию национальной гаражно-автосервисной технологической платформе.

Ключевые слова: *национальная гаражно-автосервисная технологическая платформа.*

Sharupich S.V., Sharupich P.V., Sharupich V.P., Bogach K.A.

NATIONAL GARAGE AUTOSERVICE TECHNOLOGICAL PLATFORM

Atlicle is devoted creation to a national garage autoservice technological platform.

Keywords: *National garage autoservice technological platform.*

В современных условиях развития автомобильной промышленности и темпах автомобилизации России вопрос о гаражных автосервисах стал не только приоритетным, но и социально злободневным. Поэтому в соответствии с сообщением Министерства образования и науки РФ о формировании перечня технологических платформ специалисты Орловского НИПИ подготовили проект реализации национальной гаражно-автосервисной технологической платформы (НГАТП), который решением рабочей группы по развитию частно-государственного партнерства в инновационной сфере включен в "Структурированный перечень технологических платформ Российской Федерации".

Данная НГАТП представляет собой коммуникационный инструмент, предназначение которого — активизация усилий всех заинтересованных сторон (бизнеса, науки, государства, гражданского общества) по созданию перспективных коммерческих технологий формирования, правового регулирования, хозяйственной деятельности, обеспечения в области материальных, финансовых, кадровых ресурсов, а также совершенствование нормативно-правовой базы в области научно-технологического и инновационного развития этой отрасли. Ее (НГАТП) координатор — НИПИ "Градоагроэкопром" фирмы "Патент": именно он осуществляет организационное, информационное обеспечение взаимодействия участников технологической платформы. Федеральные же органы исполнительной власти оказывают ей институциональную, организационную и консультационную поддержку.

В проекте рассматриваемой НГАТП четко определены социально-экономические, научно-технические и инновационные решения по управлению ее формированием и функционированием, заложены механизмы регулирования взаимодействия бизнеса, науки, государства, гражданского общества по созданию перспективных коммерческих технологий отрасли. В том числе механизмы формирования, правового регулирования производственной деятельности и обеспечения в области материальных, финансовых, кадровых, управленческих, административных и информационных ресурсов.

При этом соблюдается четкая направленность на удовлетворение важнейших общественных потребностей, решение стратегических задач развития бизнеса, приоритетных государственных интересов; значимое представительство в органах управления НГАТП интересов бизнеса и ключевых потребителей; ориентированность на проведение исследований, способствующих решению средне- и долгосрочных задач социально-экономического развития, проработку различных технологических альтернатив, расширение кооперации, поиск лучших партнеров; направленность на формирование необходимых для реализации НГАТП учебных программ и совершенствование образовательных стандартов; вариантность рассматриваемых технологических решений; активность в привлечении негосударственных средств из различных источников; прозрачные правила участия в НГАТП, открытость для входа новых участников, отсутствие дискриминации в отношении каких-либо групп организаций; ясность и публичность достигнутых результатов в ходе реализации НГАТП.

Основные направления функционирования НГАТП в ее проекте определены с учетом специфики отраслей и секторов экономики и в то же время — с учетом технологической модернизации и существенного повышения конкурентоспособности гаражно-автосервисной отрасли (высококачественные услуги в 30 тыс. ныне существующих гаражных автосервисах); автомобилестроения (создание 20 новых марок и моделей отечественных автомобилей); строительства, энергетики, технологий, охраны труда, правового обеспечения (техническое регулирование, кодекс). В частности, в области вторичного и третичного секторов экономики она предусматривает разработку прорывных и взрывных технологий, которые связаны со строительством гаражных автосервисов, определяющих возможность появления новых рынков высокотехнологичных продуктов (услуг); дополнительный приток частных инвестиций (в том числе иностранных) в разработку передовых гаражно-автосервисных технологий, развитие высокотехнологичных производств; принципиальное улучшение общественного сектора, решение значимых социальных проблем (здоровье, безопасность, экология, мобильность, образование и культура); формирование высокотехнологичных фирм, обладающих современными технологиями, создание гаражно-автосервисного малого и среднего бизнеса и улучшение условий для его роста, а также новых индустрий.

Готовность проекта такова, что НГАТП может быть запущена в действие уже в 2011 г.

УДК 629.113:504.056

Пуск бензинового ДВС на газу при низких температурах

Д-р техн. наук Б.Л. ОХОТНИКОВ, И.В. БЕРДЫШЕВ

Уральская ГСХА (8.343. 350-97-54)

Рассмотрен способ тепловой подготовки сжиженного нефтяного газа к пуску ДВС в зимний период.

Ключевые слова: *низкая температура, сжиженный нефтяной газ, воздушный отопитель, тепловая подготовка.*

Okhotnikov B.L., Berdyshev I.V.

START-UP OF THE GAS INTERNAL COMBUSTION ENGINE AT LOW TEMPERATUTE

Method of thermal preparation of liquefied oil gas for starting of internal combustion engine in a winter period is considered.

Keywords: *low temperature, simplification of start of engines, liquefied oil gas, air heater, thermal preparation.*

Газообразное топливо, получившее столь высокое и заслуженное признание в ряде отраслей промышленности, оказалось высококачественным топливом и для автомобильных ДВС. Оно повышает срок службы последних, обладает меньшей склонностью к детонации, а главное — снижает количество вредных выбросов с отработавшими газами [1]. Из недостатков же этого топлива, как правило, называют лишь один — некоторое, причем довольно незначительное, снижение мощности двигателя. Но есть и еще один весьма серьезный недостаток — существенное ухудшение пусковых качеств, особенно при низких температурах. Причем у всех типов двигателей — и бензиновых, и дизелей.

Конечно, низкие температуры окружающего воздуха отрицательно сказываются и на пуске ДВС, не конвертированных в газовые. Так, если в летнее время пуск бензинового двигателя и дизеля осуществляется за несколько секунд, то в зимний период на пуск холодного дизеля может затрачиваться иногда до 15 % сменного времени. Поэтому, скажем, дизель карьерного самосвала, работающего в условиях Крайнего Севера зимой, многие водители не выключают круглосуточно.

Газовое топливо с этой точки зрения еще хуже, чем бензин или дизельное. Например, доказано [2], что запустить бензиновый двигатель, работающий на сжиженном нефтяном газе, без дополнительных устройств (подвод теплоты и др.) при температуре ниже 263 К (−10 °С) невозможно. Причины — уменьшение скорости распространения фронта пламени, специфические особенности газа и топливной аппаратуры, которые не позволяют создать в момент пуска состав газо-воздушной смеси, способный к активному воспламенению [3]. В связи с чем все газовые двигатели запускают на жидком (бензин, дизтопливо) топливе, а после прогрева до температуры 313—323 К (40—50 °С) переводят на газ. Более того, зарубежные производители газовой аппаратуры предусматривают в ней устройства автоматического перевода системы подачи топлива прогретого ДВС на газ.

Есть ли выход из сложившегося положения? Безусловно, есть. Он — в организации подогрева газа в редукторе-испарителе. Благодаря такому подогреву создаются хорошие условия для испарения сжиженного нефтяного газа и его последующего воспламенения в цилиндрах двигателя, сокращается время пуска двигателя в холодное время. Причем самым простым вариантом подогрева является использование горячего воздуха, вырабатываемого стандартным универсальным отопителем О15-0010-10. Это доказано результатами экспериментальных исследований, выполненных автором в ООО "Логиком" (г. Богданович Свердловской области) на автомобиле ГАЗ-3307.

На этом автомобиле были установлены газовое оборудование "Ловато" итальянской компании "Офисьон Ловато", стандартные дополнительные средства измерения показателей и устройство для тепловой подготовки редуктора-испарителя, изготовленного в мастерских предприятия. В итоге получилась схема системы подготовки газа, приведенная на рис. 1.

Проводится подготовка следующим образом.

Газ из газового баллона *12* через блок *2* запорной и контрольно-измерительной аппаратуры, газовый электроклапан *5* и тройник *6* поступает в газовый редуктор-испаритель *10*, закрытый кожухом *9*. Вовнутрь этого кожуха по прорезиненному гофрированному патрубку *14* подается нагретый в отопителе *34* воздух. Система очень простая по устройству, но, как показа-

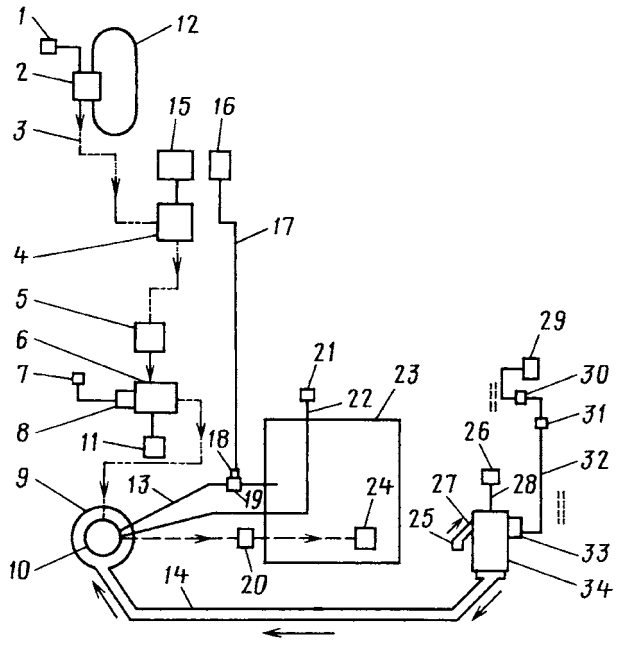


Рис. 1. Схема пуска двигателя, работающего на сжиженном нефтяном газе, при подогреве редуктора испарителя:

1 — выносное заправочное устройство; *2* — блок запорно-контрольной и предохранительной аппаратуры; *3* — газовый трубопровод; *4*, *6* и *19* — тройники; *5* — газовый электроклапан; *7* — сигнальная лампа; *8* — датчик давления; *9* — кожух для подогрева редуктора-испарителя; *10* — редуктор-испаритель; *11* и *15* — манометры давления; *12* — газовый баллон; *13* — шланг (тосол); *14* и *25* — металлические гофрированные патрубки; *15* — резиновый шланг для газо-воздушной смеси; *16* — указатель температуры; *17* и *28* — высоковольтные провода; *18* — датчик температуры; *20* — резиновый шланг и газовый дозатор; *21* — переключатель "газ—бензин"; *23* — ДВС; *24* — газовый смеситель; *26* — аккумуляторная батарея; *27* — фланец; *29* — бензобак; *30* — электробензонасос; *31* — бензоотстойник; *32* — бензиновый шланг; *33* — газовый электроклапан; *34* — отопитель

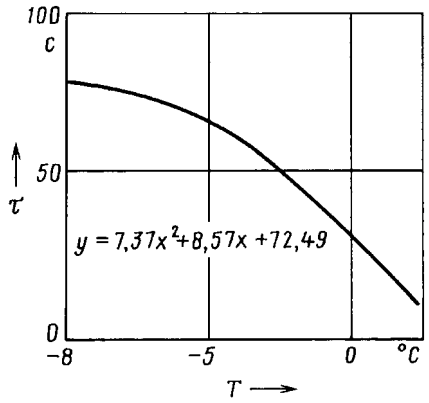


Рис. 2. Зависимость продолжительности пуска двигателя, работающего на сжиженном нефтяном газе, от температуры окружающего воздуха

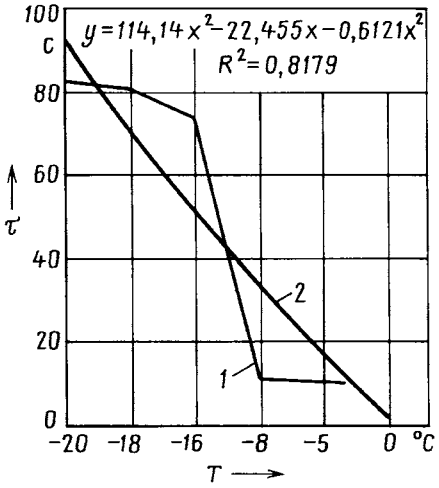


Рис. 3. Зависимость времени прокручивания коленчатого вала при пуске двигателя, работающего на сжиженном нефтяном газе, от температуры окружающего воздуха:
1 — фактическая кривая; *2* — осредненная кривая

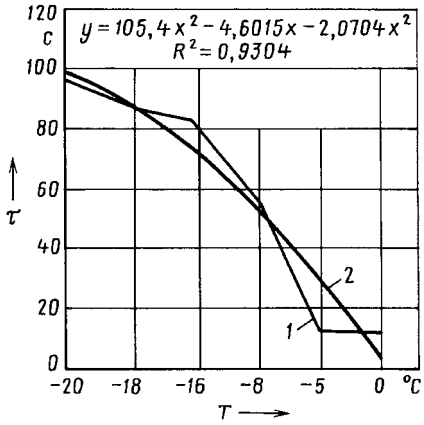


Рис. 4. Зависимость времени прокручивания коленчатого вала при пуске двигателя, работающего на бензине, от температуры окружающего воздуха:
1 — фактическая кривая; *2* — осредненная кривая

ли результаты экспериментов, весьма эффективная, что подтверждает рис. 2, на котором приведена зависимость продолжительности τ прокручивания коленчатого вала при пуске ДВС, работающего на сжиженном нефтяном газе, от температуры T окружающего воздуха. Как видим, эта продолжительность подчиняется закону квадратной параболы: $\tau = 72{,}49 + 8{,}57T - 7{,}37T^2$. И она говорит о том, что при температуре $T < 265$ К (−8 °С) запустить двигатель рассматриваемого автомобиля без подготовки газа не удается. И наоборот, при подогреве газового редуктора-испарителя продолжительность τ пуска двигателя представляется (рис. 3) совсем иной квадратичной параболой: $\tau = 114{,}14 - 22{,}455T + 0{,}6121T^2$. При этом надежный пуск двигателя, работающего на сжиженном нефтяном газе, осуществляется уже при $T \geq 253$ К (−20 °С). То есть ДВС ведет себя примерно так же, как и при работе на бензине, когда продолжительность его пуска подчиняется (рис. 4) зависимости $\tau = 105{,}4 - 4{,}6T - 2{,}07T^2$. Более того, при температуре $T \leq 253$ К (−20 °С) пуск на газе с использованием отопителя оказывается даже предпочтительнее.

Таким образом, исследования показали, что серийно выпускаемый отопитель для подготовки газа, во-первых, значительно расширяет нижний температурный предел пуска ДВС, работающего на данном топливе; во-вторых, такой подогрев экономически выгоден: на пуск газового ДВС тратится на 80,9 % бензина меньше, чем на пуск бензинового, поскольку расход топлива отопителем составляет 0,35 л/ч; в-третьих, в 1,4 раза сокращается продолжительность разогрева двигателя после пуска до рабочей температуры.

Литература

1. Коллеров Л.К. Газовые двигатели поршневого типа / Л.К. Коллеров / — М.: Машиностроение. — 1968. — 248 с.
2. Гольтяпин В.Я. Использование природного газа в качестве моторного топлива в энергетических средствах сельскохозяйственного назначения / В.Я. Гольтяпин. — М.: ФГНУ "Росинформагротех". — 2005. — 38 с.
3. Золотницкий В.А. Автомобильные газовые топливные системы / В.А. Золотницкий. — М.: АСТ: Астрель. — 2007. — 60 с.

УДК 629.4.082.54/.56

Автоматическая централизованная смазка — инструмент улучшения потребительских свойств автомобилей КамАЗ

С.А. АКИНИН, А.С. САВИНКОВ, В.Н. ЯКУНИН, В.А. ОБУХОВ

КамАЗ (8552. 55-10-17)

Рассматриваются схема и принцип работы автоматической системы смазки трущихся пар рулевого управления, тормозного механизма, подвески автомобилей КамАЗ.

Ключевые слова: *насосная станция, прогрессивные плунжерные распределители, клавиши управления.*

Akinin S.A., Savinkov A.S, Yakunin V.N., Obuhov V.A.

AUTOMATIC CENTRALIZED LUBRICATION — THE TOOL OF KamAZ VEHICLES CONSUMER PROPERTIES IMPROVEMENT

Circuits and principle of automatic system of lubrication of friction pairs of steering control, the brake mechanism, f suspension of KamAZ vehicles are considered.

Keywords: *pump works, progressive plunger allocators, key of management.*

Научно-технический центр ОАО "КамАЗ" завершил работы по внедрению автоматической централизованной системы смазки, выпускаемой широко известной немецкой фирмой "Линкольн". Работу по опционной установке системы, на новые, а также автомобили, находящиеся в эксплуатации, по заказу потребителей выполняет уполномоченная компания — ООО "Линк Ор".

Данная система включает (рис. 1): центральную насосную станцию *2*, состоящую из насоса P 203-2XN-1K6-24-1A8-XX-V10, электронную плату управления типа V10—V13, клавишу принудительного запуска

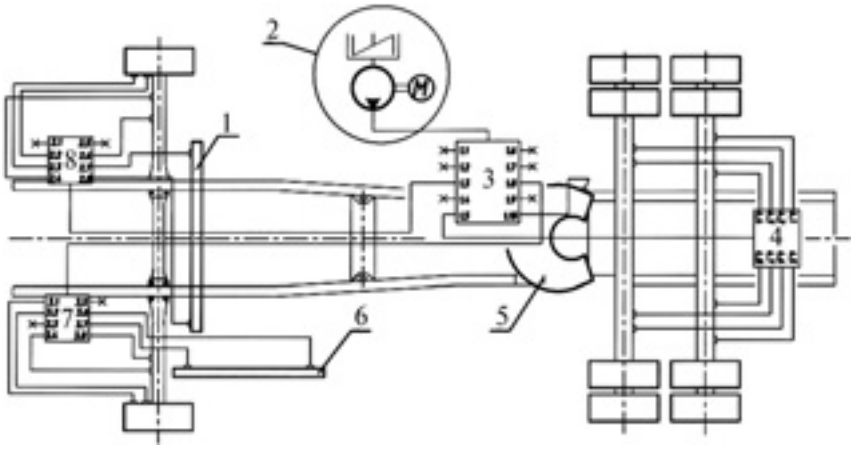


Рис. 1. Принципиальная схема автоматической централизованной системы смазки:
1 — тяга рулевой трапеции; *2* — насосная станция; *3* — главный распределитель; *4*, *7* и *8*— второстепенные распределители; *5* — седельно-сцепное устройство; *6* — тяга сошки

процесса автоматической смазки, клавишу принудительного кратковременного отключения системы (на рисунке не показана, поскольку устанавливается по заказу), предохранительные клапаны типа SVTE-350-R1/4D6 и электронный блок управления; прогрессивные плунжерные распределители *3*, *4*, *7* и *8*; комплекты трубопроводов типа KE300 и электропроводов.

Центральный смазочный насос (рис. 2) — с электроприводом. Предназначен он для подачи консистентной смазки в систему и к трущимся парам.

Клавиша принудительного запуска цикла смазки выполняет две задачи — включение центрального насоса и индикацию работы системы. Она установлена на приборной панели; после нажатия светится зеленым цветом.

Электронный блок управления задает программу работы насосной станции и может менять продолжительность паузы между подачами очередных порций смазки (в пределах 1—15 ч) и продолжительность подачи самой порции (в пределах 2—30 мин).

Задача прогрессивных плунжерных распределителей (дозаторов) (рис. 3) — распределение смазки по конкретным трущимся парам. (Термин "прогрессивный" указывает на то, что плунжеры дозатора перемещаются в зависимости от порции смазки, которую нужно подать к трущимся парам в каком-то определенном цикле смазывания.)

Таких распределителей четыре — один главный и три второстепенных. Главный — типа 55У10, все второстепенные — типа 55У8. Через главный распределитель смазка подводится ко всем второстепенным распределителям и седельно-сцепному устройству, через второстепенные распределители смазка подается к элементам ходовой части автомобиля (шкворневым узлам передней оси, тягам рулевой трапеции, регулировочным рычагам и валам разжимных кулаков тормозных механизмов, пальцам передних рессор).

Так, через правый распределитель передней оси смазка подается к точкам смазывания верхнего и нижнего подшипников правого шкворня, пальца правой рессоры, правого

Рис. 2. Центральный смазывающий насос

Рис. 3. Прогрессивный плунжерный распределитель

регулировочного рычага, разжимного кулака тормозного механизма, а также правого и левого шарнира тяги рулевой трапеции. Через левый распределитель передней оси смазка поступает к точкам смазывания верхнего и нижнего подшипников левого шкворня, пальца левой рессоры, левого регулировочного рычага, разжимного кулака, шарнира тяги сошки; через задний распределитель — к точкам смазывания регулировочных рычагов заднего и среднего мостов, разжимных кулаков тормозных механизмов этих мостов.

Прежде чем дать "добро" на оснащение рассматриваемой системой автомобилей КамАЗ, специалисты НТЦ выполнили целый комплекс стендовых и эксплуатационных испытаний этих АТС, дооборудованных такой системой смазки. В частности, были испытаны автомобили КамАЗ-5460, КамАЗ-6522 и автобус НефАЗ-5229. Причем КамАЗ-5460 и НефАЗ-5299 в основном работали в центральной части России, при температурах окружающей среды, изменяющихся в пределах 253—293 К (−20÷20 °С), автомобиль КамАЗ-6522 — эксплуатировался под контролем специалистов ОАО "РИАТ" в условиях Крайнего Севера, где эти температуры изменяются от 223 до 293 К (от −50 до 20 °С). К тому же, условия его эксплуатации на Севере были довольно тяжелые — круглосуточная работа в карьере.

В результате установлено: централизованная система подачи смазки во всех случаях работает надежно. Применение централизованной системы смазки позволяет исключить из перечня обязательных работ ТО-1, выполняемые в эксплуатации. А это не менее 2 чел.-ч на один автомобиль. Но главное, система обеспечивает гарантированное смазывание трущихся пар подвески, рулевой трапеции, тормозного механизма, поскольку из этого процесса исключается "человеческий фактор". Наконец, система экономит смазочные материалы: доказано, что расход смазки составляет всего лишь 0,1—0,15 л/месяц, что значительно меньше, чем при ручном смазывании.

И последнее. Ориентировочная цена системы — 80 тыс. руб., стоимость ее установки — 15—20 тыс. руб.; срок окупаемости — от 12 мес. (зависит от интенсивности эксплуатации автомобиля).

УДК 621.923

ОБРАЗОВАНИЕ СТРУЖКИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

В.Н. МИШИН, канд. техн. наук В.Н. БАЛАШОВ

МГТУ "МАМИ" (499. 223-05-23)

Приведены результаты анализа схемы образования стружки при шлифовании в относительной системе координат с учетом структуры материала круга, а также современного представления о контакте твердых тел.

Ключевые слова: *шлифование, абразив, круг, стружка.*

Mishin V.N., Balashov V.N.

FORMATION IN GRINDING CHIPS

Are the results of the analysis of formation schemes when grinding chips in a relative coordinate system based on the structure of material spectrum and modern conceptions of contact of solids.

Keywords: grinder, chips, abrasive.

Принято считать [1, 2 и др.], что стружка при шлифовании образуется точно так же, как при фрезерной и токарной обработках. То есть за счет того, что зерна шлифовального круга срезают поверхностные слои детали (рис. 1). Однако данное утверждение вытекает из анализа кинематической схемы процесса шлифования в абсолютной системе координат. Если же этот процесс рассмотреть в относительной системе координат, основываясь на механическом принципе относительности (в предположении, что система отсчета не влияет на ход протекающих в ней механических процессов), то картина получается совершенно иной.

Так, анализ процесса шлифования в относительной (подвижной) системе координат, связанной с кругом, т. е. когда абразивный круг считается неподвижным, а деталь подается на круг со скоростью v, показывает (см. "АП", 2010, № 10), что стружка не срезается, а выдавливается зерном под действием детали (рис. 2). Причем вектор $\bar{v}_c$ ее скорости как при встречном, так и при попутном шлифованиях, противоположен вектору скорости v детали.

Конечно, оба названные представления о механизме стружкообразования — субъективные, так как получены путем умозрительного восприятия процесса. Поэтому требуют доказательств. И в качестве такого доказательства (аргумента) в пользу того или иного механизма лучше всего взять такой: соответствует или не соответствует форма стружки, которая получается по схемам, показанным на рис. 2, реальной, зафиксированной экспериментально, форме этой стружки.

Согласно рис. 1, стружка должна срезаться в виде запятой либо в виде чечевицы, а согласно рис. 2 — выдавливаться в виде нитей длиной, равной длине контакта круга с деталью. Как видно из рис. 3, на котором приведены экспериментальные данные, форма реальных стружек больше похожа на нити, чем на запятые или чечевицу. Кроме того, обнаружено, что при чистовой обработке длина образующихся стружек, как правило, меньше длины линии контакта круга с деталью.

Последнее вполне закономерно. Чтобы убедиться в этом, рассмотрим взаимодействие зерен круга с деталью с учетом структуры его материала.

Известно, что эта структура характеризуется диаметром абразивных зерен, соотношением объемов абразивных зерен ($V_з$), связующего ($V_{св}$) и пор ($V_п$). Причем абразивное зерно в общем случае представляет собой многогранник неправильной формы с округлыми вершинами, величина радиуса r округления которых составляет, в зависимости от размера и марки материала абразивных зерен, 1—25 мкм [3]. Но для упрощения анализа влияния структуры материала круга и прочностных свойств материала детали на образование стружки предположим, что абразивные зерна имеют строго определенную форму (скажем, в виде

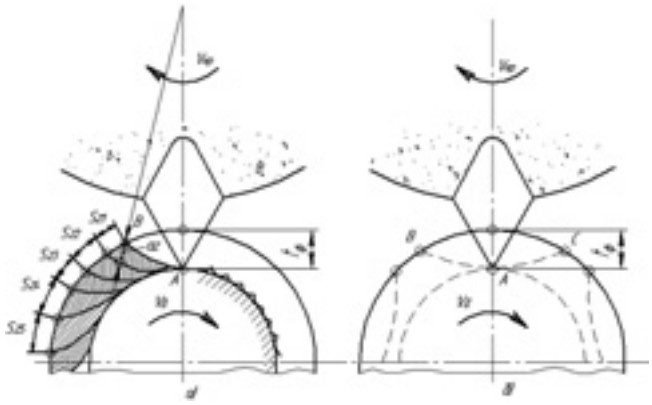


Рис. 1. Схема снятия зернами круга запятообразных (а) и сегментообразных (б) слоев стружки при шлифовании

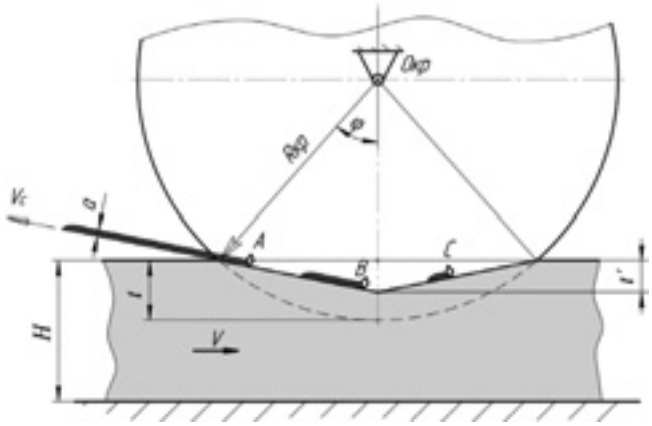


Рис. 2. Образование стружек от режущих зерен A, B и C в относительной системе координат

№ формулы	Формула	Примечания
1	$k_{об} = \frac{V_з}{V} = \frac{\pi d^3 n}{6c^3}$	d — диаметр зерна; n — число зерен в кубе; c— ребро куба
2	$n = \frac{6k_{об}}{\pi}\left(\frac{c}{d}\right)^3$	—
3	$n_в = n\frac{V_{t=d}}{V}$	$V_{t=d}$ — объем слоя куба при $t = d$
4	$V_{t=d} = c^2 d$	—
5	$n_в = \frac{6k_{об}}{\pi}\left(\frac{c}{d}\right)^2$	—
6	$HB = \frac{P}{S} = \frac{2P}{\pi d\left(d - \sqrt{d^2 - d_л^2}\right)}$	P — нагрузка на стальной шарик; S — площадь вдавленного шарикового сегмента; $d_л$ — диаметр лунки; d — диаметр шарика
7	$HB = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi dt}$	—
8	$HB = \frac{P_{ед}}{S_л} = \frac{P_{ед}}{\pi d t_в n_в} = \frac{P_{ед}}{3k_{об}c^2} = \frac{\sigma_ф}{3k_{об}}$	$P_{ед}$ — суммарная нагрузка на выступающие зерна, расположенные на единице поверхности контакта круга с деталью; $S_л$ — суммарная площадь поверхности лунок от зерен на единице $S_л$; d — диаметр зерна; $t_в = \frac{d}{2}$ — средняя высота вдавливания зерен; $c = 1$ — единичная длина и ширина площади, на которую действует сила $P_{ед}$; $n_в$ — число выступающих зерен на единице площади поверхности круга; $\sigma_ф$ — фактическое напряжение (давление) сжатия при вдавливании зерна
9	$S_л = \pi d t_в n_в$	—
10	$\sigma = k_т HB$	—
11	$k_з = \frac{\sigma_ф}{HB}$	—
12	$n_р = \frac{k_з \sigma_ф n_в}{k_т HB} = \frac{6k_{об}k_з}{\pi k_т}\left(\frac{c}{d}\right)^2 \frac{\sigma_ф}{HB}$	—

Рис. 3. Стружки, полученные при плоском обдирочном шлифовании периферией круга стали ЭИ69

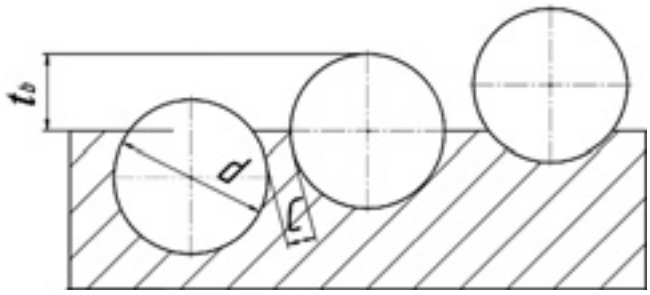


Рис. 4. Схема расположения абразивных зерен на поверхности круга

шара) и что материал круга имеет строго совершенную структуру, в которой зерна расположены на равном расстоянии друг от друга. Тогда число n абразивных зерен в единице объема довольно просто определить через их объемное содержание. Для этого достаточно выделить из круга объем в виде куба. Очевидно, что $k_{об}$ при таком подходе представляет собой отношения объема $V_з$ всех зерен в кубе к объему V куба (формула № 1 в таблице).

Из этой формулы получаем формулу № 2 для вычисления n.

При шлифовании стружка образуется в результате взаимодействия с деталью не всех зерен, находящихся в кубе, а только выступающих из него. Чтобы определить, сколько таких зерен приходится на единицу рабочей поверхности круга, будем исходить из следующего.

На данной поверхности могут, очевидно, находиться зерна, которые выступают над ней (рис. 4) на высоту t от $t = 0$ до $t = d$ (d — диаметр зерна.) Причем среднее значение этой высоты, $t_в$, будет равно $t_в = \frac{d}{2}$. Тогда число $n_в$ выступающих зерен можно оценить по числу зерен в слое куба толщиной, равной диаметру зерна (формула № 3). Или, если учесть, что значение $V_{t=d}$ дает формула № 4, то для вычисления $n_в$ можно использовать формулу № 5.

При шлифовании, согласно современным представлениям о контактировании твердых тел при статических и динамических нагрузках, круг взаимодействует с деталью через совокупность точек и, в частно-

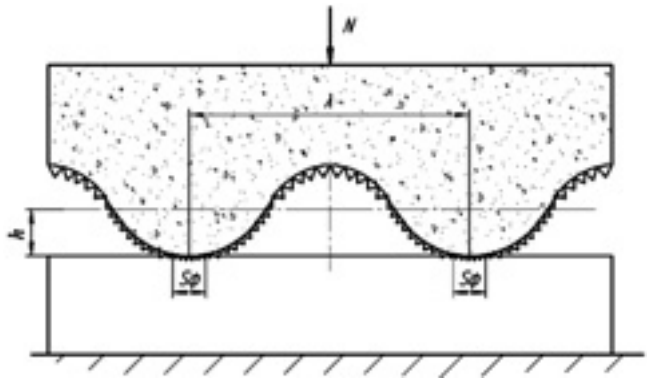


Рис. 5. Схема контакта шероховатой поверхности круга, имеющей волнистость, с гладкой поверхностью обрабатываемой детали

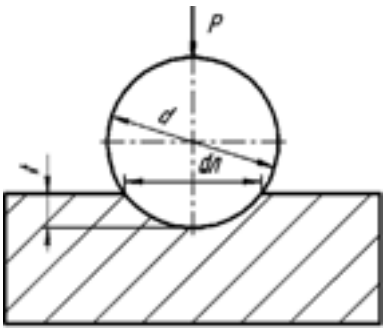


Рис. 6. Схема определения твердости материала по Бринеллю

сти, через выступающие зерна и вершины неровностей, связанные с волнистостью обрабатываемых поверхностей [3, 4]. Поэтому силы, возникающие в результате упругого взаимодействия круга с деталью, мгновенно вызывают высокое значение давления на вершинах выступающих зерен и к их внедрению в деталь. (Схема контакта шероховатой поверхности круга, имеющую регулярную — синусоидальную, сферическую, цилиндрическую и др. — волнистость с гладкой поверхностью обрабатываемой детали представлена на рис. 5.) Величину этих напряжений можно определить следующим образом.

При действии силы N, как видно из рис. 4, выступающие зерна на поверхности детали дают отпечатки, аналогичные тем, которые получаются при вдавливании стального шарика при измерении твердости по Бринеллю [5], а эта твердость представляет собой отношение нагрузки, действующей на шарик, к поверхности S отпечатка, т. е. среднее напряжение в лунке. Подсчитывается она по формуле № 6. Но ее можно также выразить (рис. 6) и через глубину t лунки (формула № 7), а применительно к процессу вдавливания зерен при шлифовании — записать в виде формулы № 8. (Значение входящей в нее площади $S_л$ дает формула № 9.)

Далее. Между пределом прочности и числом твердости по Бринеллю различных металлов существует, как известно, зависимость, выражаемая через коэффициент $k_т$ соответствия между прочностью материала и числом твердости материала по Бринеллю (формула № 10).Так, для сталей с НВ = 120÷450 его значение составляет 3,4÷3,5; для алюминия и алюминиевых сплавов с твердостью НВ = 20÷45 он равен 3,3—3,6; для меди, латуни и бронзы — 4,0—5,5.

Если аналогичным образом подойти и к вдавливанию зерен круга в поверхность обрабатываемой детали, то, проанализировав формулу № 8, можно сделать вывод: при $k_{об}$ = 0,5 коэффициент $k_з$ соответствия между прочностью и числом твердости материала по Бринеллю и составляет 1,5 (формула № 11).

Съем металла при шлифовании происходит при скольжении круга по поверхности детали, когда режущие зерна (зерна, вдавленные в деталь) начинают сдвигать движущиеся на них объемы металла. Тогда число $n_р$ режущих зерен на единице поверхности в зависимости от величины давления можно выразить в виде формулы № 12.

Анализ схемы контакта поверхности круга с деталью, приведенной на рис. 5, а также формул № 10, 11 и 12 позволяет утверждать, что:

с увеличением сил N сначала в деталь вдавливаются на фактических площадках $S_ф$ контакта выступающие зерна, а затем происходит упругопластическая деформация микровыступов, обусловленных волнистостью поверхности;

с увеличением давления число режущих зерен будет расти до тех пор, пока значение фактической площади не сравняется с контурной площадью контакта круга с деталью, т. е. с увеличением давления производительность за счет увеличения числа режущих зерен будет расти;

с увеличением твердости материалов число вдавленных зерен будет меньше, чем при обработке мягких материалов;

образование коротких стружек зависит от волнистости поверхности материала круга и, в частности, наличия промежуточных "карманов" (см. рис. 5) для выхода стружки.

Таким образом, установлено, что образование стружки при шлифовании происходит путем выдавливания поверхностных слоев детали, а не среза, как считалось ранее.

Литература

1. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. — М.: "Машиностроение", 1974.
2. Ящерицын П.И., Жалнерович Е.Л. Шлифование металлов. — Минск, "Беларусь", 1963.
3. Лурье Г.Б. Шлифование металлов. — М.: "Машиностроение", 1969.
4. Крагельский И.В. Трение и износ. — М.: "Машгиз", 1962.
5. Рыжов Э.В., Колесников Ю.В., Суслов А.Г. Контактирование твердых тел при статических и динамических нагрузках. — Киев: "Наукова думка", 1982. — С. 7—51.
6. Марковец М.П. Определение механических свойств металлов по твердости. — М.: "Машиностроение". 1979.

УДК 629.3

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ И МАНЕВРЕННОСТИ СЕДЕЛЬНОГО АВТОПОЕЗДА

Канд. техн. наук А.Г. ВЫГОННЫЙ, А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ, А.А. КАЛИНИН, О.В. МАТУШКИНА

МАЗ, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (+375.17. 284-24-23)

На примере моделирования в среде MSC.ADAMS показана методология виртуальных испытаний маневренности и устойчивости седельного автопоезда, приведены описания математических моделей и результаты виртуальных испытаний.

Ключевые слова: *устойчивость, маневренность, седельный автопоезд, виртуальные испытания, компьютерное моделирование.*

Vigonniy A.G., Kalesnikovich A.N., Kalinin A.A., Matushkina O.V.
COMPUTER MODELING OF STABILTY AND MANEUVERABILITYOF TRUCK TRACTOR

By the example of truck tractor in MSC.ADAMS shows the methodology of virtual test maneuverability and stability, given the description of mathematical models and results of the virtual test by which an assessment of stability and maneuverability of the test vehicle.

Keywords: *stability, maneuverability, truck tractor, virtual testing, computer modeling.*

Чтобы обеспечить конкурентоспособность нового автомобиля, в него уже на этапе технического проекта необходимо заложить все существующие требования к его эксплуатационным и потребительским свойствам. И здесь неоценимую помощь оказывает компьютерное моделирование. Его инструменты — программные комплексы, позволяющие исследовать кинематику и динамику механических систем, напряженно-деформированное состояние конструкций и др. В целом это удешевляет и значительно ускоряет процесс проектирования и доводки новых образцов АТС.

Взять, к примеру, устойчивость и маневренность. Еще совсем недавно достоверно их можно было оценить лишь путем натурного эксперимента, так как расчетные модели имели приведенные характеристики, использовали много допущений и не учитывали ряда конструктивных особенностей. Моделирование в среде MSC.ADAMS позволяет учитывать практически все — трехмерность геометрических элементов модели, в том числе и пространственное позиционирование кинематических шарниров и точек приложения нагрузки, а также распределение масс, моментов инерции деталей, кинематическую схему подвески (реактивные штанги, упругие стабилизаторы поперечной устойчивости и их кинематику, буферы ограничения хода подвески), тип упругого элемента подвески и нелинейность его характеристики, наличие двускатной ошиновки, амортизаторов, увод шин, углы установки управляемых колес, кинематику рулевой трапеции и, кроме того, динамику процесса и перераспределение масс при опрокидывании, или динамику движения АТС при расчете его маневренности. Причем динамическая модель строится по принципу "сборки конструктора" из примитивов базы данных пакета MSC.ADAMS. Первичную же проверку динамической модели можно провести в процессе расчета и сделать это визуально, по поведению модели.

Общий вид модели среднетоннажного седельного автопоезда в пакете MSC.ADAMS показан на рис. 1. Математическая модель содержит ~200 частей, которые определяют распределение массы всего автопоезда, расположение общего

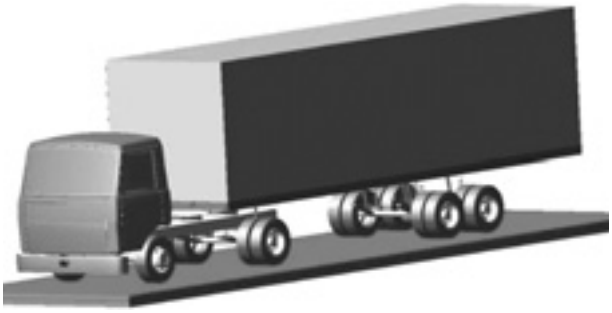


Рис. 1. Модель автопоезда в среде MSC.ADAMS

Рис. 2. Модели передней (а) и задней (б) подвесок тягача и подвески полуприцепа (в)

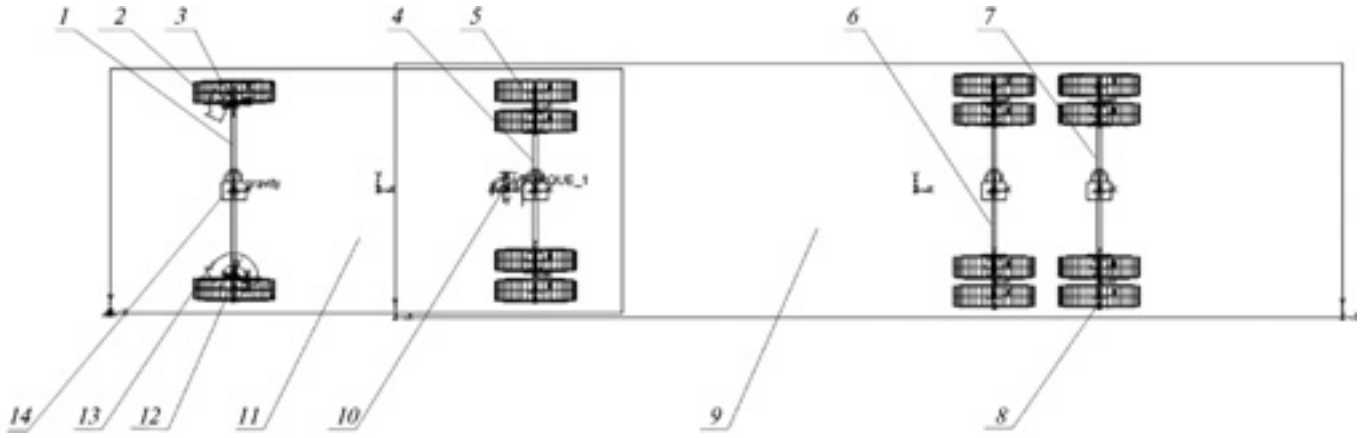


Рис. 3. Схема расчетной модели автопоезда:
1, *4*, *6* и *7* — балки мостов; *2* — колеса; *3* — поворотные кулаки; *5* — ступицы колес; *8* и *12* — шарниры "Револют"; *9* — кузов полуприцепа; *10* — седельно-сцепное устройство; *11* — кузов тягача; *13* — генератор движения "Ротайшнл джойнт мошн"; *14* — шарниры "Фиксед"

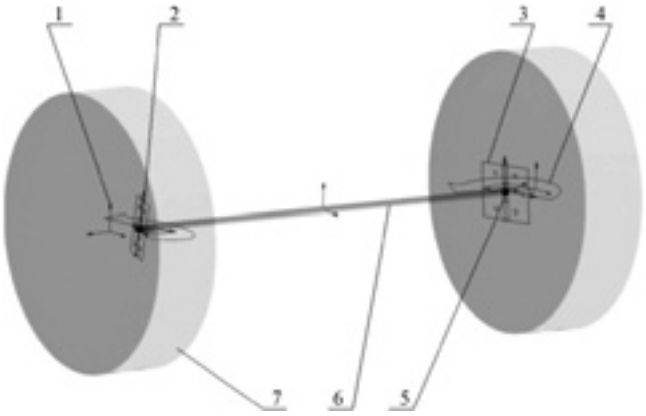


Рис. 4. Модель передней управляемой оси:
1 — маркер, задающий развал и схождение колеса; *2* — маркер, задающий продольный и поперечный наклоны шкворня; *3* — шарнир "Револют"; *4* — генератор движения "Ротайшнл джойнт мошн"; *5* — поворотный кулак; *6* — балка; *7* — колесо

центра масс модели, ориентацию ее главных осей инерции и моменты инерции относительно главных ее осей.

В исследуемом автопоезде передняя подвеска (рис. 2, *а*) — зависимая рессорная, задняя подвеска (рис. 2, *б*) и подвеска полуприцепа (рис. 2, *в*) — зависимые на пневмоэлементах. При этом динамическая модель передней включает малолистовые рессоры, стабилизатор поперечной устойчивости, амортизаторы и буферы отбоя; модель задней подвески и подвески полуприцепа — пневмоэлементы с нелинейной характеристикой, опоры пневмоэлементов, поперечную тягу, амортизаторы и буферы отбоя.

Для расчета маневренности была создана отдельная динамическая модель (рис. 3) седельного автопоезда, в которой детально проработаны элементы рулевого управления (рис. 4) (учтены углы установки управляемых колес, наклона шкворней и кинематика рулевой трапеции), ходовой части (созданы модели мостов и колес, подрессоренная масса приведена к раме) и седельно-сцепного устройства.

Для моделирования автомобильных шин используются модели ADAMS/Tire Handling. Созданная таким образом модель отображает основные свойства реальной автомобильной шины, т. е. обладает радиальной, боковой, продольной жесткостями и демпфированием. В ней учтены также условия сцепления шины с опорной поверхностью.

Устойчивость и маневренность седельного автопоезда оценивалась в соответствии с ГОСТ Р 52302—2006 "Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний" и ГОСТ Р 52281—2004 "Прицепы и полуприцепы автомобильные. Общие технические требования", в соответствии с которыми проводятся испытания на поперечную устойчивость и определяются предельные углы опрокидывания полуприцепа и, таким образом, граница статической устойчивости седельного автопоезда. Кроме того, в соответствии с директивой 97/27/ЕС и ГОСТ Р 52389—2005 "Транспорт дорожный. Массы и размеры. Технические требования и методы испытаний" проведены виртуальные испытания маневренности седельного автопоезда.

Результаты моделирования следующие.

Угол потери устойчивости (отрыв колес) полуприцепа, град..	22,1
Угол крена подрессоренной массы полуприцепа, град.	2,9
Угол потери устойчивости (отрыв колес) автопоезда, град..	27,6
Угол крена подрессоренной массы автопоезда, град. .	8,6
Максимальный угол поворота управляемых колес, град..	45
Наименьший радиус поворота тягача по оси следа переднего внешнего колеса, м	7,23
Внешний минимальный габаритный радиус поворота автопоезда, м	8,04
Ширина коридора, занимаемого автопоездом при повороте с внешним габаритным радиусом 12,5 м, м	4,18

Они показывают, что автопоезд соответствует нормативным показателям, при этом расчетное значение угла α поперечной устойчивости составляет 27,6°, что приближается к предельному углу поперечной устойчивости для седельных автопоездов ($[\alpha] = 28°$).

Для выработки мер по улучшению характеристик поперечной устойчивости исследуемого автопоезда авторы провели сравнительную оценку эффективности блокирования подвески и седельно-сцепного устройства. И установили: блокирование подвески полуприцепа повышает поперечную устойчивость автопоезда на 11 %, а блокирование задней подвески тягача — лишь на 3 %; для увеличения угловой жесткости подвески полуприцепа и, тем самым, улучшения показателей устойчивости автопоезда в ней целесообразно установить стабилизаторы поперечной устойчивости.

УДК 629.113.001.4

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СЦЕПЛЕНИЙ

Канд. техн. наук В.Г. ПЯТАКОВ, С.В. ПЯТАКОВ

Иркутский ГТУ (3952. 40-51-36), СТО "Технопарк"

Приводятся конструкция и правила эксплуатации стенда для определения в условиях СТО коэффициента запаса сцепления автомобилей ВАЗ.

Ключевые слова: *испытательный стенд, коэффициент запаса сцепления.*

Piatakov V.G., Piatakov S.V.

CLUTCH TEST BENCH

The design and operation guidance of the test bench for definition cohesion reserves coefficient of the VAZ vehicles in the service center conditions is performed.

Keywords: *test bench, cohesion reserves coefficient.*

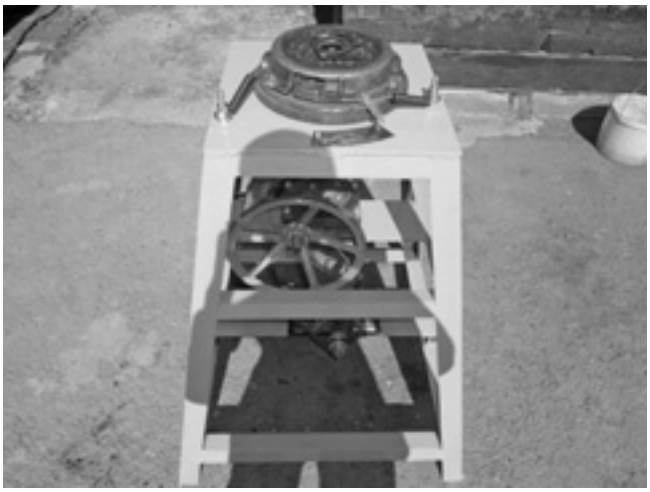
Несмотря на бурное развитие автоматических трансмиссий, фрикционные сцепления по-прежнему широко используются на современных автомобилях: высокая их надежность и незначительная стоимость позволяют сохранять спрос на АТС с традиционными ступенчатыми трансмиссиями. И автомобили ВАЗ с этой точки зрения — не исключение.

В процессе эксплуатации такие сцепления, как и любые другие механизмы, подвергаются ремонту. И основной признак его необходимости — "проскальзывание". Способ же восстановления — замена ведомого диска.

Однако это не совсем верно: причиной "проскальзывания" может быть не только износ диска, но и уменьшение усилия, создаваемого нажимным диском. Например, в сцеплениях с диафрагменными пружинами, которыми оснащаются автомобили ВАЗ, усилие нажимного диска может снижаться из-за усталостных повреждений диафрагмы, а также уменьшения жесткости из-за перегрева.

К сожалению, технология ремонта оценку данного коэффициента запаса сцепления ($\beta = M_{сц}/M_{e\max}$) не предусматривает. В связи с чем может оказаться, что срок службы этого узла после ремонта резко сокращается.

В ИрГТУ создан (см. рисунок) стенд для полноценного испытания сцеплений. На нем момент сцепления измеряется при принудительном буксовании ведомого диска относительно маховика и нажимного диска. С целью минимизации затрат энергии на привод сцепления в транс-



миссии стенда разработчики применили кинематическую цепь с большим передаточным числом. Мощность N используемого в ней электродвигателя определяется по формуле $N = \frac{M_{сц}\omega_б}{\eta_{тр}} = \frac{M_{сц}\pi n}{30 i_{тр}\eta_{тр}}$, в которой $M_{сц}$ — момент сцепления с учетом запаса; $\omega_б$ — угловая скорость буксования ведомого диска; n — частота вращения вала электродвигателя; $i_{тр}$ — передаточное число трансмиссии стенда; $\eta_{тр}$ — ее КПД. Мощность электродвигателя составляет всего лишь 180 Вт. Кроме того, медленное (~ 4,6 мин$^{-1}$ при n = 1480 мин$^{-1}$) буксование ведомого диска не вызывает опасного нагрева фрикционных накладок.

Момент от электродвигателя передается клиноременной передачей ($i_{рем}$ = 5) на ведущий вал червячного редуктора ($i_{ред}$ = 63). Выходной вал этого редуктора вращает вал, соединенный со шлицами ступицы ведомого диска сцепления. Маховик в сборе со сцеплением опирается на верхнюю плиту через бронзовый подпятник. В результате минимизируется погрешность измерения момента сцепления.

При включении электродвигателя ведомый диск сцепления вынуждает повернуться маховик в сборе с нажимным диском на некоторый угол, при этом растягиваются три пружины, закрепленные одним концом к маховику, а вторым — к верхней опорной плите. При появлении буксования сцепления дальнейшее растяжение сдерживающих пружин прекращается.

При выключении электродвигателя возвращение маховика в сборе с нажимным диском в исходную позицию невозможно, так как червячный редуктор с передаточным числом 63 является самотормозящим.

Тарировка измерительного устройства момента сцепления выполнялась путем измерения растяжения сдерживающих пружин с заведомо известной жесткостью.

Время установки и проверки сцепления занимает ~15 мин.

УДК 621.833

Повышение износостойкости зубчатых колес из высокопрочного чугуна

Канд. техн. наук А.А. ВЕСЕЛОВСКИЙ

Орский ГТИ (8.353. 725-54-89)

Оценена износостойкость прямозубых зубчатых колес заднего хода в коробке передач автомобиля ВАЗ-2107, выполненных из высокопрочного чугуна ВЧ 60 с термодиффузионным хромовым покрытием.

Ключевые слова: *износостойкость, зубчатые колеса, хромовые покрытия, чугун.*

Veselovsky A.A.

INCREASE OF WEAR RESISTANCE OF COGWHEELS FROM HIGT- STRENGTH PIG-IRON

Wear resistance backing cogwheels in a transmission of the car VAZ 2107, executed of higt-strength pig-iron ВЧ60 with the chromic covering put by thermal diffusion is estimated.

Keywords: *wear resistance, cogwheels, chromic covering, iron.*

Опытом и многочисленными исследованиями доказано, что основной причиной потери работоспособности зубчатых колес и шестерен коробок передач АТС является изнашивание: их поломки, обусловленные именно изнашиванием, составляют 65—75 % [1] общего числа неисправностей и отказов (табл. 1) автомобиля. В связи с этим возникает вопрос: нельзя ли повысить износостойкость данных изделий с тем, чтобы их ресурс гарантированно приблизить к ресурсу автомобиля?

Чтобы ответить на него, автор решил использовать хорошо известный способ упрочнения трущихся деталей — нанести на зубья колес слой хрома, а затем проверить, насколько быстро он истирается в процессе работы.

В качестве объекта исследований были взяты зубчатые колеса заднего хода коробки передач автомобиля ВАЗ-2107, изготовленные из высокопрочного чугуна ВЧ 60. Их хромирование выполнялось в контейнере, куда помещались упрочняемые изделия и засыпались порошковой шихтой, состоящей из 50—60 % феррохрома ФХ 800, 5 % активатора NH_4Cl и 35—45 % оксида алюминия. Затем контейнер нагревался до 1273—1293 К (1000—1020 °С) и подвергался изотермической выдержке в течении 10 ч. После упрочнения колеса проходили изотермическую закалку в масло и нагревались повторно в расплаве хлористых солей (NaCl + KCl).

Упрочненное таким образом зубчатое колесо монтировалось в коробке передач, а коробка крепилась на станине токарного станка. При этом ее входной вал через муфту присоединялся к электродвигателю, имитирующему ДВС, а выходной — зажимался в патроне станка.

В ходе исследований в коробке передач включалась передача заднего хода, затем электродвигатель, который через коробку передач приводил в движение кинематику станка, имитирующую момент сопротивления карданного вала, главной передачи и ведущих колес автомобиля. Этот момент составлял 7,84 Н · м, частота вращения выходного вала — 849 мин$^{-1}$, что соответствовало частотам вращения прямозубой шестерни и зубчатого колеса заднего хода — соответственно 1925 и 1600 мин$^{-1}$. При этом картер коробки передач был заполнен отработанным (после 10 тыс. км пробега автомобиля) трансмиссионным маслом ТАД 17И.

После $5 \cdot 10^6$ оборотов выходного вала коробку передач разбирали, шестерню и колесо изымали и разрезали на части, готовили из них шлифы, подвергавшиеся затем металлографическим исследованиям. В результате установлено, что за "пробег", равный $5 \cdot 10^6$ оборотов, остаточная толщина хромового покрытия на зубьях шестерни составила 18—20 мкм, т. е. 20—25 % своей исходной толщины. Это означает, что

Таблица 1

Характер неисправности	Распределение неисправностей	
	коробка передач	задний мост
Износ	65,3	72,9
Трещины	9,3	2,4
Вырывы и задиры	21,3	22,4
Срез, смятие, срыв	4,1	2,3

Таблица 2

Слой	Содержание элементов, % масс.		
	C	Cr	Fe
Внешний темный	8,83	85,25	6,07
Внутренний светлый	16,35	40,07	43,58

благодаря слою хрома ресурс серийной шестерни увеличился на $(4—5) \cdot 10^6$ оборотов выходного вала коробки передач.

Очень любопытным оказался и характер структуры изношенного хромированного слоя: он состоит из двух слоев — внешнего темного толщиной 10 мкм и внутреннего светлого толщиной 15—20 мкм.

Причины различия в окраске хромового покрытия зубчатых колес — различное содержание углерода и хрома (табл. 2): внешний темный слой представлен в основном карбидом $Cr_{23}C_6$, а расположенный под ним светлый слой состоит из карбидов Cr_7C_3 и $(CrFe)_3C$, у которых наблюдается дефицит хрома и избыток углерода. А такие карбиды, как известно, очень износостойки. Следовательно, можно говорить о том, что хромирование шестерни дает эффект еще бóльший, чем полученный при изнашивании верхнего темного слоя.

Износ хромового покрытия на сопряженном с шестерней зубчатом колесе за те же $5 \cdot 10^6$ циклов оказался равным 20—45 % исходной толщины. Причина очевидна: шестерня входит в зацепление только с колесом, а колесо передает вращение от шестерни другому сопряженному с ним зубчатому колесу (паразитному) и испытывает соответственно большее число контактов.

Из проведенных исследований можно сделать вывод, что ресурс работы хромового покрытия при данных условиях испытаний для шестерни составляет $(20—25) \cdot 10^6$ циклов, а для колеса — $(11—20) \cdot 10^6$. И только после этого начинается выработка ресурса серийной шестерни колеса. Таким образом, нанесение хромового покрытия позволяет существенно продлить жизнь колесам из высокопрочного чугуна.

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом

УДК629.1.02/.03

Полный привод легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" Е-класса

Канд. техн. наук В.А. ГРУШНИКОВ

НИЦИАМТ НАМИ (8.495. 994-99-05)

Имитационное моделирование, прототипирование, сравнительные стендовые и дорожные испытания, использование при разработке новых образцов современных автомобилей новейших конструктивных и технологических концепций. Эти и другие вопросы рассматриваются на примере деятельности известнейшего германского автопроизводителя Даймлер-Бенц.

Ключевые слова: *легковой автомобиль, полный привод, исследования, имитационное моделирование, прототип, стендовые и дорожные испытания, конструктивная и технологическая концепция, серийное производство.*

Grushnikov V.A.

FULL DRIVE OF CARS MERCEDES-BENS OF E-CLASS

Imitating modelling, prototyping, comparative bench and road tests, use by working out of new samples modern automobile pour the newest constructive and technological concepts. These and others questions are considered on an activity example the famous German motor-car manufacturer Daimler-Benz.

Keywords: *the car, a full drive, researches, imitating modelling, a prototype, bench and road tests, the constructive and technological concept, a batch production.*

Постоянное расширение возможностей вычислительной техники уже сегодня позволяет конструкторам цифровыми способами задавать и оценивать функциональные свойства новых автомобилей на самых ранних стадиях их проектирования. Например, при создании легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" Е-класса и их предшественников только по пассивной безопасности проведены [1] имитационные эксперименты с 5 тыс. вариантов их цифровых прототипов и 12,5 тыс. вариантов — по защите пешеходов при наезде на них, а также многочисленные стендовые испытания почти полнокомплектного автомобиля (без колес и шин) с трехкомпонентным нагружением каждого колеса, а также продольным, поперечным и закручивающим нагружением кузова испытуемого автомобиля. В результате достигнут поистине прорыв в автомобилестроении. Это модели Е-класса (W212, W211, E 200 CGI, E 250 CGI, E 350 4MATIC, E 500, E 500 4MATIC, E 200 CDI, E 220 CDI, E 250 CDI, E 350 CDI) и С-класса (W204), сориентированные, наряду с индивидуальностью и подчеркнуто статусным дизайном, на такие важнейшие показатели, как безопасность, комфорт, качество и повышенная ответственность за охрану окружающей среды. Следует отметить, что при их создании были предприняты активные меры по снижению массы как автомобиля в целом, так отдельных агрегатов и узлов, использованию новых интегральных технологий управления процессами для уменьшения потребления топлива и выбросов диоксида углерода. Кроме того, в качестве целевых установок в области дизайна следует отметить усовершенствования технологий формования кузова, выбор материалов и высокую точность сборки, перспективные концепции, эргономические и информационно-навигационные решения.

Так, если взять безопасность, то здесь очень четко просматривается интеграция принципов и систем активной и пассивной составляющих, совершенствование защитных свойств кузова, с точки зрения комфорта — первоклассная вибрационная и акустическая защита во всех эксплуатационных ситуациях за счет подбора оптимальных материалов и технологий сборки, компонентов ходовой части с отличной продольной и поперечной динамикой полного привода "4Матик". Качество дали цифровые менеджмент информации и прототипы, всестороннее имитационное моделирование. На защиту окружающей среды работали новые экономичные четырехцилиндровые бензиновые двигатели и дизели, улучшенная аэродинамика, в том числе благодаря эффективно управляемым заслонкам, жалюзи радиатора, энергетическому менеджменту (рекуперация энергии торможения и отключение генератора), очистке

отработавших газов системой "БлуТЕК" нового поколения. Безусловно, инновационными считаются [2] тормозная система "Дистроник плюс", функционирующая по принципу автоматического принудительного торможения, электронные системы поддержки водителя ("Аттеншн Ассист", "Парктроник"), адаптивного освещения, ночного света, смены полосы движения и ограничения скоростного режима.

Принципиально новая концепция привода "4Матик" автомобиля "Мерседес-Бенц BR 212" является [3] эксклюзивной разработкой концерна "Даймлер-Бенц", позволяющей превращать полноприводный по имеющимся возможностям автомобиль в передне- или заднеприводный. Исходными требованиями при разработке привода стали максимально высокий уровень курсовой устойчивости и динамической стабилизации тяги и динамики, оптимизация массы и потребления топлива, повышенный комфорт, единство исполнения кузова для задне- и полноприводного вариантов, преемственность конструктивных рядов автомобилей С-, Е- и S-классов, высокая степень унификации, изготовление на одной конвейерной линии с базовым автомобилем.

Полный привод в автомобилях Е-класса, как известно, имеет богатые традиции: еще в 1987 г. в конструктивном ряду "Мерседес-Бенц 124" был внедрен привод "4Матик". Правда, как дополнительная система, подключаемая только по необходимости. Он давал возможность блокировать как задний дифференциал, так и раздаточную коробку в зависимости от транспортной ситуации и состояния дорожного покрытия. Но уже тогда комплексный процесс регулирования осуществлялся полностью автоматически, без участия водителя, поэтому и получил обозначение "4Матик".

Во втором же поколении автомобилей Е-класса, "Мерседес-Бенц BR 210", был реализован постоянный полный привод с центральным межосевым дифференциалом. При этом функции блокирования осевых дифференциалов взяла на себя электронная система тяги 4ETS с интеллектуальным управлением тормозами, а крутящий момент привода стал распределяться между передними и задними мостами в соотношении 35:65 (с уклоном на задний привод базовой модели автомобиля).

Затем по результатам многочисленных и продуктивных маркетинговых исследований в 2002 г. появилось третье поколение полного привода на автомобилях Е-класса ("Мерседес-Бенц BR 210"), С-класса ("Мерседес-Бенц BR 203") и S-класса ("Мерседес-Бенц BR 220"). Все — с распределением крутящего момента в соотношении 40:60. И концепция привода "4Матик" стала определяющей во всех перечисленных классах автомобилей "Мерседес-Бенц".

Однако в 2006 г. появляется четвертое поколение полного привода "4Матик", но уже собственной разработки и изготовления, у которого распределение крутящего момента соответствовало соотношению 45:55. В нем впервые была использована семиступенчатая автоматическая коробка передач (сначала на модели "Мерседес-Бенц BR 221" S-класса, затем на "Мерседес-Бенц BR 204" С-класса и, наконец, на "Мерседес-Бенц BR 212" Е-класса).

Привод "4Матик" четвертого поколения легче, компактнее и экономичнее всех своих предшественников, оптимален в отношении реализации силы тяги и динамической стабилизации. Он стал своего рода венцом истории полных приводов, применявшихся на автомобилях концерна. В частности, благодаря концепции постоянного полного привода с определяющим распределением крутящего момента 45:55 между передними и задними колесами на этих автомобилях достигается оптимизация реализации силы тяги с точки зрения "развесовки" и потребления топлива.

Такой результат, естественно, достигнут не сразу. Он потребовал значительных затрат времени и труда. Например, если сравнить автомобили "Мерседес-Бенц BR 211" и "Мерседес-Бенц BR 212" Е-класса, то увидим следующее.

Первый — заднеприводный, с пятиступенчатой автоматической коробкой передач, у второго коробка передач — семиступенчатая, а привод может быть на все колеса или только на задние (в зависимости от условий движения). И при этом ограничения пространства для ног пассажира переднего сиденья практически нет (если не считать ограничение слева на 80 мм из-за тоннеля трансмиссии). Передняя и задняя подвески колес у обеих моделей — трехрычажные. Одинаковые у них и двигатели: V-образные шести- и восьмицилиндровые бензиновые или V-образный шестицилиндровый дизель. У BR 212 — полный привод со встроенным в раздаточную коробку (распределитель крутящего момента) межосевым дифференциалом с распределением 45:55 и исходным моментом блокирования, равным 50 Н·м. (Постоянный полный привод с отдельным сепаратным межосевым дифференциалом используется с пятиступенчатой коробкой передач.) Тем не менее полноприводная версия автомобиля отличается от заднеприводной лишь наличием интегральных встроенных балок и кронштейнов опор ходовой части и трансмиссии. Поэтому обе конструкции являются фактически унифицированными. Что гарантирует одновременно высокие жесткостные и прочностные характеристики как задне-, так и полноприводных моделей.

Очень важно и то, что при проектировании отдельных компонентов новых моделей специалисты концерна решили задачу взаимозаменяемости их деталей, узлов и агрегатов с соответствующими компонентами автомобилей предшествующих моделей С-, Е- и S-классов, т. е. преемственности и агрегатной базы, и технологий изготовления. С этой целью, в частности, применена модульная концепция ходовой части и несущей системы, а также компонентов трансмиссии полного привода "4Матик". Для достижения звания победителя в номинации "Лучший в классе" по комфорту, динамике и управляемости по аналогии с базовым заднеприводным автомобилем, в полноприводном варианте использована, как уже упоминалось, трехрычажная подвеска передних колес с опорой на средних кронштейнах ступиц колес. Отличие состоит лишь в специфической полноприводной кинематике, а также в использовании поперечного стабилизатора и опор поперечной рулевой тяги трапеции с рулевым механизмом. По аналогии с заднеприводным базовым автомобилем направляющий аппарат подвески передних колес полноприводного с приводом "4Матик" оснащен верхней опорой, уменьшающей нагрузку на растяжку и повышающей виброкомфорт при меньших габаритах агрегата подвески. Новая трехрычажная подвеска колес, наряду с повышенным виброкомфортом, обеспечивает прецизионное регулирование ходов.

Транспортный комфорт и динамика BR 212 находятся на уровне базового заднеприводного автомобиля Е, но значительно выше, чем у конкурентов. Для всех моделей с шестицилиндровыми V-образными двигателями в качестве опции предусмотрена пневмоподвеска "Айрматик", для модели же с восьмицилиндровым V-образным бензиновым двигателем она серийная. В автомобилях Е-класса впервые стали использоваться пневматические системы подвески на базе направляющих пневмостоек в сочетании с полным приводом.

Новый привод "4Матик" автомобилей Е-класса на рынке представлен в конце 2009 г. с тремя вариантами двигателей, которые соответствуют нормам "Евро-5". Но в 2010 г. появилась и модификация с четырехцилиндровым дизелем рабочим объемом 2,2 л, мощностью 150 кВт (204 л. с.) и крутящим моментом 500 Н·м (51 кгс·м). У всех этих вариантов полный привод "4Матик" агрегатируется исключительно с собственной автоматической коробкой передач "7G Троник", отличающейся компактностью, высоким КПД, комфортностью передачи крутящего момента. Этого требует полностью обновленная компактная трансмиссия со значительно уменьшенной боковой областью редуктора раздаточной коробки, что позволяет использовать кузов базовой заднеприводной модели автомобиля и устранить, как сказано выше, ограничения про-

странства для ног пассажира переднего сиденья. Кроме того, благодаря удалению центрального зубчатого колеса в редукторе раздаточной коробки и интеграции карданного шарнира с ведомым зубчатым колесом достигается очень компактный боковой привод колес переднего моста. Еще одно преимущество "упаковки" может достигаться за счет дооснащения дифференциала переднего моста ведомым коническим зубчатым колесом, приводимым во вращение зубчатым колесом дифференциала и вращаемым в том же направлении, что и коленчатый вал, и оптимизированными в отношении вибронагруженности опорами.

Встроенный в автоматическую коробку передач редуктор раздаточной коробки работает с уменьшенным, по сравнению с предшествующими моделями, зубчатым сопряжением, но имеет меньшие, чем у предшественников, вращающиеся массы и рационально уплотненные радиальные валы. Что в сочетании с оптимизированной опорно-смазывающей концепцией дает основной вклад в экономию топлива по европейскому испытательную циклу. Она составляет ~0,4 л/100 км.

При оснащении полноприводного автомобиля бензиновым двигателем V-6 рабочим объемом 3,5 л или дизелем равной мощности рабочим объемом 3,0 л его масса увеличивается, по сравнению с заднеприводным автомобилем, всего лишь на 70 кг, а в случае бензинового двигателя V-8 (рабочим объемом 5,0 л) — на 50 кг. Следовательно, он потребляет не настолько больше топлива, чем это можно было ожидать.

Динамика новой модели Е-класса, "Мерседес-Бенц BR 212", с приводом "4Матик" при хорошем сцеплении шин с дорожным покрытием не отличается от динамики базового заднеприводного автомобиля, что даже при плохих дорожных условиях достигается за счет увеличения тяги и повышения маневренности, а также благодаря тому, что регулятор 4ETR с интеллектуальным тормозным приводом перенимает у "4Матик" функцию блокирования межосевого дифференциала и регулирования динамики движения. Постоянный полный привод при уже подведенном ко всем колесам крутящим моменте, отслеживание сцепления колес в разных условиях (влага, снег, лед и т. п.) обеспечивают этому автомобилю отличные курсовую устойчивость и динамическую стабилизацию. Серийное оснащение двухдисковой муфтой сцепления с моментом блокирования редуктора раздаточной передачи, равным 50 Н · м, обеспечивает его трогание с места и разгон на замерзшем и обледенелом дорожном покрытии за счет механического блокирования дифференциала при буксовании колес.

Литература

1. Breitling T., Grossmann T., Zöller A. Digitale Prototypen unterstützen Entwicklung // ATZ: Automobiltechn. Z. — 2009. Прил. Neue E-Kl. Mercedes-Benz.
2. Friedrich A., Hoel K., Rindfleisch O., Scholly U., Trautmann C., Weipert I., Holder K., Gross W., Hoffmann R., Vayhinger H., Jakubik U., Rehländer D. Synonym für Sicherheit und innovative Technik // ATZ: Automobiltechn. Z. — 2009. Прил. Neue E-Kl. Mercedes-Benz.
3. Fuchs S., Wieland D., Siebert N., Hitzfeld H., Weber H.-P., Trost M., Gaupp A., Schröder R., Leucht M. // Alltadantrieb mit Fahrstabilität, Komfort und Dynamik // ATZ: Automobiltechn. Z. — 2009. Прил. Neue E-Kl. Mercedes-Benz.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Ильичева Н.М., Галченков Ю.С. — Автомобильная промышленность России в период 2002—2008 гг. с позиций математики . . . 1
Егоров И.В. — Кризис и развитие управленческих технологий для базисных бизнес-процессов предприятий автопрома . . . 3
АСМ-факты . . . 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ившин К.С. — Особенности формообразования малогабаритных микролитражных транспортных средств . . . 6
Арав Б.М., Бен Хаим М., Рассохин В.А., Беседин С.Н., Келлер А.В. — Микрогазотурбинные двигатели-генераторы как основа комбинированных энергетических установок автотранспортных средств . . . 9
Евсеенко И.А. — О циркуляции мощности в контурах планетарных коробок передач, образованных фрикционными муфтами . . . 13
Рустамов З.А. — Новый принцип оценки механизмов рулевого управления АТС . . . 16
Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. — Механическая антиблокировочная система двухколесного мотоцикла . . . 18
Антонюк В.Е., Александрова В.С., Туромша В.И., Довнар С.С., Ковалева И.Л., Трухнов Л.И. — Напряженно-деформированное состояние деталей планетарного редуктора схемы 2К-Н . . . 21
Читатель предлагает
Сютов Н.П. — Свободнопоршневой ДВС с гидроприводом. . . . 25

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шарупич С.В., Шарупич П.В., Шарупич В.П., Богач К.А. — Национальная гаражно-автосервисная технологическая платформа . . . 28
Охотников Б.Л., Бердышев И.В. — Пуск бензинового ДВС на газу при низких температурах . . . 29
Акинин С.А., Савинков А.С., Якунин В.Н., Обухов В.А. — Автоматическая централизованная смазка — инструмент улучшения потребительских свойств автомобилей КамАЗ . . . 30

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Мишин В.Н., Балашов В.Н. — Образование стружки при шлифовании . . . 32
Выгонный А.Г., Колесникович А.Н., Калинин А.А., Матушкина О.В. — Компьютерное моделирование устойчивости и маневренности седельного автопоезда 35
Пятаков В.Г., Пятаков С.В. — Стенд для испытания сцеплений . . . 36
Веселовский А.А. — Повышение износостойкости зубчатых колес из высокопрочного чугуна . . . 37

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом
Грушников В.А. — Полный привод легковых автомобилей "Мерседес-Бенц" Е-класса. . . . 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор Т.В. Пчелкина
Сдано в набор 28.04.2011. Подписано в печать 17.06.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,25. Зак. 449.
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.