



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.124.4

ЛЕГКОВАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ РОССИИ В ПЕРИОД КРИЗИСА 2008—2009 гг.

В.С. ПЕТУХОВ, д-р экон. наук А.А. МАЛЬЦЕВ

Уральский ГЭУ (8.343. 251-96-10)

Определены основные причины снижения объемов производства и продаж легковых автомобилей в России в период кризиса 2008—2009 гг. Проводится сравнительный анализ развития отрасли в данный период в России, развивающихся и развитых странах.

Ключевые слова: автомобильная промышленность, БРИК, мультипликативный эффект, развивающиеся страны, развитые страны, протекционизм, курсовые разницы.

Petukhov V.S., Maltsev A.A.
**RUSSIAN AUTOMOBILE INDUSTRY DURING FINANCIAL CRISES
OF 2008—2009 YEARS**

The key reasons for decrease of car production in Russia during financial crisis of 2008—2009 years are determined. Author carries out the comparative analysis of development of branch during the given period in Russia, developing and developed countries.

Keywords: automobile industry, BRIC, multiplicative effect, the developing countries, the developed countries, protectionism, exchange rate differences.

Развитие автомобильной промышленности в последние годы привлекает большое внимание со стороны как политической и экономической элиты России, так и общественности. И, как известно, оно обусловлено рядом факторов. Главные из них три: непрерывно растущая мобильность населения, инновационный эффект и эффект мультипликативный, заключающийся в том, что на каждое рабочее место на автозаводах приходится 10—20 рабочих мест в смежных отраслях. Причем ключевым фактором является именно мультипликативный эффект: создание автомобильного производства влечет за собой создание смежных производств — комплектующих, запасных частей, сети дилеров, занимающихся реализацией и обслуживанием автомобилей. И наоборот, спад автомобильного производства отрицательно сказывается на всей экономике государства.

Наиболее наглядное доказательство тому — начавшийся в конце 2008 г. мировой финансовой и экономической кризис: одной из наиболее пострадавших стран от него оказалась, и это общепризнанно, Россия. И прежде всего — ее автомобильная промышленность. Чтобы убедиться в этом, достаточно взглянуть на табл. 1, в которой приведены данные по производству легковых автомобилей в странах-лидерах в период 2006—2009 гг. И особенно в странах БРИК, которые, по международной градации, относятся к странам развивающимся.

Как видно из таблицы, все страны этой группы, за исключением России, в период кризиса не только не снизили, но сумели даже увеличить объемы выпуска и продаж легковых автомобилей. Например, Китай за последние четыре года — на 98 %, Индия — на 51, Бразилия — на 23 %. Россия же снизила его на 49 %. То есть она по этому показателю не только сравнялась, но даже «опередила» развитые страны. А если взять 2008—2009 гг., то картина еще хуже: Китай, Бразилия и Индия дали прирост производства (соответственно на 54,1, 1,0 и 17,0 %), а Россия снизила его на 59 %, превзойдя в этом смысле даже США (40 %), где этот кризис, собственно, и зародился.

Попытаемся разобраться, в чем тут дело.

Причин, способствовавших снижению объемов производства и продаж автомобилей в нашей стране, было несколько. И все они, так или иначе, исходят из причин предшествовавшего роста.

Первая из них — курс национальной валюты. В период с 2001 по 2007 г. курс рубля по отношению к доллару и евро значительно укрепился. Это не могло не сказаться на стоимости ввозимых из-за рубежа комплектующих для новых автосборочных предприятий, организованных иностранными производителями, и стоимости импортируемых автомобилей. Кроме того, общее снижение цены автомобиля и его относительная доступность совпали с ростом благосостояния населения страны, что привело к бурному росту продаж, а следовательно, и объемов производства. Однако уже

Страна	2006 г.	2007 г.	Изменение	2008 г.	Изменение	2009 г.	Изменение	Изменение 2009 г. к 2006 г.
Китай	5 233 132	6 381 116	22 %	6 737 745	6 %	10 383 831	54 %	98 %
Япония	9 754 903	9 944 637	2 %	9 928 143	0 %	6 862 161	-31 %	-30 %
Германия	5 398 508	5 709 139	6 %	5 532 030	-3 %	4 964 523	-10 %	-8 %
Южная Корея	3 489 136	3 723 482	7 %	3 450 478	-7 %	3 158 417	-8 %	-9 %
Бразилия	2 092 029	2 388 402	14 %	2 545 729	7 %	2 576 628	1 %	23 %
США	4 366 996	3 924 268	-10 %	3 776 641	-4 %	2 249 061	-40 %	-48 %
Индия	1 437 235	1 707 839	19 %	1 846 051	8 %	2 166 238	17 %	51 %
Испания	2 078 639	2 195 780	6 %	1 943 049	-12 %	1 812 688	-7 %	-13 %
Чехия	848 799	925 778	9 %	934 046	1 %	967 760	4 %	14 %
Мексика	1 097 619	1 209 097	10 %	1 217 458	1 %	939 469	-23 %	-14 %
Россия	1 176 337	1 288 652	10 %	1 469 429	14 %	595 839	-59 %	-49 %

в конце 2008 г. в автомобилестроительной отрасли стало проявляться влияние мирового финансового кризиса: укрепление курса рубля сменилось его ослаблением, что подтверждает табл. 2 (результаты расчета стоимости автомобиля, ввезенного на территорию нашей страны в середине и конце 2008 г.).

Так, при цене ввозимого автомобиля, равной 20 тыс. амер. долл., его стоимость в рублях возросла на 25 %.

Аналогичная ситуация складывалась и в отношении автокомпонентов, импортируемых на территорию нашей страны, а ввозится их очень много из-за низкой локализации производства на заводах иностранных производителей. Кроме того, при ввозе как автомобилей, так и автокомпонентов существует определенный временной лаг между тем, когда автомобиль или автокомпоненты были растаможены и когда автомобиль был продан конечному потребителю. Результат — увеличение стоимости автомобилей на российском рынке пришлось на конец 2008 — начало 2009 г.

В такой ситуации можно было ожидать, что национальные производители будут в выигрыше. Однако этого не произошло: за повышением стоимости автомобилей иностранных марок произошло ее увеличение и на отечественные автомобили. Можно выделить несколько основных причин данного повышения.

Во-первых, спекулятивная составляющая: менеджмент российских производителей решил последовать рынку и тем самым увеличить маржу на продаваемые автомобили.

Кроме того, способствовал этому и тот факт, что в период бурного роста крупные промышленные предприятия, в том числе и автозаводы, развивались за счет заемных средств западных банков, возвращать которые нужно было тоже в валюте, покупая ее за обесценивающиеся рубли. В результате ослабления курса рубля од-

ной из существенных затрат, легших на себестоимость производимых автомобилей, стали курсовые разницы.

Вторая причина — протекционизм. Правительство России в последние годы проводило заведомо протекционистскую политику в отношении автомобильной промышленности. Это, согласно теории, должно было положительным образом сказываться на развитии отрасли в период ее бурного роста. Однако то, что ввоз подержанных автомобилей на территорию страны был фактически сведен к нулю, на отечественном производстве отразилось слабо: резко возросли продажи новых иностранных автомобилей.

Следующим шагом правительства стало увеличение пошлин на новые автомобили, импортированные в Россию. Своевременно ли это было сделано? Скорее нет, чем да. В той же табл. 2 приведен расчет изменения стоимости автомобиля в результате увеличения этих ввозных пошлин. Оно, как видим, просто еще в большей степени повысило стоимость новых ввозимых автомобилей, что, естественно, снизило объемы продаж. В итоге отдельные зарубежные производители отказались либо изменили свои планы по размещению производства автомобилей на территории нашей страны.

Третья причина — автокредитование. Оно, как известно, было одним из ключевых факторов, обеспечивших рост автомобильного рынка России в 2000-е годы. Общее повышение благосостояния и снижение стоимости кредита сделали возможным его получение большей частью населения России. В результате к 2008 г. ~50 % всех автомобилей продавалось в кредит.

Например, еще летом 2008 г. клиент банка при предъявлении официальной справки о доходах мог получить кредит под 11—12 % годовых на срок до 5—7 лет. Однако уже к концу этого года в связи с усилением мирового финансового кризиса произошел значительный рост ставок по кредитам: 18—28 % годовых. И рынок, потеряв один из ключевых инструментов продаж автомобилей, резко устремился вниз.

Существуют ли аналогичные причины в других странах? Да, разумеется. Но проявляются они там гораздо мягче. Поэтому большинству развивающихся стран удалось избежать губительных последствий мирового финансового кризиса и сохранить свою автомобильную отрасль. Например, если взять, скажем, Ки-

Таблица 2

Дата	Обменный курс	Стоимость автомобиля, руб.	Стоимость автомобиля после увеличения пошлин, руб.
30.06.2008 г.	23,46	469 146	469 146
31.12.2008 г.	29,38	587 608	616 988
Изменение стоимости, руб. (%)		118 462 (25)	147 842 (32)

тай, то там курс юаня в течение многих лет остается незабываемым. Со всеми вытекающими последствиями для себестоимости автомобилей. Кроме того, китайцы всегда добиваются, чтобы комплектующие для собираемых на их территории автомобилей не импортировались, а производились на этой же территории. Некоторые страны проводят политику снижения стоимости кредитов.

УДК 629.113/.115

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В 2010 ГОДУ

Декабрьские показатели продаж ознаменовали заключительный аккорд в динамичном подъеме российского автомобильного рынка в 2010 г. Отмеченный в декабре суммарный рост продаж автомобилей всех типов, по отношению к декабрю 2009 г., составил 56 %. Это позволило завершить 2010 г. с результатом 2,08 млн всех продаж на первичном рынке, или на 33 % выше итога 2009 г.

В секторах коммерческих автомобилей итоговые объемы продаж росли, начиная с марта по грузовым автомобилям и с февраля по автобусам. По результатам продаж за весь 2010 г. прирост рынка грузовиков в годовом исчислении составил 79,1 %, а автобусов — 40,7 %. Рынок легковых автомобилей начал оживляться в апреле после вступления в силу субсидируемой правительством программы утилизации, при этом темп прироста продаж постоянно ускорялся. Если за первые 6 месяцев 2010 г. он составил скромную величину +1,1 %, то за 7 месяцев вырос до +7,3 %, за 8 месяцев увеличился до +12,4 %, за 9 месяцев поднялся до +17,1 %, за 10 месяцев увеличился до +21,2 %, за 11 месяцев вырос до +26,4 %, а по итогам 12 месяцев 2010 г. достиг рекордного показателя +29,2 % в годовом исчислении.

Соответственно спросу прогрессировали и объемы производства автомобильной техники в России (см. таблицу; данные по отдельным предприятиям — см. в "АП", 2011, №3).

Рынок легковых автомобилей

Общий объем продаж легковых автомобилей на рынке России в 2010 г. составил 1812,5 тыс. ед., что на 29,2 % выше итогового результата прошлого года. В то же время, по сравнению с итогом 2008 г., когда было продано 3121,5 тыс. легковых автомобилей, падение рынка с докризисных позиций, несмотря на уверенное сокращение разрыва, продолжает составлять внушительную величину — 41,9 %.

Ежемесячный анализ структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению, выполняемый на основе данных продаж нарастающим итогом с начала года, показывает, что установившееся после начала оживления продаж в апреле долевое соотношение сегментов рынка было подвержено на протяжении остальных месяцев года колебаниям в незначительных пределах, без явно выраженных тенденций. Иными словами, рост продаж наблюдался фактически пропорционально во всех сегментах.

Все перечисленное говорит о том, что в выбранной стратегии развития автомобильной промышленности есть изъяны. И их необходимо максимально быстро устранить, дабы избежать повторения подобных провалов в развитии отрасли в будущем. Надо добиться, чтобы причины роста автомобильного рынка в дальнейшем были бы исключительно причинами роста и не могли в один момент обращаться в причины провала.

Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению за 12 месяцев 2010 и 2009 гг. позволяет выявить следующие изменения, произошедшие за год. Прежде всего, это существенный рост продаж отечественных моделей и, особенно, зарубежных моделей российской сборки, подпадающих под действие утилизационной программы, при значительном сокращении импорта — как новых автомобилей, так и подержанных.

Продажи импортированных новых автомобилей зарубежного производства сократились на 13,3 % до 621,7 тыс. ед., а их доля на рынке сузилась с 51,1 до 34,3 %. Ввоз подержанных автомобилей корпоративными импортерами перестал играть сколько-нибудь заметную роль на рынке. На такой импорт пришлось всего лишь 0,4 % рынка против 1,0 % годом ранее. Суммарные продажи всех новых легковых автомобилей составили 1 804 400 ед., увеличившись на 29,9 %.

Продажи отечественных моделей составили 567,3 тыс. ед., превысив на 45,5 % уровень продаж годичной давности (389,9 тыс. ед.), при этом их рыночная доля увеличилась на 3,5 процентного пункта — до 31,3 %. Внушительный рост, более чем вдвое, отмечен в сегменте иномарок российской сборки, объем продаж которых составил 615,4 тыс. машин (против 282,2 тыс. в январе—декабре 2009 г.), а их рыночная доля увеличилась с 20,1 до 34,0 %, превзойдя на 2,7 пункта долю отечественных моделей. Совокупная же доля автомобилей, собранных в России (отечественных и иномарок), составила 65,3 % рынка против 47,9 % в 2009 г.

Рынок грузовых автомобилей

Начавшееся в марте 2010 г. восстановление рынка грузовых автомобилей России успешно продолжалось до конца года. За весь 2010 г. их продано 208,48 тыс., что соответствует приросту в годовом исчислении на 78,1 % (против темпа +26,8 % по итогам первого квартала, +62,5 % за первое полугодие и +81,7 % за первые три квартала 2010 г.). Тем не менее при столь высоком темпе восстановления рынка сектор грузовых автомобилей продолжает испытывать и самое значительное падение продаж (–51,5 %) по сравнению с итогом докризисного 2008 г., когда их было продано 430,33 тыс.

Абсолютный рост продаж имел место во всех сегментах рынка, кроме импорта подержанных грузовых автомобилей. Продажи отечественных моделей увеличились с 72,85 тыс. до 120 тыс. ед., однако их рыночная доля сократилась на 4,6 пункта до 57,6 % в связи с опережающим ростом продаж в сегментах "российских иномарок" и, особенно, импорта новых. Продажи импортированных новых грузовых автомобилей зарубеж-

АТС, выпускаемые на территории России	Объемы производства, тыс. шт.					
	Декабрь 2010 г.	Декабрь 2009 г.	Прирост, %	Январь—декабрь 2010 г.	Январь—декабрь 2009 г.	Прирост, %
Грузовые автомобили и шасси	15 901	10 585	+50,2	150 377	91 189	+64,9
Грузовые шасси	4407	3517	+25,3	45 607	24 345	+87,3
Грузовые автомобили иностранных моделей	2126	1161	+83,1	14 185	6997	+102,7
Легковые автомобили	127 543	54 502	+134,0	1 208 362	599 265	+101,6
Легковые автомобили иностранных моделей	69 282	24 381	+184,2	627 103	282 396	+122,1
Автобусы	5323	5525	-3,7	45 112	34 875	+29,4
Автобусы иностранных моделей	810	1022	-20,7	6202	4715	+31,5
Легкие коммерческие автомобили всех типов*	13 260	10 390	+27,6	121 528	74 612	+62,9
Троллейбусы	51	182	-72,0	397	766	-48,2

Примечание: * — грузовые, грузопассажирские и микроавтобусы полной массой до 3,5 т.

ного производства выросли более чем в 3 раза — до 62,62 тыс. ед., а их доля на рынке увеличилась с 17,7 до 30,0 %. Существенно возросли продажи зарубежных моделей отечественной сборки — как в абсолютных величинах (с 7,13 тыс. ед. до 14,10 тыс. ед.), так и в доле от отношения (с 6,1 до 6,8 % рынка). Продажи импортированных подержанных машин сократились на 28,2 % — до 11,76 тыс. ед., а их доля на рынке сузилась с 14,0 до 5,6 %.

Рынок автобусов

Этот сектор российского автомобильного рынка первым испытал на себе воздействие экономического кризиса и первым же начал выход из состояния рецессии. Темп прироста продаж автобусов с начала 2010 г., по отношению к соответствующему периоду 2009 г., составил в феврале 16,6 %, в марте — 25 %, в апреле — 39,8 %, в период с мая по август стабилизировался на уровне +44—46 %, в сентябре повысился до 50,2 %, в октябре увеличился до 53,5 %, в ноябре стал замедляться (45,7 %) и по итогам года составил +40,7 %. Общее число проданных на российском рынке в январе-декабре 2010 г. автобусов составило 51 587 ед. против 36 668 ед. годом ранее. По отношению к итогу 2008 г., когда было продано 67 650 ед., темп спада продаж автобусов является наименьшим по сравнению с другими секторами автомобильного рынка и составляет пока 23,7 %.

Прирост продаж автобусов за 12 месяцев 2010 г. (по отношению к 2009 г.), который составил в совокупности 45,7 %, зафиксирован в разной степени во всех сегментах автобусного рынка.

Продажи продукции отечественных автобусных заводов выросли на 31,1 %, до 37 414 ед., однако их рыночная доля сократилась с 77,8 до 72,5 %. Опережение растущего спроса на автобусы, по сравнению с темпами роста их производства, обусловило рост импорта. Если год тому назад объемы импорта почти полностью перекрывались экспортом новых автобусов, то по итогам 2010 г. внешнеторговый баланс по автобусам оказался заметно нарушенным в пользу импорта. При сохранении объема экспорта за 12 месяцев на уровне 2,1 тыс. шт. импорт новых увеличился в 3 раза — до 6 643 автобусов с расширением рыночной доли этого сегмента с 6,0 до 12,9 %. Импорт подержанных также вырос (с 739 до

1518 ед.), хотя его доля осталась на весьма незначительном уровне (2,9 %).

В сегменте зарубежных моделей отечественной сборки благодаря наращиванию производства микроавтобусов "ФИАТ Дукато" группой "Соллерс" в Елабуге, а также микроавтобусов "Форд Транзит" в ООО СТ "Нижегородец" и малых городских автобусов "Хёндэ Кантри" на ТаГАЗе отмечен рост продаж на 15,8 % — до 6012 автобусов. В то же время отставание от совокупного темпа роста автобусного рынка привело к сокращению за год рыночной доли этого сегмента на 2,5 пункта — до 11,7 %. В качестве новых "сборщиков" следует отметить Ростовский автобусный завод и новое предприятие "Кузбасс-Авто" в Кемеровской области. Оба завода освоили сборку и начали с августа, пока еще в незначительных количествах, отгрузки потребителям популярной модели "Хёндэ Кантри".

Прогнозные ожидания на 2011 г.

Рост покупательской активности на фоне продления программы утилизации подержанных автомобилей и льготного кредитования в условиях укрепления российской экономики позволяет рассчитывать на дальнейшее восстановление автомобильного рынка России в 2011 г., хотя для возврата на трехмиллионный уровень 2008 г., по мнению многих аналитиков, потребуются не менее двух лет.

По прогнозу Комитета автопроизводителей АЕБ, продажи новых легковых и легких коммерческих автомобилей на российском рынке вырастут в 2011 г. на 17 % — до 2,24 млн ед. "Мы могли бы оценить рынок этого года в 2,9 млн машин, но это было бы, возможно, натяжкой, — заявил на годовой пресс-конференции 13 января председатель комитета Дэвид Томас, — но в 2012 году мы вернемся к уровню 2,8—2,9 миллиона". Одной неделей позже агентство Reuters опубликовало более высокую прогнозную оценку компании "ПрайсуотерхаусКуперс", согласно которой ожидается рост российских продаж легковых автомобилей в 2011 г. на величину от 20% до 35%.

По оценке ОАО "АСМ-холдинг", наиболее вероятным будет рост автомобильного рынка в 2011 г. на 20—25 % до 2,5—2,6 млн ед., включая 2,2—2,3 млн легковых автомобилей.

По информации "АСМ-холдинг"



ОАО "НефАЗ" обобщило накопленный опыт работ по энергосбережению.

Так, с 2009 г. вместо приобретения воды на технологические цели у муниципального предприятия Нефтекамский автозавод полностью перешел на снабжение производства технической водой из собственных скважин, а использованная вода после очистки возвращается в систему водоснабжения предприятия. Комплексная технология очистки стоков Нефтекамского автозавода уникальна, в ней применен широкий набор методов обработки сточных вод. Это и биохимическая обработка сточных вод культурой сульфатовосстанавливающих бактерий, и озонирование, и фильтрование, и термическая обработка отработанных растворов СОЖ. Комплексный метод биохимической очистки промышленных сточных вод с использованием бактерий входит в сравнительно небольшой перечень безреагентных методов и основан на тех же явлениях, благодаря которым происходит самоочищение воды в природе.

Кроме того, в 2010 г. на НефАЗе выполнены проектные работы по техническому перевооружению системы отопления с применением газовых инфра-

красных горелок французской фирмы SBM. В текущем году начнутся работы по реконструкции системы отопления в двух цехах. По расчетам экономистов, срок окупаемости проекта составит 5,2 года, но он может быть уменьшен при внедрении системы газолучистого отопления на остальных производственных площадях. При использовании газовых инфракрасных горелок затраты снижаются в 2 раза по сравнению с традиционным обогревом. Экономический эффект только в двух цехах составит порядка 1 млн руб. ежегодно.

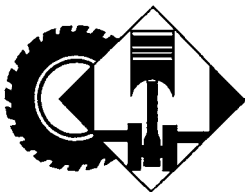
Также на Нефтекамском автозаводе разработана и реализуется программа по целенаправленному снижению затрат на энергоносители. В процессе модернизации производства внедряются только технологии, позволяющие использовать менее дорогостоящие энергоносители, энергоносители собственного производства. В первую очередь это касается использования природного газа вместо электроэнергии. Что существенно сокращает удельный расход энергоносителей на единицу продукции. Запуск только первой линии окраски платформ с применением газовых горелок в камерах сушки позволил снизить расходы более чем на 4 млн рублей в год.

Подписан протокол о намерениях ОАО "КамаЗ" и "Даймлер АГ" относи-

тельно очередного этапа сотрудничества: предприятия договорились объединить усилия в сфере локального производства осей для грузовых автомобилей. Запланированный размер инвестиций на первом этапе составит 50 млн евро. Новое совместное предприятие в ближайшем будущем сможет снабжать осями производства КамаЗ и "Мерседес-Бенц Тракс Восток".

Многоступенчатый план по локальному производству осей "Даймлер" в Набережных Челнах предусматривает, что здесь будут изготавливаться оси и компоненты осей для передних неприводных осевых систем и одно- и двухступенчатых задних приводных осевых систем. План также предусматривает, что КамаЗ будет поставлять отдельные компоненты осей и на собственный завод фирмы "Даймлер" по производству осей в городе Кассель для последующей сборки.

Следует отметить, что производство на площадке "Мерседес-Бенц Тракс Восток" в Набережных Челнах успешно развивается. С тех пор, как в конце сентября был торжественно собран первый "Мерседес-Бенц Актрос 1841LS", на предприятии велись подготовительные работы для запуска серийного производства. Сейчас они завершены, и серийные автомобили уже сошли со сборочной линии. Помимо "Актроса" вскоре здесь же будут собираться модели "Аксор" и "Атего".



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.067

ПАССИВНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ РОССИЙСКИХ КОЛЕСНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ: СОСТОЯНИЕ, ПРОБЛЕМЫ, ПЕРСПЕКТИВЫ

Д-р техн. наук А.И. РЯБЧИНСКИЙ
ГТУ (МАДИ) (9810. 471-62-19)

Рассматриваются перспективы повышения пассивной безопасности автотранспортных средств на базе анализа существующих международных нормативов и практики их использования российской автомобильной промышленностью.

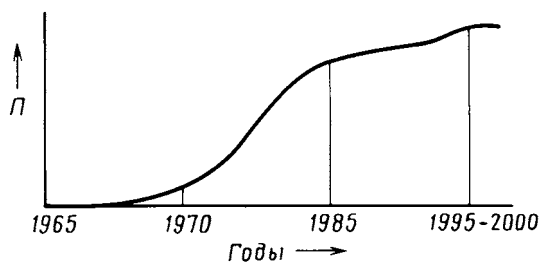
Ключевые слова: дорожно-транспортные происшествия, пассивная безопасность, легковые автомобили, грузовые автомобили, автобусы, столкновения, ремни безопасности, ударно-прочностные свойства, кабина.

Rjabchinskiy A.I.
THE PASSIVE OF RUSSION VEHICLES: CURRENT STATE,
PROBLEMS AND PROSPECTS

The article considers national and international experience in providing passive of vehicles.

Keywords: road accident; passivesafety, cars, lorries, buses, collision, seat bealt, crash and firmness, cabs.

На первых этапах изучения проблемы безопасности колесных транспортных средств было принято считать, что она обеспечивается их активной, пассивной, послеаварийной и экологической безопасностью. В дальнейшем послеаварийную безопасность объединили с пассивной, поскольку критерии их оценки очень близки. В самостоятельное научное направление превратилась и экологическая безопасность. Затем появилась необходимость обеспечивать электробезопасность все возрастающего числа выпускаемых электромобилей и гибридных автомобилей. Тогда в перечень свойств, обеспечивающих безопасность АТС, ввели понятие "общая безопасность", относя к нему свойства (нормативы), охватывающие в целом активную и пассивную безопасности (Правила № 36, 52, 107 и др.), электробезопасность (Правила № 100 ЕЭК ООН), а также свойства, которые только в некоторой степени влияют на безопасность (например, Правила № 18). Таким образом, в настоящее время можно считать, что безопасность АТС определяется активной, пассивной, общей, а также экологической безопасностями. При этом экологическую безопасность следует рассматривать отдельно, так как она не связана с процессами, характеризующими ДТП.



Тема же данной статьи — пассивная безопасность. Поэтому ниже речь пойдет именно о ней.

В нашей стране, как и во всем мире, проблемами, связанными с пассивной безопасностью, начали заниматься в конце 1960-х годов. Например, первые краш-тесты были проведены на Автополигоне еще в 1968 г. и с тех пор развитие работ по повышению пассивной безопасности продолжались в соответствии с логическим законом (см. рисунок).

Как из него видно, на кривой жизненного цикла средств обеспечения пассивной безопасности ТС можно выделить четыре периода развития: зарождение (1965—1970 гг.); интенсивное развитие (1970—1985 гг.); качественный рост работ (1990—2000 гг.) — получили широкое распространение так называемые интеллектуальные системы (надувные защитные средства, ремни безопасности с устройствами предварительного натяжения и др.); дальнейшее совершенствование систем (с 2000 г. до настоящего времени) — основное внимание стало уделяться повышению пассивной безопасности автобусов и грузовых автомобилей.

Рассмотрим этот закон применительно к отдельным категориям АТС.

Легковые автомобили — наиболее распространенный тип пассажирского транспорта, и им, начиная с конца 1960-х годов, уделялось большое внимание. В результате сейчас основная часть международных нормативов, регламентирующих пассивную безопасность, разработана и реализована именно для транспортных средств категории М1. Что позволило в условиях городского движения достичь высокого (до 90—100 %) уровня защиты их водителей и пассажиров. Причем для наиболее частого типа ДТП — фронтального столкновения — обеспечивать этот уровень до $\Delta v_{\text{без}} = 60 \div 70$ км/ч.

Как видим, с технической точки зрения уровень обеспечения безопасности достигнут действительно высокий. Например, обычным явлением стали ремни безопасности с предварительным натяжением, ограничителями усилий, устройствами малотрудоемкого регулирования положения (высоты) верхней точки крепления и др.; подголовники, в том числе работающие в автоматическом режиме; детские сиденья с безопасным креплением в автомобиле с помощью системы "isofix"; надувные подушки с регулированием степени наполнения в зависимости от скорости движения автомобиля в момент столкновения и повышенной надежностью срабатывания (раскрытия) при ДТП и др.

Хотя, по мнению автора, есть и нерешенные проблемы.

Во-первых, исследования лобовых столкновений легковых автомобилей разных масс (соотношение масс может превышать 2—2,5) показали, что в настоящее время реальные пути обеспечения адекватной пассив-

ной безопасности отсутствуют. Так, если взять автомобили "Ситроен С3" и "Мерседес", то масса первого вдвое превышает массу второго, и чтобы обеспечить $\Delta v_{\text{без}} = 60$ км/ч (это значение характерно для условий ДТП при ограничениях скоростей движения в городе), необходимо установить нормативную скорость для автомобиля малой массы, равную 80 км/ч, или ограничивать скорость движения автомобиля большей массы до $v = 30$ км/ч. Понятно, что оба направления нереальны, и факт остается фактом: автомобили большей массы обладают более высоким уровнем защиты водителя и пассажиров при столкновениях, чем автомобили небольшой массы.

Вторая проблема состоит в том, что решение о применении тех или иных средств пассивной безопасности отдано на откуп производителям транспортных средств: международных предписаний об их обязательном использовании нет. Более того, по некоторым из них, в частности, надувным подушкам, нет даже нормативов, регламентирующих их функциональные характеристики и методы испытания. Поэтому отечественные производители легковых автомобилей так и не пошли дальше ремней безопасности и подголовников.

Учитывая это, целесообразно не ждать появления международных предписаний, а срочно вводить в технические регламенты обязательное использование устройств, существенно повышающих эффективность специальных удерживающих систем на легковых автомобилях. Правда, маленький шаг уже сделан: применение детских сидений стало обязательным. Однако и здесь нужно как можно быстрее организовать контроль за качеством (безопасностью) таких устройств в торговых организациях и при их использовании.

Третья проблема — затягивание решения вопросов, связанных со снижением тяжести травмирования пешеходов, за счет совершенствования конструкции передней части легкового автомобиля.

Так, еще в 2008 г. были приняты глобальные международные предписания (глобальные технические Правила № 9) по обеспечению безопасности пешеходов при наезде на них автомобиля со скоростью до 40 км/ч. Однако ввод Правила № 9 в действие у нас затянулся. Между тем Россия считается рекордсменом по числу погибших пешеходов по отношению ко всем погибшим в ДТП (более 40 %). Казалось бы, именно у нас работы в этом направлении должны вестись особенно активно, однако ни исследований, ни средств для испытаний как не было, так и нет. То есть автомобилестроительная отрасль не готовится к реализации Правила № 9, а в техническом регламенте, определяющем требования безопасности к колесным транспортным средствам, ввод предписаний Правил № 9 отложен до 2016 г.

Автобусы. Доля автобусов в автомобильном парке России выше, чем в большинстве других стран, и это говорит о большой значимости обеспечения безопасности при автобусных перевозках именно в нашей стране. Однако если сравнить наши показатели, характеризующие тяжесть травмирования водителей и пассажиров автобусов, с аналогичными зарубежными данными, то картина получается довольно мрачной: отечественные показатели на порядок хуже зарубежных. И все упирается в три проблемных вопроса: оснащение и использование ремней безопасности; пас-

сивная безопасность при опрокидывании; массовое использование для маршрутных перевозок автобусов категории М2 (малой вместимости), имеющих потенциально низкий, не соответствующий современным требованиям, т. е. Правилам № 16 ЕЭК ООН, уровень пассивной безопасности.

Эти Правила (см. таблицу) приняты более 10 лет назад, но пока еще не реализованы в отечественной системе сертификации. Правда, большие людские потери в результате многочисленных ДТП с участием автобусов заставили Правительство РФ в феврале 2010 г. для снижения тяжести травмирования пассажиров принять постановление о срочном оснащении международных автобусов ремнями безопасности.

Это постановление, несомненно, полезное в принципе, однако техническая сторона оказалась недостаточно квалифицированно проработанной и вызвала ряд дополнительных вопросов, на которые не получены однозначные ответы.

Хотя есть международная практика оснащения транспортных средств ремнями безопасности: его технология достаточно детально прописана в Правилах № 16 ЕЭК ООН и требует от завода-изготовителя АТС проведения сертификационных (разрушающих) испытаний на соответствие Правилам № 14 и 16. То есть устанавливать ремни безопасности, не имеющие сертификата, не допускается. Значит, нам надо было еще 8—10 лет назад начать оснащать автобусы ремнями безопасности, а не принимать скоропалительные постановления с нереальными сроками их выполнения.

Не снят в России (впрочем, как и в международной практике) вопрос с автобусами, в которых могут перевозиться стоящие пассажиры вне города. Причем если для стран дальнего зарубежья он носит, можно сказать, теоретический характер, то для нас он чисто прикладной.

Четвертая проблема — опрокидывание автобусов. В последние годы число погибших при таких ДТП растет. И причин тому две: пассажиры очень часто не пристегиваются ремнями безопасности и низкие ударно-прочностные свойства верхней части (крыши) автобусов, из-за чего при опрокидывании автобуса очень сильно уменьшается его жизненное (внутреннее) пространство. И если первая причина — результат разгильдяйства или отсутствия ремней безопасности, то вторая связана с ныне действующими международными предписаниями Правил № 66 ЕЭК ООН.

Какой же выход? В России несопоставимо больший, по сравнению с другими странами, банк данных

по исследованиям опрокидываний автобусов разных конструкций и типов. Используя их, надо как можно быстрее разрабатывать более жесткие, чем в Правилах № 66, нормативы, вводить их в отечественные технические регламенты, а затем выходить с предложениями об их признании международным сообществом.

Грузовые автомобили. В настоящее время пассивная безопасность этих АТС регламентируют 13 Правил ЕЭК ООН, из которых 11 входят в перечень обязательных требований при сертификации. Казалось бы, все нормально. Однако при более детальном рассмотрении этих требований оказывается, что Правила № 11 и 12 регламентируют требования только к грузовым автомобилям, созданным на базе легковых, а требования Правил № 14 и 16 практически не выполняются, так как до недавнего времени ремни безопасности на отечественных грузовых автомобилях не устанавливались. Ведь использование других средств защиты водителя и пассажиров (например, тех же ремней безопасности) даст наибольший эффект только после соответствующей доводки ударно-прочностных свойств кабин до уровня, при котором при ДТП в них сохраняется остаточное (жизненное) пространство. В связи с этим в 1974 г. были приняты международные Правила № 29 ЕЭК ООН, регламентирующие требования к прочности кабин грузовых автомобилей, для обеспечения безопасности водителей и пассажиров при ДТП. К моменту разработки Правил № 29 существовали шведские национальные предписания (SMS 2564), являющиеся обязательными с 1961 г. в Швеции для кабин грузовых автомобилей максимальной массой более 7 т.

Разработчики Правил № 29 признали шведские требования к ударно-прочностным свойствам передней и задней частей, и, особенно, к верхней части (крыше) кабины слишком жесткими, поэтому снизили их до такого уровня, что те оказались практически не способными влиять на безопасность водителей и пассажиров при ДТП. И ошибка не исправлена до сих пор. Поэтому представители Российской Федерации (в том числе и автор статьи), опираясь на богатейший опыт и результаты исследований пассивной безопасности грузовых автомобилей, проведенных нашими учеными, на 32-й сессии GRSP (рабочая группа по пассивной безопасности транспортных средств, входящая в рабочую группу по конструкции транспортных средств), проходившей в декабре 2002 г., предложили создать неофициальную рабочую группу по изменению требований Правил № 29. И в 2003 г. такая группа была сформирована. В ее состав вошли эксперты из 10 стран (России, Германии, Великобритании, Швеции, Италии, Японии, Южной Кореи, Франции, Чехии, Польши) и одна международная организации (Международная организация предприятий автомобильной промышленности). Сейчас первый вариант изменений Правил № 29 находится на стадии согласования. Производителям грузовых автомобилей можно рекомендовать, чтобы вновь проектируемые автомобили категории N2 (максимальная масса >7500 кг) и N3 удовлетворяли перспективным техническим требованиям и при проведении их сертификационных испытаний соблюдались следующие условия: испытание А — имитация фронтального столкновения ударом плоским маятником ($E = 55$ кДж); испытание В — имитация опро-

Категория ТС	Оснащение сидений, расположенных	
	по направлению движения	против направления движения
М2 ($\leq 3,5$ т)	Диагонально-поясной ремень с креплением в трех точках и стягивающим устройством	Поясной ремень с креплением в двух точках и стягивающим устройством
М3 ($> 3,5$ т)	То же или поясной ремень с креплением в двух точках и стягивающим устройством	То же

кидывания на 90° ударом цилиндрического маятника по передней стойке ($E = 29,4$ кДж, $d = 600$ мм); испытание C — имитация опрокидывания на 180° и более ударом плоским маятником по боковой части кабины, проводимое в два этапа: на первом, C_1 , энергия удара маятником составляет 29,4 кДж, на втором, C_2 , к нему добавляется вертикальная статическая нагрузка, (не более 98 кН); испытание D — имитация воздействия груза на заднюю стенку кабины при фронтальном столкновении (для чего в стенку наносится удар плоским маятником высотой 500 мм и длиной 1600 мм, энергия удара — 29,4 кДж).

Мототранспорт. Основным средством обеспечения травмобезопасности водителей и пассажиров двухколесных транспортных средств (мотоциклов, мопедов, велосипедов и т. д.) является защита головы пользова-

телей шлемами. Регламентируют это Правила № 22 ЕЭК ООН. Но проблема до конца не решена. В процессе применения данных Правил возникли некоторые сложности. Это, во-первых, значительная стоимость мотошлема; во-вторых, неудобства его использования в районах с жарким климатом и в жаркое время года; в-третьих, целесообразность применения упрощенных шлемов велосипедистами, пользователями (в том числе детьми) мопедов и другими малоскоростными двухколесными транспортными средствами. Поэтому в настоящее время появляется все больше сторонников идеи дополнить Правила № 22 нормативами для шлемов отдельных типов, рассчитанных на конкретных пользователей. Для России актуально так же, как и в случае с детскими сиденьями, наладить контроль за качеством и использованием мотошлемов.

УДК 629.621.436.018.001

ЛВЖ КАК ИНСТРУМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА РАЗГОНОВ ДИЗЕЛЯ ПОСЛЕ ПУСКА

Д-р техн. наук Н.Н. ПАТРАХАЛЬЦЕВ, С.А. КАЗАКОВ,
Фернандо Кумара П.И.Д.

РудН (499. 952-67-87)

Приведены результаты исследования метода повышения показателей качества режимов разгонов дизеля 4С11/125, основанного на добавлении легковоспламеняющихся жидкостей к дизельному топливу.

Ключевые слова: дизель, установившиеся и неуставившиеся режимы, качество протекания неуставившихся режимов, пуски—разгоны холодного дизеля, приемистость дизеля, испытания в режимах разгонов, эффективность дизеля в эксплуатации, системы топливоподачи с регулированием начального давления, применение альтернативных топлив в дизелях.

Patrahaltsev N.N., Kazakov S.A., Fernando Kumara P.I.D.
LVG AS INSTRUMENT OF RICING OF QUALITY OF DIESEL
AFTER IT STARTING

There are carried out method of rising of indices of accelerating regimes qualities of diesel 4С11/12,5 in wide range of r.p.m. from starting to nominal. Investigations are carried out with warmed and cold engine in conditions of low ambient temperatures (-15 °С). The main part of the method is addition of light inflammable liquid to diesel fuel into injector with special check valve.

Keywords: diesel, static and transient regimes, quality of transient regimes, starting-acceleration of diesel, dynamical qualities, testing during acceleration, effectiveness during exploitation, fuel systems with regulation of initial pressure, usage of alternative fuels.

При эксплуатации дизелей в условиях низких наружных температур резко снижается их эффективность. Например, при 253—240 К (-20÷-30 °С) их рабочую нагрузку рекомендуется снижать на 25 %, а при 223 К (-40 °С) — даже на 50 %. Причем самые опасные с этой точки зрения режимы — разгоны [1]. Особенно разгоны сразу после пуска холодного дизеля. В связи с этим очень актуальной остается проблема разработки методов и средств повышения эффективности неуставившихся режимов данных ДВС, т. е. относительных показателей P_{M_e} и P_{N_e} этих режимов (формулы № 1 в табл. 1), относительных отклонений ΔP_{M_e} и ΔP_{N_e} средних моментов и мощностей за время разгонов (формулы № 2), коэффициентов $K_{z_{M_e}}$ и $K_{z_{N_e}}$ загрузки (формулы № 3) в таких условиях, а также определение

относительных коэффициентов K_{M_e} и K_{N_e} при неуставившихся и установившихся режимах (формулы № 4) [2].

Авторы в отношении P_{M_e} и P_{N_e} уже сделали свои выводы ранее (см. "АП". 2011. № 4). Они установили, что при разгонах даже прогретого дизеля Д-240 относительные показатели качества его НУР при низких наружных температурах в зависимости от пусковой частоты вращения могут снижаться на 60 %, а прогретого — даже на 80 %. Кроме того, за время приемистости силовой установки эти показатели становятся ниже соответственно на 14—34 % и 56—81 %. При этом оба коэффициента загрузки, $K_{z_{M_e}}$ и $K_{z_{N_e}}$,

по моменту в тех же условиях для прогретого двигателя составляют 0,70—0,85, а для холодного — 0,20—0,40, т. е. их падения, по сравнению с квазистатическим представлением НУР, соответственно 30 и 80 %. Правда, если разгон медленный, то эта разница в первом случае не превышает 14 %, а втором — 57 %. (Показатели качества при квазистатическом представлении НУР были определены обработкой разгонов, полученных математическим моделированием, по формулам № 5, 6 и 7).

Наиболее очевидный для авторов способ улучшения P_{M_e} и P_{N_e} — использование той же легковоспламеняющейся жидкости, что широко применяется для облегчения пусков холодного дизеля. Этот метод можно назвать методом физико-химического регулирования (ФХР) дизеля, т. е. регулирования его рабочего процесса путем оперативного (во время работы двигателя) изменения физико-химических и моторных свойств топлива. И реализуется он с помощью систем топливоподачи, получивших название систем с регулированием начального давления топлива (РНД), существо работы которых — введение в определенные моменты времени в линию высокого давления, перед форсунками, различных добавок и присадок к топливу. (В нашем случае — легковоспламеняющихся жидкостей.) Здесь они смешиваются с основным топливом, а затем в виде смесевых топлив, растворов, эмульсий впрыскиваются в цилиндры дизеля.

Такое решение, по существу, представляет собой вариант форсирования дизеля.

Во-первых, легковоспламеняющаяся жидкость находится на входе в клапан регулирования начального давления под повышенным давлением, что увеличивает расход добавки через этот клапан.

Во-вторых, ее легкие фракции улучшают процессы смесеобразования—сгорания, повышают факторы динамичности циклов. Этому же способствует интенсификация топливоподачи в начальной стадии благодаря повышению начального давления топлива в линии высокого давления.

В-третьих, добавки увеличивают цикловые подачи (топлива), тем самым повышается мощность дизеля.

Но они также заметно уменьшают дымность его отработавших газов и время приемистости дизеля ($t_{пр.д}$) и силовой установки в целом ($t_{пр.уст}$). Например, разгон прогретого дизеля, т.е. $t_{пр}$, сократился с 5,5 до 4,5 с,

холодного — с 9,3 до 8 с, а силовой горячей и холодной установки — соответственно с 7,4 до 6 с и с 12,5 до 10,8 с.

Эти цифры говорят о том, что даже при разгоне прогретого (горячего) дизеля ($M_{e,r}$) добавка легковоспламеняющейся жидкости существенно улучшает его показатели. Причем эффективность дизеля даже превышает его эффективность при работе по внешней скоростной характеристике. Причины — рост цикловых подач топлива, их стабилизация, сглаживание переходных процессов в линии высокого давления.

При пусках—разгонах холодного дизеля картина примерно та же. Ввод жидкости не только устраняет переходные процессы в топливной системе и увеличивает цикловые топливоподачи, но и сокращает задержки воспламенения. В результате дизель быстрее выходит на заданную частоту вращения коленчатого вала. Правда, в этом случае он успевает прогреться в меньшей степени, что отрицательно сказывается на

Таблица 1

№ формулы	Показатель	Формула	Примечания
1	Относительные показатели качества НУР по моменту и мощности двигателя	$P_{M_e} = \frac{\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{УР}} = \frac{\int_0^{t_{пр}} M_{e_{д(уст)}}^{НУР}(t) dt}{\int_0^{t_{пр}} M_{e_{д(уст)}}^{УР}(t) dt};$ $P_{N_e} = \frac{\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{УР}} = \frac{\int_0^{t_{пр}} N_{e_{д(уст)}}^{НУР}(t) dt}{\int_0^{t_{пр}} N_{e_{д(уст)}}^{УР}(t) dt}$	$t_{пр}$ — время приемистости, т. е. продолжительности переходного процесса при разгоне; $\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{НУР}$, $\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{УР}$, $\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{НУР}$, $\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{УР}$ — средние мощности и моменты дизеля (силовой установки) за время переходного процесса при НУР и расчетном квазистатическом УР
2	Относительные отклонения средних моментов и мощностей за переходные процессы разгонов	$\Delta P_{M_e} = \frac{\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{УР}} - 1; \Delta P_{N_e} = \frac{\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{УР}} - 1$	—
3	Коэффициенты загрузки двигателя по моменту и по мощности	$K_{3_{M_e}} = \frac{\overline{M}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{M_{e_{н}}}; K_{3_{N_e}} = \frac{\overline{N}_{e_{д(уст)}}^{НУР}}{N_{e_{н}}}$	$M_{e_{н}}$, $N_{e_{н}}$ — номинальные значения момента и мощности при НУР
4	Относительные показатели по моменту и мощности	$K_{M_e} = \frac{M_e^{НУР}}{M_e^{УР}}; K_{N_e} = \frac{N_e^{НУР}}{N_e^{УР}}$	$M_e^{НУР}$, $M_e^{УР}$, $N_e^{НУР}$, $N_e^{УР}$ — текущие значения моментов и мощности в сходственных циклах (режимах) НУР и УР
5	Уравнение динамического равновесия дизеля и силовой установки	$A + Bn + Cn^2 + Dn^3 - I_{д(уст)}\omega = 0$	$I_{д(уст)}$ — момент инерции дизеля (установки); ω — угловое ускорение вращения коленчатого вала; n — частота вращения коленчатого вала
6	Полиномиальная аппроксимация внешней скоростной характеристики (ВСХ) дизеля или динамической ВСХ (ДВСХ)	$M_e = A + Bn + Cn^2 + Dn^3$	A , B , C , D — постоянные коэффициенты; M_e — эффективный крутящий момент
7	Решение уравнений	$n_i = n_{i-1} + \frac{30\Delta t}{\pi I_{д(уст)}} \{A + Bn_{i-1} + C(n_{i-1})^2 + D(n_{i-1})^3\}$	Δt — шаг расчета по времени; i , $i-1$ — текущее и предыдущее значения
8	Относительный выигрыш во времени выполнения операции	$\Delta t = 1 - (t_{пр.лвж}/t_{пр.шт}) \cdot 100 \%$	$t_{пр.шт}$, $t_{пр.лвж}$ — время приемистости дизеля в штатном состоянии и с подачей ЛВЖ

Таблица 2

$t_{пр}$	$П_{M_e}^Г$	$K_{зM_e}^Г$	$П_{M_e}^X$	$K_{зM_e}^X$	$П_{N_e}^Г$	$K_{зN_e}^Г$	$П_{N_e}^X$	$K_{зN_e}^X$
4,1	0,91	0,89	0,243	0,238	0,82	0,429	0,075	0,039
4,5	0,923	0,905	0,261	0,256	0,856	0,484	0,084	0,048
8,0	0,989	0,978	0,514	0,508	0,982	0,742	0,358	0,271

Таблица 3

$t_{пр}$	$П_{M_{уст.двж}}^Г$	$K_{зM_{уст.двж}}^Г$	$П_{M_{уст.двж}}^X$	$K_{зM_{уст.двж}}^X$	$П_{N_{уст.двж}}^Г$	$K_{зN_{уст.двж}}^Г$	$П_{N_{уст.двж}}^X$	$K_{зN_{уст.двж}}^X$
5,5	0,91	0,89	0,24	0,24	0,82	0,43	0,075	0,04
6,0	0,92	0,91	0,26	0,25	0,86	0,48	0,08	0,05
8,0	1,003	0,92	0,51	0,47	1,0	0,70	0,36	0,25

развиваемом моменте ($M_{e,лвж}^X$). Тем не менее значение этого момента получается выше значения крутящего момента M_e^X холодного дизеля в разгоне после пуска с кратковременной подачей жидкости на всасывание.

Если же сравнивать эффект подачи легковоспламеняющейся жидкости в горячий и холодный дизель, то картина получается следующей.

Наибольшая интенсивность разгона достигнута при применении этой жидкости на горячем двигателе. Но и холодный при ней также разгоняется достаточно быстро. Причем у него, в отличие от разгонов холодного дизеля без ФХР, нет режимов неустойчивого пуска.

Так, при разгоне дизеля из горячего состояния легковоспламеняющаяся жидкость сокращает время приемистости на 18—19 %, а из холодного состояния — на 13—14 %. В то же время следует отметить, что средние моменты и мощности штатных дизеля и силовой установки с ростом длительности разгона возрастают, так как при этом увеличивается время работы вблизи номинального скоростного режима. И, наоборот, с уменьшением этой длительности средние моменты снижаются. В случае же холодного разгона картина несколько иная. При коротком (4,1 с) разгоне время приемистости дизеля и силовой установки в случае добавки легковоспламеняющейся жидкости сокращается всего лишь на 13—14 %, что объясняется незавершенностью разгона, длительность которого равна 10,8 с.

Коэффициенты ($K_{зM_e}$) загрузки по моменту дизеля или установки при горячем разгоне близки к единице. Причем как для коротких, так и для длительных разгонов. А вот при холодном разгоне их значения для коротких разгонов уменьшаются почти в 4 раза, а для длительных — в 2 раза.

Изменение показателей $П$ качества НУР и коэффициентов $K_з$ загрузки дизеля от времени $t_{пр}$ характеризуют такие цифры.

Если в горячем состоянии $K_{зM_e}$ за $t_{пр} = 4,5$ с равен 0,923, то в холодном состоянии, т.е. за $t_{пр} = 8$ с, он снижается до 0,514.

Еще существеннее изменяются показатели качества НУР и коэффициенты загрузки по мощности. Так, при разгоне горячего дизеля ($t_{пр} = 4,5$ с) $П_{N_e}$ и $K_{зN_e}$

составляют соответственно 0,856 и 0,484, а для длительного холодного разгона за 8,0 с — 0,358 и 0,271. То есть холодное состояние привело к снижению, по сравнению с горячим состоянием, показателей $П$ и $K_з$ в 2,3 и 1,8 раз соответственно.

Примерно такая же закономерность сохраняется и для разгонов установки. Как видно из табл. 2, коэффициенты загрузки и показатели качества НУР по моменту для каждого конкретного варианта разгона близки

Таблица 4

Показатель	Улучшение показателя двигателя, %		Улучшение показателя силовой установки, %	
	разгон от $n_{пуск}$	разгон от n_{min}	разгон от $n_{пуск}$	разгон от n_{min}
$t_{пр}$:				
горячий разгон	18	10	9	10
холодный разгон	14	10	14	10
$M_{ср}$:				
горячий разгон	22	12	22	12
холодный разгон	17	12	18	12
$N_{ср}$:				
горячий разгон	23	12	21	10
холодный разгон	18	14	19	14
$П_{M_e}$:				
горячий разгон	23	12	22	12
холодный разгон	17	12	16	26
$K_{зM_e}$:				
горячий разгон	22	11	22	11
холодный разгон	18	12	9	12
$П_{N_e}$:				
горячий разгон	41	17	62	16
холодный разгон	24	16	14	18
$K_{зN_e}$:				
горячий разгон	20	12	20	12
холодный разгон	17	14	9	14
Улучшение, %:				
суммарное (горячий разгон)	24,0	12,3	26,9	11,9
среднее (холодный разгон)	17,8	13,0	15,6	15,1

по своим значениям. Однако для холодного состояния они в 2—4 раза ниже, чем для горячего.

Показатели же качества и коэффициенты загрузки по мощности для одинаковых условий существенно различаются, что связано с влиянием на них частоты вращения коленчатого вала.

Что касается показателей качества НУР и коэффициентов загрузки установки по мощности, то их значения, как видно из табл. 3, отличаются в 1,3—2 раза. При этом для холодного разгона они в 3—9 раз меньше, чем для разгона горячего. Кроме того, и те, и другие с ростом длительности $t_{пр}$ режима возрастают. Но как дизель, так и силовая установка в холодном состоянии теряют качество НУР, снижают средние показатели моментов и мощностей, а также соответствующих коэффициентов загрузки. Тем не менее в разгонах от пусковой частоты вращения коленчатого вала двигателя и силовой установки, причем как из горячего, так и из холодного состояний, при легковоспламеняющейся жидкости Π и K_z повышаются на 15—20 %. Кроме того, уменьшается и $t_{пр}$: для горячего разгона — на 14, а для холодного — на 18 %.

Все перечисленные выше данные относятся к разгонам от пусковой частоты вращения коленчатого вала. Но аналогичные исследования авторы выполнили и для разгонов от минимально устойчивой частоты вращения ($n = 700 \text{ мин}^{-1}$) до номинальной. Результаты работы приведены в табл. 4.

Из нее видно, что легковоспламеняющаяся жидкость при горячем разгоне дизеля от пусковой частоты вращения коленчатого вала повышает средний крутящий момент ($M_{ср}$) на 22 %, а в холодном состоянии — на 14 %; при разгонах же от минимально устойчивой частоты — лишь на 10 %. То есть применение жидкости при разгонах от пусковой частоты вращения колен-

чатого вала более эффективно, чем при разгонах от минимально устойчивой частоты. Причем как для холодного, так и для горячего состояний дизеля. Но эффективность ее применения выше для горячего состояния, чем для холодного. На разгонах же от минимально устойчивой частоты приращения условной средней эффективности всегда меньше (12,3—15,1 %). Однако увеличение эффективности всегда есть, и оно для холодного состояния больше, чем для горячего.

И еще одно. Как оказалось, эффективность применения легковоспламеняющейся жидкости более высока при реализации неуставившихся режимов (моменты и мощности возрастают на 12—20 %), чем при уставившихся (прирост ~10 %). Иначе говоря, метод ФХР при реализации неуставившихся режимов дает больший эффект, чем на режимах уставившихся.

Таким образом, исследование полностью подтвердило идею, выдвинутую авторами: повысить эффективность работы дизеля на неуставившихся режимах, особенно режимах холодных разгонов, действительно, можно. И основной инструмент для этого — изменение физико-химических свойств топлива (метод физико-химического регулирования). Но данный метод выгоден и для горячих разгонов, поскольку повышает все показатели дизеля и силовой установки в целом и на этих режимах. Так что вывод из всего изложенного выше можно сделать только один: ФХР заслуживает внедрения в практику.

Литература

1. Купершмидт В.Л. Средства облегчения пуска двигателей в холодных условиях. // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. № 1. С. 30—32.
2. Костин А.К., Пугачев Б.П., Кочинев Ю.Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1989. 284 с.

УДК 629.113/.115"401"

ОЦЕНКА РЕСУРСА ТОНКОСТЕННЫХ НЕСУЩИХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук И.Ф. ДЬЯКОВ

Ульяновский ГТУ(+7.8422. 43-06-43)

Приведена оценка несущей системы автомобиля по изменению площади петли гистерезиса, на основе которой представлена графическая и аналитическая зависимости изменения энергозатрат от числа циклов нагружения. Угол наклона кривой характеризует скорость роста микротрещин, влияющую на ресурс несущей системы. Ключевые слова: ресурс, несущая система автомобиля, площадь петли гистерезиса, энергозатраты.

Diakov I.F.

AN ESTIMATION OF THE THIN-BEARING CAR SYSTEMS

The assessment system of the car carrier to change the hysteresis loop area, on the basis of which to build graphical dependence of energy on the loading cycles number. The slope which characterizes the rate of microcracks growth, affecting on the resource carrying system.

Keywords: resource, a car carrying system, the area of the hysteresis loop, energy consumption.

Ресурс автомобильных тонкостенных стержневых элементов (рама, кабина, кузов самосвала и т. п.) обычно оценивают по пробегу. Однако такая технология оценки не учитывает многие факторы. И прежде всего

те, что связаны с условиями эксплуатации АТС. К числу этих факторов можно отнести лимитирующую длительную прочность, долговечность, цикличность динамического нагружения при движении по неровностям дороги и т. п. Кроме того, для автомобилей, работающих в широком диапазоне нагрузок и скоростей движения, важны также явления, имеющие место на резонансных, переходных и длительных режимах, при резком трогании с места, торможении и переключении передач.

Так, если взять лонжероны рамы конкретного грузового автомобиля УАЗ-3303, то возникающие во всех точках этих элементов конструкции статические нормальные (δ) и касательные (τ) напряжения будут такими, как это показано на рис. 1, сколько бы раз мы не повторяли измерения.

Иная картина будет в случае пульсирующих крутильных и изгибных колебаний, создаваемых двигателем при передаче крутящего момента, а также движении по неровностям дороги. Они существенно изменяют напряжения δ и τ в связи с потерями энергии на деформацию элементов рамы. В результате линейная зависимость между напряжением σ_i и деформацией ϵ_i ,

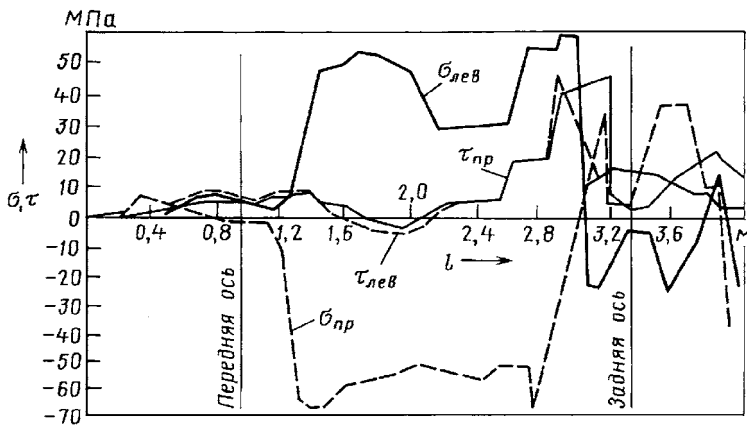


Рис. 1. Эпюры изгибающих и касательных напряжений от статической нагрузки в левом и правом лонжеронах рамы автомобиля УАЗ-3303

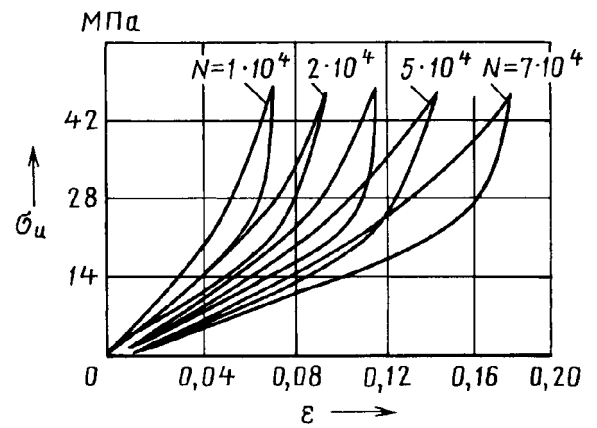


Рис. 2. Влияние циклического нагружения на площадь петли гистерезиса

характерная для статических нагружений, здесь нарушается: процессы циклического нагружения и разгрузки идут по различным кривым, причем первая — всегда выше второй. Иначе говоря, переменный нагрузочный цикл дает петлю гистерезиса. Кроме того, при деформации элемента напряжения от цикла к циклу перераспределяются, т. е. одним и тем же приложенным извне нагрузкам соответствуют различные деформации (рис. 2). В итоге происходит изменение ширины петли и значительное накопление энергии, что означает значительное накопление энергии в материале.

Более детальное исследование этого рисунка показало следующее: связи между напряжениями и деформациями зависят от материала тонкостенной конструкции и условий ее нагружения. Так, с уменьшением предела σ_T текучести материала площадь петли гистерезиса всегда увеличивается. Интенсивность же изменения площади петли с ростом числа циклов может быть разной, все зависит от относительной деформации ϵ . Размер площади петли никогда не стабилизируется.

Но, несмотря на некую неопределенность, площадь петли гистерезиса, поскольку она характеризует накопление энергии в материале, можно и нужно использовать для оценки ресурса изделия. Для этого необходимо вычислить потери $J(A_{r\sigma_i})$ механической энергии при каждом из циклических режимов нагружения (формула № 1 в таблице).

Очевидно, что с увеличением $J(A_{r\sigma_i})$ ресурс исследуемого объекта снижается. Эту зависимость иллюстрирует рис. 3, на котором в общем виде показано изменение затрат энергии на деформацию материала в зависимости от числа $\tau(N_{ци})$ циклов нагружения.

Как видим, на нем точка A_0 соответствует наиболее тяжелому режиму нагружения, имеющему площадь петли гистерезиса $J(A_{r\sigma_0})$ и длительность $\tau(N_{ци})_0$, а точка A_i — некоторому i -му режиму с затратами энергии на деформацию материала $J(A_{r\sigma_i})$ и длительностью действия по циклам нагружения $\tau(N_{ци})_i$. (Частные за-

пасы s_{j0} и s_{ji} остаточной энергии на деформацию материала для этих режимов определены по формуле № 2.)

Длительность $\tau(N_{ци})_0$ нагружения с напряжением σ_0 , эквивалентным режимом $[J(A_{r\sigma_i}), \tau(N_{ци})_i]$, можно определить из уравнения кривой длительной статической прочности (формула № 3), подставив в которую $s_{j0}(A_{r\sigma_i})_0 = J(A_{r\sigma_0})$ и $s_{ji}(A_{r\sigma_i})_0 = J(A_{r\sigma_i})$, получим формулу № 4.

Очевидно, далее, что приведенное (эквивалентное) время $T_э$ работы наиболее нагруженного элемента рамы автомобиля на тяжелом режиме $J(A_{r\sigma_i})_0$ определяется формулой № 5, а из условия исчерпания ресурса следует формула № 6. Откуда можно вычислить предельное время $t_{0,пр}$ работы элемента рамы автомобиля на наиболее тяжелом режиме нагружения с учетом работы на других режимах (формула № 7). При этом ясно, что $t_{0,пр} < R$.

Кроме приведенных выше закономерностей, автор выявил динамику изменения площади $J(A_r)$ петли гистерезиса, твердости НРЦ материала от числа $N_{ци}$ циклов и частоты n нагружения (рис. 4).

Как видно из рисунка, в начальный период нагружения образца площадь петли гистерезиса снижается

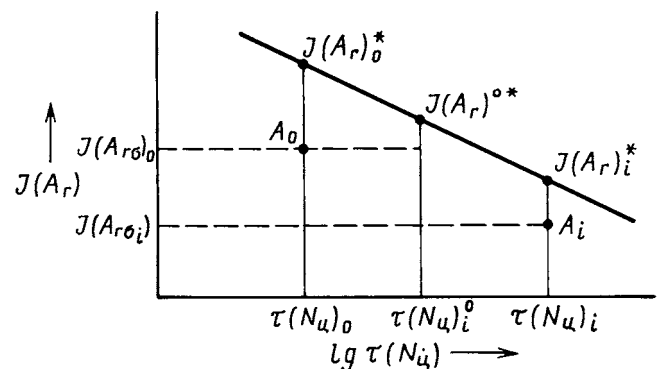


Рис. 3. Схема вычисления эквивалентных режимов циклического нагружения

до определенной величины. Причем чем выше нагрузка, тем меньше требуется циклов для возврата петли в исходное положение. Нижняя точка ее возврата характеризует начало появления микротрещин и при достижении критического уровня накопленной энергии приводит к усталостному разрушению материала (пат. № 2087895, РФ).

Характер протекания кривых, приведенных на рис. 4, говорит о том, что процесс разрушения элемента можно разделить на три стадии: появления новых свойств материалов за счет искажения кристаллической решетки материала (зона $a-b$); повышения твердости материала, когда повреждение решетки связано со структурными изменениями в различных локальных объемах, распределенных по всему объему ($b-e$); интенсивного развития микротрещины до полного разрушения материала ($e-z$). То есть локальный характер поглощения энергии при циклическом нагружении, связанной с колебаниями автомобиля, вызывает зарождение и рост усталостных трещин. Причем размер трещины, если она появилась, при каждом цикле колебаний зависит от величины деформации, нагрузки и размера зерна материала. Так что знание приведенных выше закономерностей само по себе важное условие для прогнозирования усталостного разрушения тонкостенных несущих систем. Но если к анализу усталостного разрушения добавить подходы линейной механи-

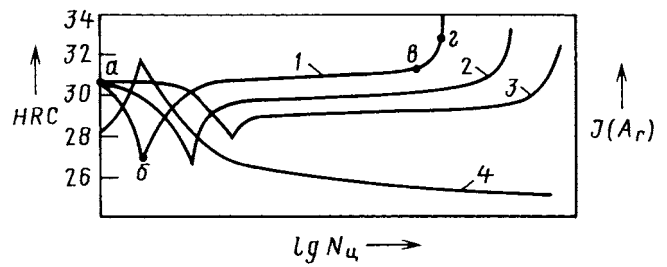


Рис. 4. Изменение энергозатрат (1, 2, 3) и поверхностной твердости (4) материала в зависимости от числа циклов и режимов нагружения рамы:

1 — режим нагружения тяжелый ($0,8\sigma_T$); 2 — режим средний ($0,65\sigma_T$); 3 — режим легкий ($0,45\sigma_T$)

ки разрушения, то можно построить кинетические диаграммы усталостного разрушения, позволяющие очень точно определять скорость роста трещин за цикл нагружения — получать информацию о кинетике роста усталостной трещины на различных ее стадиях.

Теперь несколько слов о "физике" усталостных трещин.

Они возникают из-за не полностью обратимой пластической деформации в поверхностных слоях материала. Кроме того, их распространение (рост) не может происходить без достаточного приложенного уровня напряжения. Причем сопротивление усталостному

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J(A_{\Gamma_i}) = A_{\Gamma_i} \mu_{(\sigma_{ii}, \epsilon)} V_M \text{sign} \dot{A}_{\Gamma} / 2\pi$	A_{Γ_i} — площадь петли гистерезиса; $\mu_{(\sigma_{ii}, \epsilon)}$ — масштабные коэффициенты по напряжениям σ_{ii} и относительным деформациям ϵ ; V_M — объем испытываемого материала (образца или рамы в целом); \dot{A}_{Γ} — модуль скорости изменения площади петли гистерезиса по i -му режиму
2	$s_{j0} = J(A_{\Gamma_0}^*) / J(A_{\Gamma_{\sigma_i 0}}^*); s_{ji} = J(A_{\Gamma_0}^*) / J(A_{\Gamma_{\sigma_i i}})$	s_{j0} и s_{ji} — частные запасы энергозатрат при работе на i -м режиме в точках A_0 и A_i
3	$J(A_{\Gamma_0}^*)^m = J(A_{\Gamma_0}^*)^0 / \tau(N_{\Pi})_0$	m — показатель степени для кривой длительной статической прочности
4	$\tau(N_{\Pi})_i^0 = \tau(N_{\Pi})_0 \left(\frac{s_{j0}}{s_{ji}} \right)$	$\tau(N_{\Pi})_i^0$ — длительность циклического нагружения элемента рамы в тяжелом режиме
5	$T_3 = \tau(N_{\Pi})_0 + \sum_1^n (N_{\Pi})_i^0 = \tau(N_{\Pi})_0 \left[1 + \sum_1^n \left(\frac{s_{j0}}{s_{ji}} \right)^m \right]$	$\tau(N_{\Pi})_0$ — длительность циклического нагружения элемента рамы
6	$T_3 = \tau(N_{\Pi})_0 \left[1 + \sum_1^n \left(\frac{s_{j0}}{s_{ji}} \right)^m \right] = \frac{RT_{3, \text{np}}}{\sum_1^n \left(\frac{1}{s_{ji}} \right)^m}$	R — ресурс элемента рамы автомобиля
7	$\tau_{0, \text{np}} = \frac{R}{\sum_1^n \left(\frac{s_{j0}}{s_{ji}} \right)^m}$	$\tau_{0, \text{np}}$ — предельное время работы на тяжелом режиме нагружения
8	$\Delta\psi = [J(A_{\Gamma_{\sigma+1}}) - J(A_{\Gamma_{\sigma}})] / N_{\Pi}$	—
9	$[D][F] = \{\sigma\}$	$[D]$ — матрица коэффициентов, которые могут быть получены на основе расчетных моделей всей конструкции или отдельного стержня; $[F]$ — вектор усилий, действующих на всю конструкцию, узел или отдельное сечение; $\{\sigma\}$ — вектор напряжений в отдельных точках

разрушению тем выше, чем в большей степени материал препятствует движению дислокаций зерен. Однако каким бы не был этот материал, при циклических нагрузках он необратимо поглощает часть внешней энергии, и она накапливается — вплоть до критического уровня. И мерой такого накопления может быть принято отношение $\Delta\psi$ разности энергозатрат, вычисленных по площадям двух расположенных рядом петель гистерезиса, т. е. $J(\Delta A_{r_{\sigma+1}}) - J(\Delta A_{r_{\sigma}})$ после многократного нагружения к общему числу $N_{ци}$ циклов нагружения (формула № 8). Причем по этой формуле можно оценивать конструкции как рамы в целом, так и отдельных ее элементов.

И последнее. Единственный метод оценки нагрузок, действующих на элементы несущей системы, — экспериментальное измерение на гидропульсаторе с использованием тензометрических устройств. А в качестве таких устройств очень выгодно применять сами

стержневые элементы, установив на них датчики так, чтобы на основе полученных замеров можно было решать системы линейных уравнений вида формулы № 9.

Рассмотренный метод определения ресурса по площади петли гистерезиса материала рамы, в общем-то, подтвердил свою эффективность. При сравнении расчетных и экспериментальных эпюр их расхождение в случае автомобиля УАЗ-3303 было незначительным. За исключением зоны его грузовой платформы. Здесь погрешности в определении напряжений в отдельных сечениях превышали в 2 раза. Однако учитывая, что эксперимент — трудоемкий и дорогой, есть все основания утверждать: метод нужно применять и для других элементов конструкции автомобиля. Например, элементов ходовой части (рессор, подвески и других узлов). Уже хотя бы потому, что он позволяет определять оптимальные режимы их нагружения и довольно точно прогнозировать остаточный их ресурс.

УДК 669.1:621.874:613.6

СОВРЕМЕННЫЕ АВТОМОБИЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Канд. техн. наук В.В. БУРЕНИН

ГТУ (МАДИ) (499. 155-03-41)

Рассматриваются новые, отличающиеся улучшенными характеристиками конструкции автомобильных кондиционеров и систем кондиционирования воздуха, предложенные в научно-технической и патентной литературе промышленно развитых стран мира. Показаны основные тенденции развития этих кондиционеров и систем.

Ключевые слова: воздушный кондиционер, система кондиционирования воздуха, автомобиль, автобус, температура, давление, влажность, количество вредных газовых примесей, степень запыленности, увлажнение и осушка воздуха.

Burenin V.V.
MODERN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM

Discusses the new automobile air conditioners and air conditioning systems with improved characteristics proposed in the scientific and patent literature in industrialized countries around the world. The basic tendencies of development of these air conditioners and systems are given.

Keywords: air conditioner, air conditioning, car, bus, temperature, pressure, humidity, amount of harmful gas impurities, the degree of dust, moisture and air drying.

В связи с развитием и совершенствованием автомобильной техники, обусловленными в том числе и требованиями потребителя, автомобили, автобусы, специальные автомобили и т. п. все чаще стали оснащать системами кондиционирования воздуха. Но в последнее время потребитель стал еще более "привередлив": ему нужен не просто кондиционер, а кондиционер безотказный, способный надежно обеспечить нормальные условия в кабине или салоне транспортного средства в любое время года, при любой погоде и т. д. Причем под понятием «нормальные условия» он понимает температуру, давление, влажность, количество вредных газовых примесей, степень запыленности, направление циркуляции, скорость движения воздуха в кабине (салоне) и др. Тогда как еще в совсем недале-

ком прошлом он просил поддерживать на заданном уровне лишь один параметр — температуру воздуха. Поэтому эти системы непрерывно усложняются: в них вводятся устройства, регулирующие и другие параметры. И сейчас даже появились такие показатели, как нагрузка на кондиционер или систему кондиционирования по холодо- и теплопроизводительности, увлажнению и осушке воздуха, поглощению тех или иных газовых примесей и загрязнений, пополнению расходуемых компонентов. Отсюда и многообразие моделей кондиционеров, предлагаемых рынком, многие из которых имеют очень даже неплохие характеристики.

Например, высокой экономичностью отличается разработанный в России кондиционер кабины грузового автомобиля (пат. № 2156923, РФ). Его холодильный компрессор 1 (рис. 1) работает непрерывно в течение всего периода активного выделения влаги. Сжатые в нем пары хладагента поступают на вход двухпозиционного регулятора 2, после чего в зависимости от температуры воздуха на выходе 12, измеряемой датчиком температуры 10, поступают либо непосредственно в охлаждающий теплообменник 11 (положение регулятора 2 «Закрыто»), либо сначала проходят через нагревательный теплообменник 13 (положение регулятора «Открыто»). Хладагент после охлаждения в теплообменнике 11 через одну из полостей рекуперативного теплообменника 17 поступает в терморегулирующий вентиль 16 и далее в теплообменник (испаритель) 14 с вентилятором, охлаждая и осушая проходящий через него воздух, а затем вновь направляется в рекуперативный теплообменник 17, откуда его пары засасываются компрессором 1.

Поток воздуха, создаваемый вентилятором, при соприкосновении с поверхностью теплообменника 14, имеющего температуру точки росы, охлаждается. Образующийся на его поверхности конденсат удаляется с помощью предусмотренной для этой цели системы его сбора.

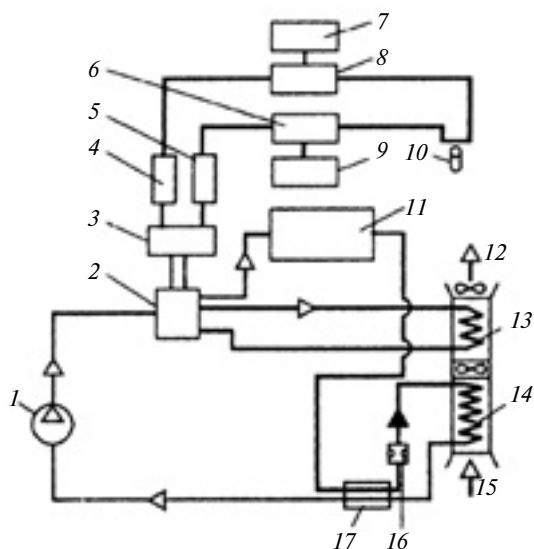


Рис. 1. Воздушный кондиционер для кабины грузового автомобиля:

1 — компрессор; 2 — двухпозиционный регулятор; 3 — привод двухпозиционного регулятора; 4 и 5 — формователи управляющего сигнала; 6 и 8 — устройства сравнения; 7 и 9 — датчики температуры; 10 — датчик температуры воздуха; 11 — теплообменник; 12 — выход воздуха; 13 — теплообменник (подогреватель); 14 — теплообменник (испаритель); 15 — вход воздуха; 16 — терморегулирующий вентиль; 17 — рекуперативный теплообменник

Осушенный и охлажденный воздух попадает в теплообменник 13, где подогревается до необходимой комфортной температуры.

Если температура выходящего из теплообменника 13 воздуха ниже заданной минимально допустимой, на которую настроен датчик 7, то сигнал от датчика 10 через устройство сравнения 8 подается на формователь сигнала 4, который воздействует на привод 3 регулятора 2. Последний открывается, и нагретые до 323—333 К (50—60 °С) пары хладагента поступают в теплообменник 13, где и подогревают осушенный воздух. При повышении температуры воздуха выше максимально допустимой сигнал от датчика 10 попадает в устройство сравнения 6, в котором сравнивается со значением максимально допустимой, установленной на датчике 9 температурой, после чего формователь 5 выдает на привод 3 регулятора 2 управляющую команду закрытия, и подогрева воздуха не происходит.

Кондиционер обеспечивает непрерывный сбор влаги из атмосферы воздуха кабины и поддерживает температуру выходящего из теплообменника 13 воздуха в диапазоне комфортных значений. При этом не требуется затрачивать дополнительную электроэнергию, поскольку в системе используется теплота, выделяемая в холодильном цикле.

Для кабин транспортных средств, в которых воздух необходимо увлажнять или осушать, регулировать его температуру, предназначен такой малозумный и экологически безопасный моноблочный кондиционер (пат. № 2028551, РФ), схема которого приведена на рис. 2.

В летние месяцы емкость 4 этого кондиционера через патрубок 5 заполняют водой, открывают отвер-

стие В, закрывают отверстие В и отключают водонагреватель 9. При включении вентилятора 11 атмосферный воздух через патрубок 1 засасывается в кожух 2, проходит по трубчатым воздуховодам 8 и поступает в кондиционируемую кабину через патрубок 7. Вода из емкости 4 поступает в водораспределительное приспособление 3, из которого равномерно распределяется по поверхностям воздуховодов 8. Она испаряется, охлаждая тем самым проходящий по воздуховодам воздух. Этот воздух поступает затем в кабину АТС по тем же воздуховодам 8. Увлажненный парами воды воздух через отверстие В выбрасывается в атмосферу.

В холодные месяцы года (зимой, ранней весной, поздней осенью) кондиционер работает как отопитель. Для этого воду заливают не в полость 4, а полость 10, включают водонагреватель 9, фигурную заслонку 6 устанавливают в нижнее положение, перекрывая отверстия В и В.

Теперь при включении вентилятора 11 воздух из атмосферы поступает в кожух 2 кондиционера и по воздуховодам 8 напрямую в кабину АТС. Вода, нагретая с помощью нагревателя 9, нагревает, в свою очередь, стенки воздуховодов 8 и, следовательно, воздух, поступающий в кондиционируемую кабину. Соотношение между расходом влажного, сухого и подогретого воздуха в промежуточных режимах работы кондиционера регулируется положением фигурной заслонки 6 (отверстия В и В приоткрыты), мощностью водонагревателя 9 и частотой вращения вала вентилятора 11.

Зарубежные фирмы тоже работают над созданием новых кондиционеров. Например, японская "Хитачи" уже выпускает [1] для кабин и салонов несколько моделей воздушных кондиционеров типа «сплит-система», способных эффективно работать при наружной температуре до 253 К (-20 °С). В их состав входят пароконденционные холодильные машины со спиральными компрессорами, работающими с хладагентом R410A; инверторы; системы интегрально-дифференциального управления; электроприводы с электродвигателями постоянного тока и т. д.

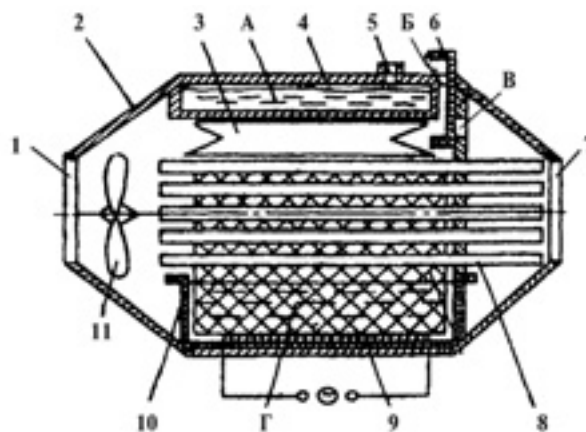


Рис. 2. Моноблочный воздушный кондиционер:

1, 5 и 7 — патрубки; 2 — кожух; 3 — водораспределительное приспособление; 4 и 10 — емкости для воды; 6 — фигурная заслонка; 8 — трубчатые воздуховоды; 9 — водонагреватель; 11 — вентилятор; В, В — отверстия

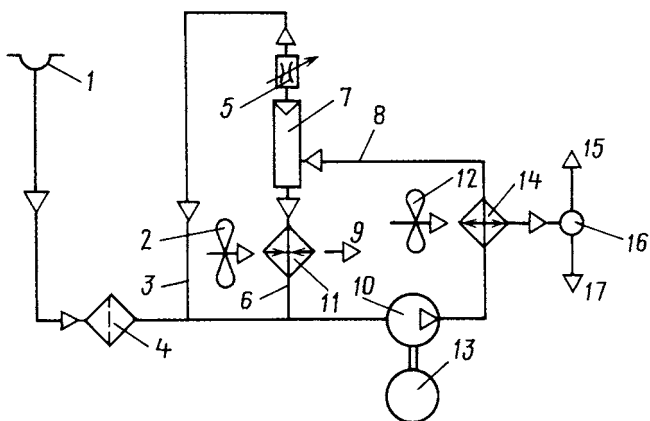


Рис. 3. Система кондиционирования воздуха с делящей вихревой трубой:

1 — воздухозаборное устройство; 2 и 12 — вентиляторы; 3, 6 и 8 — трубопроводы; 4 — фильтр; 5 — дроссель; 7 — вихревая труба; 9 и 17 — подача воздуха в кабину; 10 — компрессор; 11 и 14 — теплообменники; 13 — приводной двигатель; 15 — выход воздуха в атмосферу; 16 — регулируемая заслонка

Эти кондиционеры отличаются удобством эксплуатации. Но и российские разработки не менее, а иногда более удобны. Типичный пример — система кондиционирования воздуха салона (кабины) АТС по пат. № 2280566 (рис. 3), базирующаяся на делящей вихревой трубе 7.

На вход этой трубы по трубопроводу 8 поступает вспомогательный воздушный поток, создаваемый компрессором 10. Труба "холодным" концом подключена к входному патрубку теплообменника 11, в котором охлаждается основной воздушный поток, создаваемый вентилятором 2. "Горячий" ее конец и выход вспомогательного воздушного потока из теплообменника 11 подключены к входному патрубку компрессора 10.

После включения приводного двигателя 13 и компрессора 10 на тангенциальный вход в вихревую трубу 7 по трубопроводу 8 подается сжатый воздух (вспомогательный воздушный поток), охлажденный в теплообменнике 14 основным воздушным потоком от вентилятора 12. В вихревой трубе 7 происходит энергоделение вспомогательного воздушного потока на два — горячий и холодный. Горячий по трубопроводу 3, а холодный по трубопроводу 6 поступают на вход в воздушный компрессор 10.

В зависимости от времени года основной воздушный поток, продуваемый через теплообменник 14 вентилятором 12 и нагреваемый там, может за счет применения регулируемой заслонки 16 подаваться непосредственно в салон АТС, и тогда вентилятор 2 не включается, или в атмосферу, и тогда основной воздушный поток, продуваемый через теплообменник 11 вентилятором 2 и охлаждаемый, поступает непосредственно в салон АТС.

Расход горячего вспомогательного воздушного потока регулируется дросселем 5 и может составлять от 10 до 30 % общего объемного расхода вспомогательного воздушного потока, проходящего через вихревую трубу 7.

Общий воздушный поток, поступающий в компрессор 10, состоит из потока атмосферного воздуха, засасываемого по трубопроводу 8 через воздухозаборное устройство 1 и фильтр 4, потока по трубопроводу 3 и холодного воздушного потока, поступающего по трубопроводу 6.

Фирма "Мицубиси" выпускает [2] пять моделей компактных систем кондиционирования воздуха парокompрессионного типа (совмещенные системы: тепловой насос плюс холодильная машина), которые с высокой эффективностью могут работать и в режиме отопления, и в режиме охлаждения. В качестве рабочего тела в этих системах использован хладагент марки R410A. Немецкая "Вольф" поставляет надежные и удобные в эксплуатации системы кондиционирования воздуха типа KG/LGW TOP [3], отвечающие требованиям новых норм VDI6022 и укомплектованные вентиляторами, механическими и биологическими фильтрами, теплообменниками и другими агрегатами с высокими технико-экономическими показателями. Но и такие разработки, основанные на использовании полупроводниковых термоэлектрических батарей, есть и у нас. Например, именно российские специалисты (пат. № 2256853, РФ) предложили устанавливать полупроводниковые элементы термоэлектрических батарей на вращающихся лопатках рабочего колеса воздушного центробежного вентилятора. Что позволяет уменьшить массу и габаритные размеры системы кондиционирования и увеличить эффективность тепло- и холодоотдачи от горячих и холодных спаев данной батареи.

При вращении вала 1 (рис. 4) с установленным на нем рабочим колесом, состоящим из переднего диска 2,

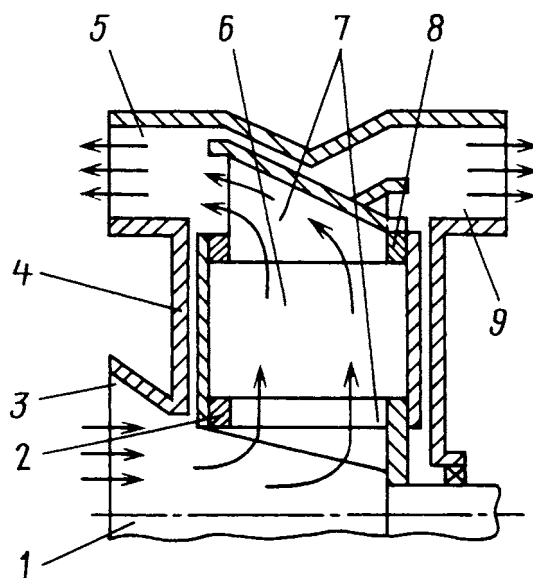


Рис. 4. Система кондиционирования воздуха с полупроводниковой термоэлектрической батареей:

1 — вал; 2 — передний диск рабочего колеса; 3 — всасывающий патрубок; 4 — корпус вентилятора; 5 — выпускной патрубок холодного воздушного потока; 6 — полупроводниковая термоэлектрическая батарея; 7 — лопатки рабочего колеса; 8 — задний диск рабочего колеса; 9 — выпускной патрубок горячего воздушного потока

лопаток 7 и заднего диска 8, воздух поступает через всасывающий патрубок 3 корпуса 4 центробежного вентилятора, делится на два потока, один из которых проходит через холодные спай полупроводниковых элементов батареи 6, охлаждается и выходит через патрубок 5 корпуса 4, а второй — через горячие спай полупроводниковых элементов той же батареи 6, нагревается и выходит через патрубок 9. Таким образом, полупроводниковые элементы батареи 6 частично выполняют функции лопаток 7 рабочего колеса центробежного вентилятора.

Холодный и горячий потоки воздуха, выходящие из корпуса 4 вентилятора через соответственно патрубки 5 и 9, смешиваются в определенном соотношении, и воздушный поток необходимой температуры поступает в кондиционируемый салон (кабину).

Как видим, у нас есть разработки, которые вполне конкурентоспособны по отношению к кондиционерам ведущих зарубежных производителей. И нашим автозаводам, а также заводам-производителям автомобильных компонентов пора бы обратить на них внимание. Иначе их, как всегда, освоят за рубежом и будут продавать нам. По высоким ценам, разумеется.

Литература

1. Nakamura Kenichi. High hearing capacity packaged air conditioners with liquid injection cycle // Refrigeration. 2007. № 952. p. 14–18.
2. Kato Tadahiro. Gas engine nonstop heating multi-type air conditioner // Refrigeration. 2007. № 952. p. 32–37.
3. Inklusive Hygienekomponenten // TAB: Techn. Bau. 2006. № 11. s. 23.

УДК 629.113.4.62–587.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТЕНЦИАЛА РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕДУКТОРА-ИСПАРИТЕЛЯ ГАЗОБАЛЛОННОГО АТС

В.А. МОРОЗОВ

Оренбургский ГУ (83532. 72-37-01)

Рассматриваются результаты экспериментального исследования процессов старения клапана второй ступени редуктора-испарителя марки РЗАА и моделирования потенциала его работоспособности.

Ключевые слова: редуктор-испаритель, клапан, потенциал работоспособности, модель.

Morozov V.A.

MODEL OF AGING FOR A REDUCER-EVAPORATOR OF BOTTLE-GAS DRIVEN VEHICLE

Results of an experimental research on aging of a reducer-evaporator and modeling of its working capacity for reducer-evaporator P3AA are considered.

Keywords: a reducer-evaporator, the valve, working capacity potential, model.

Существующая система поддержания работоспособности газобаллонных автомобилей имеет существенный недостаток: она не связана с учетом динамики процессов старения ответственных и быстроизнашивающихся элементов газовой аппаратуры. Например, стратегией поддержания работоспособности такого важного агрегата, как редуктор-испаритель, предусмотрен метод групповой замены резинотехнических деталей через фиксированный интервал наработки. А это приводит к недоиспользованию ресурса и повышенным затратам на эксплуатацию. Автор считает, что данный недостаток можно устранить, если резинотехнические детали редуктора-испарителя менять по их техническому состоянию. То есть применить к ним метод оценки потенциала работоспособности.

Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Под потенциалом работоспособности понимают состояние системы в момент времени t , характеризующее возможную ее работоспособность. Исходя из физической сущности потери работоспособности автомобилями и их составными частями, в общем случае потенциал работоспособности характеризуется формулой № 1 (см. таблицу). Или учитывая, что наработка

автомобиля обычно оценивается его пробегом, то формулой № 2.

Восстановление активной части $P(L)$ направлено на обеспечение работоспособности в процессе эксплуатации. Причем этот процесс относится к случайным и представляется в виде последовательности ремонтных воздействий, которая на временном промежутке $O—L$ подчиняется пуассоновскому распределению. Отсюда математическое ожидание $\bar{P}(L)$ можно записать в виде формулы № 3.

Потенциал работоспособности редуктора-испарителя, очевидно, тоже состоит из потенциалов работоспособности его изнашивающихся деталей. Причем одним из основных элементов, лимитирующим работоспособность данного изделия, является клапан второй ступени, а диагностическим параметром процессов старения — отклонение ΔP_2 величины давления P_2 во второй ступени от нормативного. Значит, для него скачок $P_{k \text{ акт}}(n)$ потенциала работоспособности в момент проведения n -го ремонтного воздействия в натуральных единицах дает формула № 4. Это и есть параметр, который лимитирует работоспособность второй ступени редуктора-испарителя: при $\Delta P_2^{\text{нр}}$ рабочие характеристики последнего нарушаются.

Предположим, что формирующая функция $F(L)$ потенциала работоспособности имеет вид формулы № 5. Тогда формулу № 3 для потенциала $P(L)$ работоспособности редуктора-испарителя, как и для всякой системы с управляемым потенциалом работоспособности, можно записать [2] в виде формулы № 6 — математическая модель, которая может служить инструментом прогнозирования средней \bar{L} наработки до отказа редуктора-испарителя любой модели. Правда, для практического использования модели ее необходимо преобразовать в соответствии с особенностями изменения $\Delta P_2^{\text{нр}}$ конкретной модели редуктора-испарителя. И как это делается, рассмотрим на примере отечественного редуктора-испарителя, РЗАА, которым оснащается газобаллонная модификация автобуса ПАЗ-3205, эксплуатируемого в ПАТП г. Оренбурга.

Разработанная автором методика исследования работоспособности клапана второй ступени редуктора-ис-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Pi(t) = \Pi_{\text{акт}}(t) + \Pi_{\text{пас}}(t)$	$\Pi_{\text{акт}}(t)$ — активная (изменяемая) часть потенциала работоспособности; $\Pi_{\text{пас}}(t)$ — его пассивная (неизменяемая) часть
2	$\Pi(L) = \Pi_{\text{акт}}(L) + \Pi_{\text{пас}}$	—
3	$\bar{\Pi}(L) = \Pi_0 F(L) + \lambda \bar{\Pi}_k \int_0^L \frac{F(L)}{F(u)} du$	Π_0 — потенциал работоспособности новой системы; $F(L)$ — значение формирующей функции данного потенциала; λ — интенсивность потока ремонтных воздействий; $\bar{\Pi}_k$ — математическое ожидание скачка потенциала работоспособности системы в результате ремонтных воздействий на нее; $F(u)$ — значение формирующей функции потенциала к моменту начала ремонтного воздействия на систему
4	$\Pi_{k \text{ акт}} = p_2^{\text{пр}} - p_2^0 = \Delta p_2$	$p_2^{\text{пр}}$ — нижнее предельное значение давления p_2 ; p_2^0 — начальное (у нового редуктора) давление; p_2 — величина давления во второй ступени редуктора-испарителя
5	$F(L) = e^{-\alpha L}$	α — параметр формирующей функции; $0 \leq L < \infty$
6	$\bar{\Pi}(L) = \Pi_0 e^{-\alpha L} + \frac{\lambda \bar{\Pi}_k}{\alpha} (1 - e^{-\alpha L}) = 100 \left[e^{-\alpha L} + \frac{\lambda \Delta p_2^{\text{пр}}}{\alpha} (1 - e^{-\alpha L}) \right]$	λ — интенсивность потока ремонтных воздействий по замене клапана второй ступени редуктора-испарителя; $\bar{\Pi}_k$ — математическое ожидание скачка потенциала работоспособности редуктора-испарителя в результате замены клапана второй ступени
7	$\Delta P_2(L) = -10,047 + 0,00016L$	—
8	$\bar{\Pi}(L) = 42924,68 \cdot \exp(-1,86143 \cdot 10^{-5}L) - 42824,68$	—

парителя предусматривает измерение отклонения ΔP_2 через сливное отверстие корпуса при работе двигателя на минимальной частоте вращения коленчатого вала. На данном режиме клапан второй ступени исправного редуктора-испарителя находится в закрытом положении, т. е. обеспечивает полную герметичность, что позволяет изолированно изучать процессы старения материала, из которого он изготовлен.

Результаты массового измерения величины ΔP_2 затем были обработаны с помощью программы Regress, что позволило получить аппроксимирующую функцию $\Delta P_2(L)$, т. е. формулу № 7.

Экспериментальные данные и аппроксимирующая функция процессов нормального старения клапана второй ступени редуктора-испарителя от наработки L представлены на рисунке. Из него видно, что откло-

нение ΔP_2 давления во второй ступени редуктора-испарителя от нормативной его величины изменяется от -10 до 10 Па, а средняя наработка на отказ клапана — $125,2$ тыс. км.

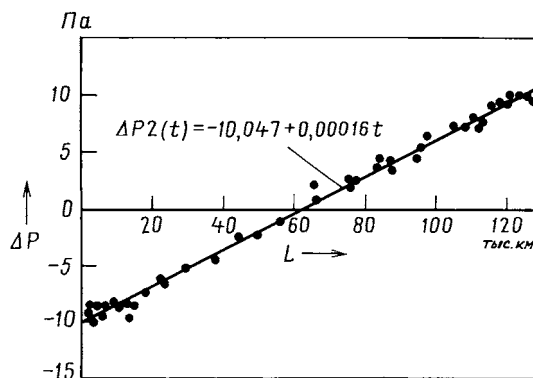
Подставив далее полученные значения потенциалов работоспособности в формулу № 6, получим уравнение для оценки потенциала работоспособности клапана второй ступени редуктора-испарителя — формулу № 8.

И, наконец, при сравнении теоретических и экспериментальных значений потенциала работоспособности оказалось, что расхождение между ними не превышает $0,0523$, или $5,3$ %. Что означает: формулой № 8 для прогнозирования наработки на отказ клапана второй ступени редуктора-испарителя РЗАА пользоваться можно.

И последнее. Методика составления моделей потенциала работоспособности пригодна, очевидно, не только для РЗАА, она универсальна. То есть применима для деталей редуктора-испарителя любой модели. Разница лишь в исходных данных, следовательно, в значениях коэффициентов в формулах № 7 и 8.

Литература

1. Кленников Е.В., Мартиров О.А., Крылов М.Ф. Газобаллонные автомобили: техническая эксплуатация. [Текст]: — М.: Транспорт, 1986. — 175 с.
2. Апсин В.П., Дехтеринский Л.В., Норкин С.Б., Приходько В.М. Моделирование процессов восстановления машин. [Текст]: — Транспорт, 1996. — 311 с.



МОТОЦИКЛЕТНЫЙ ДИСКОВЫЙ ТОРМОЗ С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

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 вопросы создания дисковых тормозов с механическим приводом. Определены силовые соотношения нажимного устройства, позволяющие вычислить параметры разработанного дискового тормоза. Проанализированы конструкции дисковых тормозов с механическим нажимным устройством, созданных на основе разработанных методов функционального и прочностного расчетов. Представлен усовершенствованный дисковый тормоз с механическим нажимным устройством.

Ключевые слова: дисковые тормоза, механический привод, силовые соотношения, методы расчета, усовершенствованный дисковый тормоз.

Melnikov A.S., Sazonov I.S., Kim V.A.

MOTORCYCLE DISK BRAKE WITH A MECHANICAL DRIVE

Questions of creation of disk brakes with a mechanical drive are considered. Power parities of the press device allowing are defined to define parameters of the developed disk brake. Designs of disk brakes with the mechanical press device, created on the basis of the developed methods functional and solided calculations are analysed. The advanced disk brake with the mechanical press device is presented.

Keywords: disk brakes, mechanical drive, power parities, calculation methods, advanced disk brake.

Благодаря таким преимуществам, как стабильность тормозного момента, хорошее охлаждение, уменьшение неподрессоренной массы, удобство размещения в колесных узлах, дисковые тормозные механизмы нашли широкое применение на транспортных средствах, в том числе и на мотоциклах. Но в конструкциях их тормозных систем, как правило, используется довольно сложный по устройству и, следовательно, дорогой гидравлический привод. Например, стоимость дискового тормоза с гидравлическим приводом может составлять треть стоимости мотоцикла. Отсюда очевидный вывод: для мотоциклов, особенно небольших, необходим дисковый тормоз с механическим приводом.

Однако при практической реализации данного вывода возникает одна серьезная проблема: нужно разработать такое механическое нажимное устройство, которое способно создавать те же по величине нажимные усилия, которые развивает гидравлический привод. И она разрешима.

Так, в разработанном авторами дисковом тормозе с механическим нажимным устройством в качестве последнего применена винтовая передача, которая позволяет создавать сколь угодно высокие нажимные усилия, ограниченные, по сути, лишь давлением на поверхности тормозных накладок.

Предлагаемый тормоз (пат. № 4640, РБ) имеет (рис. 1) ходовой винт 1 с двумя участками резьбы противоположной направленности и тормозную скобу 9 плавающего типа. Эта резьба при торможении обеспечивает одинаковые перемещения колодок 4 и 11 навстречу друг другу, т. е. к тормозному диску 13, а при растормаживании — от диска.

Скоба 9 охватывает тормозной диск и способна передвигаться относительно корпуса 12 вдоль оси вращения диска. Чтобы она не могла повернуться относительно корпуса, предусмотрен винт 8, а чтобы зазоры между тормозными колодками и диском при отсутствии торможения составляли 0,05—0,10 мм, использован винт 10.

Рычаг 3 привода тормоза установлен на ходовом винте 1 и закреплен гайкой 2.

Ходовой винт одним резьбовым участком связан со скобой 9, а на втором, дополнительном его участке, имеющем резьбу противоположной направленности, смонтирована гайка-колодка 4, которая имеет возможность возвратно-поступательного движения вдоль своей оси при повороте ходового винта.

При воздействии мотоциклиста на рычаг 3 последний поворачивается, поворачивая при этом винт 1 в резьбе скобы. Из-за чего скоба вместе с правой колодкой 11 перемещается влево. Колодка прижимается к диску 13. Но так как резьбы винта 1 имеют разные направления, навстречу колодке 11 перемещается и гайка-колодка 4. Диск тормозится, поскольку обе резьбы винта 1 имеют одинаковый шаг.

Рассмотрим действие сил между звеньями винтового нажимного устройства. Для этого предположим, что винтовые пары, образованные звеньями 9, 11 и 12, имеют прямоугольную резьбу с углом β подъема винтовой линии.

Очевидно, что необходимый для относительного движения этих звеньев крутящий момент M при действии на них нагрузки всегда равен моменту $M_{тр}$ сил трения относительно оси их вращения.

Будем, далее, считать, что давление между всеми витками звеньев по поверхности контакта распределяется

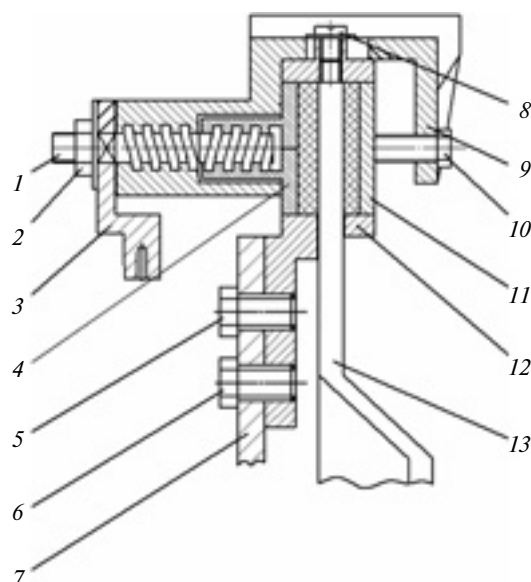


Рис. 1. Дисковый тормоз с винтовым нажимным устройством:

1 — ходовой винт; 2 — гайка; 3 — рычаг привода тормоза; 4 — гайка-колодка; 5 и 6 — болты; 7 — кронштейн; 8 — винт; 9 — скоба; 10 — винт скобы; 11 — тормозная колодка; 12 — корпус; 13 — тормозной диск

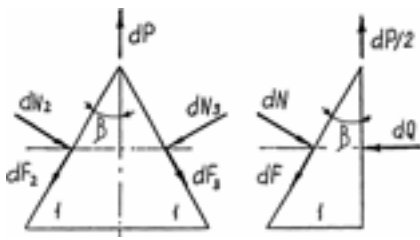


Рис. 2. Силы взаимодействия в винтовых парах

равномерно, т. е. для элементарной площадки контакта винтовой пары можно применить закон Кулона.

Наконец, пренебрегая кривизной винтовой поверхности, примем нормальную силу dN и силу трения dF , развиваемые на элементарной площадке, сосредоточенными на винтовой линии, располагающейся по цилиндру диаметром d .

Исходя из этих соображений приведем теперь пространственную схему действия сил между звеньями передачи к условной схеме расположения сил в поступательных парах, элементами которых являются наклонные плоскости, представляющие собой развертки винтовых линий нарезки резьбы по среднему диаметру звена 9, и поверхности призм, условно представляющие звенья 11 и 12, движущиеся по этим плоскостям.

Для осуществления равномерного движения в плоскости действия момента M приложим к звену 9 условную окружную силу dP , образующую этот момент, а затем из схемы, приведенной на рис. 2, найдем зависимость между усилиями, действующими в контактах винта 9 со звеньями 11 и 12 в процессе преобразования вращательного движения этого винта в поступательное движение звеньев (гаек).

Для равномерного движения, когда силы инерции отсутствуют, уравнения равновесия винта 9 под действием приложенных сил запишутся в виде формул № 1 (см. таблицу). Но учитывая, что $dF = \mu dN$ и опуская индексы при силах, поскольку они из-за симметричности нагрузок равны между собой, отделим резьбы винта противоположных направлений и заменим отброшенную часть винта осевой силой dQ . Тогда получим формулы № 2, а из

них — формулы № 3. Приравняв, далее, эти выражения и почленно разделив их на $\cos\beta$, получим формулу № 4 и, проинтегрировав ее, — формулу № 5.

Теперь определим крутящий момент M , равный моменту M_T трения в резьбе. Его дает формула № 6.

Выведенные соотношения, как уже упоминалось, справедливы для прямоугольной резьбы. Чтобы распространить их на остроугольную резьбу, внесем следующие поправки.

В остроугольной (треугольной, трапецидальной) резьбе возникает повышенное трение, обусловленное наклоном профиля резьбы.

Связь между силами трения в прямоугольной и остроугольной резьбах, если принять для упрощения, что $\beta = 0$, видна из рис. 3: нормальная реакция витка резьбы на силу Q определится по формуле № 7, а сила F трения — по формуле № 8. Следовательно, для определения движущей окружной силы P в винтовой передаче с трапецидальной резьбой можно воспользоваться формулой для прямоугольной резьбы, подставив в нее вместо действительного коэффициента μ трения приведенный коэффициент μ_1 (формула № 9).

Аналогично определяется и крутящий момент M (момент трения $M_{тр}$ в резьбе). Это формула № 10.

Как видим, формулы № 9 и 10 выведены для винта с двумя участниками остроугольной резьбы — правой и левой, т. е. с резьбами противоположных направлений.

Для винтовой передачи с остроугольной резьбой одного направления эти формулы примут вид формул № 11 и 12.

Соотношение между P и Q можно выразить также через приведенный угол трения следующим образом.

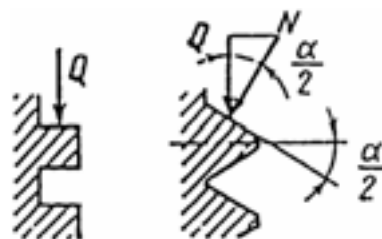


Рис. 3. К определению сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах

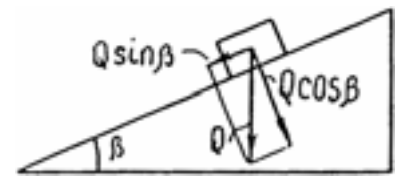


Рис. 4. К условиям самоторможения винтовой пары

Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой (рис. 4), равнодействующую R нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ .

Разложив ее на окружную и осевую составляющие, получим формулу № 13.

Это же соотношение для остроугольной резьбы принимает вид формулы № 14.

Соответственно для крутящего момента будем иметь формулу № 15.

И формулы № 11, 12, и формулы № 14, 15 дают одинаковые результаты. Однако авторы считают, что формулы № 11 и 12 все-таки более наглядно описывают силовые соотношения в винтовой передаче и, несмотря на кажущуюся сложность, по ним проще, чем по формулам № 14 и 15, выполнять расчеты. (Так, для определения приведенного угла трения, входящего в последние формулы, необходимо сначала найти действительный угол трения, а затем величину приведенного угла.)

Но вернемся к рассмотрению действующего на винт момента M . Его величину, необходимую для поворота (закручивания) винта, можно представить в виде формулы № 16. Причем очевидно: если винт имеет правую и левую резьбу, то $M = M_{тр}$, так как M_T отсутствует.

Момент M на торце нажимного винта с резьбой одного направления зависит от формы поверхностей трения. С достаточной для практики точностью этот момент можно выразить через формулу № 17.

Подставляя формулы № 12 и 17 в формулу № 16, получим окончательно формулу для крутящего момента завинчивания. То есть для момента, который необходимо прило-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$dN_2 \cos \beta - dF_2 \sin \beta - dN_3 \cos \beta + dF_3 \sin \beta = 0;$ $dP_1 - dN_2 \sin \beta - dF_2 \cos \beta - dN_3 \sin \beta - dF_3 \cos \beta = 0$	dN_2, dN_3 — соответственно нормальные силы, действующие на элементарных площадках (см. рис. 2); dF_2, dF_3 — силы трения; dP_1 — окружная сила
2	$dN \cos \beta - dQ - \mu dN \sin \beta = 0; 0,5dP - dN \sin \beta - \mu dN \cos \beta = 0$	dQ — осевая сила
3	$dN = dQ / (\cos \beta - \mu \sin \beta); dN = dP / 2 (\sin \beta + \mu \cos \beta)$	μ — коэффициент трения
4	$dQ = dP(1 - \mu \operatorname{tg} \beta) / 2(\mu + \operatorname{tg} \beta)$	—
5	$Q = \int_0^p [(1 - \mu \operatorname{tg} \beta) / 2(\mu + \operatorname{tg} \beta)] dP = P(1 - \mu \operatorname{tg} \beta) / 2(\mu + \operatorname{tg} \beta)$	—
6	$M = Pd/2 = Qd(\mu + \operatorname{tg} \beta) / (1 - \mu \operatorname{tg} \beta)$	—
7	$N = Q / \cos \frac{\alpha}{2}$	$\alpha/2$ — половина угла профиля резьбы
8	$F = \mu N = \mu Q / \cos \frac{\alpha}{2} = \mu_1 Q$	μ_1 — приведенный коэффициент трения
9	$P = 2Q(\mu_1 + \operatorname{tg} \beta) / (1 - \mu_1 \operatorname{tg} \beta)$	—
10	$M = Qd(\mu_1 + \operatorname{tg} \beta) / (1 - \mu_1 \operatorname{tg} \beta)$	—
11	$M = Qd(\mu_1 + \operatorname{tg} \beta) / 2(1 - \mu_1 \operatorname{tg} \beta)$	—
12	$P = Q \operatorname{tg}(\beta + \varphi)$	φ — угол трения
13	$P = Q \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)$	φ_1 — приведенный угол трения
14	$M = Q \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_1)$	d — средний диаметр резьбы
15	$M = M_p + M_T$	M_p — момент в резьбе; M_T — момент трения на упорном торце винта (нажимной поверхности)
16	$M_T = \mu QR_c$	R_c — средний радиус поверхности трения
17	$M = Q[(d(\mu_1 + \operatorname{tg} \beta) / 2(1 - \mu_1 \operatorname{tg} \beta) + \mu R_c]$	—
18	$M = Q[(d(\mu_1 - \operatorname{tg} \beta) / 2(1 + \mu_1 \operatorname{tg} \beta) + \mu R_c]$	—
19	$i_b = S_p / S_1 = 2\pi r / S_1$	S_p — перемещение рычага по окружности; S_1 — ход винта; r — рабочая длина (плечо) рычага
20	$Q = P i \eta_b$	η_b — КПД винтовой передачи; i — общее передаточное число тросового привода с винтовым нажимом
21	$i = i_o i_b$	i_o — передаточное число рукоятки (двуплечного рычага) тормозного привода; i_b — передаточное число винтовой пары
22	$L = \Delta k i$	Δ — суммарный зазор между накладками и диском; k — коэффициент, учитывающий зазоры в шарнирных соединениях и упругую деформацию троса, оболочки и рычагов
23	$\operatorname{tg} \beta \geq \mu$	—
24	$\operatorname{tg} \beta < \mu$	—
25	$\eta_b = N_2 / N_1 = (M_2 \omega_2) / M_1 \omega_1 = M_2 / M_1$	N_1, N_2 и M_1, M_2 — мощности и моменты с учетом и без учета потерь на трение; ω_1, ω_2 — угловые скорости винта и гайки, $\omega_1 = \omega_2$
26	$\eta_b = (1 - \mu_1 \operatorname{tg} \beta) \operatorname{tg} \beta / (\mu_1 + \operatorname{tg} \beta)$	—

жить к ходовому винту 1 при торможении мотоцикла (формула № 18).

Момент, необходимый для отвинчивания винта, при растормаживании мотоцикла, определяется подобно моменту завинчивания, только направление момента и силы трения меняются на обратные.

Важнейшим параметром любой передачи является передаточное число, которое для винтовой пары можно выразить как отношение перемещения S_p рычага по окружности радиусом r к осевому перемещению S_1 винта (формула № 19).

Из последней формулы следует, что при малом ходе винта и сравнительно большой длине рычага можно получить достаточно большое передаточное отношение.

Зависимость между окружной силой P на рычаге и осевой силой Q на винте можно записать в виде формулы № 20, а общее передаточное число i тросового привода с винтовым нажимом — в виде формулы № 21. Тогда ход L рукоятки для выборки зазоров между тормозным диском и накладками колодок дает формула № 22.

Таким образом, при простой и компактной конструкции винтовая передача позволяет получить большой выигрыш в силе или осуществить медленные и точные перемещения тормозных колодок.

Далее. Взаимодействие винтовой пары можно представить как движение груза B по наклонной плоскости, угол которого равен углу β подъема резьбы. Этот груз, очевидно, будет опускаться (рис. 5) сам под действием силы Q тяжести в том случае, когда сила трения $\mu Q \cos \beta$ будет меньше или равна составляющей силы тяжести, параллельной наклонной плоскости $Q \sin \beta$. То есть при соблюдении данного неравенства самоторможения винтовой пары не будет. С другой стороны, столь же очевидно, что груз будет оставаться неподвижным до тех пор, пока будет иметь место обратное неравенство.

Таким образом, для того чтобы ходовая резьба была несамотормозящейся, необходимо выполнение условия, соответствующее формуле № 23, а чтобы она была самотормозящейся, — формуле № 24.

Коэффициент полезного действия винтовой пары можно определить по формуле № 25. Входящий в нее момент M_1 вычисляется по формуле № 10, момент M_2 — по той же формуле, но при $\mu = 0$. То есть конечная формула для расчета КПД винтовой пары — формула № 26.

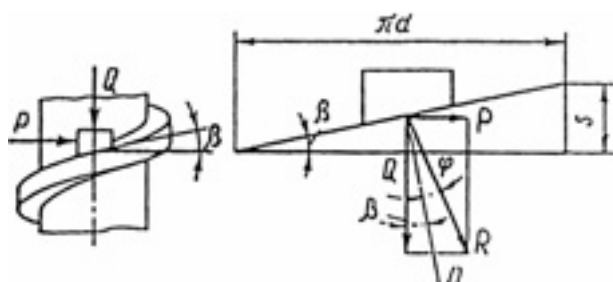


Рис. 5. Схема к установлению силовых соотношений в винтовой паре

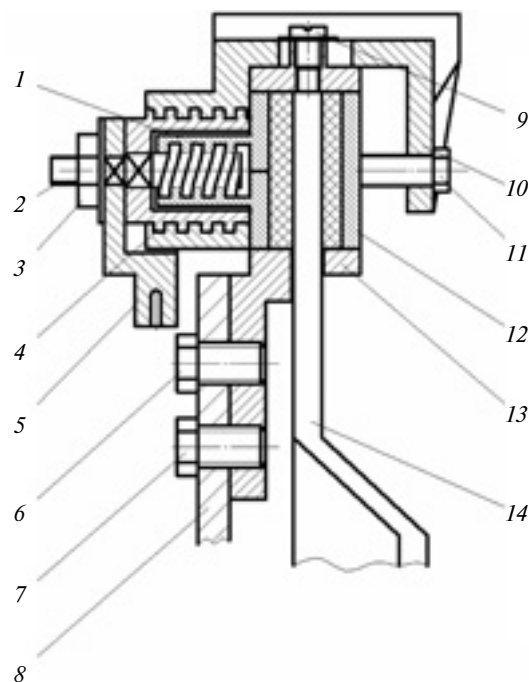


Рис. 6. Малогабаритный дисковый тормоз с механическим нажимным устройством:

1 — гайка-колодка; 2 — ходовой винт; 3 — гайка; 4 — пустотелый цилиндр с внешней резьбой; 5 — рычаг привода; 6 и 7 — болты; 8 — кронштейн; 9 — винт; 10 — скоба; 11 — винт скобы; 12 — тормозная колодка; 13 — корпус; 14 — тормозной диск

В предлагаемой конструкции дискового тормоза длина нажимного устройства увеличена в направлении, параллельном оси тормозного диска. Что обусловлено тем, что ходовой винт имеет два участка резьбы противоположной направленности. Они и позволяют получить равенство перемещений, следовательно, и равенство износов накладок тормозных колодок. Однако габаритные размеры нажимного устройства из-за этого возрастают, что не всегда приемлемо. Поэтому авторы попытались уменьшить габариты нажимного устройства в направлении, параллельном оси тормозного диска, но сохранить все преимущества нажимного устройства с двумя участками разнонаправленной резьбы. И им это удалось (пат. № 2331804, РФ).

От рассмотренной выше новая конструкция тормоза отличается тем, что его нажимное устройство имеет (рис. 6) пустотелый цилиндр 4, с наружной резьбой. Внутри этого цилиндра размещается ходовой винт 2, хвостовик которого выполнен в виде четырехгранника (шестигранника, шлицевой поверхности и т. д.). В торцевой стенке цилиндра и выполнено отверстие такой формы, благодаря чему винт 2 с помощью резьбового участка сопрягается с гайкой-колодкой 1. Конец ходового винта, как и в предыдущем случае, соединен с гайкой-колодкой 1. При этом гайка-колодка хотя и располагается внутри пустотелого цилиндра, но не связана с ним.

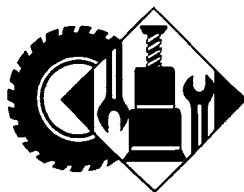
Корпус 13 тормозного механизма, неподвижно закрепленный на кронштейне 8 с помощью болтов 6 и 7,

охватывает тормозной диск 14. Рычаг 5 закреплен гайкой 3 на ходовом винте 2. Винт 11 вкручен в скобу 10 и упирается своим торцом в тормозную колодку 12. Вращением этого винта устанавливают исходный зазор между колодками 1, 12 и тормозным диском 14. Винт 9, ввернутый в корпус 13, предохраняет ключообразную консоль тормозной скобы от перемещений в направлении, перпендикулярном рабочему движению скобы.

Таким образом, разместив два участка ходовой резьбы один над другим ("резьба в резьбе"), автором

удалось уменьшить осевой размер нажимного устройства, а значит — и всего тормозного механизма.

Работа дискового тормоза в целом аналогична работе предыдущей конструкции. Отличие состоит лишь в том, что при повороте рычага 5 одновременно поворачивается и ходовой винт 2, и пустотелый цилиндр 4. Иначе говоря, ходовой винт и пустотелый цилиндр вращаются как одна деталь. При их вращении гайка-колодка перемещается в осевом направлении, а тормозная скоба — в противоположном направлении. И далее — все, как в предыдущем случае.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 656.072.6

ПРАВОВОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СОЗДАНИЯ ГАРАЖНОГО АВТОСЕРВИСА

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

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

Изложены основные требования к объемно-планировочным и конструктивным решениям, электро- и водоснабжению, канализации, гигиене, вентиляции, отоплению гаражных автосервисов.

Ключевые слова: гаражный автосервис, гаражная мастерская, нормативно-правовые акты.

Sharupich P.V., Sharupich V.P., Bogach K.A.
LEGAL REGULANION OF ACTIVITY OF GARAGE CAR-CARE CENTERS

Article is devoted the basic requirements to is volume-planning and to constructive decisions, an electrical supply, water supply, the warer drain, hygiene, ventilation, heating of darage car-care centers.

Keywords: carage car-care service, garage masterful, regulatory legal acts.

В Орловском НИПИ "Градоагроэкопром" ООО "Патент" разработан стандарт предприятия — СТП-027.2009 Град: ГАС "Нормативно-правовая база регулирования деятельности гаражного автосервиса", который позволяет направить работу гаражных мастерских в легитимное русло, придать им статус гаражного автосервиса, что дает им возможность конкурировать с крупными независимыми автосервисами. При этом особое внимание в нем уделяется чисто практическим вопросам — требованиям по объемно-планировочным и конструктивным решениям, электро- и водоснабжению, канализации, гигиене, вентиляции, отоплению.

Рассмотрим некоторые его положения.

Основа для создания гаражного автосервиса — гаражный коопера-

тив, который, как правило, представляет собой ряды сдвоенных гаражей. При этом расстояние между рядами не должно быть менее 7 м —

для удобства маневрирования автомобилей (въезд, выезд и т. д.). Исходя из этих базовых соображений, выбираются типы объемно-планировочных и конструктивных решений гаражных автосервисов. Их три: однолинейный, или ГАС-1 (рис. 1), квадратный, или ГАС-2 (рис. 2) и смешанный, или ГАС-2П (рис. 3).

Как видим, типы гаражных автосервисов могут отличаться, по сути, только расположением боксов. Вся же их "начинка" одинаковая как по составу, так и по мощности. В нее входят местный вентиляционный отсос 1, места 2 подвода сжатого воздуха, розетки 3 однофазного переменного напряжения, место 4 подвода электроэнергии (мощность ~3 кВт) и рабочее место 5 механика.

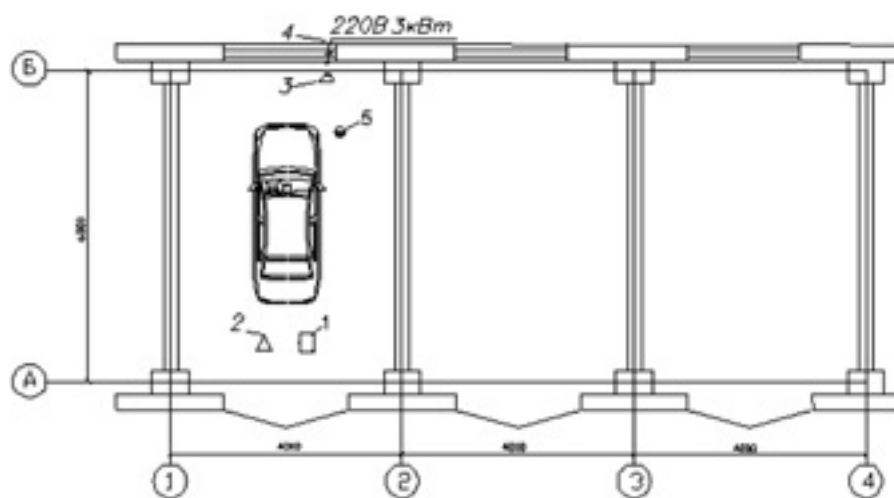


Рис. 1

Электроснабжение гаражного автосервиса выполняется в соответствии с ГОСТ 23274, устанавливающим требования к электроснабжению и электробезопасности гаражных автосервисов, которые рассматриваются как мобильные (инвентарные) здания, выполненные из металла или имеющие металлический каркас. То есть подход к ним такой же, как к сооружениям, предназначенным для уличной торговли и бытового обслуживания населения (торговые павильоны, киоски, палатки, кафе, будки, фургончики и т.п.).

Водоснабжение гаражного автосервиса выполняется в соответствии со СНиП 2.04.02—84* "Водоснабжение. Наружные сети и сооружения" и СНиП 2.04.01—85* "Внутренний водопровод и канализация зданий" и распространяется на проектирование автономных (децентрализованных) систем водоснабжения гаражных автосервисов (при отсутствии централизованной системы водоснабжения или невозможности присоединения к ней). Его проектирование включает системы водоснабжения в целом и его элементов — водозаборных сооружений, водоподъемных установок, наружных разводящих сетей, регулирующих емкостей, устройств для обеззараживания и (или) очистки воды. Причем во всех

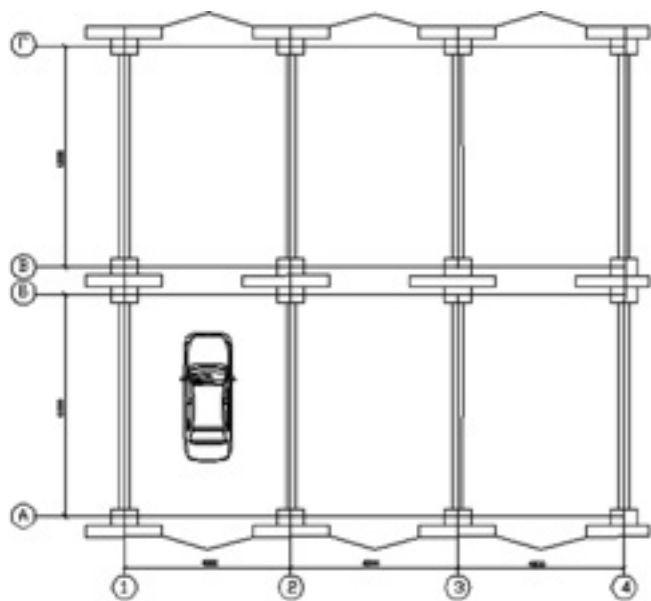


Рис. 2

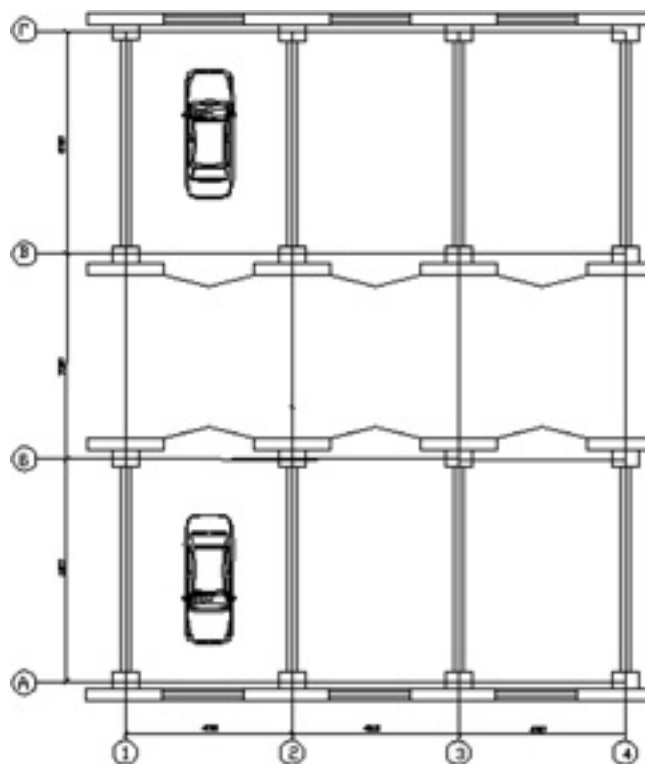


Рис. 3

случаях используются только изделия, оборудование, трубопроводы из материалов, разрешенные Госстандзором РФ для применения в практике хозяйственно-питьевого водоснабжения. Подача системы водоснабжения рассчитывается по норме $0,3 \text{ м}^3/(\text{г} \cdot \text{бокс})$.

Разработка системы канализации осуществляется путем исследования и выбора водоотводных путей и согласования их с системами Горводоканала. Причем основным параметром в данном случае является сток дождевых вод. Определяется он в соответствии со СНиП 2.04.03—85 "Канализация. Наружные сети и сооружения".

Гигиенические требования к микроклимату в гаражном автосервисе заложены в санитарных правилах и нормах СанПиН 2.2.4.548—96, СНиП 41-01—2003, а также законе РСФСР "О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения".

ВНИМАНИЕ!

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

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ БЕНЗИНОВЫХ ДВС ПО ПАРАМЕТРАМ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВНОЙ РАМПЕ

Д-р техн. наук Л.И. КОВАЛЬЧУК, Г.А. ГУСЕВ

Калининградская БГАРФ (4012. 96-58-00)

Предлагается новая технология диагностирования системы топливоподачи, которыми оснащаются последние модели и модификации двигателей ВАЗ.

Ключевые слова: диагностика, впрыск с электронным управлением, электромагнитные форсунки многоточечного впрыска, топливная рампа.

Kovalchuk L.I., Gusev G.A.
DIAGNOSING OF SYSTEMS OF PETROL ENGINES ON PARAMETERS
OF WAVE PROCESSES IN A FUEL STAGE

The technology of a modern way of diagnosing of the power supply system with the distributed consecutive coordinated injection of fuel of petrol engines VAZ is offered.

Keywords: diagnosis, electronically control unit, solenoid multi-point injection, fuel stage.

Не секрет, что энергетические, экономические и экологические показатели бензинового двигателя в значительной мере определяются, при прочих равных условиях, техническим состоянием его топливной системы. Но чтобы его оценить, нужны современные методы диагностирования. И главным из них многие считают самодиагностирование. Что в принципе верно, а с точки зрения нынешнего развития встроенных систем самодиагностики — не очень.

Дело в том, что все существующие в настоящее время системы диагностирования встроены в систему управления двигателем и контролируют только текущее техническое состояние элементов именно всей системы топливоподачи, а не важнейших ее узлов. И здесь без методов функционального диагностирования не обойтись, ибо только они позволяют оценивать текущее техническое состояние ее основных элементов [1]. Причем предпочтение, очевидно, следует отдавать тем методам, которые не требуют разборки всей системы.

Одним из таких методов, по мнению авторов, может и должен стать тот, что основан на измерении параметров волновых процессов, происходящих в топливной рампе впрысковых бензиновых ДВС. Это мнение — результат натуральных экспериментов, выполненных на двигателях ВАЗ.

Устройство для измерения параметров волновых процессов в топливной рампе, как видно из рис. 1, довольно простое. Оно включает датчик 4 давления, рассчитанный на максимум 0,7 МПа (7 кгс/см²), который имеет время отклика, равное 0,1 мс; осциллограф 5 с полосой пропускания 100 МГц. (Осциллограммы можно фиксировать цифровым фотоаппаратом с последующей их загрузкой в компьютер.) Схемой соединения предусматривается одновременное прохождение сигнала через датчик 4 и контакты В, F, C или G разъема 2 жгута на конкретную форсунку, а также на разъем E топливного насоса, что позволяет одновременно фиксировать осциллограмму тока, проходящего через форсунку, и волновые

процессы в рампе, возникающие в момент впрыскивания топлива.

Так, на рис. 2 приведена осциллограмма давления топлива в рампе при отключенных форсунках и работающем топливном насосе. Она подтверждает, что выбранная чувствительность датчика давления позволяет достаточно отчетливо зафиксировать даже незначительные, вызванные работой регулятора давления, пульсации давления в рампе при заведомо исправном состоянии всех элементов системы топливоподачи. Следовательно, эту осциллограмму можно принять за эталонную. И сравнивая с ней осциллограммы, полученные при диагностировании любого двигателя той же модели, — оценить состояние двух узлов его системы топливоподачи (топливного насоса и регулятора давления топлива).

Это первая операция функционального диагностирования. Вторая — оценка наличия в системе воздуха или паров бензина (газовых "пробок"), которые, как известно, нередко образуются после разборки элементов системы, замены фильтров, трубопроводов, фор-

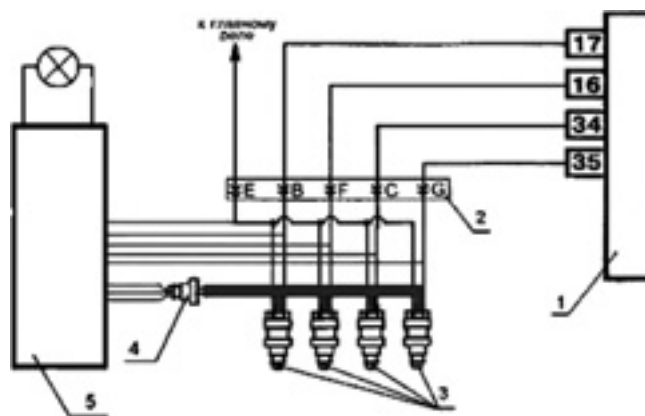


Рис. 1. Схема соединений форсунок для систем распределенного впрыска топлива с контроллерами фирмы "Бош".

1 — контроллер инжектора ("17", "16", "34", "35" — контакты контроллера); 2 — контакты разъема жгута форсунок; 3 — форсунки; 4 — датчик давления; 5 — контроллер диагностики (осциллограф)

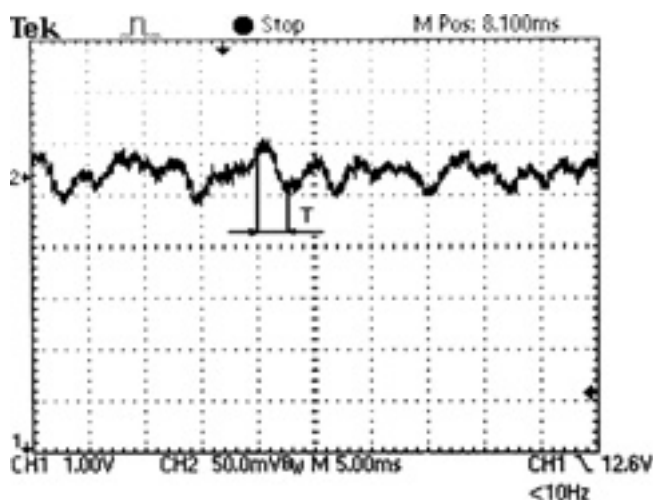


Рис. 2. Осциллограмма давления топлива в рампе при отключенных форсунках и работающем бензонасосе

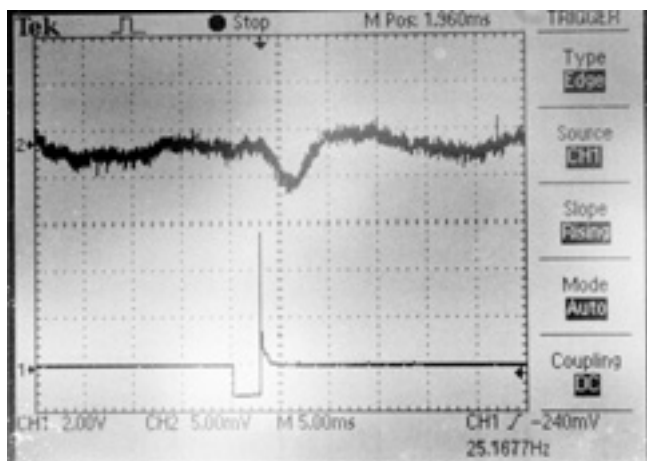


Рис. 3. Осциллограмма давления в топливной рампе при образовании паров бензина

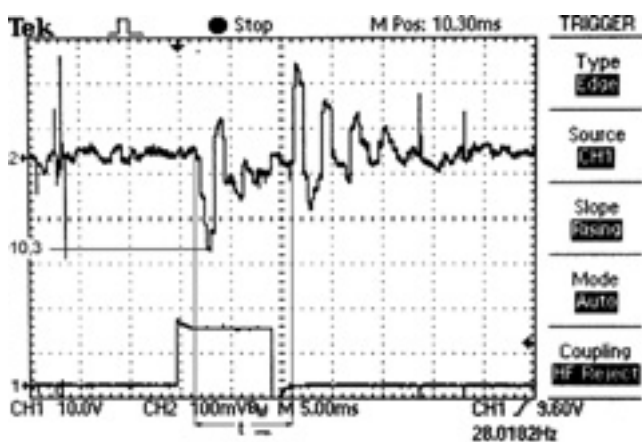


Рис. 4. Совмещенные осциллограммы переходного процесса в топливной рампе и тока в электромагнитном клапане при работе двигателя на холостом ходу (900 мин^{-1}):

1 — напряжение форсунки; 2 — давление в топливной рампе

сунок, а также из-за всасывания воздуха топливным насосом из пустого бака, снижения давления или перегрева двигателя.

Когда такие пробки есть, осциллограмма приобретает вид, показанный на рис. 3.

Третья операция — оценка общей герметичности системы топливоподачи. Выполняется она, как обычно, по скорости (времени) падения давления в рампе

после выключения топливного насоса. Для двигателей ВАЗ эта скорость, согласно ТУ, должна быть такой: время падения давления до $0,1 \text{ МПа}$ (1 кгс/см^2) не может быть больше 1 мин [2].

Четвертая операция — контроль исправности топливных электромагнитных форсунок.

Статистика показывает, что наиболее частые неисправности электромагнитных форсунок — коррозия сопряженных поверхностей; нарушение герметичности запорного конуса; смолистые отложения на торце распылителя. Все они увеличивают неравномерность цикловых подач топлива, его утечки на тактах всасывания и т. п. Их тоже можно конкретизировать с помощью рассматриваемого метода, сравнивая снятые осциллограммы с осциллограммой заведомо исправной топливной системы.

Считается, что диагностирование текущего состояния системы топливоподачи следует проводить при работе двигателя на режиме холостого хода. И это правильно: пропуски и нестабильность цикловых подач наиболее часто проявляются именно на режиме малых подач и частоты вращения. Что и иллюстрирует рис. 4.

Как видим, предлагаемая схема измерения и индикации позволяет достаточно отчетливо зафиксировать переходной волновой процесс в рампе и моменты открытия и закрытия электромагнитного клапана. Следовательно, если располагать такими осциллограммами для заведомо исправных форсунок, то путем их сравнения с осциллограммами, соответствующими текущему состоянию, можно оценить общее фактическое состояние форсунки. Причем, как свидетельствует опыт, если отклонения максимальной амплитуды колебаний форсунки на более чем 20 % отличаются от отклонений амплитуды эталонной форсунки, то это заметно сказывается на стабильности цикловых подач и устойчивости работы двигателя.

Учитывая сказанное, авторы считают, что нынешнюю бортовую систему самодиагностирования целесообразно дополнить рассмотренной выше. Это резко повысит эффективность всей системы.

Литература

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. Учебно-практическое пособие. Изд. Легион — Автодата, М., 2001. 176 с.
2. Бююр В.С., Куликов А.В., Христов П.Н. и др. Системы распределенного впрыска топлива автомобилями ВАЗ — устройство и диагностика. Изд. ОАО НВП "ИТЦ АВТО". Тольятти, 2003. 127 с.

УДК 62-63

ЭТАНОЛ КАК МОТОРНОЕ ТОПЛИВО

Кандидаты техн. наук С.В. БЕЛЯЕВ и Г.А. ДАВЫДКОВ

Петрозаводский ГУ (814.2. 78-51-40)

Дается анализ применения этанола как топлива для ДВС современных автомобилей.

Ключевые слова: топливный этанол, бензоспиртовые смеси, автомобильный транспорт.

Belyaev S.V., Davydov G.A.
ETHANOL AS ENGINE FUEL

Alcohol flexible fuel vehicles, produced commercially today in both the Brazil and USA represent a mature, low-cost technology option for reducing reliance on petroleum transportation fuels.

Keywords: fuel ethanol, flexible fuel vehicles, gasoline.

Увеличение потребления энергоносителей и все ускоряющееся сокращение мировых запасов нефти и повышение рисков и стоимости освоения новых месторождений, поиск эффективных альтернативных топлив с каждым годом становится все актуальнее. По прогнозам, подготовленным в последнее время многими авторитетными международными организациями и исследовательскими центрами, в недалекой

перспективе следует ожидать дальнейшего повышения стоимости барреля нефти. Правда, российские ученые и практики не столь категоричны. Но и их прогнозы, мягко говоря, не очень обнадеживающие: нашей стране нефти хватит на 30—50 лет.

Решением данной проблемы занимаются многие и давно. И сейчас уже ясно, что наиболее серьезной альтернативой топливам нефтяного происхождения станут так называемые альтернативные топлива — природный и нефтяной газы, которые уже достаточно давно применяются на транспорте и хорошо зарекомендовали себя как эффективные и экологически чистые топлива. Вместе с тем только в последние годы биотоплива, получаемые из возобновляемого сырья растительного происхождения — рапса, кукурузы, сахарного тростника и т. п., стали конкурировать с газовыми и находят широкое применение для автомобильных двигателей. Среди биотоплив особый интерес вызывают спирты. Способствует этому и то, что спирты, прежде всего этанол, при сгорании выделяют значительно меньше экологически вредных веществ, чем нефтяное топливо; для их применения серьезных изменений конструкции ДВС не требуется; технология их получения полностью отработана и по потребительским свойствам они довольно близки к нефтяным топливам. Так, у них примерно на 40 % октановое число больше, чем у товарных бензинов, что позволяет повышать степень сжатия ДВС с искровым зажиганием. А это рост (до 5 %) мощности и КПД двигателей, что в значительной мере компенсирует основной недостаток того же этанола — вдвое меньшую теплотворную способность.

У этанола есть, к сожалению, и другие недостатки. Скажем, высокая (840 кДж/кг) скрытая теплота испарения, что затрудняет холодный пуск двигателя: уже при температуре 278 К (5 °С) он становится невозможным; относительно высокая электропроводность в сочетании с более высоким содержанием кислорода требует защиты деталей

топливной системы от коррозии; низкая вязкость усложняет проблемы смазки топливной аппаратуры и т. д. Однако способы борьбы с недостатками уже найдены. И главный из них — применение этанола не в чистом виде, а в смеси с бензином. (Такие товарные топлива, состоящие из смеси бензина и этанола, имеют буквенно-числовое обозначение: буква E и число. Например, E85 означает, что смесь состоит из 85 % этанола и 15 % бензина. Правда, в данном случае возникает две проблемы — расслоения смеси и обеспечения норм токсичности отработавших газов. Однако первую можно считать практически решенной: разработаны и выпускаются присадки, позволяющие сохранить гомогенность смеси довольно длительное время. Что же касается второй, то при E85 беспокойство вызывает лишь один компонент отработавших газов — монооксид углерода: его выделяется несколько больше, чем при сгорании бензина. Но не настолько, чтобы с ним не справились серийные нейтрализаторы.)

Основы технологии применения этанолабензиновых смесей создала в 1980-х годах фирма "Форд". Именно она доказала, что автомобильные двигатели могут работать, используя одни и те же компоненты топливной системы (бак, топливопроводы, топливозоизирующие элементы), на смеси бензина и спирта в любой пропорции. Она же на основе датчика кислорода (лямбда-зонда) и микропроцессорной системы управления режимами работы двигателем разработала блок, анализирующий состав поступающей в цилиндры смеси и управляющий ее составом. Занимались такого рода исследованиями и многие другие фирмы. Это позволило установить, что бензоэтанольные топлива, содержащие до 10 % этанола, могут применяться в любом бензиновом ДВС, а смеси, содержащие более 10—15 % этанола, требуют внесения не очень больших изменений в топливную систему и систему управления режимами работы двигателя и автомобиля. В частности, автомобили, работающие на таких топливах, должны

иметь повышенную антикоррозионную стойкость общих элементов топливной системы (топливный бак, топливопроводы, фильтрующие элементы), а топливозоизирующие элементы (форсунки) — способность работать на повышенном давлении и пропускать большее, чем в случае бензина, количество топлива.

Первопроходцем в области массового применения этанола на автомобильном транспорте стала Бразилия. И, надо сказать, довольно успешно, здесь перевод автомобилей на спиртосодержащее топливо начался во время нефтяного кризиса 1970-х годов. Причем начался стихийно, а в соответствии с государственно субсидируемой программой "Пролкул", предусматриваемой, что весь парк бензиновых автомобилей штата Сан-Паулу должен перейти на это топливо.

Конечно, на первых этапах эксплуатации не обошлось без проблем. И главными из них были уже упоминавшиеся три — плохие пуск двигателя и карбюраторизация, а также коррозия элементов топливной системы. Но постепенно с ними справились, и применение спирта приобрело довольно широкие масштабы: сначала это были смеси, содержащие 20—25 % этанола, а затем (в 1980-е годы) и чистый спирт. Например, в 1984 г. доля продаж автомобилей, предназначенных работать на чистом спирте, составила 94,4 %.

Так продолжалось более 20 лет. За эти годы инвестиции по программе превысили 20 млрд амер. долл. В стране работали сотни заводов по производству спирта, более 5 млн автомобилей потребляли этанол, была создана соответствующая инфраструктура. Поэтому, когда в 1986 г. мировые цены на нефть резко упали, а цены на сахарную продукцию с 1989 г. начали расти, все это не могло сильно сказаться на состоянии со "спиртовыми" автомобилями. Тем более что главные цели программы "Пролкул" были достигнуты: благодаря ей Бразилия на импорте нефти ежегодно экономила более 20 млрд долл., а загрязнение воздушного бассейна Сан-Паулу

вредными примесями автомобильных отработавших газов существенно снизилось [1]. Другими словами, ее опыт доказал, что при государственной поддержке, регулировании и стимулировании рынка энергоносителей зависимость от импортируемой нефти можно серьезно уменьшить и решить проблему экологии больших городов.

Сегодня Бразилия как была, так и остается крупнейшим производителем этанола. Именно этанол составляет более 20 % общего объема топлива, потребляемого в стране. Поставляется он и за рубеж. Бразильский этанол имеет самую низкую себестоимость в мире. Достаточно сказать, что с гектара плантаций сахарного тростника здесь получают 4–6 тыс. л этанола, а в США "кукурузный" гектар дает всего лишь ~2 тыс. л.

Накопленный опыт в 1986–1989 гг. не прошел бесследно: вместо автомобилей, работающих на чистом спирте, в Бразилии было организовано производство бензоэтанольных автомобилей, способных одинаково успешно работать как на чистом спирте, так и на чистом бензине, более того — на любой их смеси. Предложенные технологии позволили расширить рынок сбыта таких автомобилей. В выигрыше оказались как их потребители, так и производители. В итоге к концу 2008 г. все три основных бразильских производителя — ФИАТ, "Дженерал Моторс" и "Фольксваген" — перешли на выпуск АТС, работающих на топливе Е85.

Как видим, Бразилия для других стран стала своего рода лабораторией, которая почти за три десятилетия эксплуатации автомобилей на спиртовом топливе решила основные эксплуатационные проблемы и довела автомобильную технику по главным ее характеристикам до уровня, сопоставимого с бензиновыми АТС. И даже больше. Например, "смесевые" автомобили сейчас показывают лучшие результаты по ускорению и максимальной скорости.

Правда, у них меньший пробег на одной заправке. Тем не менее есть все основания утверждать: бензоэтанольные АТС пользоваться спро-

сом будут не только в Бразилии. Хотя, конечно, это потребует создания соответствующих инфраструктур и внесения изменений в технологию производства на существующих моторных и автозаводах. Но производители на такие изменения пойдут, потому что затраты при производстве бензоэтанольных двигателей и автомобилей не сильно отличаются от обычных (бензиновых), а топливо для них может выпускать практически любая страна. Особенно интересен опыт Швеции, которая поставила задачу в перспективе радикально уменьшить свою зависимость от нефтяных топлив.

Понятно, что распространение данной технологии будет зависеть от развития сети бензоэтанольных заправочных станций, соотношения стоимости "этанол—бензин" для конечного пользователя и степени ужесточения экологических стандартов в отношении как количественного, так и качественного состава отработавших газов. Однако факты говорят о том, что уже сегодня правительства многих стран (Австралия, Индия, Канада, Китай, США, Таиланд, Швеция, Южная Африка и др.) довольно охотно стимулируют продвижение "смесевых" технологий за счет предоставления субсидий и налоговых льгот производителям. Благодаря этому, например, в США только в 2005 г. более 5 млн автомобилей были оборудованы бензоэтанольными двигателями, а к концу 2006 г. их парк составил уже 6 млн шт. Обслуживали эти АТС более 2 тыс. заправочных станций, предлагающих топливо Е85. Всего же к 2008 г. в мире насчитывалось более 76 тыс. таких станций, в том числе в Бразилии — 39 тыс.

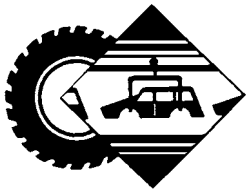
Процесс перехода на бензоэтанольные технологии продолжается: строятся заводы по производству относительно дешевого топливного этанола, создаются сети заправочных станций, идет обучение персонала, формируется соответствующее общественное мнение и т. д. Есть определенные сдвиги в этом направлении в России. Прежде всего потому, что для производства топливного спирта в стране имеются достаточно серьезные сырьевая, технологическая и промышленная

базы, поскольку может быть получен из биомассы самого различного происхождения: продуктов сельскохозяйственных производств — таких, как семена масличных культур и культур, богатых сахаром и крахмалом; лигноцеллюлозных продуктов и их отходов; древесной биомассы, не содержащей сахара и крахмала, но состоящей из целлюлозы, гемицеллюлозы и лигнина, которые могут быть преобразованы в этанол.

Поэтому в 2004 г. и был введен в действие ГОСТ Р 52201—2004 на этаноловое моторное топливо (бензолы). Кроме того, пять нефтеперерабатывающих заводов провели все необходимые исследования и испытания, результаты которых позволяют наладить выпуск бензина АИ-92, содержащего в своем составе 5 % этанола, а Госстандарт РФ дал [2] разрешение на его производство и применение. То есть стартовые условия есть. Дело — за их реализацией. И в этом должны быть заинтересованы и государство, и производители, и потребители автомобильной техники. Потому что такие технологии помогут решить целый комплекс социально-экономических задач. В том числе такие, как диверсификация энергоносителей; развитие сельского и лесного хозяйства, деревообработки; повышение занятости населения; оздоровление воздушного бассейна крупных городов; увеличение экспорта нефти и газа. Кроме того, этанол обладает рядом неоспоримых преимуществ перед топливами нефтяного происхождения: запасы сырья, из которого его можно получать, у нас, как уже упоминалось, практически неисчерпаемы; он может использоваться в качестве топлива для мобильных транспортных средств как в чистом виде, так и в качестве добавок к бензинам; его производство можно организовать практически в любой точке страны; он содержит больше энергии, чем требуется для его производства; он — биоразлагающееся вещество и в воде, и в почве.

Литература

1. Swarz A. An Introduction to Fuel Ethanol // Briefing to the Sao Paulo Sugar Cane Agroindustry Union, Sao Paulo, Brasil, February, 2005.
2. Современная АЗС. <http://www.sovazs.com>



УДК 621.9

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПУТИ УМЕНЬШЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО БИЕНИЯ ТОРМОЗНЫХ БАРАБАНОВ

Канд. техн. наук В.Г. ПЯТАКОВ

Иркутский ГТУ (3952. 40-51-36)

Приводятся результаты исследования радиального биения тормозных барабанов и оценены технологические возможности улучшения качества тормозных механизмов.

Ключевые слова: тормозной барабан, технология расточки барабанов.

Pajtkov V.G.

THE TECHNOLOGICAL WAY OF REDUCING BRAKE DRUMS ROTATING ACCURACY

The results of radial beating of brake drums are performed and the technical capability of brake mechanisms quality improvement are evaluated.

Keywords: brake mechanism; the technology of brake drum remachining.

Расточка тормозных барабанов неизбежно сопровождается отклонениями их геометрической формы от правильного кругового цилиндра. Они возникают вследствие многих причин, главные из которых, по мнению А.П. Соколовского [1], — семь: несовершенство технологического процесса изготовления барабанов, станков, инструментов и приспособлений; низкое качество заготовок (материала); колебания припусков, твердости и т. д.; недостаточная жесткость упругой системы "станок—приспособление—деталь—инструмент"; трение и другие вредные сопротивления в самом станке и звеньях системы; обуславливающие их нагревание; неправильно выбранные режимы резания (значения усилий обработки); низкая квалификация и недисциплинированность рабочего-исполнителя.

Чтобы в какой-то степени снизить действие этих причин, все существующие технологии изготовления тормозных механизмов предусматривают, что расточка барабанов выполняется в сборе со ступицей. А в качестве установочных поверхностей используются наружные кольца роликовых подшипников ступицы. Однако гнезда под подшипники обрабатываются до сборки ее с тормозным барабаном. То есть барабан и гнезда подшипников обрабатываются при разных установках. Из-за чего при расточке барабанов общая ось наружных ободов подшипников вследствие некоторой неконцентричности конуса вращающихся центров приспособления по отношению к оси вращения [2], как правило, не совпадает с осью вращения на станке. В итоге после установки барабана со ступицей на цапфу автомобильной оси приобретенный ранее эксцентриситет между обработанной поверхностью барабана и общей осью подшипников усугубляет бие-

ние барабана, обусловленное погрешностями его формы. Что, по вполне понятным причинам, крайне нежелательно.

Для количественной оценки влияния эксцентриситета и формы барабана на величину его радиального биения автор провел экспериментальное исследование, исходя из следующих соображений.

Погрешности формы барабана — это некруглость (овальность и огранка) и отклонения от профиля продольного сечения (бочко- и седлообразность, изогнутость и конусность) [2]. Но учитывая, что длина образующей цилиндра тормозного барабана значительно меньше его диаметра, а тормозные накладки прирабатываются достаточно быстро, отклонениями профиля продольного сечения барабана можно пренебречь. Следовательно, при изучении его формы можно ограничиться исследованием его некруглости в среднем поясе. И еще одно: понятия "ось", "центр сечения" и "окружность" из-за неизбежных погрешностей формы тормозных барабанов имеют условный смысл.

Поэтому при изучении проблемы целесообразно ориентироваться не на них, а на сечение барабана плоскостью, перпендикулярной оси его вращения. То есть на контур в виде замкнутой кривой, на которой нельзя указать точку, связанную с любой другой ее точкой, неизменным условием, выраженным математическим уравнением. Хотя это, конечно, затрудняет математическую оценку некруглости среднего пояса тормозного барабана (впрочем, как и любой цилиндрической детали). Но зато позволяет более четко понять ее физический смысл.

Методов такой оценки предлагалось много, и большинство из них практикой так и не было принято. Даже такой из них, как метод Э.И. Явойша [3], который многие специалисты считают наиболее

удачным и строгим из разработанных до настоящего времени.

В основу этого метода было положено понятие "наивероятнейший центр контура", за который принимается та точка внутри этого контура, чьи дисперсии расстояния до любой точки контура наименьшие. И если тормозной барабан вращать относительно оси, проходящей через наивероятнейший центр среднего контура, то показания измерительного прибора в этой плоскости дадут представление о погрешностях формы контура. Прибор регистрирует радиальное биение, обусловленное только некруглостью контура. Однако такое совпадение оси вращения с наивероятнейшим центром контура получить практически невозможно (рис. 1): при повороте барабана на подшипниках ступицы на показания измерительного прибора почти всегда будет влиять эксцентриситет r между центром O контура и центром A его вращения. И если бы контур имел даже форму окружности, то за счет эксцентриситета, равного r , радиальное его биение составило бы $2r$.

Понимая это, Э.И. Явойш предложил способ определения величины и направления эксцентриситета, назвав его методом проекций. Суть его, в соответствии с понятием "наивероятнейший центр контура", заключается в том, что в реальном контуре (рис. 2) отыскивается точка O , относительно которой расстояние до контура будет иметь наименьшее рассеивание. Тогда при повороте контура расстояние ρ от оси A вращения до любой точки окружности, проведенной из наивероятнейшего центра O , очевидно, будет меняться в пределах от $\rho_{\max} = R + r$ до $\rho_{\min} = R - r$. В общем же его дает форму-

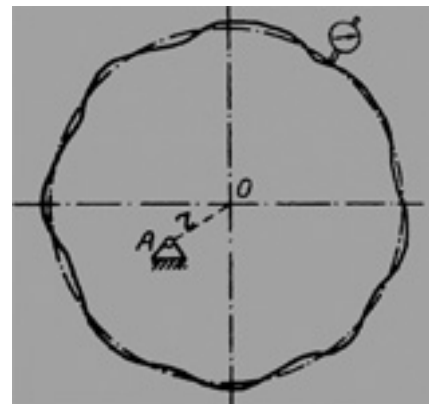


Рис. 1. Схема радиальных биений тормозного барабана, обусловленных погрешностями формы и эксцентриситетом относительно оси вращения

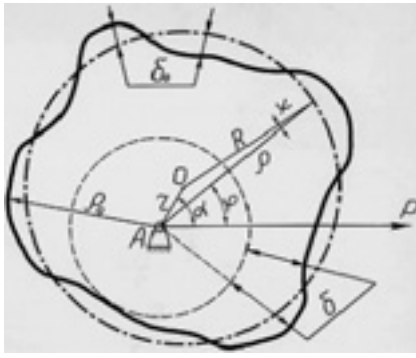


Рис. 2. Схема поиска наиболее вероятного центра контура тормозного барабана

ла № 1 (см. таблицу). Но так как $r \ll R$, то $\psi \approx 0$ и $\cos \psi \approx 1$. Следовательно, формула № 1 принимает вид формулы № 2, а приращение $\rho_i - \rho_{\min}$ полярного радиуса ρ_i дает формула № 3. Если же этот радиус опишет кривую, соответствующую действительному контуру, то его приращение будет отличаться от приращения радиуса ρ_i на величину δ_o , зависящую от погрешности формы контура. И здесь очевидно, что сумма абсолютных величин этих разностей для действительного контура будет наименьшей в том случае, если координаты наиболее вероятного центра определены правильно (формула № 4).

Частные производные r и α данной формулы дают систему уравнений № 5, решение которой позволяет определить величину и положение эксцентриситета (формулы № 6 и 7 соответственно).

Приняв найденное положение наиболее вероятного центра конкретного контура за начало отсчета, можно найти отклонения δ_o действительного контура от наиболее вероятной окружности в любой его точке (формула № 8).

В этой формуле второе слагаемое правой ее части — поправка на эксцентриситет к значениям δ . Если бы ось вращения барабана проходила через наиболее вероятный центр контура, т. е. при $r = 0$, то $\delta_o = \delta$, то отклонения δ дали бы представление о погрешностях формы.

Чтобы определить биение барабана только за счет некруглости контура, необходимо найти сумму абсолютных величин двух наибольших отклонений δ_o , одно из которых находится внутри наиболее вероятной окружности, а второе — за ее пределами. Другими словами, нужно выполнить расчет по формуле № 9.

Таким образом, используя последовательно формулы № 6, 7, 8 и 9 для среднего пояса любого тормозного барабана, можно вычислить величину только той части радиального биения, которое обусловлено некруглостью контура. Эти вычисления основываются на значениях отклонений δ , полученных экспериментально, и угла φ поворота барабана.

Данные параметры фиксируются дискретно, в связи с чем с ростом числа шагов измерений действительный непрерывный контур будет точнее описывать-

ся численными величинами δ и φ . Однако при их значениях свыше 20, как показали исследования самого Э.И. Явойша, точность результата практически не изменяется.

По рассмотренной выше методике автор исследовал средние контуры 30 новых тормозных барабанов автомобиля "Урал-375". Результаты этого исследования приведены на рис. 3 в виде графика вариационного ряда тормозных барабанов, расположенных по величине суммарного радиального биения. (На нем знаками \circ — обозначены действительные радиальные биения X ; Δ — расчетные биения $2r$ наиболее вероятной окружности, обусловленные только эксцентриситетом r ; \bullet — расчетные биения x_o действительного контура, обусловленные некруглостью контура.)

Как видно из рисунка, между общей величиной радиального биения барабанов и величиной некруглости их среднего контура стохастической связи

практически нет. Значит, можно сделать вывод: погрешность установки барабана на станке не влияет на значение некруглости среднего его контура. Иначе говоря, основными причинами, вызывающими погрешности формы барабанов, являются другие технологические факторы — неконцентричность и вариация литейных припусков, неоднородность твердости материала, погрешности оснастки и т. д.

Кроме того, из рисунка следует, что у большинства исследованных тормозных барабанов некруглость среднего контура составляет незначительную часть их общего радиального биения. Особенно, если она близка к допуску (0,25 мм).

Таким образом, можно констатировать, что главная причина начального радиального биения новых тормозных барабанов — их эксцентриситет относительно оси вращения.

Для тормозных барабанов, прошедших капитальный ремонт (расточку),

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\rho_i = r \cos(\alpha - \varphi) + R \cos \psi$	φ — угол поворота исследуемого контура от принятого направления полярной оси; α — угол между линией, соединяющей наиболее вероятный центр с осью вращения контура и полярной осью
2	$\rho_i = r \cos(\alpha - \varphi) + R$	—
3	$\rho_i - \rho_{\min} = r + r \cos(\alpha - \varphi)$	—
4	$\sum_1^n [r + r \cos(\alpha - \varphi) - \delta]^2 \rightarrow \min$	δ — ряд действительных отклонений, зафиксированных измерительным прибором; n — число измерений по всему контуру
5	$2 \sum_1^n [r + r \cos(\alpha - \varphi) - \delta][1 + \cos(\alpha - \varphi)] = 0;$ $2 \sum_1^n [r + r \cos(\alpha - \varphi) - \delta][-\sin(\alpha - \varphi)] = 0$	—
6	$r = \frac{\sin \alpha \sum_1^n \delta \sin \varphi + \cos \alpha \sum_1^n \delta \cos \varphi + \sum_1^n \delta}{1,5n}$	—
7	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sum_1^n \delta \sin \varphi}{\sum_1^n \delta \cos \varphi}$	—
8	$\delta_o = \delta_i - r[1 + \cos(\alpha - \varphi)]$	δ_o — отклонения действительного контура от наиболее вероятной окружности в конкретных точках реального контура; δ_i — текущее значение данного отклонения
9	$X_o = \delta_o _{\max} + \delta_o _{\min}$	X_o — сумма абсолютных величин двух наибольших отклонений δ_o , одно из которых находится внутри наиболее вероятной окружности, а второе — за ее пределами

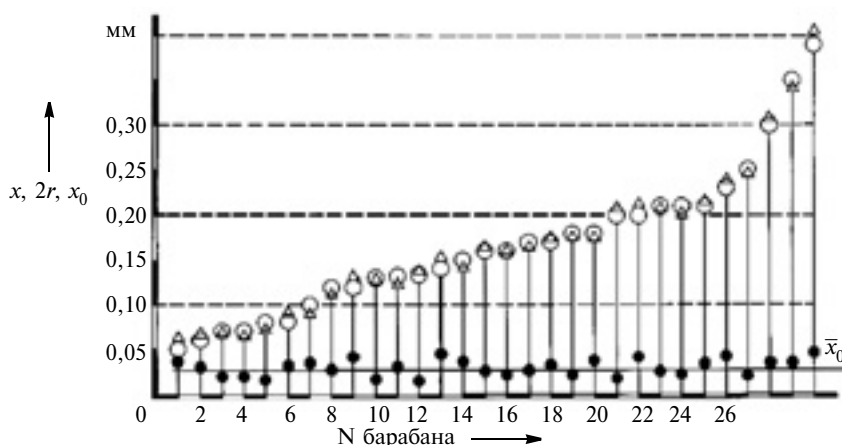


Рис. 3. Распределение погрешностей формы тормозных барабанов автомобиля "Урал-375"

картина такая же. Например, замеры барабанов автобусов ПАЗ (выполнялись сразу после расточки, не снимая с приспособления, когда ось вращения практически совпала с наиболее вероятным центром контура) показали: их биение, обусловленное некруглостью средних контуров, составляет 0,01—0,03 мм, т. е. лежит в пределах допуска. Основная причина биения барабанов после сборки со ступицей (так же, как и для новых барабанов) — эксцентриситет относительно оси вращения барабана на цапфе.

Отсюда очевидный вывод: наиболее эффективной мерой уменьшения радиального биения барабанов в эксплуатации является разработка такого технологического процесса, при котором расточка барабана не сопровождается появлением эксцентриситета относительно общей оси подшипников.

И такая возможность есть. Например, в условиях заводов-изготовителей барабанов это может достигаться с помощью операции окончательной расточки барабана и гнезд под подшипники в ступице

за одну установку. Правда, данная технология резко ухудшает такой важный эксплуатационный показатель барабанов, как их взаимозаменяемость, но если смириться с величиной биения до 0,05—0,06 мм, то можно сохранить и уровень взаимозаменяемости барабанов, и улучшить качество тормозных механизмов. Причем обеспечить такое биение несложно: достаточно гнезда под подшипники и установочный поясик на ступице для барабана обрабатывать за одну установку. И то же самое делать в отношении расточки барабана и установочного пояска на нем. Кроме того, нужно, чтобы установочный поясик на барабане имел незначительный натяг с пояском на ступице.

Что касается ремонтных предприятий, то здесь наиболее эффективной мерой была бы расточка барабана в сборе со ступицей на приспособлении, имитирующем цапфу автомобильной оси.

Литература

1. Соколовский А.П. Точность механической обработки и пути ее повышения. М.-Л., Машгиз, 1951.
2. Безменов А.Е. Допуски посадки и технические измерения. М.: Машиностроение, 1969.
3. Явоиш Э.И. Исследование неточности геометрической формы цилиндрических деталей: дис. ... канд. техн. наук. М., 1952.

УДК 621.785.5:629.33.004.67 (075)

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗНОШЕННЫХ ЦЕМЕНТОВАННЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

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

ИНЭКА (8552. 39-71-40)

Предложена технология восстановления изношенных цементованных деталей, которая включает индукционный нагрев восстанавливаемой части детали, пластическую деформацию, чистовую механическую обработку и закалку с нагрева ТВЧ. Обоснованы требования к индукционному нагреву, остаточному содержанию углерода в цементованном слое и скорости охлаждения детали при закалке.

Ключевые слова: износ, восстановление, пластическая деформация, обезуглероживание, индукционный нагрев, закалка.

Astashchenko V.I., Shveyov A.I., Shveyova T.V., Shveyov I.A.
TECHNOLOGIE OF WORN-OUT CEMENTED CAR DETAILS

A method of restoring worn-out cemented parts, which includes induction heating of parts to repair parts, plastic deformation, finishing machining and hardening with HFC heating. The requirements for induction heating of the residual carbon content in the cemented layer and the cooling rate of parts during quenching.

Keywords: wear, plastic deformation, decarbonization, induction heating, hardening.

На протяжении последнего десятилетия численность автомобильного парка нашей страны резко возросла. В связи с этим повысился и спрос на запасные части к автомобилям, но запасные части — изделия дорогостоящие. Особенно те, что необходимы для автомобилей зарубежного производства. Поэтому проблема разработки и реализации на ремонтных предприятиях эффективных технологий восстановления деталей становится все острее. Причем не только быстро изнашивае-

мых деталей, но и упроченных методами химико-термической обработки — цементацией и нитроцементацией. Поэтому внедрение технологии восстановления — наиболее реальное с технической точки зрения путь ликвидации дефицита запасных частей и снижения затрат потребителя на эксплуатацию автомобиля. Например, анализ износов деталей грузовых автомобилей, а также поступающих в капитальный ремонт их узлов и агрегатов показывает [1, 2], что величина этих износов в подавляющем большинстве не превышает всего лишь 0,1—0,4 мм на сторону. И отбраковывать такие детали, как в свое время сказал по несколько иному поводу Д.И. Менделеев, — "все равно, что топить печку ассигнациями". Геометрические размеры таких деталей, очевидно, нужно восстанавливать.

Но здесь возникает одна серьезная проблема: практически все методы восстановления этих размеров, как правило, требуют нагрева детали, который изменяет структуру ее материала. Причем всегда — не в лучшую сторону. Из-за чего деталь восстановленной геометрии требует дополнительной упрочняющей обработки. Что в случае деталей, уже подвергавшихся, скажем, цементации, выполнить довольно сложно: слишком много факторов влияют на результаты повторного упрочнения.

Однако проблема разрешима. Возьмем, к примеру, методы пластической деформации, которые в настоящее время занимают приоритетное место в технологиях восстановления изношенных неупрочненных деталей машин. Их суть — перемещение металла из нерабочих участков в зоны износа [3].

Такая технология предусматривает нагрев детали под пластическую деформацию, непосредственно само деформирование, механическую и термическую обработки. Все эти стадии обработки оказывают существенное влияние на показатели качества не только поверхностного слоя, но и детали в целом. Поэтому необходимым условием здесь является всестороннее обоснование параметров на каждой стадии обработки.

Сказанное в полной мере можно применить и к цементованному слою изношенных деталей. Так, авторы установили (рис. 1), что в зоне максимального износа содержание углерода на поверхности деталей и по глубине l уменьшается с 0,5–0,7 до 0,25 %. Это обеспечивает высокую закаляемость стали как при охлаждении в воде, так и в масле (рис. 2). Вывод очевиден: при реализации технологии восстановления цементованных деталей нужно либо сохранить, либо обеспечить незначительное (до 0,4 %) снижение углерода на их поверхностях.

Эта задача сложна, но выполнима. Сохранение химического состава стали на поверхности во время горячей пластической деформации можно достичь путем безокислительного высокотемпературного ($T \geq 1273$ К, или 1000 °С) нагрева только изношенной части детали в соляных ваннах. Правда, применение и эксплуатация такой среды вызывает ряд технологических и экологических проблем. Поэтому авторы считают, что более перспективным является скоростной индукционный нагрев детали. Хотя и он, как известно, вызывает небольшое окисление и частичное обезуглероживание поверхности из-за контакта нагреваемой, а затем и нагретой детали с воздушной атмосферой.

Так, авторы оценили степень обезуглероживания заготовки диаметром 70 мм, выполненной из стали 40ХН2МА, при ее нагреве в индукторе до температуры 1533 ± 20 К (1260 ± 20 °С). Установлено: время для нагрева такой заготовки составляет 8 мин. За этот период поверхность успевает частично обезуглеродиться на глубину δ до 0,02 мм (рис. 3). Причем с увеличением времени контакта нагреваемой заготовки с воздухом наблюдается и повышение глубины обезуглероживания поверхности. Поэтому при разработке ремонтной технологии с использованием индукционного нагрева для изношенных деталей необходимо заранее учитывать и припуск на механическую обработку изделий на величину обезуглероженного слоя — с тем, чтобы на поверхности восстанавливаемой детали угле-

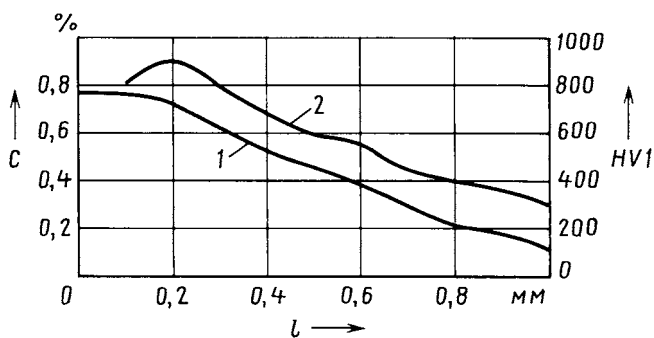


Рис. 1. Изменение содержания углерода (1) и микротвердости (2) по глубине цементованного слоя стали 18ХГТ

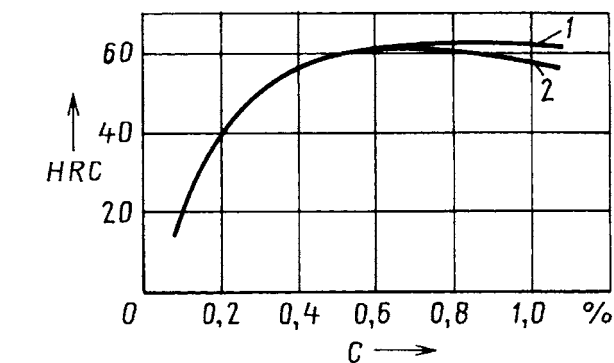


Рис. 2. Влияние углерода на закаляемость стали: 1 — закалка в воде + обработка холодом (-60 °С); 2 — закалка в масле

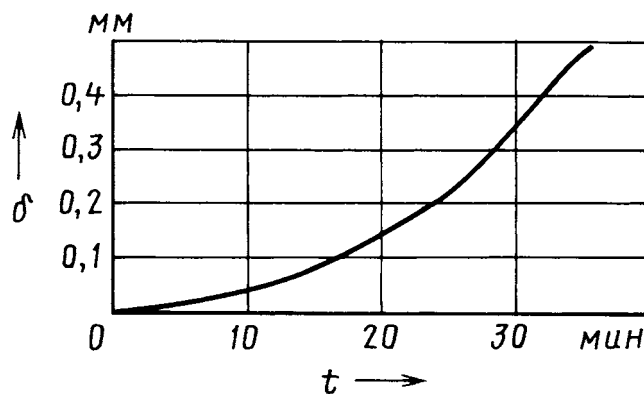


Рис. 3. Зависимость глубины обезуглероживания заготовки из стали 40ХН2МА от времени пребывания в индукторе

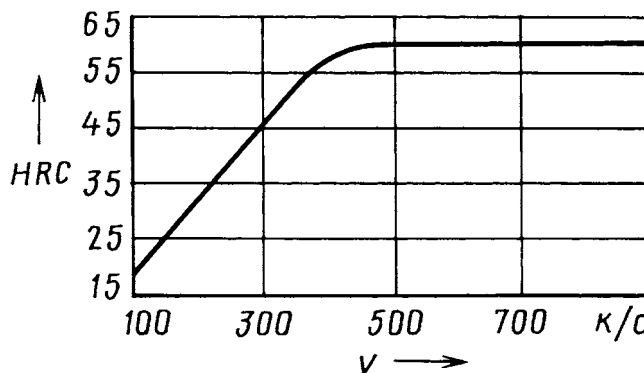


Рис. 4. Зависимость твердости поверхности детали из стали 45 от скорости ее охлаждения в интервале температур мартенситного превращения

рода было не менее 0,4 %. Это обеспечит при закалке твердость от 56 HRC (см. рис. 2).

После механической обработки и окончательный геометрический размер восстановленные детали подвергают поверхностной закалке с нагрева ТВЧ. Для достижения высокой закаляемости на поверхности скорость v охлаждения при закалке, как показали результаты исследования, в области температур мартенситного превращения должна быть (рис. 4) не ниже 400 К/с, что достигается при спрейном охлаждении водой, водовоздушной смесью, водными растворами полимеров и некоторыми другими средами.

Одним из вариантов реализации рассматриваемой технологии является восстановление шаровых пальцев с износом по цементованной сфере. Оказалось, что после горячей пластической деформации изношенной части детали, шлифования и закалки с нагрева ТВЧ поверхность этих деталей полностью соответствует первоначальному их состоянию: твердость — 58–59 HRC и микроструктура — мелкоигольчатый мартенсит.

Предлагаемая технология, что тоже подтверждено опытом, с успехом может быть применена и при восстановлении изношенных крестовин, шкворней и других цементованных деталей машин.

Литература

- Новиков А.Н. Восстановление и упрочнение деталей автомобиля: учеб. пособие / А.Н. Новиков, М.П. Стратулат, А.Л. Севостьянов. Орел: ОрелГТУ, 2006. — 332 с.: ил.
- Азаматов Р.А., Дажин В.Г. и др. Восстановление деталей автомобиля «КАМАЗ». Наб. Челны: Изд-во КАМАЗ, 1994. — 215 с.
- Шибиков В.Г., Панкратов Д.Л. Реновация деталей пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2000. — 219 с.

СПОСОБ ПОЛУЧЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК, НЕОБХОДИМЫХ ДЛЯ ПОСТРОЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ КАБИНЫ ГРУЗОВОГО АТС

Канд. техн. наук В.С. КОНЧАК, А.Н. КОЛЕСНИКОВИЧ, С.П. ЛАЗАКОВИЧ, С.В. ХИТРИКОВ, Ю.И. НИКОЛАЕВ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси (+375. 17. 3-75-17), МЗКТ

Приведены технология стендовых испытаний и методы определения динамических характеристик элементов поддресоривания кабины, необходимые для верификации математической модели и совершенствования конструкции подвески.

Ключевые слова: элементы поддресоривания кабины, стендовые испытания, динамические характеристики.

Konchak V.S., Kalesnikovich A.N., Lazakovich S.P., Hitrikov S.V., Nikolaev Yu.I. METHOD FOR THE DYNAMIC CHARACTERISTICS NECESSARY FOR CONSTRUCTION OF COMPUTER MODELS VIBROPROTECTION PROPERTIES CABIN TRUCK

The technology of benchmark tests and methods for determining the dynamic characteristics of suspension elements of the cab needed to verify the mathematical model and improve the design of the suspension.

Keywords: elements of suspension, benchmark tests, the dynamic characteristics.

Возбуждаемые от дороги колебания, как известно, гасятся на автомобиле шинами, амортизаторами, за счет трения в рессорах и шарнирных сочленениях направляющего аппарата подвесок, соединяющих неподдресоренные и поддресоренную массы шасси. Но для виброзащиты рабочего места водителя этого недостаточно: перечисленные средства не могут обеспечить тот уровень колебаний, который соответствует нормативным документам (ГОСТ 12.1.012—90, СанПиН № 11-08-94, СанПиН № 46-11-88 и др.). Поэтому для поддресоривания кабины и сиденья применяют системы, выполненные на гидро- и пневмоэлементах, торсионах, пружинах, амортизаторах и резиновых подушках, сочетая их самыми различными способами.

Каждая система описывается своими уравнениями. Например, для подвески кабины, содержащей пружину и амортизатор, динамику колебаний дает формула № 1 (см. таблицу), а ее решение — формула № 2.

Для разработки компьютерной модели такой подвески необходимо знать характеристики ее элементов, которые будут использованы в модели как коэффициенты уравнения, описывающего динамику колебаний пружины и амортизатора. Источником этой информации являются натурные дорожные либо стендовые испытания. Причем вторые более предпочтительны, так как позволяют исследовать только сам элемент, исключив влияние на результаты поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля и других факторов.

Проводятся эти испытания по методикам, изложенным в ОСТ 37.001.436—96. Схемы их реализации (рис. 1) разработаны авторами статьи. Ими же созданы технология проведения испытаний, методы, алгоритмы и программное обеспечение обработки информации, полученной в процессе эксперимента, а также цифровая система для управления работой исполнительных органов стенда и регистрации экспериментальных данных.

Исследования динамики элементов поддресоривания кабины учитывают наличие нелинейной зависимости между функцией $u(t)$ перемещения и возникающей при этом силой $F(t)$ отклика исследуемого объекта. Но нелинейное преобразование входного сигнала в выходной приводит к нарушению его частотных свойств, в результате чего нарушается принцип суперпозиции. Поэтому во избежание накопления погрешности входное воздействие авторы задавали гармонической функци-

ей с дискретно изменяющейся частотой, а выходную числовую последовательность подвергали фильтрации с целью удаления частот, образовавшихся от нелинейного преобразования входного гармонического сигнала и случайных флуктуаций, возникающих в процессе цифроаналогового преобразования управляющих сигналов, а также от вибраций сервогидравлического клапана в контуре управления электрогидравлическим цилиндром. В результате испытаний получается два ансамбля реализаций экспериментальных функций (входных и выходных последовательностей), которые и являются исходными данными для вычисления физических свойств объекта испытания.

Что же касается собственно способа испытаний, то он сводится к следующему.

Исследуемый объект устанавливается в замкнутый контур оснастки так, чтобы его верхняя опора упиралась в станину

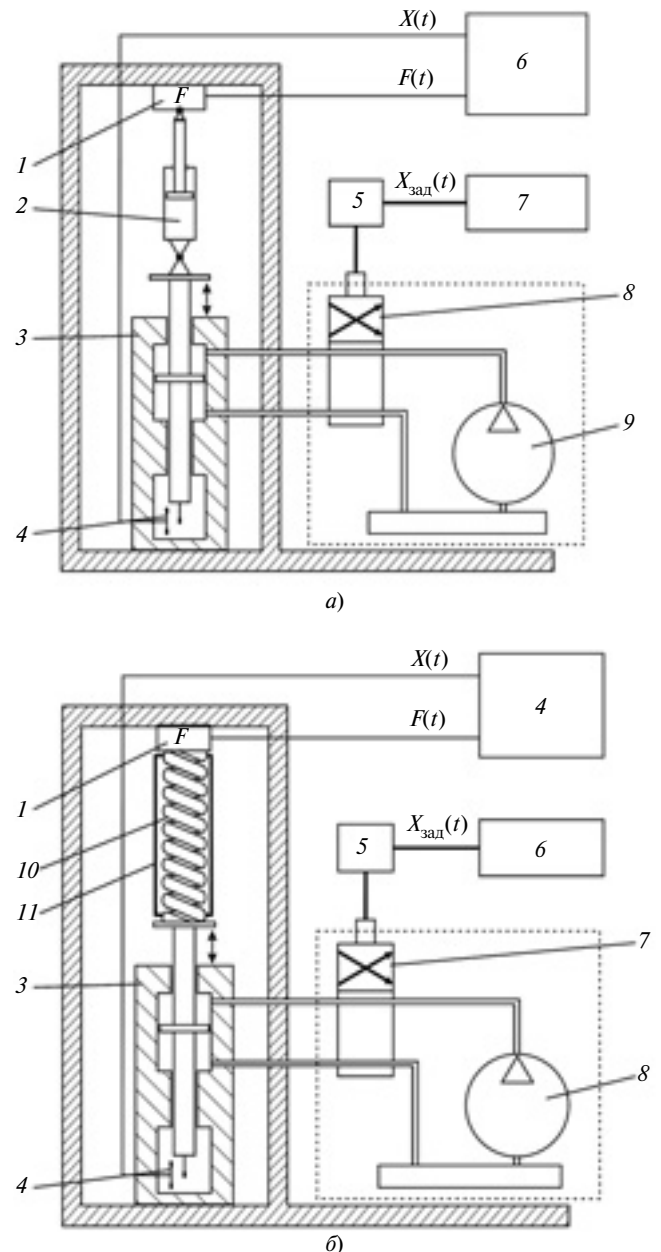


Рис. 1. Схемы испытательных стендов амортизаторов (а) и упругого элемента подвески (б):

1 — датчик силы; 2 — исследуемый объект — амортизатор; 3 — гидроцилиндр; 4 — датчик перемещения; 5 — усилитель мощности; 6 — блок управления гидроцилиндром; 7 — блок управления; 8 — сервоклапан; 9 — масляный насос; 10 — исследуемая пружина; 11 — защитный кожух

стенда. Между его верхней опорой и стальной помещен датчик силы, а нижняя прикреплена к штоку гидроцилиндра 3, который в процессе испытаний совершает гармонические колебания с заданными амплитудой и частотой, которые можно изменять с помощью блока 6 управления гидроцилиндром.

В составе стенда, как видим, отсутствует подрессоренная инерционная масса. Следовательно, испытания изделия надлежит проводить в режиме установленных вынужденных колебаний, что даст возможность получить характеристики, отражающие динамические свойства исследуемого объекта.

Процесс управления исполнительными органами стенда и получения экспериментальных данных засинхронизирован, что позволяет с высокой точностью определить фазовые характеристики. Это, в свою очередь, дает возможность полу-

чить информацию для вычисления передаточных и импульсных переходных характеристик, которые содержат информацию о собственных частотах колебательных систем и скорости затухания колебаний.

При такой организации эксперимента в уравнении движения (см. формулу № 1) отсутствует сила $F_{ин}$ инерции, а оставшиеся коэффициенты жесткости и сопротивления определяются подстановкой в формулу № 1 решения уравнения № 2, результатом которой становятся формулы № 3 и 4.

На рис. 2 приведены рабочая диаграмма (рис. 2, а) для перемещений поршня в пределах $\pm 0,03$ м на частотах 0,016; 0,032; 0,0048; 0,064; 0,08; 0,096 и 0,112 Гц (отображает функциональную зависимость силы F_c сопротивления от перемещения l поршня в этом диапазоне частот), а также характеристика (рис. 2, б) амортиза-

тора, построенная по рабочей диаграмме как функция силы F от скорости \dot{l} перемещения для различных частот колебаний.

Из формулы № 4 следует, что коэффициент r сопротивления зависит от частоты ω гармонической функции перемещения. Поэтому характеристика амортизатора, построенная традиционным способом с использованием рабочей диаграммы, которая выражает функциональную зависимость силы сопротивления амортизатора от перемещения поршня, только частично отражает динамику колебаний, так как строится для максимальных скоростей колебаний на фиксированных частотах. Но характеристику амортизатора с учетом динамики колебаний, т. е. функциональную зависимость силы сопротивления от скорости перемещения, можно получить и для каждой частоты. И так как функция перемещения задает-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -r \frac{dy}{dt} - cy = F_{ин} = F_c - F_y$	m — масса колебательного звена; y — функция перемещения; r — коэффициент сопротивления перемещению; c — коэффициент жесткости; $F_{ин}$ — сила инерции; F_c — сила сопротивления; F_y — сила упругости
2	$y = A_0 e^{-\beta t} \cos(\omega_0 t + \alpha)$	A_0 — амплитуда, задающая максимально возможное (y_{max}) отклонение подрессоренной массы от статического состояния; $\beta = r/(2m)$ — коэффициент демпфирования, характеризующий скорость затухания колебаний; $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — собственная частота колебаний исследуемого элемента конструкции; α — фазовое смещение, возникающее в колебательной системе из-за наличия силы сопротивления
3	$c = \frac{F \sin \alpha}{A}$	F — амплитуда вынужденных колебаний, т. е. $F_c(t)$ или $F_y(t)$, задающих силовое воздействие на амортизатор или пружину и выполненных на частоте ω ; A — амплитуда функции перемещения; $\alpha = (\alpha_2 - \alpha_1)$ — разность фаз колебаний функции перемещения и функции силы, приложенной к амортизатору или пружине
4	$r = \frac{F \cos \alpha}{\omega A}$	ω — частота гармоника входного сигнала
5	$y(i\Delta t) = A \sin k \Delta \omega i \Delta t$	k — номер частоты колебаний; Δt — дискретность по времени; $\Delta \omega$ — дискретность по частоте; $i = 0, 1, 2, \dots, N/4$ — номер ординаты; N — число ординат дискретной последовательности
6	$v = \frac{dy}{dt} = Ak \Delta \omega \cos k \Delta \omega i \Delta t$	v — скорость перемещения поршня
7	$c = \operatorname{tg}(\gamma)$	c — коэффициент жесткости
8	$y(t) = \int_0^T h(t + \tau) x(\tau) d\tau$	$h(t + \tau)$ — импульсно-переходная характеристика; τ — интервал запаздывания; $x(\tau)$ — входной сигнал
9	$S_y(j\omega_k) = S_h(j\omega_k) S_x(j\omega_k)$	$S_y(j\omega_k) = a_k(y) + jb_k(y)$ — коэффициенты Фурье преобразования выходной числовой последовательности; $S_h(j\omega_k) = a_k(h) + jb_k(h)$ — ординаты комплексной передаточной характеристики; $S_x(j\omega_k) = a_k(x) + jb_k(x)$ — коэффициенты Фурье преобразования входной числовой последовательности
10	$S_h(j\omega_k) = a_k(h) + jb_k(h) = \frac{[a_k(y) + jb_k(y)][a_k(x) - b_k(x)]}{a_k(x)^2 + b_k(x)^2}$	—
11	$h(\vec{i\Delta t}) = [F_{ik}^{-1}] [\vec{a_k(x) + jb_k(x)}]$	$[F_{ik}^{-1}]$ — матрица обратного преобразования Фурье
12	$H(\omega_k) = a_k^2(h) + b_k^2(h)$	$H(\omega_k)$ — ордината импульсно-переходной характеристики на k частоте
13	$\alpha_k = \operatorname{arctg}(b_k(h)/a_k(h))$	α_k — фаза на k частоте

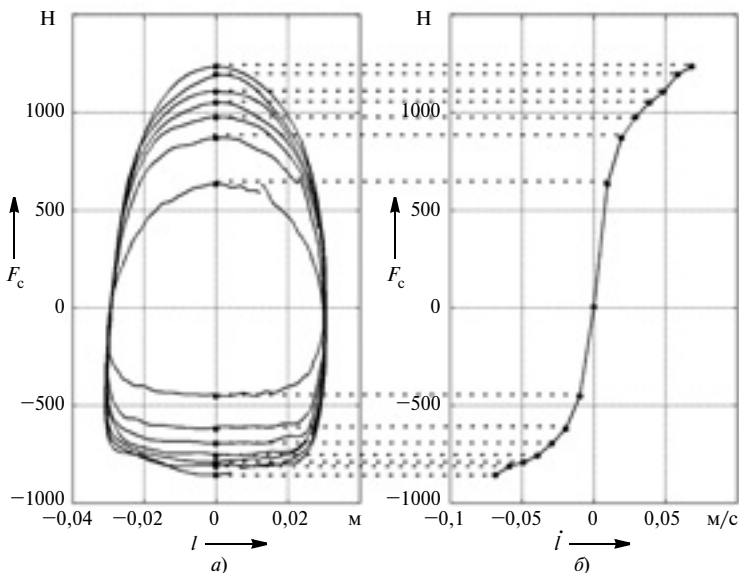


Рис. 2. Рабочая диаграмма (а) и характеристики амортизатора (б)

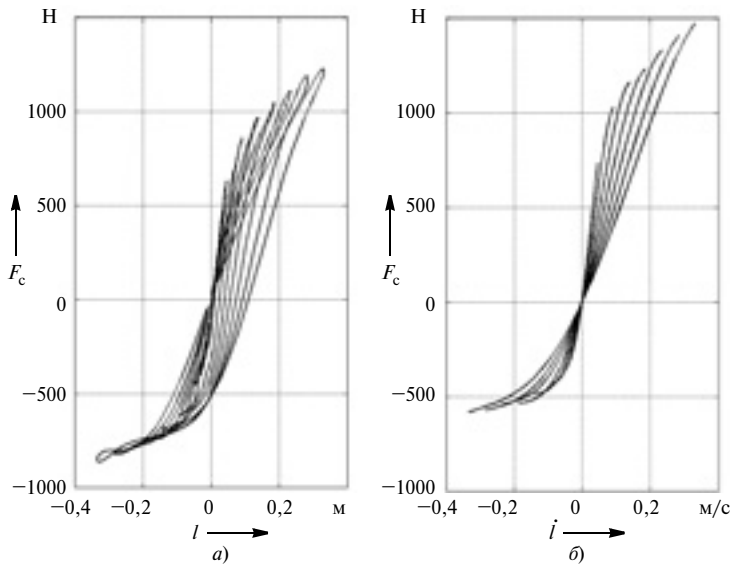


Рис. 3. Функциональные зависимости силы F_c сопротивления от скорости перемещения амортизатора (а) и его характеристик (б)

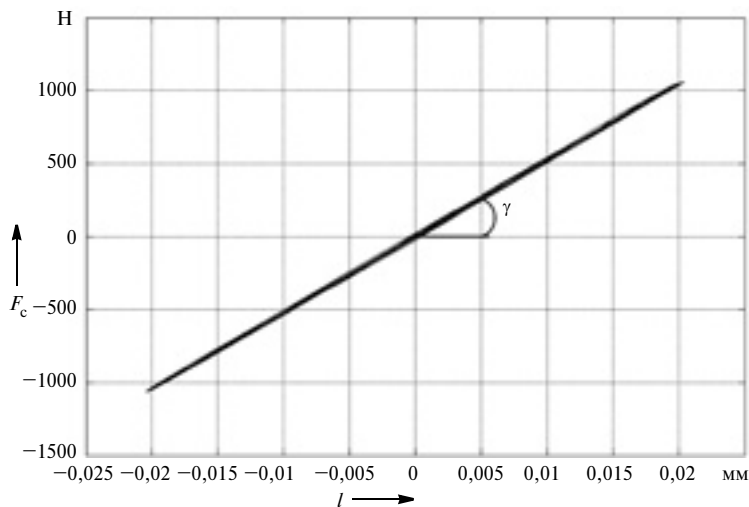


Рис. 4. Зависимость упругой силы F_y от величины перемещений на частотах 0,016, 0,032, 0,048, 0,064, 0,08, 0,096 и 0,112 Гц

ся уравнением № 5, то ее производную (функцию скорости) дает формула № 6.

Функциональная зависимость силы F_c сопротивления от скорости \dot{l} перемещения поршня амортизатора на фиксированных частотах 0,016, 0,032, 0,048, 0,064, 0,08, 0,096 и 0,112 Гц приведена на рис. 3, а, а на рис. 3, б — характеристики амортизатора, построенные полиномиальной аппроксимацией по методу наименьших квадратов со степенью полинома, равной трем, для тех же частот колебаний. Результаты же обработки экспериментальной информации, полученной при испытании пружины, приведены на рис. 4, из которого видно, что для пружины упругая сила линейно зависит от перемещения и не зависит от частоты колебаний. Тангенс угла наклона прямой, отображающей эту зависимость, характеризует жесткость c пружины, которая может быть вычислена и по формуле № 7.

Перечисленные выше характеристики, необходимые для построения модели объекта, не в полной мере обеспечивают полноту его описания. Однако полученных в процессе испытаний экспериментальных данных достаточно, чтобы по измеренным выходным воздействиям (функциям вынужденных силовых колебаний) и входным перемещениям построить динамическую модель исследуемых объектов. Причем наиболее эффективным средством, позволяющим решить поставленную задачу, является метод "черного ящика", который обеспечивает описание зависимости выходного процесса $y(t)$ от входа $x(t)$ интегральным уравнением свертки вида формулы № 8, где неизвестная — импульсно-передаточная характеристика $h(t + \tau)$.

Решение этого уравнения во временной области — весьма сложная задача, относящаяся к классу некорректно поставленных. Однако перевод решения в частотную область позволяет получить однозначное решение. (Особенно удобно использование этих подходов при цифровых методах их реализации.)

В результате перехода в частотную область уравнение свертки примет вид формулы № 9.

Коэффициенты же $S_k(j\omega_k)$ по коэффициентам входа и выхода определяются по формуле № 10. И тогда импульсно-передаточную характеристику дает формула № 11. Ординаты передаточной характеристики вычисляются по формуле № 12, а фазо-частотной характеристики — по формуле № 13.

Результаты обработки массивов экспериментальной информации следующие.

В рамках используемой линейной теории построения период T_0 колебаний импульсно-передаточной характеристики составляет 0,096 с. Следовательно, собственная частота $\omega_0 = 1/T_0 = 10,417$ Гц, а коэффициент демпфирования $\beta = \lambda/T_0 = 10,646$ с⁻¹, где λ — среднее значение декремента затухания, вычисляемого как $\ln(A_l/A_{l+1})$, а A_l — l -й локальный максимум ординат импульсно-передаточной функции. Для пружины эти параметры такие: $T_0 = 0,0976$ с, $\lambda = 0,4708$, $\omega_0 = 10,246$ Гц, $\beta = 4,824$ с⁻¹.

Таким образом способ получения динамических характеристик, необходимых для построения компьютерных моделей виброзащитных устройств автомобиля и разработанный авторами, вполне работоспособный. Характеристики, полученных в результате обработки экспериментальной информации, достаточно, чтобы верифицировать математическую модель элемента виброзащиты кабины. Верифицированную таким образом модель можно использовать при сборке полнокомплектной виртуальной модели автомобиля.

ПУТИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРЕПЕЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ В АВТОМОБИЛЯХ

Кандидаты техн. наук Г.В. БУНАТЯН и А.В. НАПАЛКОВ

Ассоциация "РосМетиз" (+7.499.723-11-09)

Приведены результаты исследований технического уровня применяемых и перспективных крепежных изделий для автомобильной техники. Предложены принципы унификации, показана ее эффективность.

Ключевые слова: крепежные изделия, эффективность, унификация, модернизация.

Bounatyan G.V., Napalkov A.V.
EFFECTIVENESS OF FASTENERS IMPROVEMENT IN MOTOR VEHICLES

Given are results of engineering research of applicable and promising fastening devices for motor vehicles. Principles of unification were proposed, Principles of unification were proposed, and its effectiveness was demonstrated.

Keywords: fasteners, effectiveness, unification, improvement.

Отечественное автомобилестроение по применению крепежных изделий современных видов заметно отстает от зарубежного. Причем как с точки зрения конструкции, так и прочностных свойств этих изделий. По-прежнему в соединениях АТС используются явно устаревшие их варианты (см. "АП" 2005. № 4. С. 32—34), в том числе с пружинными и плоскими шайбами. И лишь в последние два-три года, например, ГАЗ, ВАЗ, ЗМЗ начали уделять несколько больше внимания их обновлению. Да и то пока далеко не на всех агрегатах и узлах АТС. При таком отношении к крепежным изделиям предприятия теряют многое. И прежде всего — снижают конкурентоспособность своей продукции.

Причин сложившемуся положению немало. Это и недооценка конструкторами и технологами "мелочей" в автомобильной технике, к которым они относят крепежные изделия, и невнимание к интересам потребителя, и технологическая отсталость производств, выпускающих эти изделия, и традиционно плохое использование передового зарубежного опыта.

Но, как видим, все их можно объединить в одну главную — отсутствие заботы обо всех без исключения элементах, из которых складывается понятие "технический уровень выпускаемой продукции". То есть, войдя в рынок, автомобилестроители продолжают работать по законам рыночной экономики. В результате получается то, о чем предупреждал один из идеологов маркетинга Ф. Котлер: "Важно своевременно и правильно оценивать жизнеспособность продукции предприятия. Опасно рассчитывать на «вчерашних кормильцев» и не уделять внимания «кормильцам завтрашним». Надо вовремя выявлять продукцию, приближающуюся или вступающую в стадию упадка, готовить ей замену" [1].

В этом легко убедиться, обратившись к одному из инструментов теории маркетинга — диаграмме жизненного цикла продукции, имеющей вид S-кривой (рис. 1), которая характеризует состояние применимости любого товара в условиях рынка. Она включает четыре этапа: I — "выход", II — "рост", III — "зрелость" и IV — "упадок" (см. Метизы. 2006. № 03 (13). С. 6—8).

На первом из них новое изделие появляется на рынке. При этом затраты на его изготовление могут в первое время не окупаться, поскольку интерес к нему проявляют только наиболее подготовленные потребители. По мере увеличения

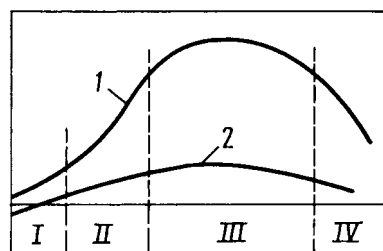


Рис. 1. Типовая диаграмма жизненного цикла товарной продукции:
1 — объемы продаж; 2 — прибыль

спроса появляется рентабельность, производство становится прибыльным. Наконец, рынок начинает положительно реагировать на это изделие, его качество и технический уровень приносят выгоды производителю и потребителям и изделие переходит в область этапа "рост". Появляются новые сегменты рынка: кривая идет вверх, а затем, достигнув относительного насыщения рынка, переходит на этап "зрелость" — самый стабильный и продолжительный, но не бесконечный: изделие через какое-то время начинает пользоваться все меньшим спросом. В том числе из-за конкурентов, которые предлагают рынку свои более совершенные изделия аналогичного назначения, и из-за того, что потребитель перестает нуждаться в нем. Предприятию-изготовителю приходится снижать цену, его рентабельность падает. И цикл повторяется, но уже с новым изделием.

Такова объективность, которой подчиняется любая продукция, выступающая в качестве товара на рынке. Но крепеж — изделия многочисленные. Поэтому S-кривые каждого из них могут накладываться друг на друга, образуя порой довольно сложные как для анализа итоговые S-кривые, так и для принятия мер по их упорядочению. Особенно когда у потребителя нет четкой стратегии решения данной проблемы, как это пока что имеет место в отечественном автомобилестроении.

Взять, скажем, приварные болты, шпильки и гайки. Для них этап "выход" начинался так же, как и за рубежом. Этап "рост" тоже ничем не отличался. Однако на этапе "зрелость" эти изделия "зависли": они широко применяются на отечественных автомобилях до сих пор, хотя за рубежом от них отказываются из-за явной нецелесообразности применения. И переходят на приклепываемые шпильки и гайки. Благодаря этому исключается вероятность появления очагов коррозии из-за повреждения лакокрасочного или цинкового покрытия, неизбежное при креплении к деталям кузова из листовой стали методом сварки.

Похожая ситуация сложилась и с самонарезающими винтами. Казалось бы, предприятиям отечественного автопрома (как и всему машиностроению) давно пора перейти на винты с самонарезающей резьбой по ГОСТ Р ИСО 1478—93 (ИСО 1478—2005) и отказаться от винтов с резьбами, не применяемыми за рубежом по ГОСТ 10618—80 (их выпускают многие заводы) и СТП ВАЗ 37.101.7506-76 (их выпускает БелЗАН), отнесенных к этапу "упадок". Винты по этим стандартам имеют номинальные диаметры и шаги резьбы, отличающиеся от международных норм. Таким образом, этап "зрелость" остался без широко применяемых в АТС самонарезающих винтов: новые — не выросли, а отживающие уже в "упадке".

Несколько иное положение с винтами и болтами резьбовыми выдавливающими, известными за рубежом под названием "Тептайт" (Tartite). На стержне они имеют метрическую резьбу так называемого трехгранного сечения и специальный заходный конец и способны выдавливать стандартную метрическую резьбу в гладком отверстии и при этом стопорят соединение (см "АП". 2000. № 5. С. 35—36). Их уже более 20 лет применяют ГАЗ, ЛиАЗ, ПАЗ, калужский завод "Автоприбор" и др. Однако отнести их к этапу "зрелость" не позволяет то, что выпускает такой крепеж только завод "Красная Этна".

Похожее состояние дел по болтам и винтам с невыпадающей шайбой: на S-кривой они находятся на этапе "рост", а производит их практически только "БелЗАН".

Таким образом, надо признать, что вина в недостаточном применении прогрессивного крепежа не только автозаводов, но и производителей этих изделий.

Этап "зрелость" по его смыслу можно разделить на три зоны — начальную, среднюю и приближения к упадку. В первой из них в настоящее время находятся болты, винты и гайки с фланцем, самоподтягивающиеся гайки, болты и винты со звездообразным приводом, "слепые" вытяжные заклепки. Как видим, "процесс пошел". Об этом свидетельствуют новые модели и модификации автомобилей ГАЗ и ВАЗ, а также двигатели ЗМЗ. Однако сказать, что проблем с внедрением перечисленных крепежных изделий не осталось, было бы неверным. Такие изделия применяются все-таки гораздо меньше,

чем находящиеся в зоне "приближение к упадку" (болты с шестигранной головкой, шестигранные гайки, винты с "крестом" и шестигранным углублением, приварные болты, шпильки и гайки). Деталей из средней зоны (шпильки, пальцы, заклепки) в конструкциях АТС относительно немного, а серьезных альтернатив им пока просто нет.

Что касается изделий, находящихся в третьей зоне этапа "зрелость", то, несмотря на, казалось бы, относительно устойчивый спрос на рынке, следует иметь в виду, что, например, не менее 80 % шестигранных и большинство прорезных гаек давно уже пора заменить гайками с фланцем и самостопающимися гайками (в том числе с фланцем). У приварных, неподвижных и квадратных закладных гаек тоже имеется хорошая замена — приклепываемые гайки. Аналогичная замена по приварным болтам и шпилькам — приклепываемые шпильки. Болты с шестигранной нормальной головкой и винты с внутренним шестигранником уже начали уступать место болтам с наружным шестигранником и винтам с внутренним звездообразным приводом (в мировой практике известным под товарным названием TORX), а винты, в том числе и самонарезающие, с прямым и крестообразным шлицом — винтом со звездообразным углублением. Везде, где под головки болтов и винтов и под гайки продолжают устанавливать плоские шайбы, должен появиться фланцевый крепеж.

Таблица 1

№ п/п	Эскиз головки	Тип головки	Теоретическая масса (норма расхода материала), г
1		Шестигранная уменьшенная (ГОСТ 7795, ГОСТ 7796, ГОСТ 7808, ГОСТ 7811, ОСТ 37.001.122 и ОСТ 37.001.123)	5,1 (5,1)
2		Шестигранная (ГОСТ 7798, 7805, ГОСТ Р 50792, ГОСТ Р 50793, ОСТ 37.001.101)	6,7 (7,3)
3		Цилиндрическая с шестигранным углублением под ключ (ГОСТ 11738)	7,1 (7,1)
4		Звездообразная с малым фланцем или с буртом (ГОСТ Р 52854)	5,5 (5,5)
5		Цилиндрическая скругленная со звездообразным углублением (ГОСТ Р ИСО 14583)	6,1 (6,1)
6		Фасонная с фланцем со звездообразным углублением (стандарты зарубежных фирм)	5,8 (5,8)
7		Шестигранная уменьшенная с фланцем (ГОСТ Р 50274, ОСТ 37.001.193)	9,0 (9,0)
8		Шестигранная с фланцем (ДИН 6921, ИСО 8102)	13,1 (13,1)
9		Звездообразная с большим фланцем (ГОСТ Р 52855)	10,1 (10,1)

Крепежное изделие	Теоретическая масса, г	Норма расхода металла, г	Число изделий из 1 т металла, шт.	Минимальное увеличение цены, %
Болт № 2 с шестигранной головкой	11,6	12,2	81 967	Базовая цена
Винт № 5 со скругленной головкой и звездообразным углублением	11	11	90 910	11
Болт № 4 со звездообразной головкой	10,4	10,4	96 154	17

Таким образом, можно утверждать, что значительная часть крепежных деталей, находящихся в зоне этапа "зрелость", действительно приближается к этапу "упадок".

Сказанное выше — информация, необходимая для принятия решений. Чтобы она стала и достаточной, нужно еще уметь определять, какие конкретно крепежные изделия и системы следует применять в АТС. И наиболее надежный способ получения такой информации — сравнительная комплексная (интегральная) оценка предлагаемых рынком крепежных изделий по нескольким укрупненным критериям и характеристикам. Назовем основные: возможность механизации и автоматизации сборки в зависимости от формы их привода и наличия направляющих элементов на конце стержневой части; способность привода крепежной детали и ключа многократно передавать заданный крутящий момент при сборке и демонтаже (особенно важно для высокопрочного крепежа); площадь опорной поверхности головки или гайки (увеличенная площадь обеспечивает невысокие контактные напряжения, способствует лучшему сохранению усилия предварительной затяжки узла за счет дополнительных сил трения); масса головки и норма расхода металла на изготовление детали; число технологических переходов при холодной высадке крепежной детали и применяемые холодновысодочные и резьбообразующие автоматы, их производительность, стоимость, трудоемкость обслуживания; трудоемкость и стоимость изготовления инструментальной оснастки, ее стойкость и расход на программу выпуска деталей.

Рассмотрим примеры такой оценки.

Конструкции головок болтов и винтов, наиболее применяемых в АТС с размером резьбы М8, приведены в табл. 1. Первые пять из них — без фланца, последние четыре — с фланцем. Причем головку № 4 лучше назвать "с буртом". Ее диаметр примерно равен размеру шестигранной головки под ключ $d_c \approx S$, а опорная поверхность d_w фактически равна опорной поверхности шестигранных головок или очень близка к ней. С самого начала применения таких головок они стали альтернативой именно шестигранным головкам (безотходное изготовление, меньшая масса, требуется меньше места для размещения головки и ключа).

Из других приведенных в таблице изделий особое внимание заслуживает цилиндрическая скругленная головка № 5 — новая для российской практики форма. Она отличается от цилиндрической головки со сферой звездообразным углублением вместо крестообразного шлица.

Норма расхода металла на изготовление всех головок, за исключением головки № 2, которую получают путем обрезки бочкообразной заготовки, на завершающем переходе холодной высадки (см. рис. 2, а) совпадает с массой готового изделия.

Из таблицы также видно, что изделия имеют разную металлоемкость, что является одним из критериев для назначения цены и оценки при оптимизации соединений. В этом убеждает табл. 2, позволяющая сравнить болты и винты разме-

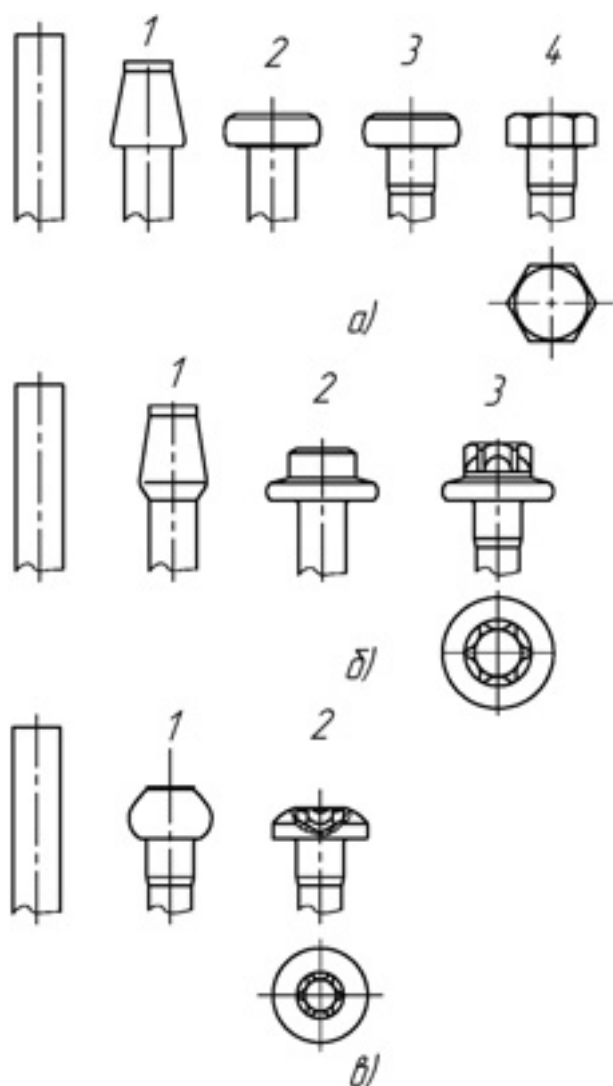


Рис. 2. Типовые схемы переходов высадки крепежных деталей с головками № 2 (а), № 4 (б) и № 5 (в)

ром М8×16 (одни из распространенных в АТС размеров) с традиционной шестигранной головкой (№ 2), со скругленной головкой и звездообразным углублением (№ 5) и со звездообразной головкой и буртом (№ 4). Переход с головки № 2 на головку № 5 позволяет из 1 т металла получить на 8943 изделий больше, а на головку № 4 — на 14 187 шт. (на 11 и 17 % соответственно). В такой же пропорции может быть и минимальное увеличение цен деталей. Если же сравнивать варианты, когда болты № 1 или № 2 в комплекте с плоскими шайбами заменяют на болт с головкой № 7 или винт с головкой № 6 (оба с фланцем), то из 1 т металла можно изготовить деталей больше на 22—40 %.

Причем здесь прямой выигрыш может быть достигнут не только за счет увеличения объемов выпуска крепежа из одного и того же количества металла, но еще и путем уменьшения размеров резьбовых деталей или сокращения их числа в узле, если выпускать крепежные детали с резьбой от М6 до М10 более высокого класса прочности: 8,8 (90 %), 10,9 (8 %), 12,9 (1 %), как это делают в Западной Европе.

Применяемая технология изготовления крепежных деталей основана на холодной объемной штамповке. И вариантов ее реализации может быть несколько. Все зависит от конструкции головки и других элементов крепежной детали, марки стали и функциональных возможностей оборудования. Поэтому они в принципе не могут быть равноценными с точки зре-

ния как трудоемкости изготовления крепежных деталей, так и их себестоимости. Например, на рис. 2, а показана типовая схема переходов высадки головки болта № 2 за четыре перехода: предварительный набор металла для головки, окончательный набор, редуцирование стержня под накатку резьбы и обрезка головки на шестигранник. На рис. 2, б, отражающем процесс изготовления болта № 4, таких переходов три: предварительный набор, окончательный набор, формовка головки с редуцированием стержня. На рис. 2, в (винт № 5) — два: набор металла для головки с редуцированием стержня и формовка головки с углублением под отвертку.

Если же оценивать обстановку в целом, то к настоящему времени сложилось пять наиболее распространенных вариантов изготовления болтов и винтов: болты № 1 и 2 — за четыре перехода (с обрезкой) на четырехпозиционных автоматах; винты № 3 и болты № 4, 7, 8, 9 — за четыре перехода на четырехпозиционных автоматах; болты № 1 и 4 — за три перехода (без обрезки) на автоматах, имеющих три или четыре позиции; винты № 6 в отдельных случаях — за три перехода (на двухпозиционных трехударных автоматах); винты № 5 и 6 — за два перехода (на однопозиционных двухударных автоматах).

Рис. 2 подтверждает, что крепежные детали современных конструкций выгодно отличаются и по применяемому оборудованию, и по технологии штамповки, и числу технологических переходов, а, следовательно, и расходам на приобретение, эксплуатацию оборудования и инструментальной оснастки.

Однако, как это ни странно, несогласованность в оценке экономической выгоды для производителей крепежа и его потребителей является одной из причин сдерживания модернизации крепежных соединений в АТС. Первый, чтобы быстрее окупить затраты на освоение новых изделий, заинтересован в назначении высоких цен. Второй же ориентируется только на цену закупки и не учитывает возможности существенного снижения затрат в сферах логистики за счет уменьшения номенклатуры и количества, сокращения трудоемкости сборки, повышения надежности и долговечности крепежных соединений АТС и многих других положительных изменений. Отсутствие консолидации между производителями и потребителями современных крепежных изделий — чуть ли не главная проблема нашей практики. Здесь сложилось положение, которое можно охарактеризовать как "не применяем, потому что нет производства", и "не производим, потому что нет необходимого спроса". И оно сохраняется уже много лет, хотя у сторон, по их заверениям, желание использовать современный крепеж и возможность его производить есть.

Видимо, пора и тем, и другим услышать друг друга.

Да, действительно, скажем, самостопорящаяся гайка дороже гайки и пружинной шайбы; гайка с фланцем дороже гайки и плоской шайбы; болт с фланцем дороже болта и шайбы; резьбовыдавливающий винт дороже обычного винта и т. д. Но в Западной Европе от пружинных шайб, из-за их бесполезности, отказались еще в конце 1980-х годов, а плоские шайбы стали соединять с головками болтов, винтов и с гайками еще раньше. Это облегчило переход на автоматизированную сборку автомобилей (для справки: в микроавтобусе ГАЗ-3221 1000 пружинных шайб и почти столько же плоских, что составляет 35 % всех крепежных деталей в автомобиле, та же картина в процентном отношении и на ВАЗ-11183 "Калина"). Не замечать этого — себе дороже.

О мировом опыте мы больше говорим, а им надо пользоваться. Например, в автомобильной промышленности США в 1960-х годах возникла концепция подсчета и снижения затрат при производстве, продаже и применении крепежных деталей, получившая название "цена на месте" (IPC), позднее взятая на вооружение в Европе и Японии. Она предусматривает учет всех затрат — начиная с оформления заказа на закупку деталей и кончая их установкой в узел машины. И вот что, руководствуясь ею, установили специалисты США и Великобритании: стоимость крепежных деталей в собранном изделии увеличивается в 3—10 раз по сравнению с их номинальной стоимостью; на соединение конструктивных элементов различных систем приходится от 20 до 40 % общих расходов,

связанных с изготовлением этих систем; любая промышленная фирма, расходующая 1 млн долл. в год на крепежные детали, может сэкономить 15 % этой суммы только за счет более рационального их использования [2].

Однако в отечественной практике почему-то не принято обращать внимание на необоснованные расходы, связанные с применением крепежных деталей устаревших конструкций, а также "лишних" деталей в соединениях. Их заказывают, доставляют на автозавод, организуют хранение и учет, перевозят в сборочные цеха и на главный конвейер, раскладывают в специальную тару на каждую смену, доставляют на рабочие места сборщиков и т. д. Все это и многое другое относят на накладные расходы. Но от них есть возможность освободиться: достаточно принять одно простое решение — перевести коммерческие и экономические службы автопроизводителей на расчеты стоимости не по цене закупки крепежных деталей, а по "цене на месте", т. е. в автомобиле. Этот перевод, по подсчетам авторов, позволит таким крупным потребителям, как ГАЗ или ВАЗ, экономить за год сумму, сопоставимую с полутора-двухмесячным объемом закупок крепежных изделий.

Наконец, последнее. Выгодность, т. е. экономическая целесообразность и технологическая необходимость перехода на прогрессивные конструкции крепежных изделий очевидна. Но не следует забывать и о том, что эффективнейшим средством совершенствования крепежных соединений является унификация конструкций применяемых крепежных изделий. Не случайно переход с существующих традиционных вариантов соединений на болты и винты со звездообразным приводом получает все большее распространение в мировой практике.

Возможные варианты унификации показаны на рис. 3. Их, как видим, два — с переходом на винты (рис. 3, а) и на болты (рис. 3, б).

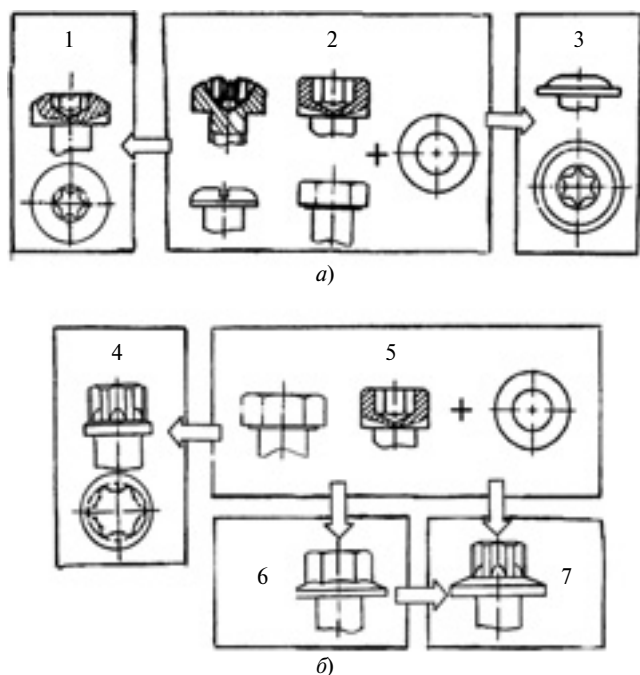


Рис. 3. Варианты унификации конструкций винтов (а) и болтов (б):

1 — винты с полукруглой, плоской и цилиндрической головкой, прямым и крестообразными шлицами или шестиугольным углублением, болты с шестиугольной нормальной и уменьшенной головкой; 2 — винт с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением; 3 — винт фасонной головкой, фланцем и звездообразным углублением; 4 — винт с цилиндрической головкой и шестиугольным углублением и болты с шестиугольной нормальной и уменьшенной головкой; 5 — болт со звездообразной головкой и буртом; 6 — болт с шестиугольной нормальной или уменьшенной головкой и фланцем; 7 — болт со звездообразной головкой и фланцем

Традиционное изделие	Рекомендуемая замена	Экономия металла, %	Снижение веса, %
Винт с цилиндрической головкой и шестиугольным углублением под ключ	Винт с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением под ключ (ГОСТ Р ИСО 14583)	10—15	10—15
Болт с шестиугольной головкой (ГОСТ 7805)	Болт со звездообразной головкой и малым фланцем (ГОСТ Р 52854)	10—15	5—10
	Болт со звездообразной головкой и большим фланцем (ГОСТ Р 52855)	30—35	15—19
Болт с шестиугольной головкой и фланцем (ДИН 6921)	Болт со звездообразной головкой и большим фланцем (ГОСТ Р 52855)	18—23	18—23

Первый вариант предусматривает применение винтов с цилиндрической скругленной головкой и звездообразным углублением вместо: винтов с полукруглой, плоской, цилиндрической головками с прямым, крестообразным шлицами, шестиугольным углублением, болтов с шестиугольной нормальной или уменьшенной головками. Если же под винтом или болтом имеется шайба, то используют винты с фасонной головкой, фланцем и звездообразным углублением.

При втором варианте винты с цилиндрической головкой и шестиугольным углублением и болты с шестиугольной нормальной или уменьшенной головками заменяют болтами со звездообразной головкой и буртом (позиция слева). Если под винтом или болтом имеется шайба, то они подлежат замене на болты с шестиугольной (нормальной или уменьшенной) головкой и фланцем, а еще лучше — со звездообразной головкой и фланцем.

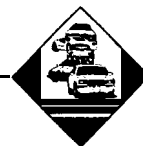
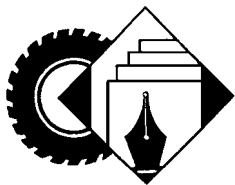
Хорошие перспективы имеет унификация метрической резьбы, особенно размерами М10 и выше. Например, в Западной Европе на АТС повсеместно используют крепежные детали с мелким шагом — М10×1,25, М12×1,25, М14×1,5. Такие же резьбы по традиции, оставшейся от ФИАТа, применяют и в автомобилях ВАЗ. Но в автомобилях ГАЗ, УАЗ, автобусах, моторах — иная картина: там широко используют крепеж с разными шагами резьбы от М10 (М10×1,25; М10×1,0) до М14 (М14×1,5) и т. д. Следует также отказаться от тугих, плотных и иных специальных резьб. Самонарезающие винты следует применять только с резьбой по ГОСТ Р ИСО 1478.

Экономические преимущества унификации нескольких видов крепежных деталей с размерами от М5 до М12 приведены как пример в табл. 3.

Из всего сказанного можно сделать один очевидный вывод: поставщикам и потребителям необходима консолидация усилий, согласованная техническая и экономическая политика. Только в этом случае первые начнут в необходимых объемах выпускать перспективные конкурентоспособные крепежные изделия (в том числе, для "российских иномарок" и на европейский рынок) и не будут завывать цену на новые детали, а вторые перестанут использовать крепежные детали уровня середины прошлого века, снизят трудоемкость сборки АТС, обеспечат надежность соединений, упростят логистику. Иного — не дано.

Литература

1. Котлер Ф. Основы маркетинга. Пер. с англ // М.: Прогресс, 1990.
2. Фредерик Е. Грейвс. Болты и гайки // Метизы. 2007. № 2 (15). С. 86—93.



"Европейским автомобилем 2011 года" назван "Нисан Леаф". Впервые за 48-летнюю историю конкурса ведущие автожурналисты из 23 стран Европы присудили звание победителя серийному чистокровному электромобилю.

Переднеприводный "Нисан Леаф" приводится в движение с помощью установленного в передней части автомобиля компактного электродвигателя с инвертером. Мощность 80 кВт и крутящий момент 280 Н.м позволяют разогнать автомобиль до максимальной скорости 145 км/ч. Электродвигатель получает питание от двух ламинированных литий-ионных аккумуляторных батарей, способных в течение дли-



тельного времени отдавать мощность 90 кВт. Экономно расходовать заряд помогает система рекуперативного торможения.

Автомобиль с нулевым уровнем вредных выбросов оснащен обычным набором современного оборудования: кондиционер, система спутниковой навигации и парковочная камера заднего вида. Инновационные системы позволяют владельцу задавать температуру в пассажирском салоне дистанционно — с помощью мобильного телефона. Опцией, как ни странно, является дополнительный источник бесплатной энергии — панель с солнечной батареей, которая монтируется на заднем спойлере.

Получено уже более 27 000 предварительных заказов на "Нисан Леаф" в самых разных странах мира. В настоящее время он выпускается только в Японии, но скоро он будет также производиться в Северной Америке (с конца 2012 г.) и Великобритании (с начала 2013 г.). Первые экземпляры автомобиля розничным покупателям в Японии и США переданы в декабре прошлого года.

Новый 12-метровый городской автобус NB12 чешской фирмы "SOR Либчавы", оснащенный двигателем "ИВЕКО Тектор 6" и автоматической коробкой передач "Аллисон T280R", успешно прошел цикл испытаний на топливную экономичность SORT-2 в соответствии с

требованиями Международного союза общественного транспорта (имитация определенного городского маршрута на определенной скорости с возможностью точного повторения; SORT-2 выполняется при средней скорости 18 км/ч, соответствует средней интенсивности движения). Расход топлива составил 38,4 л/100 км. Такой результат достигнут во многом именно благодаря применению трансмиссии "Аллисон Торкмастик" с электронным управлением и встроенным замедлителем. В целях оптимизации эксплуатационных качеств, в данной трансмиссии применены системы адаптации момента переключения передач (LBSS) и динамического контроля (VAC), изменяющая мощность двигателя в зависимости от нагрузки на транспортное средство.



Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Петухов В.С., Мальцев А.А. — Легковая автомобильная промышленность России в период кризиса 2008—2009 гг.	1
Автомобильный рынок России в 2010 году	3
АСМ - факты	5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рябчинский А.И. — Пассивная безопасность российских колесных транспортных средств: состояние, проблемы, перспективы	5
Патрахальцев Н.Н., Казаков С.А., Фернандо Кумара П.И.Д. — ЛВЖ как инструмент повышения качества разгонов дизеля после пуска.	8
Дьяков И.Ф. — Оценка ресурса тонкостенных несущих систем автомобиля. .	11
Буренин В.В. — Современные автомобильные системы кондиционирования воздуха.	14
Морозов В.А. — Моделирование потенциала работоспособности редуктора-испарителя газобаллонного АТС	17
Мельников А.С., Сазонов И.С., Ким В.А. — Мотоциклетный дисковый тормоз с механическим приводом	19

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Шарупич П.В., Шарупич В.П., Богач К.А. — Правовое регулирование создания гаражного автосервиса.	23
Ковальчук Л.И., Гусев Г.А. — Диагностирование систем топливоподачи бензиновых ДВС по параметрам волновых процессов в топливной рампе	25
Беляев С.В., Давыдов Г.А. — Этанол как моторное топливо.	26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Пятаков В.Г. — Технологические пути уменьшения радиального биения тормозных барабанов	29
Асташенко В.И., Швейв А.И., Швейв Т.В., Швейв И.А. — Технология восстановления изношенных цементованных деталей автомобилей	31
Кончак В.С., Колесникович А.Н., Лазакович С.П., Хитриков С.В., Николаев Ю.И. — Способ получения динамических характеристик, необходимых для построения компьютерных моделей виброзащитных свойств кабины грузового АТС.	33
Бунатян Г.В., Напалков А.В. — Пути модернизации крепежных соединений в автомобилях.	36

ИНФОРМАЦИЯ

Коротко о разном.	40
------------------------	----

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 02.02.2011. Подписано в печать 17.03.2011.

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

Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,12. Зак. 184.

Отпечатано в ООО «Подольская Периодика»

142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский 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.