



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 656.078.8

КОЛИЧЕСТВЕННАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ НА УРОВЕНЬ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. экон. наук **В.А. НЕВЕЛЕВ**

Институт мировой экономики (499. 147-45-72)

Рассматривается связь инновационной деятельности с уровнем конкурентоспособности отечественной автомобильной техники.

Ключевые слова: влияние, инновационная деятельность, уровень конкурентоспособности, автомобильная промышленность России.

Nevelev V.A.

QUANTITATIVE ESTIMATION OF INFLUENCE OF INNOVATION WORKS ON COMPETITIVENESS LEVEL ON NATIVE CARS

Connection of innovation work with competitiveness level of home automotive technique is considered.

Keywords: influence, innovation work, competitiveness level, automotive industry of Russia.

Повышение уровня конкурентоспособности, экспортного потенциала и качества продукции автомобильной промышленности — одна из основных задач, поставленных стратегией развития отрасли на период до 2020 г. [1, 2]. Ее решение требует повышения уровня конкурентоспособности продукции всех ~400 хозяйствующих субъектов (предприятий и организаций), которые в настоящее время формируют около 1 % ВВП страны, обеспечивая при этом почти 400 тыс. рабочих мест непосредственно в отрасли и до 1 млн в смежных отраслях и дилерских фирмах. Эти показатели, по сравнению с таковыми в СССР, довольно скромные, однако и они, к сожалению, не только не растут, но даже снижаются.

Многие утверждают, что виной тому — кризисные явления в автомобильной промышленности России, которые негативно сказались на уровне конкурентоспособности отечественных автомобилей. Но это все-таки полуправда. Вторая ее часть состоит в том, как справедливо отмечает Г.П. Сорокина [2], в последнее время наблюдается постоянный рост цен на автомобили российского производства. Так, по оценке Института народно-хозяйственного прогнозирова-

ния (ИНП) РАН, средний уровень цены легкового автомобиля ВАЗ-21102 в долларовом исчислении за период с 2004 по 2011 г. увеличился в 1,3 раза, хотя курс доллара ЦБ РФ возрос лишь в 1,1 раза. При этом, конечно, были предприняты меры по повышению потребительских свойств АТС (эксплуатационная надежность, комфортабельность, проходимость и т.д.). Однако наши автомобили по качеству и сейчас существенно уступают продукции ведущих зарубежных фирм ("Рено", ФИАТ, "Шкода", "Пежо", "Хёндэ", "Киа" и др.) Поэтому по критерию "качество—цена" они конкурентоспособны лишь в внутреннем рынке, а также на рынках СНГ и развивающихся стран. Например, в Венгрии, Ираке, ЮАР и Китае наблюдается значительный спрос на продукцию ООО "Автомобильный завод "ГАЗ". В частности, на малотоннажные "ГАЗель" и "Соболь". Причина — более низкие, чем на другие аналогичные модели, цены, а также несложное техническое обслуживание и ремонт агрегатов и узлов, возможность трансформации их в микроавтобусы и санитарные машины.

Постепенно наращивается экспортная программа КамАЗа, чему в немалой степени способствуют постоянные успешные выступления команд автозавода на ралли "Париж—Дакар—Каир", "Оптик—2000" и др. Но это, в общем-то, исключение из общего правила: продукция других отечественных автозаводов на рынки развитых стран почти не попадает.

Для оценки конкурентных возможностей российских автомобилей автор проанализировал три автомобиля — ВАЗ-21102, южно-корейский "Хёндэ Акцент", выпускаемый ООО "ТагАЗ", и подержанный (семь лет эксплуатации) "Фольксваген Пассат", собираемый калининградским ООО "Фольксваген Групп Рус". Оценивались эти автомобили по семи критериям: базовая цена; стоимость полиса ОСАГО; цена автомобиля на вторичном рынке через три года эксплуатации; средний уровень себестоимости одного нормо-часа капитального ремонта; ориентировочные текущие затраты на капитальный ремонт кузова; себестоимость дополнительного оборудования, необходимого для приведения автомобиля к равноценной с другими анализи-

руемыми автомобилями комплектации; гарантия завода-изготовителя. Была также составлена "ведомость" (рейтинг) каждого из перечисленных критериев при условии, что их сумма равна 100 %. И оказалось, что на первый из них приходится 50 %, а на следующие соответственно 2, 10, 9, 13, 13 и 3 %.

Сама оценка конкурентоспособности выполнялась по балльной системе. Наиболее конкурентоспособные автомобили по конкретному показателю получали 1 балл, а другие – соответствующие баллы с отклонением от наилучшего индикатора. Так, если взять критерий "средний уровень цен автомобилей", то цена ВАЗ-21102 составляет 8377 амер. долл., "Хёндэ Акцент" – 11 000; "Фольксваген Пассат" – 12 000. В результате автомобили ВАЗ получили 1 балл, "Хёндэ" – 0,76, а "Фольксваген" – 0,7 балла. То есть по данному критерию самую высокую конкурентоспособность имеют автомобили ВАЗ.

Точно так же присваивались баллы и по другим критериям. Затем по формуле средней взвешенной был выполнен расчет средних баллов. Он показал: ВАЗ-21102 уступает двум другим автомобилям. Более того, из-за роста цен на автомобили ВАЗ их конкурентоспособность даже по первому из критериев постепенно снижается. Особенно по отношению к зарубежным моделям российской сборки.

Вывод очевиден: в сложившихся условиях наиболее адекватной стратегией может быть снижение всех затрат на производство автомобилей отечественных моделей, ускоренная их модернизация и замена фактических модельных рядов, повышение качества без существенного увеличения уровня цен, а также отказ от ориентации на максимально возможный в данный период времени средний их уровень и сохранение существенного ценового отставания от основных зарубежных конкурентов. Но, с другой стороны, не обойтись, разумеется, без увязки ценовой политики с динамикой уровня инфляции, т.е. учета индекса-дефлятора.

Такая стратегия уже никем из специалистов не оспаривается. Однако реализуется она крайне медленно.

Определенные меры по повышению уровня конкурентоспособности национальной автомобильной промышленности содержала программа утилизации автомобилей [3], которая предусматривала предоставление в 2010 г. за счет средств федерального бюджета субсидий на возмещение потерь в доходах торговых организаций при продаже новых АТС российского производства со скидкой физическим лицам, сдавшим вышедшее из эксплуатации АТС на утилизацию. Но она была экспериментальной и продолжения не получила. Сами же изготовители автомобилей (ВАЗ, ГАЗ, КамАЗ, ЗИЛ и др.) взять на себя такую дополнительную нагрузку, как это делается за рубежом, не могут. И прежде всего – из-за предельно изношенной производственно-технологической базы, ограниченных источников инвестиций и дефицита современных технологий, низкого уровня управления производством.

Снижает уровень конкурентоспособности и то, что на одной технологической платформе у нас выпускают лишь 2–3 модели или модификации автомобиля. Тогда как за рубежом счет идет на десятки. К примеру, средний уровень производства автомобилей на одну

такую платформу, по данным Минпромторга России, в США, странах Восточной Европы, Испании, Южной Кореи составляет ~119 тыс. ед. в год, в Китае и Бразилии – 61 тыс., а в России – лишь 27 тыс.

По мнению автора, есть только один путь преодоления технологической отсталости России в области развития производства автомобилей – внедрение инноваций. С этой целью в практику отечественной статистики и стратегического планирования целесообразно ввести индикатор "инновационность производства" [5], определяемый по формуле:

$$I_a^i = \frac{V_{i_a}^i}{V_a^i},$$

где $V_{i_a}^i$ – объем (млн руб.) производства инновационной продукции автомобилестроения; V_a^i – объем (млн руб.) валовой добавленной стоимости производства продукции автомобилестроения в том же году планового периода (все, естественно, берется в сопоставимых ценах).

В связи с этим формализованная количественная (руб./усл. ед.) оценка влияния инновационной деятельности на повышение уровня конкурентоспособности автомобильной промышленности может быть выражена следующей формулой:

$$i_a^i = \frac{I_a^i}{C_a^i} = \frac{V_{i_a}^i}{V_a^i} \frac{\bar{P}_a^i}{\bar{K}_a^i},$$

где C_a^i – уровень (усл. ед./руб.) конкурентоспособности автомобильной промышленности; \bar{P}_a^i – средний уровень цен (руб.) продукции автомобилестроения; \bar{K}_a^i – средний интегральный показатель качества продукции автомобильной промышленности в i -м году планового периода.

Данные концептуальные положения были, в частности, апробированы в 2011 г. на XII всероссийском симпозиуме "Стратегическое планирование и развитие предприятий" и признаны участниками симпозиума вполне обоснованными. Поэтому их, по мнению автора, целесообразно использовать при доработке "Стратегии развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года".

Литература

1. Стратегия развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года / Утверждена приказом Министерства промышленности и торговли Российской Федерации № 319 от 23 апреля 2010 г.
2. Сорокина Г.П. Конкурентоспособность в автомобильной промышленности. В кн.: От инноваций и технопарков до конкурентоспособности предприятий / под науч. ред. В.И. Кравцовой. М.: ИПЦ "Глобус", 2005. – С. 206–263.
3. Стратегия развития автомобильной промышленности России (анализ альтернатив и обоснование политики). М.: ИНП РАН, 2005.
4. Приказ Министерства промышленности и торговли Российской Федерации № 759 от 6 сентября 2010 г. "О предоставлении в 2010 году за счет средств федерального бюджета субсидий на возмещение потерь в доходах торговых организаций при продаже новых автотранспортных средств российского производства со скидкой физическим лицам, сдавшим вышедшее из эксплуатации автотранспортное средство на утилизацию".
5. Ивантер В.В., Комков Н.И. Перспективы и условия инновационно-технологического развития экономики России // Проблемы прогнозирования. 2007. № 3. С. 3–20.



**ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДПРИЯТИЯМИ
РОССИИ в 2012 г.**
(По данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2012 г.	Декабрь 2011 г.	Прирост, %	Январь— декабрь 2012 г.	Январь— декабрь 2011 г.	Прирост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ЗИЛ":						
АМО "ЗИЛ"	60	350	-82,9	1 022	1 199	-14,8
*Смоленская ААЗ	14	17	-17,6	143	35	+308,6
Петровский завод автозапчастей (Саратовская обл.)	1	3	-66,7	132	3	+4 300,0
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	8 983	7 640	+17,6	88 517	90 705	-2,4
АЗ "Урал"	430	628	-31,5	6 494	10 752	-39,6
*САЗ	71	72	-1,4	1 270	1 654	-23,2
Группа "КамАЗ":						
КамАЗ	3 435	4 952	-30,6	47 208	45 193	+4,5
НефАЗ (**самосвалыные установки)	617	1 232	-49,9	11 791	12 720	-7,3
"КамАЗ-Восток"	—	5	—	13	38	-65,8
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	312	147	+112,2	2 479	1 188	+108,7
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	184	268	-31,3	2 206	1 427	+54,6
Группа "Соллерс":						
УАЗ	2 009	1 902	+5,6	24 253	23 892	+1,5
"Соллерс-Исузу"	168	—	—	1 567	989	+58,4
"Форд Соллерс Елабуга"	1 029	—	—	11 019	—	—
"Соллерс-Елабуга"	—	—	—	986	7 400	-86,7
"Бау Мотор Корпорейшен"	231	101	+128,7	2 073	1 365	+51,9
"Автомобили и моторы Урала" (АМУР)	—	20	—	8	174	-95,4
ОАГ (Ижевский АЗ)	—	600	—	3 755	5 241	-28,4
БАЗ	9	1	+800,0	126	103	+22,3
"Автотор"	110	10	+1 000,0	378	10	+3 680,0
"Вольво Восток"	693	658	+5,3	6 252	5 067	+23,4
МЗ "Тонар"	1	—	—	77	—	—
ИВЕКО-АМТ	331	233	+42,1	1 027	959	+7,1
**"Приоритет"	100	—	—	100	—	—
ПСА "Вис-авто"	249	239	+4,2	3 610	3 113	+16,0
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	47	839	-94,4	1 378	3 271	-57,9
ТагАЗ	2	839	-99,8	1 132	3 271	-65,4
"Эйч Ти Авто"	45	—	—	246	—	—
"Скания-Питер"	180	99	+81,8	1 288	1 098	+17,3
Мценский завод "Коммаш"	—	—	—	3	3	0,0
"Комацу Мэнуфэкчуринг Рус" (Ярославль)	3	—	—	22	—	—
*ЭРМЗ "Спецтранс"	—	7	—	8	48	-83,3
*Другие предприятия Санкт-Петербурга	—	9	—	35	52	-32,7
"Кузбасс-Авто"	—	66	—	243	384	-36,7
*Шебекинский завод автоспецоборудования	—	—	—	11	37	-70,3
**"БЕЦЕМА"	134	120	+11,7	1 341	1 070	+25,3
*Великолукский завод "Лесхозмаш"	—	—	—	6	1	+500,0
*Филиал "Машзавод"	1	—	—	7	5	+40,0
*ЗТО "Камея"	194	—	—	762	—	—
**"Спектр Авто"	167	147	+13,6	1 531	1 521	+0,7
**"Чайка-НН"	202	107	+88,8	1 103	1 061	+4,0
*РИАТ	320	94	+240,4	1 054	538	+95,9
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
АМО "ЗИЛ"	1	—	—	1	1	0,0
Группа "АвтоВАЗ":						
ВАЗ	44 723	40 204	+11,2	552 162	561 669	-1,7
ОАГ (Ижевский АЗ)	5 960	3 257	+83,0	46 634	65 091	-28,4
ПСА "Бронто"	18	42	-57,1	337	535	-37,0
"Супер-Авто"	495	600	-17,5	7 503	6 186	+21,3

Предприятие-изготовитель	Декабрь 2012 г.	Декабрь 2011 г.	Прирост, %	Январь– декабрь 2012 г.	Январь– декабрь 2011 г.	Прирост, %
"ГМ-АвтоВАЗ"	5 511	6 401	-13,9	62 979	55 403	+13,7
"Автотор"	14 467	18 663	-21,5	249 635	222 081	+12,4
"Автофрамос"	15 777	12 577	+25,4	168 099	142 304	+18,1
ИМС (Московская обл.)	2 349	2 630	-10,7	23 904	18 622	+28,4
Группа "Соллерс":						
УАЗ	2 478	2 996	-17,3	32 469	30 394	+6,8
"Форд Соллерс Холдинг", "Форд Соллерс Елабуга"	358	—	—	6 992	649	+977,3
"Соллерс-Набережные Челны"	—	—	—	—	16 506	—
"Соллерс-Елабуга"	—	—	—	2 054	2 054	-89,9
"Соллерс-Дальний Восток"	3 394	2 092	+62,2	32 773	25 127	+30,4
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	1 594	—	—	3 108	—	—
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	160	2 143	-92,5	17 740	26 384	-32,8
ТагАЗ	14	1 758	-99,2	6 946	23 957	-71,0
"ТагАЗ Интернэшнл"	16	385	-95,8	4 056	2 427	67,1
"Эйч Ти Авто"	130	—	—	6 738	—	—
АК "Дервейс"	7 200	4 467	+61,2	46 646	31 503	+48,1
"Чеченавто"	180	101	+78,2	1 070	678	+57,8
"Форд мотор компании"	4 170	9 647	-56,8	107 724	98 807	+9,0
Предприятия Санкт-Петербурга ("Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор Мэнюфэкчуринг Россия", "Хендэ Мотор Мэнюфэкчуринг Рус", "Ниссан Мэнюфэкчуринг Рус")	32 504	32 060	+1,4	389 331	258 673	+50,5
Предприятия Калужской обл., в том числе:	18 063	20 518	-12,0	219 475	181 429	+21,0
"Фольксваген Груп Рус"	16 063	15 801	+1,7	179 554	138 166	+30,0
"ПСМА Рус"	2 000	4 717	-57,6	39 921	43 263	-7,7
АВТОБУСЫ						
АМО "ЗИЛ"	—	—	—	6	3	+100,0
НефАЗ, в том числе:	58	67	-13,4	743	530	+40,2
*вахтовые автобусы	—	—	—	1	1	0,0
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	1 891	1 031	+83,4	15 449	8 689	+77,8
АЗ "Урал" (вахтовые автобусы)	78	61	+27,9	528	883	-40,2
"Русские Автобусы-Группа ГАЗ":	1 526	1 608	-5,1	14 331	13 426	+6,7
ПАЗ	1 271	1 016	+25,1	11 523	10 026	+14,9
ЛиАЗ	178	511	-65,2	2 002	2 269	-11,8
ГолАЗ	14	9	+55,6	110	230	-52,2
КАвЗ	63	72	-12,5	696	901	-22,8
Группа "Соллерс":						
УАЗ	1 437	1 812	-20,7	13 712	9 604	+42,8
"Форд Соллерс Елабуга"	8	—	—	254	—	—
"Соллерс Елабуга"	—	—	—	5	1 531	-99,7
"Бау Мотор Корпорейшн"	—	8	—	10	92	-89,1
ВАП "Волжанин"	77	180	-57,2	666	423	+57,4
СТ "Нижегородец"	1 040	797	+30,5	7 404	4 104	+80,4
ПКФ "Луидор"	370	241	+53,5	3 715	2 761	+34,6
Предприятия Ростовской обл., в том числе:	53	128	-58,6	295	1 174	-74,9
ТагАЗ	—	96	—	204	1 107	-81,6
"Эйч Ти Авто"	53	—	—	91	—	—
"Кузбасс-Авто"	12	—	—	129	121	+6,6
***Ирито"	214	328	-34,8	1 236	2 085	-40,7
***Промтех"	264	178	+48,3	1 609	868	+85,4
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКСЫ						
ЛиАЗ	—	5	—	2	187	-98,9
УАЗ	—	—	—	104	—	—
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	—	—	—	6	—	—
"Тролза"	68	16	+325,0	260	99	+162,6
"Транс Альфа Электро"	30	—	—	94	47	+100,0
Башкирский ТЗ	—	11	—	26	90	-71,1
Сибирский троллейбус" (Новосибирск)	2	4	-50,0	3	1	-72,7
Примечания: * – на шасси других отечественных и зарубежных изготовителей; ** – не входит в общий итог производства АТС по отрасли.						



УДК 621.432

ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРОДОЛЖЕННЫМ РАСШИРЕНИЕМ РАБОЧЕГО ТЕЛА

Д.М. СМОЛЯКОВ, д-р техн. наук А.И. ЯМАНИН
Ярославский ГТУ (4852. 44-68-33)

Показано, что реализация продолженного расширения рабочего тела в поршневых двигателях (в частности, рядных четырех- и трехцилиндровых, имеющих рабочие и компрессорные цилиндры) существенно изменяет их возмущающие вибрации сил.

Ключевые слова: поршневой двигатель, продолженное расширение, численный расчет, динамика, вибрация.

Smoliakov D.M., Yamanin A.I.

PECULIARITIES OF DYNAMIC OF PISTON ENGINES WITH PROLONGED EXPANSION OF WORKING MEDIUM

The results of numerical solving of vibration of piston engines with prolonged expansion of working medium and some other dynamics problem of them are discussed.

Keywords: piston engine, prolonged expansion, numerical analysis, dynamics, vibration.

В последние годы все активней обсуждается вопрос о возможности широкого применения транспортных двигателей с продолженным расширением рабочего тела (некоторые их конструкции получили название пятитактных), имеющих достаточно высокие потенциальные возможности (рис. 1) улучшения удельных экономических и экологических характеристик [1, 2]. Более того, уже предложены способы реализации продолженного расширения рабочего тела. Например, в работе [3] частично описаны не только способы, но и некоторые проблемы динамики таких ДВС. По мнению многих исследователей, сейчас наиболее близки к внедрению [3] трехцилиндровые рядные двигатели, где рабочее тело расширяется в среднем – компрессорном – цилиндре, имеющем большие, по сравнению с другими цилиндрами, размеры и работающем по двухтактному циклу (рис. 2), и четырехцилиндровые рядные, в которых

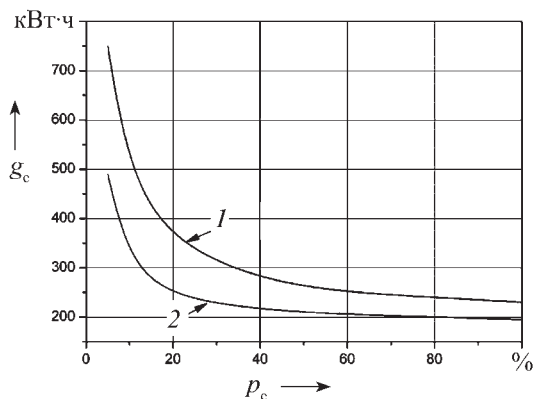
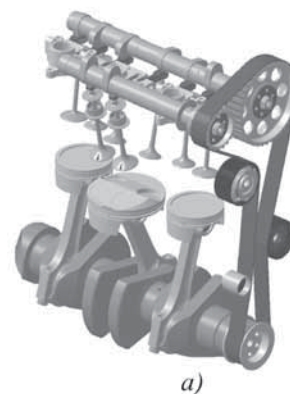


Рис. 1. Зависимость удельного расхода топлива четырехтактного бензинового двигателя от эффективного давления в камере сгорания:

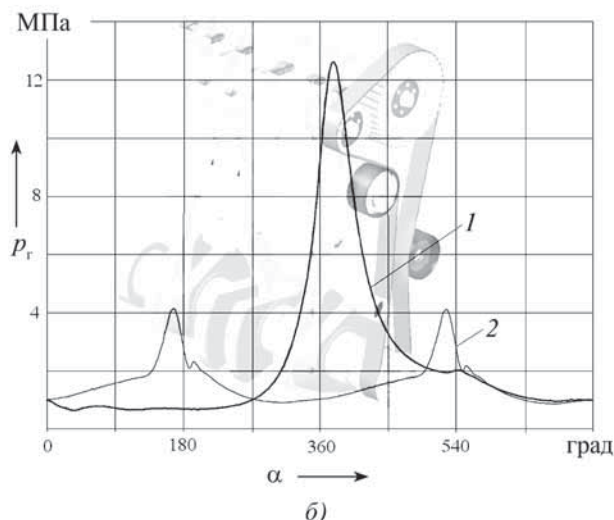
1 – традиционный двигатель; 2 – двигатель с продолженным расширением рабочего тела

продолженное расширение совершается в двух средних рабочих цилиндрах.

Совершенно очевидно: для тех и других двигателей необходимо оценить уровень их уравновешенности и виброактивности, поскольку в них, по сравнению с традиционными ДВС, существенно изменяются возмущающие силы, а также массы и размер деталей разных цилиндров (в трехцилиндровом двигателе). Еще больше причин для анализа динамики существует применительно к двигателям с отличным от кривошипно-шатунного преобразующим механизмом. Поэтому авторы предлагаемой вниманию читателей статьи предприняли попытку оценить виброактивность четырехцилиндрового двигателя 4ЧН10,5/12,7 в предположении, что в нем реализуются традиционный рабочий процесс и процесс с продолженным расширением. Тем более что методика расчета параметров вибрации, предусматривающая использование приемов CAD/CAE-технологии, в настоящее время достаточно хорошо освоена.



а)



б)

Рис. 2. Общий вид (а) и индикаторные диаграммы (б) двигателя с продолженным расширением рабочего тела:

1 – процесс в рабочих цилиндрах; 2 – процесс в компрессорных цилиндрах

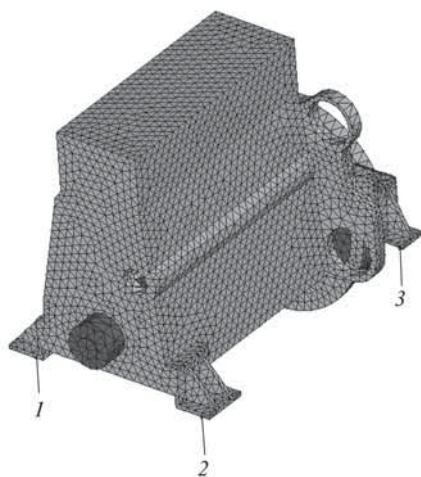


Рис. 3. Конечно-элементная модель четырехцилиндрового двигателя:

1–3 – точки крепления двигателя к виброизолирующим опорам

Именно в соответствии с ней авторами первоначально в среде программных продуктов твердотельного моделирования выполнены трехмерные модели двигателей. Затем эти модели транслировались в среду программного про-

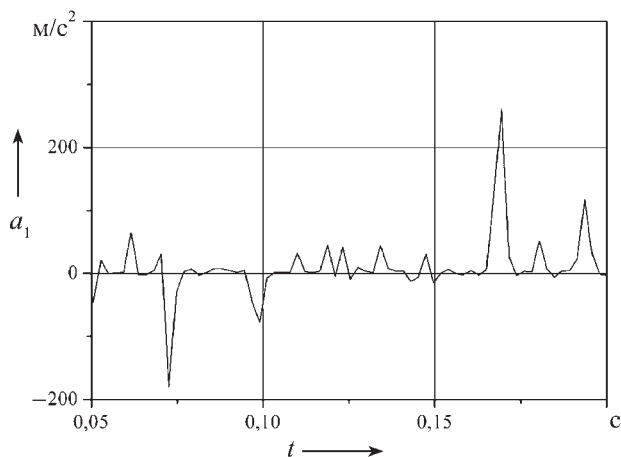


Рис. 4. Фрагмент расчетной виброграммы ускорений опорной точки № 1

дукта, реализующего метод конечных элементов в явном виде (рис. 3), где осуществлялся расчет быстропеременного процесса вибрации двигателя [4].

Расчет выполнялся с шагом по времени, равным $1 \cdot 10^{-7}$ с, в течение 0,22 с (за это время в каждом цилиндре осуществляется четыре рабочих цикла). В его ходе определялись зависимости виброускорений a , виброскоростей v и виброперемещений h узлов конечно-элементных моде-

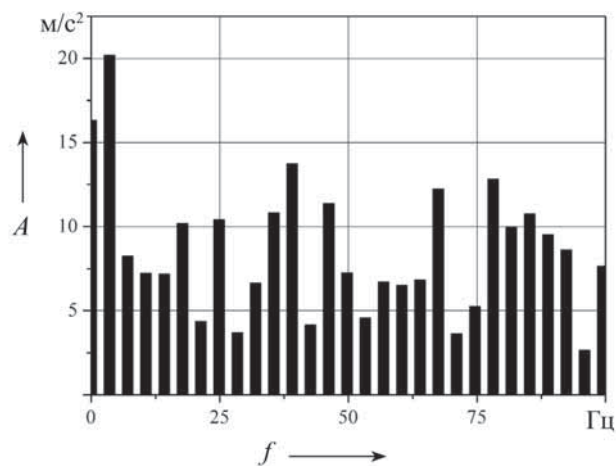


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика ускорений опорной точки № 1

лей от времени, в том числе точек, в которых двигатель установлен на податливые опоры. Далее найденные зависимости (рис. 4) подвергались спектральному анализу по методу быстрого преобразования Фурье (рис. 5) с последующим определением средних квадратичных значений (см. таблицу).

Таким образом, реализация продолженного расширения рабочего тела в четырехцилиндровом рядном двигателе не приведет к ухудшению его вибродинамических характеристик. Однако при идентичных настройках рабочего процесса (давление сгорания, частота вращения коленчатого вала, степень сжатия и пр.) это достигается за счет заметного уменьшения мощности в связи с особой работой компрессорных цилиндров. Оценка виброактивности двигателя при форсировании рабочего процесса, необходимом для обеспечения одинаковой по сравнению с традиционным ДВС мощности, требует специального изучения.

Литература

1. Дьяченко В.Г. Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением // Двигатели внутреннего сгорания. 2005. № 1. С. 25–29.
2. Five Stroke Internal Combustion Engine. A new concept for internal combustion engines. Режим доступа: <http://www.jodocy-schmitz.com/patent/T%20Beschreibung%20&%20Studie.pdf>.
3. Яманин А.И., Жуков В.А., Смоляков Д.М. Способы реализации продолженного расширения рабочего тела в поршневых двигателях. Особенности динамики // Вестник РГАТУ. 2012. № 1. С. 37–41.
4. Яманин А.И., Голубев Ю.В., Жаров А.В., Шилов С.М., Павлов А.А. Компьютерно-информационные технологии в двигателестроении. М.: Машиностроение, 2005. – 480 с.

Двигатель	Номер опоры	Средние квадратичные значения		
		виброперемещений, мм	виброскорости, м/с	виброускорений, m^2/c
С традиционным рабочим процессом	1	0,08202	0,02543	110,36
	2	0,07267	0,01365	140,07
	3	0,08204	0,01637	31,60
	4	0,09305	0,01628	35,01
С продолженным распределением	1	0,06838	0,02543	42,86
	2	0,06562	0,01520	27,50
	3	0,07330	0,01452	23,54
	4	0,01589	0,01277	26,05

ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ НДС ПО ОБРАЗУЮЩЕЙ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК ДИЗЕЛЕЙ ОТ ВОЗДЕЙСТВИЯ ПЕРЕМЕННЫХ ПОДВИЖНЫХ ГАЗОВЫХ НАГРУЗОК

Доктора техн. наук **Е.П. БУРАКОВСКИЙ** и
Л.И. КОВАЛЬЧУК, кандидаты техн. наук **И.Л. АЛЕКСЕЕВ** и
П.Е. БУРАКОВСКИЙ

Калининградский ГТУ, Балтийская ГАРФ (4012. 21-72-04)

Предлагается инженерный метод теоретической оценки закономерностей изменения напряженно-деформированного состояния цилиндровых втулок четырехтактных дизелей, позволяющий обоснованно решить вопрос размещения дополнительных промежуточных опор.

Ключевые слова: цилиндрическая втулка, напряженно-деформированное состояние, методика расчета.

Burakovskiy E.P., Kovalchuk L.I., Alekseev I.L., Burakovskiy P.E.

LAWS OF CHANGE OF TENSELY-DEFORMED CONDITION ALONG FORMING CYLINDER PLUGS OF DIESEL ENGINES FROM INFLUENCE OF VARIABLE MOBILE GAS LOADINGS

The engineering method of a theoretical estimation of laws of change of tensely-deformed condition of cylinder plugs of the four-cycle diesel engines, allowing soundly to solve a question on placing of additional intermediate supports is offered.

Keywords: cylinder plug, tensely-deformed condition, a design procedure.

Анализ опубликованных оценок напряженно-деформированного состояния (НДС) цилиндровых втулок показывает, что последовательное форсирование дизелей по среднему эффективному давлению требует существенного пересмотра некоторых положений конструирования этой детали. И прежде всего – подхода к конструктивному оформлению наружных поверхностей втулок, а также их закрепления в блоке цилиндров. И надо сказать, что в настоящее время конструктивное оформление полостей охлаждения форсированных четырехтактных дизелей выполняется так, чтобы исключалось охлаждение нижней части цилиндрической втулки [1]. Для этого используются дополнительные опоры-уплотнители, которые выравнивают температуру самой втулки вдоль образующей и уменьшают ее напряженно-деформированное состояние от воздействия тепловых нагрузок, сокращают энергопотребление в системе охлаждения и ее емкость, улучшают тепловые условия протекания рабочего процесса на режимах малых нагрузок дизеля и его экономические показатели, а также повышают жесткость блок-картера. Но совершенно очевидно, что перечисленные решения способствуют повышению ресурса самой втулки и блок-картера, улучшают показатели рабочего процесса и системы охлаждения, проявляются в полной мере только в том случае, когда промежуточная опора (уплотнитель) надежно герметизирует зарубашечную полость охлаждения. Между тем применяемое для этой цели уплотнение в промежуточных опорах представляет собой, как правило, резиновые кольца, которые, к сожалению, не отличаются работоспособностью, соизмеримой с работоспособностью других деталей КШМ. Поэтому промежуточные опоры есть смысл предусматривать только там, где воздействие циклических газовых нагрузок проявляется в наименьшей степени.

Таковы исходные соображения, которые говорят о том, что для решения проблемы необходимо знать закономерности изменения напряженно-деформированного состояния вдоль образующей втулки. Это позволяет в каждом конкретном случае обоснованно решить вопрос размещения дополнительных опор-уплотнителей.

Решить данную проблему, в принципе, можно различными методами. Но, по мнению авторов, для этого на первом этапе расчетов целесообразно использовать наиболее легкие с практической точки зрения прикладные методы, которые позволяют наглядно представить и объяснить физическую картину силового взаимодействия отдельных частей конструкции. И здесь следует исходить из следующего.

Известно [2]: если круговая цилиндрическая оболочка нагружена любыми осесимметричными внешними силами, то отдельные балки-полоски, которые можно из нее выделить плоскостями, проходящими через ось оболочки, деформируются как балки, лежащие на сплошном упругом основании. При этом задача определения напряжений и деформаций в сечениях таких балок сводится к решению довольно несложного дифференциального уравнения (формула № 1 в таблице).

Причем в общем случае коэффициенты данного уравнения – величины переменные. Однако если жесткость k основания балки и ее сечение по всей длине неизменны, то уравнение № 1 становится линейным дифференциальным уравнением с постоянными коэффициентами. Более того, как показал автор работы [2], если жесткость балок-полосок принять равной жесткости цилиндрической оболочки, характеризующей ее сопротивление изгибу, а коэффициент k жесткости упругого основания – равным коэффициенту жесткости колец, объединяющих балки-полоски в круговую цилиндрическую оболочку (формула № 2), то с учетом особенностей внешней нагрузки $P(x)$ формула № 1 может быть использована для оценки напряженно-деформированного состояния цилиндрической оболочки.

Если исходить из данного положения, многократно подтвержденного, то для учета особенностей внешней нагрузки, действующей на оболочку цилиндра дизеля на такте расширения, можно использовать уравнение политропы (формула № 3), где отношение объемов V_z/V_x дает формула № 4. В итоге формула № 4 для текущего давления на такте расширения принимает вид формулы № 5, которая и характеризует переменную подвижную нагрузку, действующую на втулку на такте расширения.

Чтобы упростить технологию определения частного решения w_c формулы № 1, непрерывную функцию $p(x)$ следует заменить набором дискретных значений давления $p(c)$ в надпоршневой полости, каждое из которых соответствует фиксированным положениям поршня. В результате решение задачи о напряженно-деформированном состоянии цилиндрической втулки от воздействия переменной подвижной газовой нагрузки сводится к определению максимальных радиальных перемещений от ступенчато изменяющихся давлений, а суммарный эффект рассчитывается как огибающая максимальных значений радиальных перемещений.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$D_u \frac{d^4 w(x)}{dx^4} + k w(x) = p(x)$	D_u – цилиндрическая жесткость; k – коэффициент жесткости упругого основания; $p(x)$ – интенсивность внешней нагрузки; $w(x)$ – функция прогиба расчетной балки-полоски
2	$D_u = \frac{E \delta^3}{12(1-\mu^2)}$ и $k = \frac{E \delta}{R_{cp}^2}$	E – модуль упругости материала; δ – толщина стенки оболочки; μ – коэффициент Пуассона; R_{cp} – средний радиус оболочки
3	$p_z V_z^{n_2} = p(x) V_x^{n_2}$; $p(x) = p_z \left(\frac{V_z}{V_x} \right)^{n_2}$	p_z и V_z – давление и объем в точке "z" индикаторной диаграммы; $p(x)$ и V_x – текущие давление и объем на такте расширения; n_2 – средний показатель политропы расширения
4	$\frac{V_z}{V_x} = \frac{\rho h_{kc}}{\rho h_{kc} + s_x}$	ρ – степень предварительного расширения; $h_{kc} = \frac{s}{\varepsilon - 1}$ – высота камеры сгорания; ε – степень сжатия; $s_x = \frac{s}{2} \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2 \varphi) \right]$ – текущее перемещение поршня; s – его полное перемещение; λ – постоянная кривошипно-шатунного механизма
5	$p(x) = p_z \left(\frac{\rho h_{kc}}{\rho h_{kc} + s_x} \right)^{n_2}$	–
6	$w(x) = \frac{p(c)}{k} + D_0 V_0(\alpha x) + D_1 V_1(\alpha x) + D_2 V_2(\alpha x) + D_3 V_3(\alpha x)$	c – положение поршня; $p(c)$ – давление при некотором фиксированном положении поршня; D_0, D_1, D_2, D_3 – постоянные интегрирования, определяемые из граничных условий; $V_0(\alpha x), V_1(\alpha x), V_2(\alpha x), V_3(\alpha x)$ – функции Н.П. Пузыревского; $\alpha = \sqrt[4]{\frac{k}{4 D_u}}$ – аргумент
7	$w_1(x_1) = \frac{p(c)}{k} + D_{10} V_0(\alpha x_1) + D_{11} V_1(\alpha x_1) + D_{12} V_2(\alpha x_1) + D_{13} V_3(\alpha x_1) - \left\ _c \frac{p(c)}{4 \alpha^4 D_u} \{1 - V_0[\alpha(x_1 - c)]\}\right.$	$D_{10}, D_{11}, D_{12}, D_{13}$ – постоянные интегрирования для участка балки-полоски длиной l_1 , определяемые из граничных условий
8	$w_2(x_2) = D_{20} V_0(\alpha x_2) + D_{21} V_1(\alpha x_2) + D_{22} V_2(\alpha x_2) + D_{23} V_3(\alpha x_2)$	$D_{20}, D_{21}, D_{22}, D_{23}$ – постоянные интегрирования для участка балки-полоски длиной l_2 , определяемые из граничных условий
9	$\begin{cases} w_1(0) = 0, \\ w_1'(0) = 0 \end{cases}$	–

№ формулы	Формула	Примечания
10	$\begin{cases} w_1(l_1) = w_2(0) \\ w_1'(l_1) = w_2'(0) \\ w_1''(0) = w_2''(0) \\ [w_1''(l_1) - w_2''(0)] AD_u = w_2(0) \end{cases}$	—
11	$\begin{cases} w_2(l_2) = 0 \\ w_2''(l_2) = 0 \end{cases}$	—
12	$\begin{cases} w_1(0) = 0 \\ w_1''(0) = 0 \end{cases}$	—
13	$w_1(x_1) = \frac{p(c)}{k} + D_{10}V_0(\alpha x_1) + D_{11}V_1(\alpha x_1) + D_{12}V_2(\alpha x_1) + D_{13}V_3(\alpha x_1)$	—
14	$w_2(x_2) = \frac{p(c)}{k} + D_{20}V_0(\alpha x_2) + D_{21}V_1(\alpha x_2) + D_{22}V_2(\alpha x_2) + D_{23}V_3(\alpha x_2) - \left\ _{c-l_1} \frac{p(c)}{4\alpha^4 D_u} \{1 - V_0[\alpha(x_2 - c + l_1)]\}$	—

С учетом рассмотренных выше предпосылок решение формулы № 1 сводится к решению формулы № 6 и может быть использовано для определения упругой линии многоопорных балок-полосок.

А что касается оценки влияния граничных условий на верхнем торце втулки на закономерности изменения радиальных перемещений вдоль образующей, то авторы рассмотрели два предельных вариан-

та: верхний торец втулки заделан жестко и свободно опирается. При этом промежуточная опора считалась упругой с податливостью A , а опора на нижнем торце втулки – шарнирно-подвижной.

Расчетные схемы, соответствующие названным условиям закрепления балки-полоски, приведены на рис. 1, причем показанная сплошной линией нагрузка соответствует некоторому фиксированному углу

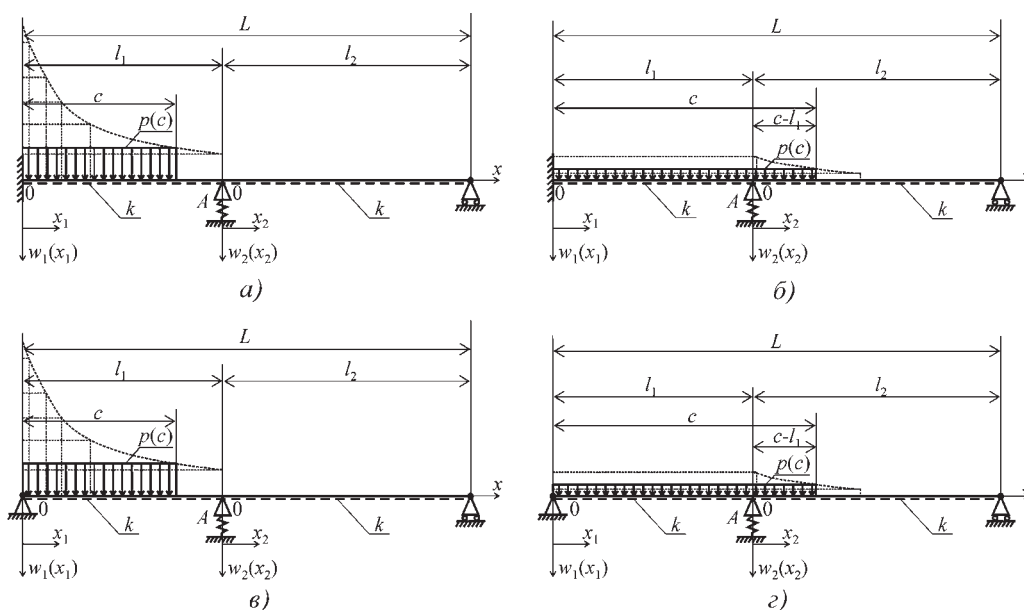


Рис. 1. Расчетные схемы балки-полоски

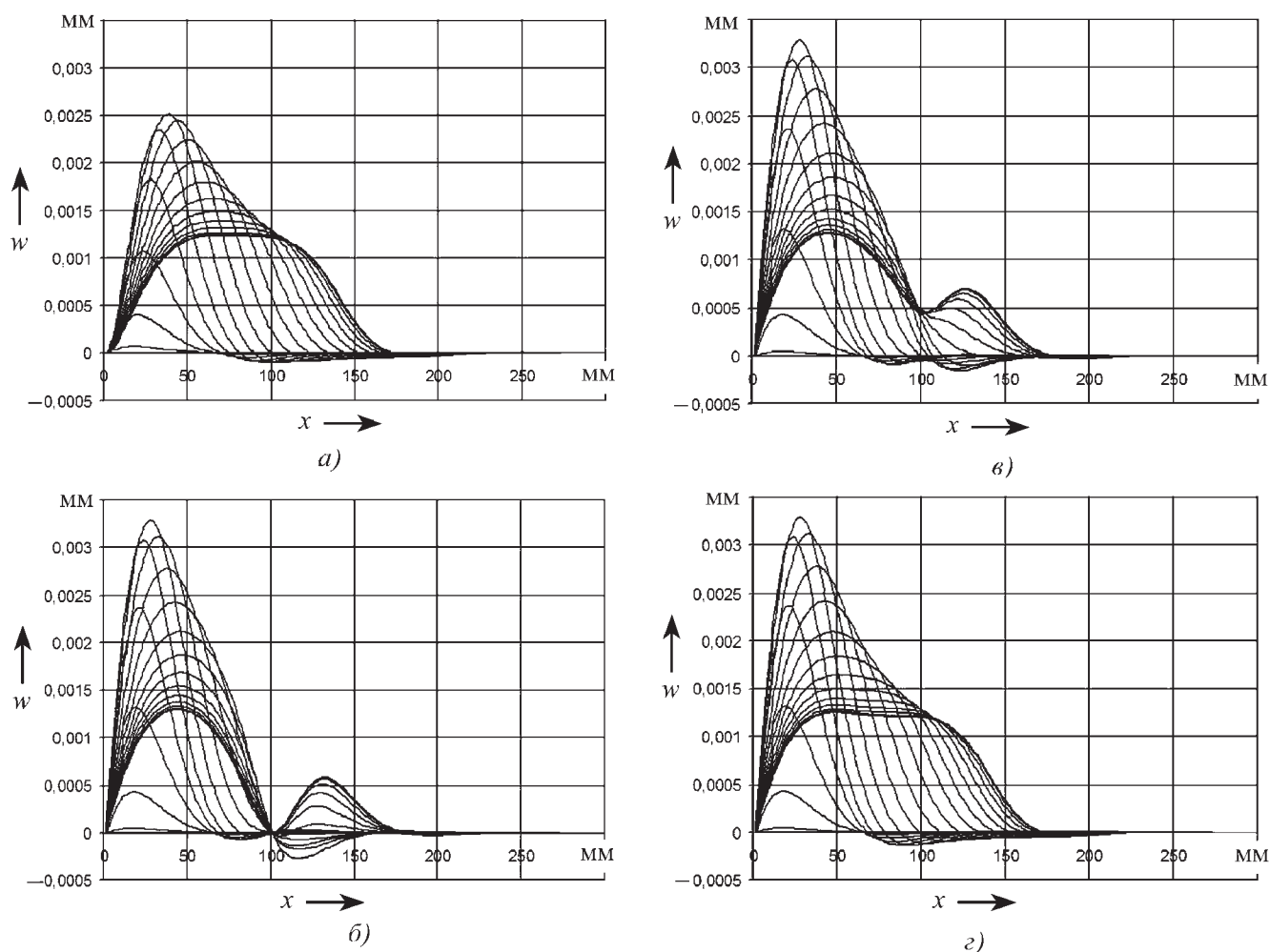


Рис. 2. Радиальные перемещения втулки при жесткой заделке верхнего торца и отсутствии промежуточной опоры (а), свободном опирании верхнего торца и отсутствии промежуточной опоры (б), свободном опирании верхнего торца и наличии абсолютно жесткой промежуточной опоры (в) и свободном опирании верхнего торца и наличии упругой промежуточной опоры (г)

поворота кривошипа КШМ. Кроме того, расчетным схемам на рис. 1, а и б соответствуют решения, представленные формулами № 7 и 8. Постоянные интегрирования этих уравнений определяются из граничных условий, представленных для схемы на рис. 1, а – формулами № 9–11, а на рис. 1, б – формулами № 10–12. Расчетным схемам на рис. 1, б и г соответствуют решения по формулам № 13 и 14, причем для схемы 1, б принимаются граничные условия согласно формулам № 9–11, а для схемы 1, г – согласно формулам № 10–12.

В качестве примера приведем результаты расчета закономерностей изменения $w(x)$ вдоль образующей втулки дизеля ЧН13/14 при следующих исходных данных: полная длина L втулки – 272 мм, толщина δ стенки втулки – 9,5 мм; расстояние l_1 , на котором размещена промежуточная опора, от верхнего торца втулки – 100 мм; модуль E упругости материала втулки – $1,5 \cdot 10^5$ МПа; максимальное давление p_c сгорания – 9 МПа; средний радиус R_{cp} втулки – 69,75 мм; постоянная λ кривошипно-шатунного механизма – 0,27; степень ρ предварительного расширения – 1,23; степень ε сжатия – 15,8; средний показатель n_2 по-

литропы расширения – 1,25; шаг $\Delta\varphi$ счета по углу поворота кривошипа – 5° .

Эти результаты приведены (правда, с шагом $\Delta\varphi = 10^\circ$) на рис. 2, который подтверждает, что переход от варианта жесткой заделки верхнего торца втулки цилиндра к варианту свободного опирания сопровождается некоторым увеличением радиальных перемещений и смещением максимума в сторону верхнего ее торца. Причем во всех рассмотренных вариантах в интервале изменения хода поршня $0 \leq x \leq 50$ мм радиальные перемещения втулки интенсивно увеличиваются, а при $x > 50$ мм – столь же интенсивно уменьшаются и при $x = 100$ мм практически обращаются в нуль. То есть расчет действительно позволяет определить то место установки промежуточной опоры, где она не оказывает влияния на экстремальные значения напряженно-деформированного состояния втулки.

Литература

1. Брук Л. Новые двигатели серии E7 компании Маск // Автомобильная промышленность США. 1989. № 8. С. 17–19.
2. Папкович П.Ф. Труды по строительной механике корабля: в 4 т. Л.: Судпромгиз, 1962. Т. 1. – 576 с.

АВТОМАТИЧЕСКИЙ БЛОКИРАТОР ШЕСТЕРЕНЧАТОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

Кандидаты техн. наук **И.А. МУРОГ** и **Ю.Б. ЧЕТЫРКИН**,
И.С. ЖИТЕНКО

Челябинская ГАА (+7-351-2655608)

Рассматривается конструкция механизма автоматической блокировки шестеренчатого дифференциала и принцип его работы, основанный на использовании тангенциальных сил инерции, которые возникают при буксовании ведущего колеса АТС.

Ключевые слова: дифференциал, блокиратор, консольная пружина, сепаратор с роликами, звездочка, наружная обойма.

Murog I.A., Chetyrkin Y.B., Zhitenko I.S.

AUTOMATIC GEAR DIFFERENTIAL LOCKER

Construction of automatic locking gear differential and its way of working based on tangential inertial forces use occurring with slipping of the driving wheel are considered.

Keywords: differential, locking gear, cantilever spring, separator with rollers, sprocket-wheel, outer ferrule.

В настоящее время в трансмиссиях АТС преимущественное распространение получили конические шестеренчатые дифференциалы — как более надежные, простые, а дифференциалы с цилиндрическими шестернями менее распространены. Но и те, и другие работают нормально только до тех пор, пока силы сцепления колес с опорной поверхностью превышают силы сопротивления движению. Если же ведущие колеса работают на дорожных покрытиях с различным коэффициентом сцепления (или одно из колес ведущего моста вывешено), то наличие дифференциала оказывает отрицательное воздействие на передвижение АТС: оно останавливается или движется медленнее, с пробуксовкой, так как его тяговые свойства определяются условиями сцепления того колеса, которое контактирует с худшим покрытием. И чтобы повысить тяговое усилие в этих условиях, дифференциал нужно заблокировать и тем самым устранить или уменьшить разницу в угловых ускорениях полуосей. Благодаря этому ведущие колеса начинают работать, как соединенные жесткой связью и тяговое усилие нарастает за счет силы сцепления колеса, находящегося в более благоприятных условиях [1].

Данная задача решается с помощью механизмов блокирования двух групп, которые различаются способом и эффективностью блокирования: с полной блокировкой и с частичной блокировкой [3]. Все они — самоблокирующиеся, что хорошо, но, к сожалению, обладают рядом существенных недостатков. Так, у них повышенное внутреннее трение, они нарушают раздельное качение колес в тяжелых дорожных условиях, сложны по устройству, требуют изменения конструкции деталей ведущего моста и т.д. В связи с этим авторы статьи решили создать принципиальную схему такого самоблокирующегося шестеренчатого дифференциала с полной блокировкой, управление которым основано на возникающих в начале буксования ведущего колеса тангенциальных сил инерции сепаратора и роликов блокирующего механизма. И поставленную задачу решили. Она — в использовании различий уровней углового ускорения ведущего колеса при его работе с запасом сцепления с опорной поверхностью и при его отсутствии. При раздельном буксовании ведущего колеса действие блокирующего механизма проявляется в ограничении максимального углового ускорения этого колеса определенным пределом.

Такой самоблокирующийся дифференциал состоит из обычного шестеренчатого дифференциала и двух автоматически действующих блокирующих механизмов, корпуса которых жестко крепятся с двух сторон к коробке сателлитов дифференциала.

К основным частям каждого блокирующего механизма (муфты свободного хода) относятся (рис. 1): наружная обойма 1, сепаратор 2 с роликами и пружинами, звездочки 3, корпус 4 дифференциала (коробка сателлитов), стопорное кольцо 5. Пружины механизма — консольного типа. Они связывают между собой звездочки и сепараторы, являясь ведущими по отношению к сепараторам элементами, что позволяет роликам каждого сепаратора свободно перекачиваться по гладким цилиндрическим поверхностям наружных обойм. Грани каждой звездочки для снижения ударных нагрузок при включении блокиратора выполнены в виде вогнутых сегментов.

Наличие пружинной связи, удерживающей сепаратор с роликами в среднем по отношению мест заклинивания на звездочке положении — первая из особенностей предлагаемого механизма. Вторая его существенная особенность — расположение роликов в отверстиях щек сепаратора на индивидуальных осях. Это позволяет в несколько раз снизить силы сопротивления перекачиванию роликов по наружным обоймам, способствуя значительному повышению чувствительности блокирующего механизма.

Конечно, во избежание поломки осей роликов должны быть предусмотрены конструктивные мероприятия, обеспечивающие разгрузку этих осей при заклинивании муфты свободного хода, поскольку в этом случае неизбежна радиальная деформация наружной обоймы. Так, в предлагаемой конструкции блокирующего механизма отверстия в щеках сепаратора под шипы роликов выполнены эллипсными. Причем разность осей эллипса равна величине радиальной деформации наружной обоймы при передаче максимального крутящего момента.

Действие этого механизма основано на использовании тангенциальных сил инерции сепараторов с роликами, возникающих при неустановившихся режимах работы дифференциала. То есть работа автоматического блокиратора шестеренчатого дифференциала основана на взаимозависимости угловых скоростей и ускорений буксующего колеса.

Раскручиванию этого колеса до максимальной скорости его вращения всегда соответствует угловое ускорение, равное нулю, а нулевому значению этой скорости или ее значению, близкому к нулю, соответствует максимальное

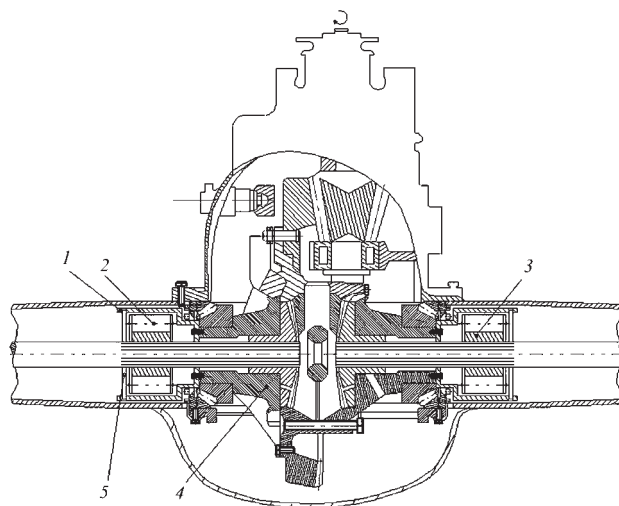


Рис. 1. Принципиальная схема автоматического механизма блокировки шестеренчатого дифференциала автомобиля ЗИЛ-4331100:

1 — наружная обойма; 2 — сепаратор с роликами и пружинами; 3 — звездочка; 4 — корпус; 5 — стопорное кольцо

№ формулы	Формула	Примечания
1	$M_0 = M_j + M_F$	—
2	$M_j = J \frac{d\omega}{dt}$	J – суммарный момент инерции сепаратора и роликов; $\frac{d\omega}{dt}$ – угловое ускорение ведущего колеса, допускаемое блокирующим механизмом без заклинивания
3	$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_\varphi - \varepsilon_0$	ε_φ – угловое ускорение ведущего колеса на пределе сцепления с дорогой; ε_0 – максимальное угловое ускорение ведущего колеса при повороте автомобиля
4	$\cos \alpha \leq \frac{R - 0,5B}{R + 0,5B}$	α – угол наклона площадки, при котором и при $\rho = r_k$ наступает разблокирование механизма; ρ – радиус вертикальной кривизны препятствия для внутреннего колеса; R – радиус поворота автомобиля относительно центра ведущего моста; B – средняя ширина колеи ведущего моста
5	$h \geq \frac{r_k B}{R + 0,5B}$	—
6	$\varepsilon = \varepsilon_\varphi + \varepsilon_0 + \varepsilon_n + \varepsilon_6$	ε_n – угловое ускорение ведущего колеса при наезде на препятствие; ε_6 – угловое ускорение ведущего колеса при буксовании
7	$\varepsilon_6 \leq \varepsilon_\varphi + \varepsilon_0 + \varepsilon_n$	—
8	$\varepsilon_6 \geq \varepsilon_\varphi; \varepsilon_6 \geq \varepsilon_0; \varepsilon_6 \geq \varepsilon_n$	—

угловое ускорение колеса. Это значит, что блокирование дифференциала происходит практически мгновенно (при попадании одним ведущим колесом на скользкий участок пути), т.е. без существенного раскручивания колеса.

Работа самоблокирующегося дифференциала осуществляется следующим образом.

При движении автомобиля в хороших дорожных условиях, когда отсутствует буксование ведущих его колес, дифференциал работает как простой шестеренчатый дифференциал. Пружины звездочек не позволяют сепараторам повернуться до заклинивания роликов между наружной обоймой и звездочкой. Для чего их жесткость подбирается достаточной, чтобы предотвратить поворот сепаратора до положения заклинивания роликов при движении автомобиля на повороте, по неровной дороге и разгоне максимальной интенсивности.

Из схемы сил, действующих на механизм блокировки (рис. 2), находим, что момент M_p сил, воспринимаемый пружинами сепаратора, равен сумме момента M_j сил инерции сепаратора и роликов, а также момента M_F сил трения роликов по наружной обойме (формула № 1 в таблице). В свою очередь, момент M_j может быть определен по формуле № 2, причем входящий в нее параметр $\frac{d\omega}{dt}$

(формула № 3) с некоторыми допущениями можно принять равным разности углового ускорения ведущего колеса на пределе сцеплений с опорной поверхностью и максимального углового ускорения ведущего колеса при повороте автомобиля.

При попадании, например, левого колеса на скользкий участок дороги угловое ускорение получает левая полуось, а с ней и звездочка блокиратора на шлицах этой полуоси. Консольные пружины муфты свободного хода под действием сил инерции сепаратора и роликов деформируются. Сепаратор с роликами поворачивается по отношению к

звездочке, и ролики попадают в положение заклинивания. Дифференциал блокируется. При попадании же на скользкий участок дороги правого колеса угловое ускорение получает правая полуось, и процесс блокирования дифференциала идет точно так же, как и в предыдущем случае.

Расклинивание механизма наступает при небольшом перемещении полуоси колеса, вызвавшего блокировку дифференциала, по отношению к коробке сателлитов (корпус дифференциала) в направлении расклинивания. А такие знакопеременные относительные перемещения (игра) полуосей по отношению к корпусу дифференциала всегда, даже при движении автомобиля на повороте, есть. Они обусловлены неровностями опорной поверхности.

Расклинивание блокирующего механизма при неблагоприятном для расклинивания направлении поворота автомобиля может наступить в том случае, если мгновенная угловая скорость $v_{кв}$ внутреннего колеса при наезде на какое-либо препятствие окажется больше угловой скорости $v_{кн}$ наружного колеса (рис. 3). Поэтому условие расклинивания блокирующего механизма при неблагоприятном для этого расклинивания направлении поворота автомобиля запишется в виде формулы № 4 или, что то же самое, формулы № 5.

Так как принцип действия блокирующего механизма основан на использовании тангенциальных сил инерции, возникающих в нем при угловых ускорениях буксующего колеса, то угловое ускорение ведущего колеса, при котором происходит включение блокирующего механизма, является важнейшим параметром для расчета одного из главных параметров – чувствительности. Потому что при пониженной чувствительности блокирующего механизма в ряде случаев при раздельном буксовании ведущих колес он может не включиться, т.е. произойдет его неполное использование.

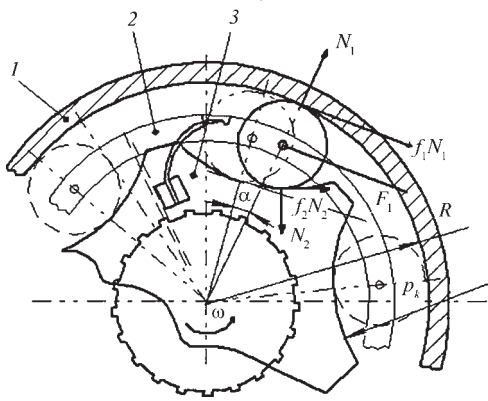


Рис. 2. Схема сил, действующих на механизм блокировки:
1 – наружная обойма; 2 – сепаратор с роликами и пружинами;
3 – звездочка

Это говорит о том, что оптимальная чувствительность блокирующего механизма к включению должна быть такой, чтобы он не срабатывал при движении автомобиля без пробуксовки любого из ведущих колес и, наоборот, автоматически включался при раздельном буксовании ведущих колес.

Величину углового ускорения ϵ небуксующего ведущего колеса при движении автомобиля можно определить по формуле № 6. Эта формула показывает, что включение ав-

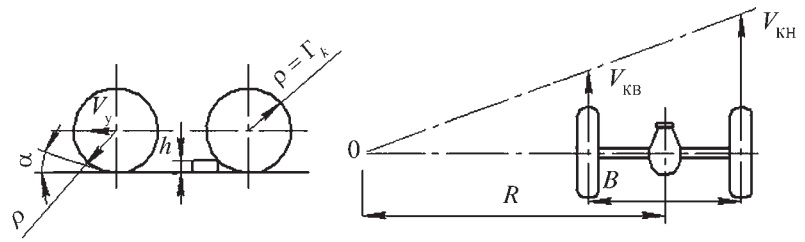


Рис. 3. Принципиальная схема движения колес ведущей оси при повороте автомобиля

томатического блокиратора должно быть тогда, когда соблюдается условие, записанное в виде формулы № 7. Кроме того, чувствительность к блокировке не должна проявляться ни при разгоне максимальной интенсивности, ни при движении на повороте, ни при наезде на препятствие. То есть должны выполняться условия, соответствующие формулам № 8.

Литература

1. Крестовников Г.А. Исследование механизма блокировки и самоблокирующихся дифференциалов // Проблемы повышения проходимости колесных машин: сб. ст. АН СССР. М. 1959.
2. Шулгин А.М. Блокировка дифференциала ограничителем угловых ускорений // Совершенствование конструкции машин и пути увеличения их долговечности. Челябинск. 1962.
3. Степанов Е.А., Лефаров А.Х. Блокировка дифференциала грузовых автомобилей. М.: Машгиз, 1960.

УДК 629.113

О ФИЗИЧЕСКОМ СМЫСЛЕ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ¹

Канд. техн. наук **В.И. КОПОТИЛОВ**
Тюменский филиал ВУНЦ сухопутных войск "ОВА ВС РФ"
(3452. 26-84-82)

Взаимосвязь коэффициентов f_s и f_c можно установить не только из сопоставления формул № 5 и 12, но и № 8 и 14, которые описывают процесс качения ведущего колеса соответственно с энергетической и силовой точек зрения. Решая их совместно, получаем формулы № 17 и 18. Причем вторая из них, как видим, напоминает хорошо известную всем формулу Е.А. Чудакова, т.е. формулу № 19, в которой под a он понимал величину сноса нормальной реакции дороги, возникающего "вследствие деформации опорной поверхности" [3]. При этом Е.А. Чудаков, к сожалению, не раскрыл физический смысл отношения a/r_d и его отличия от коэффициента f , стоящего в левой части равенства № 19. Возможно это связано с тем, что он изначально определял коэффициент f как некий отвлеченный параметр, численно равный отношению силы P_f сопротивления качению к осевой нагрузке G_k на колесо ($f = P_f / G_k$), а не как отношение

смещения a нормальной реакции R_z к соответствующему радиусу колеса. Более того, установив, что при качении жесткого колеса $f \approx a/r$, он отмечал, что это отношение "... обычно используют для определения коэффициента f сопротивления качению автомобильного колеса, что, однако (в связи со значительной эластичностью этого колеса), вводит заметную ошибку" [3, с. 7].

Рассмотрим теперь вопрос о влиянии крутящего момента, подводимого к ведущему колесу, на величины f_s и f_c .

Согласно формуле № 12, значение f_c определяется отношением суммы моментов M_f и M_{np} к динамическому радиусу r_d колеса. Но так как значение крутящего момента M_k , подводимого к колесу, практически не сказывается на величине этих моментов, а также на динамическом радиусе r_d колеса [3], то можно заключить, что f_c не зависит от величины подводимого к нему крутящего момента. Это положение, вытекающее из теоретической формулы № 12, доказано многочисленными экспериментальными данными [4, 5], подтверждающими линейный характер зависимости R_x от M_x (формула № 11), который был бы вряд ли возможен, если бы коэффициент f_c зависел от M_x . Поэтому можно утверждать, что его значение зависит от других факторов, к которым относятся, прежде всего, тип и состояние опорной поверхности, а также давление воздуха в шине.

Величина же f_s в отличие от f_c определяется еще и условными моментами сопротивления качению, создаваемыми внутренними силами трения в шине

¹Окончание. Начало см. "АП", 2013, № 1.

№ формулы	Формула	Примечания
17	$f_3 = f_c \left(\frac{r_k}{r_d} \right) + \frac{P_T}{R_z} \left(1 - \frac{r_k}{r_d} \right)$	–
18	$f_3 = f_c \left(\frac{r_k}{r_d} \right) + \frac{M_k}{r_d R_z} \left(\frac{r_d - r_k}{r_d} \right)$	–
19	$f = \left(\frac{a}{r_d} \right) - \frac{M_k}{G_k} \left(\frac{r_k - r_d}{r_k r_d} \right)$	–
20	$N_{ш} + N_s = R_x \omega_k (r_d - r_k)$	–
21	$f_3 = f_c + \frac{R_x (r_d - r_k)}{R_z r_d}$	–
22	$f_3 = f_c - \frac{f_c \lambda}{r_d} M_k + \frac{\lambda}{r_d^2 R_z} M_k^2 \approx f_c + \frac{\lambda}{r_d^2 R_z} M_k^2$	λ – коэффициент тангенциальной эластичности шины
23	$f_3 = f_c + \frac{M_{ш} + M_s}{R_z r_d} f_c + \frac{M_{ш} + R_z \varphi_x r_d}{R_z r_d} =$ $= f_c + \frac{M_{ш}}{R_z r_d} + \varphi_x \approx \varphi_x$	φ_x – коэффициент сцепления шины с дорогой
24	$P_f = R_z f_c$	–
25	$N_f = P_f v_0 = R_z f_c v_0$	–
26	$N_f = R_z f_c v_0 + N_{ш} + N_s =$ $= R_z f_c \omega_k r_d + N_{ш} + N_s =$ $= R_z f_c \omega_k r_d + R_x \omega_k (r_d - r_k)$	–
27	$N_f = R_z f_3 v_0 = R_z f_3 \omega_k r_d$	–
28	$P_f = R_z f_3$	–
29	$F = P_T - R_z f_c$	–
30	$F = \frac{r_d (P_T - R_z f_3)}{r_k}$	–

($M_{ш}$) и внешними силами трения скольжения (M_s), значения которых, как показывают данные, приводимые в работах В.А. Петрова, Е.А. Чудакова, И.Н. Чернышева, Р.В. Вирабова, Ю.В. Пирковского [8] и некоторых других исследователей, в значительной степени зависят от крутящего момента M_k на колесе. Если учесть формулу № 20, выражающую сумму мощностей внутренних и внешних сил трения ведущего колеса, то на основе формулы № 15 можно получить формулу № 21, характеризующую зависимость энергетического коэффициента сопротивления качению от продольной реакции опорной поверхности. Преобразуем эту формулу, руководствуясь следующими соображениями.

Во-первых, учтем, что кинематический радиус r_k ведущего колеса при относительно небольших крутящих моментах представляет собой линейную зависимость от M_k , которую можно представить как $r_k \approx r_d - \lambda M_k$.

Во-вторых, примем во внимание, что при отсутствии буксования колеса продольная реакция R_x опор-

ной поверхности, согласно формуле № 10, прямо пропорциональна величине M_k .

Подставляя в формулу № 21 эти зависимости кинематического радиуса r_k и продольной реакции R_x , получаем формулу № 22, отражающую влияние крутящего момента на f_3 . Из этой формулы видно, что энергетический коэффициент f_3 возрастает прямо пропорционально квадрату крутящего момента, подводимого к ведущему колесу. Что хорошо согласуется с экспериментальными данными, приводимыми в ряде работ [6, 7 и др.].

Из формулы № 22 следует, что при переходе ведущего колеса в ведомый режим качения ($M_k = 0$) энергетический коэффициент f_3 сопротивления качению становится близок силовому коэффициенту f_c : $f_3 \approx f_c$. Однако, как указывает формула № 21, наименьшего значения энергетического коэффициента сопротивления качению $f_3 = f_c$ следует ожидать при так называемом свободном режиме качения, при котором $R_x = 0$.

Рассмотрим далее, как "работает" формула № 15 при граничных условиях.

Если бы отсутствовали гистерезисные потери в шине и потери на ее внешнее трение ($M_{\text{ш}} + M_s = 0$), то энергетический коэффициент сопротивления качению снизился бы до уровня коэффициента силового ($f_3 = f_c$). Однако достичь этого в силу известных причин невозможно. Можно лишь, уменьшив M_k и снизив проскальзывание ($M_s \sim 0$), понизить f_3 примерно до уровня $f_3 \approx f_c + M_{\text{ш}} / R_z r_d$. Но если крутящий момент M_k возрастает до своего предельного по сцеплению значения M_k^{max} , то условный момент M_s сил трения скольжения (буксования) тоже достигает своего максимума ($M_k^{\text{max}} \approx R_z \varphi_x r_d$). В результате f_3 резко увеличивается примерно до уровня коэффициента φ_x продольного сцепления шины с дорогой (формула № 23). В итоге f_3 становится таким, что мощности силы тяги колеса ($P_T = M_k^{\text{max}} / r_d \approx R_z \varphi_x$) не хватает для того, чтобы перекрыть примерно такую же по величине мощность силы сопротивления качению $P_f^{\text{max}} = R_z f_3 \approx R_z \varphi_x$. Именно по этой причине ведущее колесо буксует на месте. Кстати, это опровергает старые представления, согласно которым "...с приближением скорости v оси ведущего колеса и его радиуса качения $r_k = v / \omega$, где ω – угловая скорость колеса, к нулю коэффициент f сопротивления качению и сила сопротивления качению $P_f = f P_z$, где P_z – нормальная нагрузка на колесо, стремятся к бесконечности" [8]. Этот очевидный абсурд присущ и формуле Е.А. Чудакова. Он обусловлен как раз неправильным использованием кинематического радиуса в качестве плеча при определении силы P_f и коэффициента f сопротивления качению (о чем уже говорилось выше).

В заключение отметим, что введение двух коэффициентов сопротивления качению, имеющих в общем случае разные численные значения, вовсе не означает, что один из них, скажем f_3 , "правильный" ("истинный"), поскольку отражает все потери колеса, а второй f_c – "неправильный" ("недостовверный"), так как не учитывает ряд потерь. Или наоборот. Просто эти коэффициенты имеют разный физический смысл. Причем оба при их правильном использовании дают совершенно одинаковый результат.

Проиллюстрируем это на примерах.

Пример первый. Если определяется сила P_f сопротивления качению, то необходимо использовать силовой коэффициент сопротивления качению, т.е. эту силу следует определять по формуле № 24. Однако, вычисляя мощность этой силы по формуле № 25, следует иметь в виду, что ее значение не дает полного представления о всей мощности сил сопротивления качению, так как коэффициент f_c не учитывает потерь, обусловленных работой внутренних ($N_{\text{ш}}$) и внешних (N_e) сил трения. Следовательно, полную мощность сил сопротивления качению в такой ситуации следует вычислять либо по формуле № 26, либо по формуле № 27. Но при этом надо иметь в виду, что коэффициент f_3 нельзя использовать для расчета физической силы P_f сопротивления качению, так как внутренние и внешние силы трения собственно продольного сопротивления качению колеса как такового не создают. Следовательно,

но, если определить силу P_f посредством этого коэффициента ($P_f^3 = R_z f_3$), получим явно завышенную оценку силы сопротивления качению ($P_f^3 > P_f$). Если же необходима приведенная (условная) сила сопротивления качению, то, наоборот, расчет надо выполнять по формуле № 28.

Второй пример. Если необходим точный расчет толкающего усилия F ведущих колес, прикладываемых к корпусу автомобиля при его равномерном движении, то его значение можно определить, используя как f_c , так и f_3 . Однако рассчитывать F следует по разным формулам. Так, в первом случае, учитывая, что $F = Q$, это будет формула № 29, а во втором – формула № 30. (Эти формулы вытекают соответственно из уравнений № 14 и 7.)

Если же особая точность расчетов не нужна, то, принимая $r_k = r_d$, последнюю формулу можно свести к формуле № 29.

Таким образом, когда речь идет о продольной силе сопротивления качению как таковой, то ее значение должно вычисляться с помощью силового коэффициента f_c сопротивления качению ($P_f = R_z f_c$), а когда об условной (приведенной, эквивалентной) силе сопротивления качению, то с помощью энергетического коэффициента f_3 ($P_f = R_z f_3$). В общем случае у ведущего колеса численные значения этих сил неодинаковы.

Подводя итог, можно сделать следующие основные выводы.

1. Коэффициент сопротивления качению ведущего колеса – это удельный показатель механических потерь, возникающих при его взаимодействии с внешней средой (корпусом автомобиля, дорогой и воздушной средой) в процессе преобразования подводимого к нему крутящего момента в продольное тяговое усилие.

2. У ведущего колеса с пневматической шиной следует различать энергетический и силовой коэффициенты сопротивления качению, которые вытекают соответственно из уравнений его энергетического и силового балансов и имеют разный физический смысл. Так, энергетический коэффициент выражает удельное сопротивление качению колеса, обусловленное совокупностью действия всех сил, которые создают сопротивление его качению, включая внутренние (гистерезисные) и внешние (при проскальзывании) силы трения. Силовой коэффициент – удельное сопротивление качению колеса, обусловленное действием всех сил, которые создают реальное сопротивление его качению. Его значение соответствует величине энергетического коэффициента сопротивления качению колеса в свободном режиме.

3. Так как энергетический коэффициент сопротивления качению определяется всей совокупностью механических потерь, возникающих при качении ведущего колеса, а силовой – лишь работой внешних сил (за исключением работы сил трения скольжения), то его значение всегда выше значения силового коэффициента.

4. Энергетический коэффициент сопротивления качению по мере увеличения крутящего момента на

колесе возрастает, достигая при 100 %-м буксовании (примерно) предельного значения коэффициента продольного сцепления шины с дорогой.

5. При качении ведущего колеса общий снос вектора нормальной реакции R_z складывается из физического сноса, обусловленного несимметричностью эпюры нормальных реакций дорожного полотна, и суммой условных сносов, обусловленных действием внутренних и внешних сил трения, а также совокупностью прочих сил сопротивления качению.

6. Энергетический коэффициент сопротивления качению представляет собой сумму трех коэффициентов сопротивления, отражающих удельную работу распределенной нормальной реакции дороги, работу внутренних (гистерезисных) сил трения и внешних сил трения проскальзывания.

УДК 621.165... 621

СТЕПЕНЬ РАСШИРЕНИЯ СОПЕЛ С МАЛЫМ УГЛОМ ВЫХОДА, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ СОПЛОВЫХ АППАРАТОВ ОСЕВЫХ МАЛОРАСХОДНЫХ ТУРБИН

Канд. техн. наук Ю.Я. ФЕРШАЛОВ

Дальневосточный федеральный университет (4232. 26-13-31)

Приведены результаты исследований по выбору степени расширения сопел прямоугольного сечения с конструктивными углами выхода от 5 до 9° для сопловых аппаратов малорасходных турбин.

Ключевые слова: малорасходная турбина, сопловой аппарат, сопла.

Fershalov Yu.Ya.

EXTENT OF EXPANSION SNUFFLED WITH THE SMALL ANGLE OF EMERGENCE, THE AXIAL LOW-ACCOUNT TURBINES INTENDED FOR NOZZLE DEVICES

The results of studies on the choice of the degree of expansion nozzles rectangular design with exit angles from 5° to 9° for nozzle devices of low-flow turbines.

Keywords: low-flow turbine, nozzle device, nozzles.

Анализ энергетики показывает, что одной из основных проблем ее развития является повышение экономичности энергетических установок. И в первую очередь – газовых и паровых турбин, приводящих механизмы различного назначения. Эта проблема неизбежно возникает и в автомобилестроении, потому что микрогазотурбинные двигатели-генераторы в комбинированных (гибридных) энергетических установках будут находить все более широкое применение и в автомобилях [1]. Поэтому к решению этой проблемы нужно готовиться заранее, в том числе изучать опыт "большой" энергетики. Например, зная, что в настоящее время разработчики турбин все больше внимания уделяют турбинным ступеням, в которых рабочее тело движется с около-

Литература

3. Чудаков Е.А. Качение автомобильного колеса // Труды Автомобильной лаборатории ИМ АН СССР. М. – Л.: Изд-во АН СССР, 1948. Вып. 9. – 200 с.
4. Ечистов Ю.А., Семов Д.С. Силовые соотношения автомобильного колеса, прямолинейно катящегося по твердой дороге // Автомобильная промышленность. 1973. № 12. – С. 18–19.
5. Шабаров А.А. Отдельные вопросы равномерного качения ведущего пневматического колеса // Тр. НАТИ, 1971. Вып. 212. – С. 3–30.
6. Виравов Р.В. Тяговые силы фрикционных передач. М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.
7. Работа автомобильной шины / Под ред. В.И. Кнороза. М.: Транспорт, 1976. – 238 с.
8. Виравов Р.В. Об оценке сопротивления качению колеса с пневматической шиной // Вестник машиностроителя. 1987. № 7. С. 46–50.

сверхзвуковыми скоростями. Особенно в тех турбинах, для которых массогабаритные характеристики первостепенны. Турбины с параметрами РТ, не позволяющими выполнить проточную часть в оптимальном диапазоне размеров при полном подводе рабочего тела к рабочему колесу, получили название малорасходных. В таких турбинах расход рабочего тела естественно ограничен и оно часто подводится к рабочему колесу парциально, что вызывает потери его энергии, обусловленные трением и вентиляцией на неактивной дуге.

Тем не менее на повышении степени парциальности приходится идти. И чтобы сохранить приемлемые высоты проточной части соплового аппарата и рабочего колеса, разработчики уменьшают величину конструктивного угла выхода сопел, тем самым увеличивая дугу подвода рабочего тела.

Установлено также, что на эффективность работы турбин, все элементы ступени которых выполнены в оптимальном варианте, особенно активного типа, наибольшее влияние оказывают сопловые аппараты [2]. В связи с этим в ДВФУ совместно с Санкт-Петербургским ГПУ был разработан (пат. № 2232902, РФ) сопловой аппарат с соплами новой конструкции (рис. 1), в которой учтены положительные качества сопел с осесимметричными и прямоугольными сечениями проточной части. У сопел прямо-

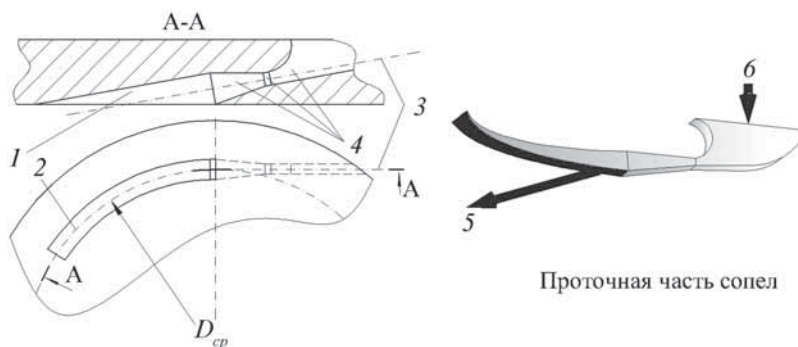


Рис. 1. Модельные сопловые аппараты:

1 – косой срез; 2 – окружность, имеющая средний диаметр (D_{cp}) МРТ; 3 – продольная ось проточной части; 4 – разгонный участок сопла; 5 – выход рабочего тела; 6 – вход рабочего тела

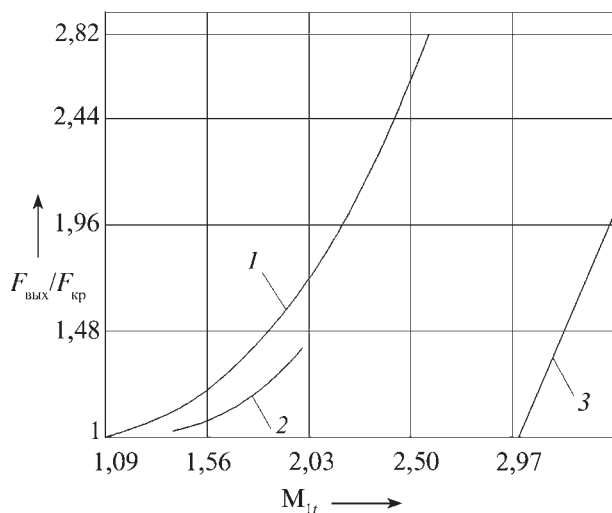


Рис. 2. Оптимальная степень расширения сопел ($\alpha_{1к} = 5^\circ$):
 1 – выходное сечение сопел перпендикулярно течению газа;
 2 – по рекомендации работы [3]; 3 – по авторским исследованиям соплового аппарата с углом $\alpha_{1к}$ выхода, равного 5°

угольного сечения продольная ось разгонного участка выполнена прямолинейной и ее проекция на плоскость соплового аппарата размещена по касательной к окружности, образованной средним диаметром турбинной ступени.

С целью определения оптимальной степени расширения сопел (\bar{f}) этих аппаратов $\bar{f} = F_{vykh} / F_{kr}$ и их коэффициентов скорости (φ) с учетом вращения рабочего колеса используем экспериментально-теоретический метод, поскольку точного метода теоретического расчета газодинамических процессов в проточной части турбин, имеющих малые размеры, в настоящее время из-за сложности явлений, сопровождающих течение рабочего тела, фактически нет, а теоретические исследования течения газа на турбинах подобного типа можно осуществлять только при ряде допущений.

Известно, что при дозвуковых и околозвуковых скоростях рабочего тела в сопловом аппарате применяют суживающиеся сопла, а при сверхзвуковых – сопла Лавалья [3], у которых на нерасчетных режимах истечения отмечается резкое снижение эффективности. Например, давно доказано, что сопла Лавалья принципиально не могут быть высокоэффективными на режимах, когда числа Маха (M) ниже расчетных. Поэтому степень \bar{f} целесообразно выбирать равной или чуть меньше расчетной. Когда же сопла не имеют косого среза (выходное сечение канала перпендикулярно течению рабочего тела), величина \bar{f} достаточно точно определяется через газодинамические функции или в соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [4].

Далее, так как поток рабочего тела на выходе из сопел соплового аппарата всегда направлен под углом к вектору окружной скорости рабочего колеса, то сопловой канал имеет косой срез. Поэтому при уменьшении давления за сопловым аппаратом ниже критического давления (для суживающегося сопла) или ниже расчетного (для сопла Лавалья) дальнейшее ускорение потока происходит за счет расширения его в этом срезе, что необходимо учитывать при проектировании проточной части сопел.

Эмпирическая формула для выбора значения \bar{f} (при отсутствии рабочего колеса за сопловым аппаратом), обеспечивающего рациональное распределение ускорения потока

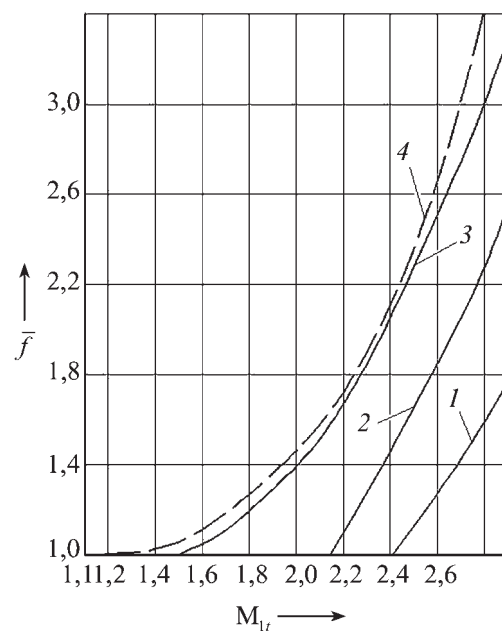


Рис. 3. Выбор степени расширения сопловых аппаратов при динамическом режиме (характеристическое число 0,2):

1 – $\alpha_{1к} = 5^\circ$; 2 – $\alpha_{1к} = 7^\circ$; 3 – $\alpha_{1к} = 9^\circ$; 4 – рекомендации [3] по выбору \bar{f} для соплового аппарата с $\alpha_{1к} \geq 9^\circ$ при $\lambda_{из} = 0$

между расширяющейся частью канала и косым срезом, приведена в работе [5]. Она рекомендована для $M = 1,4 \dots 2,0$ и углов выхода ($\alpha_{1к}$) сопел, равных $9 \dots 25^\circ$. Однако в ней отсутствует член, учитывающий сами углы выхода сопел. Это приводит к погрешности при расчете \bar{f} особенно при малых значениях $\alpha_{1к}$, так как протяженность косого среза увеличивается, что может привести к отрыву потока от спинки среза и, как следствие, к резкому снижению эффективности этого потока. Кроме того, в реальной ступени за сопловым аппаратом всегда располагается рабочее колесо, поэтому при сверхзвуковом истечении из сопел с малыми углами выхода наблюдается обратное влияние скачков уплотнений, отраженных от кромок лопаток рабочего колеса, на безотрывное течение в нем, и как результат – на расширительную способность косого среза. Это также не учтено в той формуле.

Перечисленные соображения в общем-то очевидны. Их, как следовало ожидать, подтвердили экспериментальные исследования, выполненные в Санкт-Петербургском ГПУ и ДВФУ: расширительная способность сопел соплового аппарата при малых значениях $\alpha_{1к}$ в составе ступени при остановленном рабочем колесе действительно изменяются. Это хорошо видно из рис. 2, на котором приведена зависимость оптимального значения \bar{f} от M : требуемое значение \bar{f} с ростом M уменьшается, что еще раз подтверждает: при выборе \bar{f} необходимо учитывать наличие рабочего колеса, расположенного за сопловым аппаратом. Потому что с уменьшением $\alpha_{1к}$ и при вращении рабочего колеса расширительная способность косого среза сопел возрастает (рис. 3).

К сожалению, использовать результаты данных исследований на практике проблематично в связи с тем, что представлены они функцией от зависимых через C_0 факторов: характеристического числа ($\bar{u} = u / C_0$) и M , где C_0 – теоретическая скорость рабочего тела на выходе из соплового аппарата, u – окружная скорость рабочего колеса. Поэтому автор пришел к выводу: выбирать оптимальное

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\bar{f} = \begin{cases} -1; & \text{при } F(\bar{\alpha}_{1к}, \bar{\beta}_{1к}, \bar{\lambda}_u, \bar{M}_{c1r}) \leq -1 \\ 1; & \text{при } F(\bar{\alpha}_{1к}, \bar{\beta}_{1к}, \bar{\lambda}_u, \bar{M}_{c1r}) \geq 1 \\ F(\bar{\alpha}_{1к}, \bar{\beta}_{1к}, \bar{\lambda}_u, \bar{M}_{c1r}); & \\ \text{при } [-1 < F(\bar{\alpha}_{1к}, \bar{\beta}_{1к}, \bar{\lambda}_u, \bar{M}_{c1r}) < 1] \end{cases}$	$\bar{\alpha}_{1к} = \frac{(\alpha_{1к} - 7^\circ)}{2^\circ}; \quad \bar{\beta}_{1к} = \frac{(\beta_{1к} - 11,115^\circ)}{2,985^\circ};$ $\bar{\lambda}_u = \frac{(\lambda_u - 0,22)}{0,22}; \quad \bar{M}_{c1r} = \frac{(M_{c1r} - 2,26)}{1,17}$ $F(\bar{\alpha}_{1к}, \bar{\beta}_{1к}, \bar{\lambda}_u, \bar{M}_{c1r}) =$ $= j_1 + j_2 \bar{\alpha}_{1к} + j_3 \bar{\beta}_{1к} + j_4 \bar{\lambda}_u + j_5 \bar{M}_{c1r}$
2	$\bar{f} = 0,91 \bar{f} + 1,91$	—
3	$\varphi = b_{00} + \sum_{i=1}^5 b_{i0} x_i + \sum_{i=1}^5 \sum_{j=i}^5 b_{ij} x_i x_j$	b_{00}, b_{i0}, b_{ij} — коэффициенты регрессии
4	$x_1 = \bar{f} = (\bar{f} - 1,91) / 0,91;$ $x_2 - \bar{\alpha}_{1к} = (\alpha_{1к} - 7^\circ) / 2^\circ;$ $x_3 - \bar{\beta}_{1к} = (\beta_{1к} - 11,115^\circ) / 2,985^\circ;$ $x_4 - \bar{\lambda}_u = (\lambda_u - 0,22) / 0,22;$ $x_5 - \bar{M}_{c1r} = (M_{c1r} - 2,26) / 1,17$	$\bar{f} = -1 \dots +1; \quad \bar{\alpha}_{1к} = -1 \dots +1;$ $\bar{\beta}_{1к} = -1 \dots +1; \quad \bar{\lambda}_u = -1 \dots +1;$ $\bar{M}_{c1r} = -1 \dots +1$

значение \bar{f} необходимо на основе экспериментальных данных, а затем разработать регрессионную модель в зависимости от следующих четырех факторов: числа $M = f(p_1 / p_0^*)$, где p_1 — статическое давление на выходе соплового аппарата, а p_0^* — полное давление на входе в сопла соплового аппарата; $\alpha_{1к}$ — угла выхода сопел, определяющего конфигурацию их косога среза; $\beta_{1к}$ — конструктивно-го угла выхода лопаток рабочего колеса (в сверхзвуковом потоке наличие кромки этого колеса вызывает возникновение скачка уплотнения). При малых углах течения рабочего тела осевая составляющая скорости C_0 может быть меньше скорости звука (a), и возмущения потока, связанные со скачком уплотнения, могут воздействовать на течение рабочего тела в косом срезе, меняя его свойства, связанные с расширением потока; $\lambda_u = u / a_{1кр}$ — безразмерная скорость, величина которой связана с периодичностью возмущений потока при его пересечении лопатками рабочего колеса.

В связи с тем, что малые размеры рассматриваемой турбины, сверхзвуковые скорости рабочего тела и вращающееся рабочее колесо не позволяют исследовать структуру потока за сопловым аппаратом с помощью траверсирования, исследования проводились на стенде, конструкция которого позволяла оценивать коэффициент φ при различных геометрических и режимных параметрах.

В эксперименте исследовали девять модельных сопловых аппаратов с углами $\alpha_{1к}$ выхода 5, 7 и 9° и степенями \bar{f} расширения 1; 1,48; 2,82, на ступенях, полученных путем варьирования соплового аппарата с тремя рабочими колесами, которые имели углы $\beta_{1к}$ входных кромок, равные 8,13; 11,2 и 14,1°.

В результате обработки данных экспериментов и последующих оптимизационных расчетов, где в качестве целевой функции принимался коэффициент φ , являющийся показателем эффективности соплового аппарата и зависящий от степени расширения сопел при различном сочетании факторов, была получена эмпирическая формула № 1 (табл. 1).

Эта формула действительна для всех исследованных опытных сопловых аппаратов при изменении факторов в следующих пределах: $1,09 \leq M \leq 3,43$; $5^\circ \leq \alpha_{1к} \leq 9^\circ$; $8,13^\circ \leq \beta_{1к} \leq 14,1^\circ$; $0 \leq \lambda_u \leq 0,44$. Конкретные значения коэффициентов j_i берутся из табл. 2.

Перевод степени расширения, полученной по формуле № 1, из относительной величины (f) в абсолютную величину (\bar{f}) выполняется по формуле № 2.

Согласно работам [6, 7], при недостаточном расширении сопел давление на выходном их конце не зависит от величины статического давления в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом турбины. То есть дальнейшее падение давления происходит вне сопла, в отходящей от края его отверстия волне разряжения. Но при избыточном расширении сопел из-за повышенного внешнего давления ударная волна перемещается внутрь сопла, вызывая на его внутренней поверхности отрыв потока. Что снижает скорость потока за сопловым аппаратом и значительно уменьшает φ . В связи с этим сопла предпочтительней изготавливать с некоторым недорасширением сверхзвуковой части в пределах предполагаемой неопределенности, и поскольку средняя погрешность проведенных исследований по определению φ составила 3,6 %, рассчитанную степень расширения целесообразно уменьшить на это значение.

Таблица 2

	Свободный член формулы № 1	Факторы			
		$\bar{\alpha}_{1к}$	$\bar{\beta}_{1к}$	$\bar{\lambda}_u$	\bar{M}_{clr}
Индекс (<i>i</i>)	1	2	3	4	5
Значения j_i	-1,0531	0,7546	0,2753	-0,4189	2,6837

пел должна быть равной 1,4 ($\bar{f} = 1,4$). Согласно расчетам по вышеприведенной модели (формулы № 1, 3), значение φ может находиться в пределах от 0,889 (при $\beta_{1к} = 14,1^\circ$ и $\lambda_u = 0$) до 0,803 (при $\beta_{1к} = 9^\circ$ и $\lambda_u = 0,44$), т.е. разница может составлять 9,6 %. Это говорит о необходимости учитывать не только число M , но и углы $\alpha_{1к}$, $\beta_{1к}$ и λ_u . Действительно, при расчете КПД по зависимости, приведенной в работах [7, 8], значения λ_u будут лежать в пределах от 0,49 ($\varphi = 0,889$) до 0,4 ($\varphi = 0,803$), т.е. разница составляет 18,4 %.

Таблица 3

№ регрессии	Значение коэффициента регрессии <i>i</i>					
	0	1	2	3	4	5
0	0,811	-0,058	-0,036	0,044	-0,032	0,114
1		-0,028	0,042	0,015	-0,023	0,149
2			0,041	0,004	0,001	-0,057
3				-0,010	-0,007	0,003
4					0,007	0,062
5						-0,169

Саму величину φ можно вычислить с помощью эмпирической формулы № 3. Входящие в нее параметры x_i подсчитываются по формулам № 4, а значения коэффициентов регрессии берутся из табл. 3.

Проанализировав формулы № 1 и 3, можно сделать следующие выводы.

1. При росте M необходимо увеличивать \bar{f} . Это согласуется с данными технической литературы, в том числе работы [5], и связано с характером образования скачков уплотнения, их интенсивностью и структурой в зависимости от режима работы ступени.

2. Чем ниже значение $\alpha_{1к}$, тем при больших значениях M необходимо применять расширяющиеся сопла соплового аппарата. Например, при $\alpha_{1к} = 5^\circ$ значение M , при котором суживающиеся сопла становятся эффективней расширяющихся, может доходить до 3,79. Связано это с увеличением протяженности косога среза, который при благоприятных условиях обтекания (отсутствие отрыва от спинки благодаря обратному воздействию рабочего колеса на сопловый аппарат) участвует в процессе расширения рабочего тела.

3. При $\lambda_u > 0$ значение M , при котором расширяющиеся сопла становятся эффективней суживающихся, может доходить до значения $M = 3,79$, а при неподвижном рабочем колесе $M = 3,42$. Это согласуется с выводами работы [8] о том, что при увеличении продолжительности воздействия на сопловый аппарат отраженных от кромок рабочего колеса скачков уплотнений потери энергии подачи тоже увеличиваются. А так как основная их доля в косом срезе связана с отрывом потока от спинки среза, следовательно, последний участвует в работе не полностью, что снижает его расширительную способность.

4. Угол $\beta_{1к}$ оказывает влияние на угол кромочных скачков относительно поверхности соплового аппарата и его также необходимо учитывать при выборе \bar{f} .

Для иллюстрации предлагаемого подхода рассмотрим задачу определения необходимой степени \bar{f} сопел соплового аппарата активной осевой турбинной ступени с $\alpha_{1к} = 9^\circ$ при $M = 2$.

По рекомендациям работы [5] степень расширения со-

на основании выполненных исследований можно дать и некоторые практические рекомендации, справедливые для осевых сверхзвуковых малорасходных турбин, работающих в указанных выше диапазонах исследованных факторов.

При выборе оптимальной величины \bar{f} необходимо пользоваться формулами № 1 и 2, что позволит повысить φ за счет целесообразного распределения ускорений потока между разгонной частью сопла и его косым срезом.

Значение φ следует определять по формуле № 3.

Наиболее существенное влияние на выбор величины \bar{f} оказывает M , вторым по степени влияния является угол $\alpha_{1к}$.

При больших значениях λ_u необходимая величина \bar{f} уменьшается, а в наименьшей степени на выбор значения \bar{f} оказывает $\beta_{1к}$.

Литература

1. Арав Б.Л., Бен Хаим М., Рассохин В.А., Беседин С.Н., Келлер А.В. Микрогазотурбинные двигатели-генераторы как основа комбинированных энергетических установок автотранспортных средств // Автомобильная промышленность. 2011. № 7. С. 9.
2. Матвеев Г.А., Камнев Г.В., Марков Н.М., Елизаров В.С. Аэродинамика проточной части судовых турбин. М.: Судпромгиз, 1961. 363с.
3. Дейч М.Е., Губарев А.В., Лазарев Л.Я., Джаганмахан А. Исследование новых сопловых решеток МЭИ для сверхзвуковых скоростей // Теплоэнергетика. 1962. № 10. С. 47–52.
4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Ч. 1. М.: Наука, 1991. – 600 с.
5. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решеток осевых турбин. М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
6. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т.6. Гидродинамика. М.: Наука, 1988. – 736 с.
7. Курзон А.Г. Теория судовых паровых и газовых турбин. Л.: Судостроение, 1970. – 592 с.
8. Дейч М.Е., Кобзев А.В., Лазарев Л.Я. О взаимодействии сопловой и рабочей решеток в сверхзвуковой турбинной ступени // Теплоэнергетика. 1970. № 4. С. 30–33.
9. Матвеев В.Н., Сулинов А.В. Проектный расчет одноступенчатых и двухступенчатых автономных осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД: учебное пособие. Самара: Самар. Гос. Аэрокосм. ун-т. 2011. – 85 с.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.113.004.5

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ И РЕЖИМОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АТС

Канд. техн. наук **С.Г. ПАВЛИШИН**
Тихоокеанский ГУ (4212. 37-51-99)

На примере ОАО "КамАЗ" рассматриваются вопросы формирования фирменной системы (стратегии) поддержания работоспособности автомобилей с целью повышения эффективности их эксплуатации в условиях Дальневосточного федерального округа.

Ключевые слова: работоспособность, надежность, диагностика, регламентированное техническое обслуживание, техническое обслуживание с периодическим контролем.

Pavlishin S.G.

THE OPTIMIZATION OF KAMAZ VEHICLES MAINTANCE

On example of vehicle KamAZ formation of corporate system (strategy) of work capacity support for utilization efficiency increase in the condition of the Far East Federal District are considered.

Keywords: work capacity, reliability, diagnostics, regulated technical service, technical service with periodical control.

Известно, что в процессе работы автомобиля техническое состояние его деталей, узлов, систем и агрегатов постепенно ухудшается: ослабевают крепежные соединения, из-за износа увеличиваются зазоры в сопряжениях, уменьшается пропускная способность жиклеров и трубопроводов, изменяются физико-химические свойства смазочных материалов и технических жидкостей, накапливаются вредные отложения, появляются коррозия и усталость металлов. Все это отрицательно сказывается на потребительских и эксплуатационных качествах АТС: их динамичности, топливной экономичности, показателях надежности (безотказности), безопасности, комфортабельности, экологичности и т.д.

Для предупреждения и отдаления возникновения перечисленных выше явлений необходимы профилактические (диагностирование (Д) и техническое обслуживание (ТО)) и восстановительные (текущий, средний и капитальный ремонт (Р)) работы и оптимизация режимов ТО (Р), которая подразумевает проведение исследований и наблюдений за АТС в эксплуатации с целью выработки обоснованных рекомендаций по объемам (содержанию) работ, трудоемкостям и периодичностям их выполнения; изучение влияния условий эксплуатации на техническое состояние АТС и разработка методики корректирования режимов ТО с целью учета их разнообразия для оптимизации затрат на поддержание автомобилей в работоспособном состоянии. Иначе говоря, необходимы обоснованная система и режимы ТО и Р; без этого рациональная и производительная организация технической эксплуатации автомобилей невозможна [1]. При этом режимы ТО (Р), т.е. перечни работ, их трудоемкость и периодичность выполнения, — важнейшие элементы системы поддержания работоспособности АТС, поскольку затраты на ТО и Р в значительной мере определяются именно ими. Кроме того, от них зависят потребность в

постах для ТО и Р, рабочей силе, эксплуатационных материалах и оборудовании. Наконец, от содержания (перечня) операций ТО (Р) зависят квалификация и специальности ремонтных рабочих, тип и количество применяемого оборудования, планировочные решения постов и линий, а также сама технология и организация производственного процесса автотранспортных предприятий (АТП), автоцентров (АЦ) и станций технического обслуживания автомобилей (СТОА).

Стандартная схема формирования структуры системы ТО и Р [1, 2] автомобилей приведена на рис. 1. Однако следует отметить, что за последние годы произошли значительные изменения конструкции АТС: появились саморегулируемые механизмы, улучшилось качество используемых материалов и смазок, стала более надежной защита узлов трения от попадания пыли, грязи и влаги. В связи с чем для оптимизации затрат на техническую эксплуатацию АТС конкретное содержание этой схемы необходимо постоянно корректировать. Например, назначать более выгодные (рациональные) режимы смазочных работ

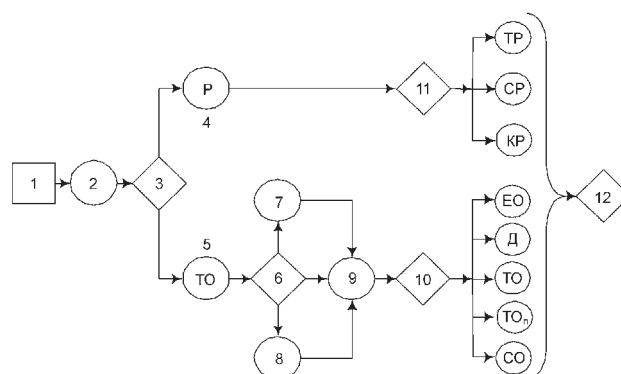


Рис. 1. Схема формирования структуры системы ТО и ремонта автомобилей:

1 — автомобиль; 2 — поток его отказов в данных условиях эксплуатации; 3 — разделение потока отказов по видам стратегий обеспечения работоспособности; 4 — стратегия восстановления работоспособности — Р; 5 — стратегия поддержания работоспособности — ТО; 6 — профилактические работы (в том числе и принудительная замена ненадежных элементов); 7 — профилактика по наработке; 8 — профилактика по техническому состоянию; 9 — поток профилактических операций с оптимальными периодичностями; 10 — группировка операций ТО по видам обслуживания (ЕО — регламентированное ежедневное обслуживание, Д — диагностирование, ТО — регламентированные периодические технические обслуживания, ТО_п — техническое обслуживание с периодическим контролем, СО — сезонное обслуживание); 11 — группировка операций по видам ремонта (ТР — текущий ремонт, СР — средний ремонт, КР — капитальный ремонт); 12 — система ТО и ремонта (виды и ступени ТО (Р), нормативы, организация, технология и обеспечение)

и периодичности замены масла в агрегатах и тем самым сокращать затраты на смазочные материалы, их расход, трудоемкость смазочных работ, время простоя в ТО, уменьшать отрицательное влияние продуктов эксплуатации (отработавших масел и спецжидкостей) на экологию.

Эти выводы подтверждают результаты научной работы, выполненной сотрудниками кафедры "Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей" Тихоокеанского ГУ и НТЦ ОАО "КамАЗ" с целью оптимизации некоторых элементов фирменной системы ТО и Р применительно к грузовой автомобильной технике КамАЗ с двигателями класса "Евро-3". Полученные результаты говорят о том, что при формировании фирменной системы ТО и Р АТС нужно исходить из того, что главным условием обеспечения качественного сервисного сопровождения этой техники, поддержания высокого уровня ее работоспособности является предупреждение отказов: основная часть неисправностей должна быть выявлена и устранена до наступления отказа, для чего следует руководствоваться перечисленными ниже принципами, предпосылками и допущениями.

1. Чтобы снивелировать потери, связанные с необходимостью одновременного выполнения как редко, так и часто встречающихся работ (операций) и рассеивания (вариации) фактических их периодичностей, а также оптимизировать затраты на их проведение, вместо регламентированных [3, 4] в настоящее время ТО (ТО-1, ТО-2, ТО-10 000, ТО-30 000 и т.д.) рекомендуется применять так называемые ТО с периодическим контролем – $ТО_n$, которое, согласно ГОСТ 18322–78 "Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения", предусматривает обязательный контроль технического состояния деталей, узлов и систем АТС, а что касается операций ТО (Р) и замены деталей, то они отнесены к группе выполняемых "по потребности", т.е. в зависимости от технического состояния соответствующих систем и агрегатов автомобиля в момент начала $ТО_n$.

2. Целесообразно включение в $ТО_n$ ограниченно-го числа часто встречающихся ремонтных работ малой трудоемкости, которые связаны с ним технологически, и работ по предупредительной (плановой) замене недорогих деталей, имеющих ограниченные ресурсы.

3. Степень обоснованности включения (исключения) и выполнения тех или иных операций $ТО_n$ и принудительных замен отдельных деталей оценивается на основе эксплуатационных наблюдений в условиях АТП (СТОА, АЦ) за фактически выполняемым объемом работ по ТО и Р и его влиянием на технико-эксплуатационные и потребительские показатели работы АТС (например, такие, как коэффициент α_t технической готовности, число ω сходов АТС с линии (отказов), уменьшение удельных эксплуатационных C_{Σ} затрат на один автомобиль или 1000 км пробега и т.д.).

4. Для упрощения организации проведения профилактических работ техническими службами АТП (особенно в сферах нормирования постановки авто-

мобилей на ТО и Р), сокращения общего времени простоев АТС в обслуживании и ремонте число ступеней ТО должно быть минимальным, например, одной (без учета ежедневного обслуживания – ЕО). Дело в том, что редкое, но более полное и качественное выполнение технического обслуживания существенно улучшает техническое состояние автомобилей, снижает затраты на их ТО и Р и время простоев в них [1].

5. Применение календарного планирования некоторых операций $ТО_n$ для тех отдельных узлов и деталей, техническое состояние которых в большей степени зависит от общего (календарного) срока их службы, чем от фактической наработки АТС. Но обязательно – с учетом климатических условий региона.

6. При разработке перечней (содержания) операций $ТО_n$ основное внимание должно быть уделено тем из них, которые предусмотрены для контроля состояния и обслуживания агрегатов, узлов и систем, влияющих на безопасность движения и экологичность транспортных средств. А уже потом тем, которые влияют на показатели безотказности и экономичности работы АТС.

7. Для сокращения перечня и трудоемкости ТО следует принять, что часть редко встречающихся отказов и неисправностей (не влияющих на безопасность движения и экологичность АТС) экономически предотвращать нецелесообразно. Другими словами, устранять их следует по мере возникновения, т.е. по потребности.

8. Использование технологического принципа формирования фирменной системы ТО и Р тоже обязательное условие. При этом операции $ТО_n$ распределяются и группируются, исходя из возможности их совместного проведения на конкретных постах, оснащенных оговоренным (нормируемым) комплектом (комплексом) технологического оборудования.

9. Проведение $ТО_n$, обязательный элемент которого – диагностические работы, облегчает контроль за качеством выполнения работ ТО (Р) в АТП (СТОА, АЦ), обеспечивает гибкую обратную связь "производство–сфера эксплуатации–сфера сервиса". Причем диагностирование предусматривает две функции – оценку уровня технического состояния изделия и доведение параметров технического состояния до нормативных значений в процессе ТО или восстановление работоспособного состояния в процессе ремонта.

10. Так как управленческие решения принимаются в условиях значительной неопределенности (под влиянием большого числа случайных факторов, от которых зависит техническое состояние АТС), то необходим механизм фильтрации (исключения) принятия ошибочных (неудачных) решений в эксплуатации путем определения научно обоснованных толерантных пределов [2, 5] изменения потребительских и технико-эксплуатационных показателей АТС (увеличения коэффициента α_t технической готовности, сокращения потока ω отказов в период между очередными

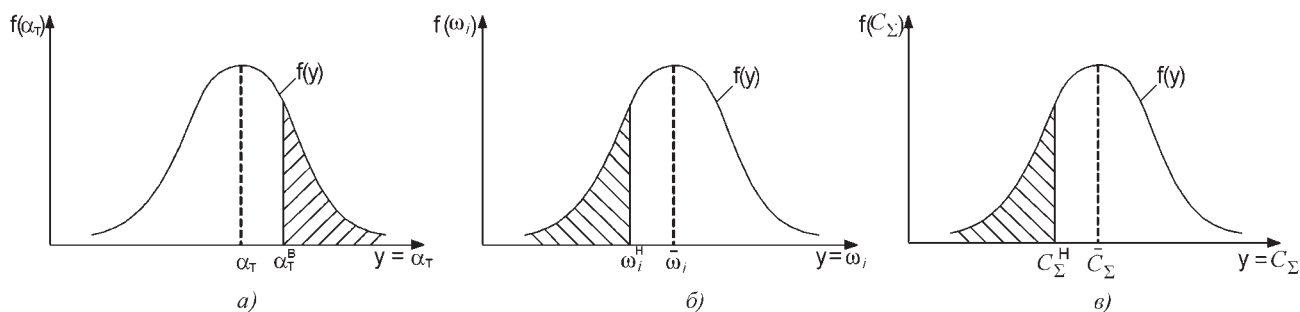


Рис. 2. Одностороннее ограничение α_T сверху (а), ω_i снизу (б) и C_Σ снизу (в)

ТО_п или удельных эксплуатационных затрат C_Σ). В качестве такого механизма можно использовать следующие односторонние ограничения (рис. 2): для α_T сверху – не меньше уже реализуемого $\alpha_{T_{эрт}}^B$; для ω_i – не больше полученных (оцененных) $\omega_{i_{эрт}}^H$; для C_Σ снизу – не больше уже фактически сложившихся на АТП $C_{\Sigma_{эрт}}^H$. То есть должны выполняться условия: $\alpha_{T_{ф}} \geq \alpha_{T_{эрт}}^B$, где $\alpha_{T_{ф}}$ и $\alpha_{T_{эрт}}^B$ – соответственно фактическое и верхний доверительный предел эталонного (ранее достигнутого) значения коэффициента технической готовности;

$\omega_{i_{ф}} \leq \omega_{i_{эрт}}^H$, где $\omega_{i_{ф}}$ и $\omega_{i_{эрт}}^H$ – соответственно фактическое и нижний доверительный предел ранее достигнутого значения ω_i ; $C_{\Sigma_{ф}} \leq C_{\Sigma_{эрт}}^H$, где $C_{\Sigma_{ф}}$ и $C_{\Sigma_{эрт}}^H$ – соответственно фактическое и нижний доверительный предел ранее достигнутого значения C_Σ .

11. Исходя из того, что периодичности замен масел и других технических жидкостей и, как правило, совмещенные с ними работы по замене (очистке) фильтрующих элементов отличаются от периодичностей других операций ТО_п, а работы по их замене тре-

Таблица 1

№ операции	Заменяемый элемент	Периодичность замены, тыс. км (год) для категорий условий эксплуатации [3]				
		I	II	III	IV	V
1	Моторное масло в системе смазки двигателя	12 ± 1,2	11 ± 1,1	10 ± 1	8 ± 0,8	7 ± 0,7
2	Фильтрующий элемент:					
3	масляного фильтра двигателя					
4	фильтра тонкой очистки топлива					
5	фильтра грубой очистки топлива воздухоочистителя					
6	Трансмиссионное масло:	1 раз в год при сезонном обслуживании				
7	в картере переднего ведущего моста					
8	в картере среднего моста					
9	в картере заднего моста	То же				
10	Масло в гидроусилителе руля					
11	Фильтрующий элемент насоса гидроусилителя руля					
12	Масло в гидросистеме механизма подъема платформы					
13	Масляный фильтр сливной магистрали механизма подъема платформы	1 раз в год при сезонном обслуживании				
14	Тормозная жидкость в гидроприводе сцепления					
15	Трансмиссионное масло:					
16	в картере коробки передач	То же				
17	в картере раздаточной коробки					
18	Фильтр-патрон осушителя тормозной системы	–				
19	Консистентная смазка в подшипниках ступиц передних колес					
20	Тосол или антифриз в системе охлаждения двигателя	1 раз в 2 года при сезонном обслуживании				

Вид работ	Расчетная наработка автомобиля в зависимости от категории условий эксплуатации [3]				
	I	II	III	IV	V
ЕТО	Ежедневно				
ТО _н , тыс. км (мото-ч)	12 ± 1,2 (300)	11 ± 1,1 (275)	10 ± 1 (250)	8 ± 0,8 (200)	7 ± 0,7 (175)

буют специфического оборудования и их выполнение часто связано с загрязнением рабочих мест, которое может отрицательно сказываться на качестве выполнения других операций ТО, что усложняет организацию ТО, а также сбор и обработку информации для планирования постановки АТС на ТО, эти работы целесообразно выделять из состава ТО и объединять в отдельную группу – "операции по замене масел и технических жидкостей", которые рекомендуется проводить совместно с очередным ТО_н. Планирование их проведения производится согласно табл. 1.

Выполнять работы, перечисленные в табл. 1, целесообразно на специально созданных для этих целей в дилерских центрах, авторизованных СТОА, АЦ и в АТП постах. Эти посты в нашем случае должны быть оснащены комплексом технологического оборудования, в состав которого входят: модульная система раздачи масла; пневматические солидолонагне-

татель и маслосос; вакуумный сборник отработавших масел; установки для слива отработавшего масла и технических жидкостей (передвижная), заправки и замены трансмиссионного масла в автоматической коробке передач; раздатчик масла; установки для забора отработавшего масла, нагнетания смазки, промывки системы охлаждения и замены жидкости в системе гидроусилителя рулевого управления; стоечный (платформенный) подъемник, эстакада или осмотровая канава; установка для сбора и накопления отработавших масел (технических жидкостей).

На основании приведенных выше результатов исследований специалистами кафедры, НТЦ "КамАЗ" совместно с инженерно-техническими работниками Филиала АТУ-725 ФГУП "ГУСС "Дальспецстрой" при Спецстрое России" были оптимизированы элементы системы ТО и Р самосвалов КамАЗ-65115, седельных тягачей КамАЗ-6640 и некоторых других мо-

Таблица 3

Вид работ	№ операции	Содержание операций	Примечание
ЕТО	1	Вымыть автомобиль и провести уборку его кабины и платформы (в том числе полу-прицепа или прицепа)	При необходимости
	2	Очистить сапуны (предохранительные клапаны) коробки передач и мостов, а также дренажные отверстия пробок аккумуляторных батарей	То же
	3	Проверить состояние и герметичность: впускного воздушного тракта двигателя, приборов и трубопроводов систем питания топливом, смазки, охлаждения и гидропривода сцепления; коробки передач (КП), ведущих мостов, гидроусилителя рулевого управления, гидроподъемника кабины и гидропривода механизма подъема самосвальной платформы	Перед пуском двигателя
	4	Проверить и при необходимости довести до нормы: уровень масла в картере двигателя	То же
	5	уровни жидкостей в компенсационных бачках насоса гидроусилителя рулевого управления, главного цилиндра привода сцепления и системы охлаждения двигателя, а также раствора в бачке стеклоомывателя	
	6	уровень масла в баке гидросистемы механизма подъема самосвального кузова	
	7	Проверить: состояние фильтрующего элемента по цвету индикатора засоренности воздухоочистителя	При необходимости заменить
	8	состояние приводных ремней (генератора и водяного насоса)	То же
	9	уровень электролита в обслуживаемой аккумуляторной батарее	1 раз в 2 недели, при отрицательных температурах – 1 раз в месяц
	10	по контрольным (сигнальным, диагностическим) лампам панели приборов – работоспособность элементов АТС (в том числе ЭСУД и АБС)	При пуске двигателя
	11	состояние тормозных камер, тормозных шлангов и трубок, автоматических соединительных головок пневмопривода тормозных систем	При работающем двигателе
	12	адекватность показаний датчиков на приборной панели	То же

Вид работ	№ операции	Содержание операций	Примечание
ЕТО	13	состояние, крепление и функционирование элементов рулевого управления (сошки, рулевых тяг, рычагов, поворотных кулаков), в том числе зазоров в шарнирах рулевых тяг	—
	14	действие приборов освещения и световой сигнализации, работу стеклоочистителей и омывателей, устройства обдува ветрового стекла	—
	15	состояние запоров бортов и крепление к раме платформы автомобиля, полуприцепа (прицепа), замков дверей кузова или кабины, запоры горловин цистерн(ы), целостность прядей страховочного троса	—
	16	состояние тягово-сцепного или седельно-сцепного устройства (в том числе состояние и крепление замкового узла), шлангов подсоединения тормозной системы прицепа (полуприцепа) и жгутов соединительных проводов	—
	17	состояние и крепление дисков (ободьев), шин колес и давление в них, состояние и крепление рессор, амортизаторов и реактивных штанг	—
	18	состояние и крепление крыльев, подножек и брызговиков	—
	19	свободный ход педалей рабочей тормозной системы и сцепления	Органолептически
	20	Слить конденсат в ресиверах тормозной системы	По возвращении с линии
ТО с периодическим контролем (ТО _п)		Смазать:	
	1	шкворни поворотных кулаков	—
	2	шарниры рулевых тяг и заднюю опору привода рулевого управления	Для АТС 8×4
	3	втулки валов разжимных кулаков	—
	4	регулируемые рычаги тормозных механизмов	—
	5	оси передних опор кабин	—
	6	оси крепления гидроцилиндра	КамАЗ-65115, КамАЗ-6540, КамАЗ-43255
	7	седельно-сцепное устройство (ССУ)	КамАЗ-65116
	8	опорную поверхность седла	То же
	9	тягово-сцепное устройство	MIREAL
	10	оси опрокидывания платформы	КамАЗ-65115, КамАЗ-6540, КамАЗ-43255
	11	зев и оси фиксатора платформы	То же
	12	шарниры и шлицевые соединения (при наличии масленок) карданных валов привода ведущих мостов	—
	13	пальцы передних и задних рессор	Для АТС 4×2
	14	Проверить и при необходимости закрепить: стремянки передних и задних рессор	—
	15	гайки и болты стоек стабилизаторов поперечной устойчивости	—
	16	гайки крепления запасного колеса	—
	17	кронштейны и стяжные болты надрамника и его соединения с рамой	КамАЗ-65115, КамАЗ-6540
	18	гайки и болты крепления турбокомпрессоров, патрубков систем впуска и выпуска, болтов крепления выпускных коллекторов	—
	19	крепления сошки рулевого механизма и рычага задней опоры привода рулевого управления	—
	20	Проверить и при необходимости устранить неисправности: состояние шлангов системы охлаждения	—
	21	состояние трубопроводов и узлов механизма подъема платформы	КамАЗ-65115, КамАЗ-6540, КамАЗ-43255
22	состояние нагнетательного воздухопровода воздушного компрессора тормозной системы	—	

Вид работ	№ операции	Содержание операций	Примечание
ТО с периодическим контролем (ТО _п)	23	состояние тормозных барабанов, колодок, накладок, стяжных пружин и разжимных кулаков	—
	24	состояние платформы, ее крепление боковых обвязок к поперечным балкам	—
	25	стрелу прогиба страховочного троса	КамАЗ-65115, КамАЗ-43255
	26	давление в шинах	Шинным манометром
	27	состояние шарниров карданного вала рулевого управления	—
	28	шплинтовку пальцев штоков тормозных камер	—
	29	Отрегулировать при необходимости: ход штоков тормозных камер	—
	30	подшипники ступиц передних колес	—
	31	Промыть внутреннюю полость ТОНВ	—
	32	Слить отстой из фильтра грубой очистки топлива	—
	33	Довести до нормы уровень масла в* гидроприводе автопоезда	Для гидрофицированного КамАЗ-65116*
	34	картере коробки передач*	—
	35	картерах ведущих мостов*	—
36	Довести до нормы уровень жидкости в бачке главного цилиндра привода сцепления*	—	
Работы по подготовке АТС к эксплуатации при отрицательных температурах окружающего воздуха (цСО)	1	Провести техническое обслуживание и проверить работу предпускового подогревателя	Согласно инструкции по эксплуатации
	2	Выполнить перестановку или замену (при необходимости) шин	—
	3	Выработать в процессе эксплуатации летнее дизельное топливо, постепенно заменив его на зимнее	—
	4	Смазать: выводы аккумуляторных батарей	—
	5	тягово-сцепное устройство типа "крюк-петля"	—
	6	шлицевый вал привода стартера	Только для СТ-142-10
	7	Закрепить: гайки и болты кронштейнов, подставу, упор седла и седельное устройство	КамАЗ-65116
	8	кронштейны и хомуты топливного бака и бака нейтрализующей жидкости	—
	9	радиатор и теплообменник охладителя наддувочного воздуха (ТОНВ)	—
	10	рычаги тяг дистанционного привода управления коробкой передач	—
	11	кронштейны задней подвески к раме	—
	12	кронштейны ресиверов к раме	—
	13	тормозные камеры и их кронштейны	—
	14	держатель запасного колеса	—
	15	Проверить и при необходимости устранить неисправности: действие системы отопления и обдува ветровых стекол	—
	16	механизм натяжения ремня привода агрегатов	—
	17	состояние подшипников ступиц всех колес	При замене смазки в подшипниках ступиц колес
	18	состояние рамы	—
	19	работоспособность пневмопривода тормозных систем	Манометрами по контрольным выводам
	20	состояние и надежность крепления соединительных колодок выключателя аккумуляторных батарей, привода спидометра, передних и задних фонарей, пучков проводов передних и задних фонарей, выключателей контрольных ламп блокировки межосевого и межколесного дифференциалов	—

Вид работ	№ операции	Содержание операций	Примечание
Работы по подготовке АТС к эксплуатации при отрицательных температурах окружающего воздуха (СО)	21	состояние аккумуляторных батарей по напряжению под нагрузкой или по плотности электролита	При необходимости снять батареи для подзарядки или ремонта
	22	Отрегулировать при необходимости: схождение управляемых колес	При неравномерном износе шин
	23	давление начала подъема игл форсунок	При нештатной работе двигателя
	24	свободный ход рулевого колеса	—
	25	тепловые зазоры в клапанном механизме газораспределения	При нештатной работе двигателя
	26	Очистить, промыть или продуть: гофрированные пластины ТОНВ сжатым воздухом	При необходимости
	27	сапуны (предохранительные клапаны) коробки передач и ведущих мостов	При необходимости
	28	Заменить масляный фильтр сливной магистрали механизма подъема платформы	КамАЗ-65115, КамАЗ-6540, КамАЗ-43255
*Данные работы рекомендуется проводить на постах замены масел и технических жидкостей			

делей автомобилей семейства КамАЗ. В частности, приняли, что для них целесообразно назначать две ступени и четыре вида ТО: ежедневное (ЕТО); единое с периодическим контролем (ТО_п); дополнительные к ТО_п работы, выполняемые один раз в год для подготовки АТС к эксплуатации при отрицательных температурах окружающего воздуха (СО); работы по замене масел, технических жидкостей и сопутствующие им операции по замене (очистке) фильтрующих элементов согласно стикеру периодичностей замен, проводимые одновременно с очередным ТО_п. Периодичность этих работ приводится в табл. 2, а их содержание (операции) в табл. 3.

Рассмотренный алгоритм формирования научно обоснованной системы обеспечения работоспособности АТС, по расчетам, полностью себя оправдывает. Как и оказалось, его реализация сокращает материальные и трудовые затраты на техническую эксплуатацию автомобилей, а также уменьшает длительность их простоев в ТО и ремонте.

В помощь техническим службам АТП разработаны технологические процессы ЕТО, ТО_п и СО, включающие содержание отдельных операций, трудоемкости их выполнения, рекомендуемое оборудование и технические условия на проведение.

Литература

1. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. М.: Транспорт, 1990. — 272 с.
2. Техническая эксплуатация автомобилей: учебник для вузов. 4-е изд. / Е.С. Кузнецов, А.П. Болдин и др. М.: Наука, 2001. — 535 с.
3. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. Часть 2 (нормативная). Автомобили семейства КамАЗ ПО-200-РСФСР-12-0115-87 / Мин-во автомот. транспорта РСФСР. М.: Транспорт, 1987. — 91 с.
4. Акинин С.А., Брусков В.И. и др. Технология выполнения ТО автомобилей КамАЗ-5460, КамАЗ-5360, КамАЗ-53602, КамАЗ-6460, КамАЗ-6360, КамАЗ-5480.5460 – 3902901 ТО. Набережные Челны: ОАО "КамАЗ", 2007. — 174 с.
5. Восстановление деталей автомобилей КамАЗ / Под ред. В.Г. Дажина. Набережные Челны: КамАЗ, 1994. — 215 с.
6. ГОСТ 18322-78. Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения.

РАСЧЕТ ГИДРОПРИВОДА ДВУХСТОЕЧНОГО СТАЦИОНАРНОГО ПОДЪЕМНИКА

Е.А. ДУБОВИК, В.В. ДЕРЮШЕВ, А.А. НЕДОЛУЖКО,
С.С. ВОРОБЬЕВ

Донской ГТУ (863. 273-85-11)

Определяются основные инженерные параметры гидропривода двухстоечного стационарного подъемника.

Ключевые слова: гидравлика, привод, потери, число Рейнольдса, подъемник.

Dubovik E.A., Derushev V.V., Nedoluzhko A.A., Vorobiev S.S.

CALCULATION OF THE HYDRAULIC ACTUATOR OF TWO-RACK-MOUNT STATIONARY LIFT

The key engineering parameters of a hydraulic actuator of two-rack-mount stationary lift are defined.

Keywords: hydraulics, drive, losses, Reynolds's number, lift

Техническая оснащенность предприятий сервиса – один из критериев оценки их конкурентоспособности. Ее уровень зависит от всех типов этого оборудования. В том числе и оборудования подъемного, поскольку им во многом определяются сроки и качество выполнения операций ТО и ТР.

Это оборудование, как известно, может быть трех типов: с электро-, гидро- и пневмоприводом. При чем каждый из них обладает своими достоинствами и недостатками (табл. 1). Кроме того, может быть подвижным и стационарным. Наконец, одно-, двух- и даже многостоечными. В связи с этим возникает вопрос: какому из типов отдать предпочтение?

Начнем с того, что подавляющее большинство выпускаемых подъемников – двухстоечные стационарные. Они, по сравнению с передвижными, обладают тем преимуществом, что обеспечивают большую устойчивость поднятого автомобиля и тем самым повышают безопасность и удобство выполнения работ исполнителем. Тем не менее передвижные подъемники также находят применение, поскольку не требуют выполнения монтажно-установочных работ и устройства фундамента, позволяют использовать их на любой ровной площадке, в том числе и вне

помещений. После выполнения работ такие подъемники могут быть удалены с занимаемого ими места, которые потом используются для других работ или оборудования. Маневренность передвижных подъемников позволяет при необходимости изменить технологический маршрут ТО и ТР автомобилей, что нередко используется на малых СТОА или на стесненных производственных площадях [1].

Одностоечные подъемники тоже вполне применимы, так как обладают рядом несомненных достоинств.

Во-первых, такой подъемник дает исполнителю большую, чем, скажем, двухстоечный подъемник, свободу передвижения вокруг автомобиля, обеспечивает свободный доступ к нижним его частям. Во-вторых, автомобиль очень легко въезжает на такой подъемник. В-третьих, для одностоечного подъемника не требуется специального фундамента, значит, он дешевле двух- и многостоечного.

Однако у одностоечного подъемника есть два существенных недостатка: сила F тяжести (подъема) автомобиля прикладывается к одной стойке, что заставляет делать ее довольно массивной и стабилизация автомобиля на нем (в одной точке) всегда менее надежна, чем на двухстоечном подъемнике. Значит, и ниже уровень безопасности работ. Поэтому предприятия автосервиса отдают предпочтение подъемникам двухстоечным.

Теперь обратимся к табл. 1, которая позволит сориентироваться в достоинствах и недостатках электро-, гидро- и пневмоподъемников.

Как видим, каждый из приводов действительно имеет свои преимущества и недостатки. Поэтому в настоящее время большинство малых СТОА оснащаются подъемниками с электромеханическим приводом: они дешевле. Тем более что иметь его лучше, чем обходиться смотровыми ямами, как это делают малые СТОА. Больше же СТОА, дилерские и технические центры, как правило, применяют подъемники с гидравлическим приводом. Поэтому, учитывая, что сейчас идет процесс укрупнения предприятий автосервиса, ниже речь пойдет именно о таком приводе и двухстоечном стационарном подъ-

Таблица 1

Сравниваемый показатель	Тип привода подъемника		
	электрический	гидравлический	пневматический
Возможность работы в области больших нагрузок	–	+	–
Возможность работы при больших скоростях подъема и спуска автомобиля	–	+	+
Возможность дистанционного управления	+	–	–
Способность запасать (аккумулировать) энергию	–	+	+
Стоимость	+	–	–
Массогабаритные размеры	+	–	–
Пожаро- и взрывобезопасность	–	+	–
Экологичность	–	–	+
Ремонтопригодность	+	–	–
Фиксация автомобиля в поднятом состоянии	+	–	–

№ формулы	Формула	Примечание
1	$G_a = m g$	m – масса легкового автомобиля; g – ускорение свободного падения
2	$d_i = K \sqrt{\frac{Q_{гн}}{\pi v_{max}}}$	$Q_{гн}$ – расход жидкости на рассматриваемом участке гидролинии; v_{max} – допустимая скорость течения жидкости в ней; K – число гидроцилиндров
3	$P_{гн} = \frac{K G}{S} = K \frac{4G}{\pi D^2}$	S – площадь гидроцилиндров; D – диаметр цилиндра
4	$Q_{гн} = K v S = \frac{K v \pi D^2}{4}$	v – скорость движения поршня в гидроцилиндрах
5	$N_{гн} = p_{гн} Q_{гн}$	$p_{гн}$ – давление в гидроцилиндрах; $Q_{гн}$ – расход жидкости в них
6	$H_{гн} = \frac{K p_{гн}}{\rho g}$	ρ – плотность жидкости (для минерального масла $\rho = 850 \dots 900 \text{ кг/м}^3$)
7	$\Delta p = \Sigma \Delta p_l + \Sigma \Delta p_t$	$\Sigma \Delta p_l$ – потери в линейных сопротивлениях; $\Sigma \Delta p_t$ – потери в местных сопротивлениях
8	$\Delta p_l = \frac{\rho \lambda l v^2}{d 2 g}$	λ – коэффициент гидравлического сопротивления; d и l – диаметр и длина участка гидролинии; v – истинная скорость жидкости на участке гидролинии
9	$Re = \frac{v d}{\nu}$	ν – коэффициент кинематической вязкости рабочей жидкости
10	$\lambda = \frac{64}{Re}$	Re – число Рейнольдса
11	$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}$	–
12	$\Delta p_m = \frac{\rho \xi v^2}{2 g}$	ξ – коэффициент местного сопротивления
13	$\Sigma H = A Q^m$	A – сопротивление трубопровода; Q^m – расход жидкости через него (при ламинарном режиме течения и замене местных гидравлических сопротивлений (гидроаппаратов) трубами эквивалентной длины $m = 1$)
14	$A = \frac{128 \nu \psi}{\pi g d^4}$	$\psi = l + l_{эkv}$ – расчетная длина трубопровода
15	$\Sigma H = (\sum_n A_n) \sum_n Q^m$	ΣH – полный напор; n – конечное сечение гидролинии
16	$Q_{кp} = \frac{2300 \pi d v}{4}$	–
17	$z + \frac{p_1}{\rho} + \alpha \frac{d v_1^2}{2 g} = z + \frac{p_2}{\rho} + \alpha \frac{d v_2^2}{2 g} + \Sigma H$	z – потенциальная энергия положения; $\frac{p}{\rho}$ – относительное давление; $\frac{d v^2}{2 g}$ – удельная кинетическая энергия; α – коэффициент Кориолиса
18	$H_N = H_{N-1} - \Sigma H_{(N-1)-1}$	N – номер гидравлического участка

емнике. В частности, о расчете его параметров. При этом введем следующие очевидные условия.

1. Гидроподъемник имеет вертикальное расположение гидроцилиндров.

2. Чтобы обеспечить гидравлическую разгрузку привода от массы автомобиля, используются клапаны разгрузки (гидрозамки).

3. Чтобы организовать движение поршня вверх при закрытом разгрузочном клапане, в систему встраиваются обратные клапаны.

4. Управление скоростями движения жидкости обеспечивается с помощью специальных устройств – гидравлических дросселей.

5. Реверсирование движения платформы реализуется электромагнитный распределитель с закрытым центром.

Теперь о собственно расчете.

Допустим, что на этом гидроподъемнике обслуживаются легковые автомобили массой m_a , сила G_a тяжести которых определяется по известной формуле № 1 (табл. 2). Очевидно, что внутренний диаметр d_i гидролиний подвода рабочей жидкости к гидроцилиндрам дает формула № 2, а давление $p_{гц}$ в гидроцилиндрах – формула № 3. Расход же $Q_{гц}$ жидкости (минерального масла), подаваемой в гидроцилиндр, и мощность $N_{гц}$ гидравлического привода стационарного подъемника определяются соответственно по формулам № 4 и 5, а динамический напор $H_{гц}$ гидроцилиндров – по формуле № 6.

Следующий этап – расчет гидравлических потерь в гидролиниях. Выполняется он по участкам, на которые разбивают гидравлическую систему. При этом под участком понимается часть трубопровода с разветвлениями, пропускающими одинаковое количество (Q) жидкости и имеющими одинаковый внутренний диаметр. Участок может включать линейные (Δp_l) и местные (Δp_m) потери, т.е. потери в гидроаппаратах, поворотах, сужениях, расширениях. Определить гидравлические же потери можно с помощью зависимостей Альтшуля.

Гидравлические потери Δp давления в гидролиниях, потери в линейных ($\Sigma \Delta p_l$) и местных сопротивлениях ($\Sigma \Delta p_m$) суммируются (формула № 7). При этом потери Δp_i давления в каждом линейном участке определяются по формуле № 8.

Чтобы рассчитать коэффициент λ гидравлического сопротивления, необходимо определить режим движения жидкости по числу Рейнольдса (формула № 9). Если оно меньше критического ($Re \leq Re_{кр}$), то режим движения рабочей жидкости на данном участке – ламинарный, и его описывает формула № 10; ес-

ли же $Re > Re_{кр}$ – он турбулентный, и для гладких гидравлических труб λ может быть определен по формуле Блазуса (формула № 11).

Потери Δp_m давления на местных сопротивлениях гидролиний рассчитываются по формуле № 12, а суммарные (общие) потери этого давления – по уже упоминавшейся выше формуле № 7.

Следующий этап – определение характеристики гидролинии (трубопровода), т.е. зависимость суммарной (ΣH) потери напора (давления) в гидролинии от расхода Q , т.е. $\Sigma H = f(Q)$, или $\Delta p = \Sigma H = f(Q)$.

При ламинарном режиме течения характеристику гидролинии обычно считают линейной и строят в виде прямой по двум точкам. Если же в линии имеется вентиль или другой гидроаппарат со значительным сопротивлением, то ее линейность, естественно, нарушается и ее крутизна определяется диаметром и длиной гидромагистрали, местными гидравлическими потерями и вязкостью жидкости (в основном при ламинарном режиме).

Суммарные потери напора в общем случае объективно можно оценить по формуле № 13. При ламинарном режиме течения и замене местных гидравлических сопротивлений (гидроаппаратов) трубами эквивалентной длины [2] с показателем $m = 1$ – по формуле № 14. Для трубопровода (гидролиний) переменного сечения, состоящего из n участков (индекс n означает конечное сечение) ΣH складывается из суммы потерь напора на каждом из n участков (формула № 15). Формула № 16 дает возможность определить расходы Q для трех типов – всасывающей магистрали, нагнетающей, когда $Q_2 = 1,1 Q_{кр}$ и для сливной, когда $Q_3 = 1,2 Q_{кр}$.

Заключительный этап – определение энергии напорной линии.

Для двух сечений потока, соответствующих началу и концу участка трубопровода, уравнение Бернулли имеет вид формулы № 17. Эта линия строится по значениям напоров в начале и конце каждого ее участка. При этом полный напор во входном сечении, очевидно, равен напору гидравлического насоса. Полный же динамический напор в конце участка определяется по формуле № 18.

Литература

1. Сарбаев В.И., Селиванов С.С., Коноплев В.Н. Механизация производственных процессов технического обслуживания и ремонта автомобилей. М., 2003. – 284 с.
2. Вильнер А.М., Ковалев Я.Т., Некрасов В.В. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Минск: Высшая школа, 1976. – 158 с.

В н и м а н и е!

Оформить подписку на журнал "Автомобильная промышленность" с любого месяца и на любой срок можно непосредственно в издательстве "Машиностроение".



УДК 62.587.5.002.72

ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРЕДНАТЯГА В ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛАХ РЕДУКТОРОВ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. техн. наук **И.А. БУЛАВИН**, **А.Ю. ГРУЗДЕВ**,
А.В. БУДЬКИН
МГМУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Проведен анализ точности регулирования преднатяга подшипников, контролируемого в предварительно собранном подшипниковом узле с силовым замыканием последнего. Дается новое техническое решение, повышающее точность такого регулирования.
Ключевые слова: редуктор, подшипники, предварительный натяг, регулировка, деформируемая втулка, деформация, твердость.

Bulavin I.A., Gruzdev A.Yu., Budykin A.V.

TECHNOLOGY OF ASSEMBLY AND ADJUSTMENT OF A PRELIMINARY TIGHTNESS IN BEARING KNOTS WITH THE DEFORMABLE RASPORNY PLUG IN REDUCERS OF LEADING BRIDGES OF CARS

The control precision bearing pre-load to be controlled in a pre-assembled bearing assembly bearing contact node is analyzed.
Keywords: reducer, bearings, preliminary tightness, adjustment, deformable plug, deformation, hardness.

Регулирование преднатяга – наиболее трудоемкая и ответственная операция сборки редукторов ведущих мостов автомобилей [1]. От его качества (точности) зависит их работоспособность и эксплуатационная надежность как мостов, так и автомобиля в целом. Традиционно эта точность контролируется в предварительно собранном подшипниковом узле с силовым его замыканием по суммарному моменту трения в дуплексе подшипников. Сам процесс регулирования, как правило, сопровождается повторными, а то и многократными разборкой и сборкой подшипниковых узлов, так как предварительный натяг приходится "подгонять" с помощью регулировочных шайб-компенсаторов A_k (рис. 1) [2]. В результате существенно увеличивается трудоемкость сборки редукторов в целом.

Однако процесс и его результаты можно существенно упростить, если в конструкции подшипникового узла между подшипниками ведущей конической шестерни редуктора применить не жесткую, как в серийных редукторах, а деформируемую втулку (рис. 2). Регулирование преднатяга подшипников в этом случае обеспечивается силовым замыканием не с помощью шайб-компенсаторов, а с помощью гайки резьбового соединения на хвостовике ведущей шестерни и распорной втулки [3, 4].

Надо сказать, что этот способ уже реализован в конструкциях подшипниковых узлов редукторов некоторых отечествен-

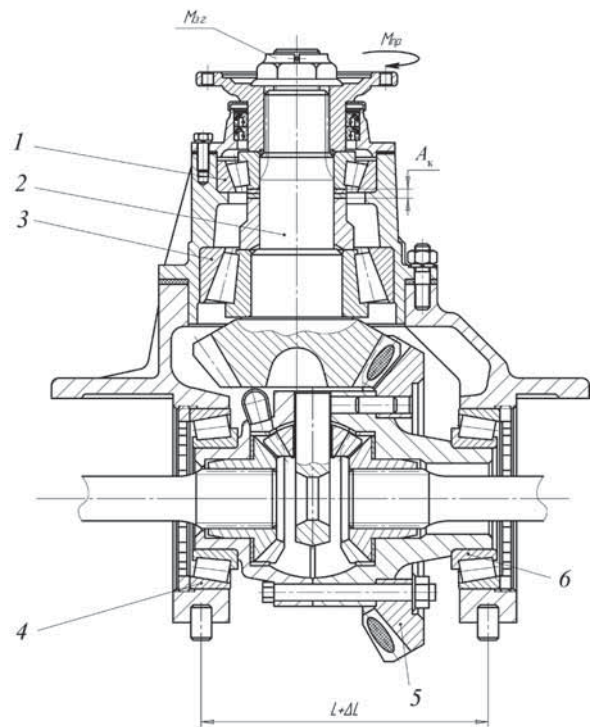


Рис. 1. Редуктор заднего моста с жесткой распорной втулкой:
1, 3 – подшипник вала ведущей шестерни; 2 – ведущий вал;
4 – наружное кольцо подшипника дифференциала; 5 – ведомая шестерня; 6 – внутреннее кольцо подшипника дифференциала

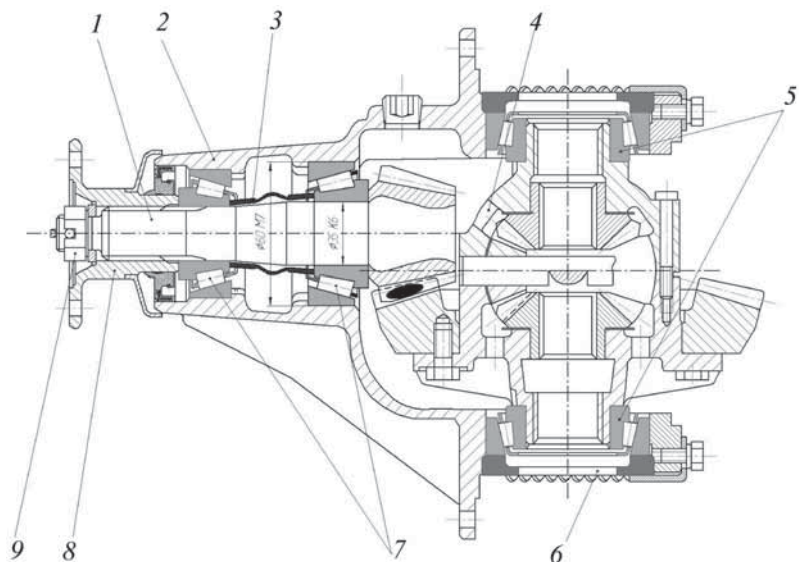


Рис. 2. Редуктор заднего моста с деформируемой распорной втулкой:
1 – ведущая шестерня; 2 – картер; 3 – деформируемая втулка; 4 – дифференциал;
5 – подшипник дифференциала; 6 – корончатое регулировочное кольцо; 7 – подшипник ведущей шестерни; 8 – карданный фланец; 9 – гайка хвостовика



Рис. 3. Деформируемые распорные втулки

ных и зарубежных автомобилей. Причем распорная втулка в любом варианте ее конструктивного исполнения (рис. 3) в процессе сборки выполняет две функции – компенсаторного звена в размерной цепи и распорного элемента в конструкции, обеспечивающего неподвижность внутреннего кольца подшипника, маслоотражателя и карданного фланца после затяжки гайки. Эти функции, очевидно, обеспечиваются лишь в том случае, если деформация втулки в процессе регулирования преднатяга больше предела $\sigma_{\text{пр}}$ пропорциональности ее материала, но не превышает предела $\sigma_{\text{в}}$ его прочности. Если же это условие не выполняется, то сила осевого сжатия, необходимая для дальнейшей деформации после достижения предела прочности, резко падает. Кроме того, в подшипниковом узле нарушается силовое замыкание во внутреннем контуре по торцам, ослабевает затяжка резьбового соединения, внутреннее кольцо подшипника поворачивается на валу, а

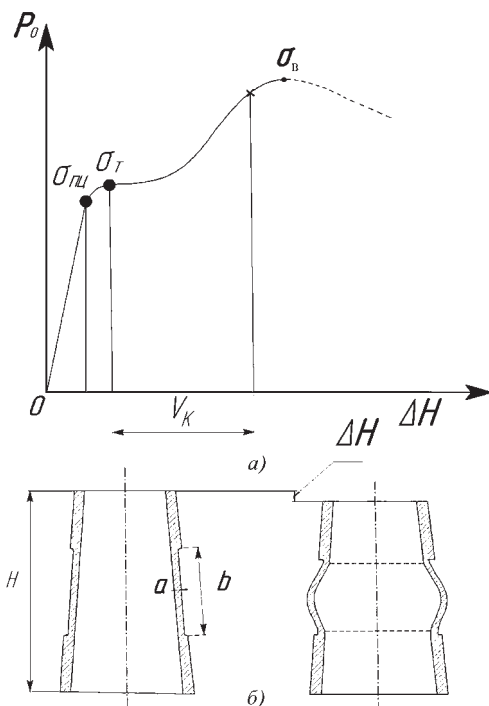


Рис. 4. Зависимость деформации втулки от живого усилия (а), создаваемого гайкой, и конструктивные параметры (б)

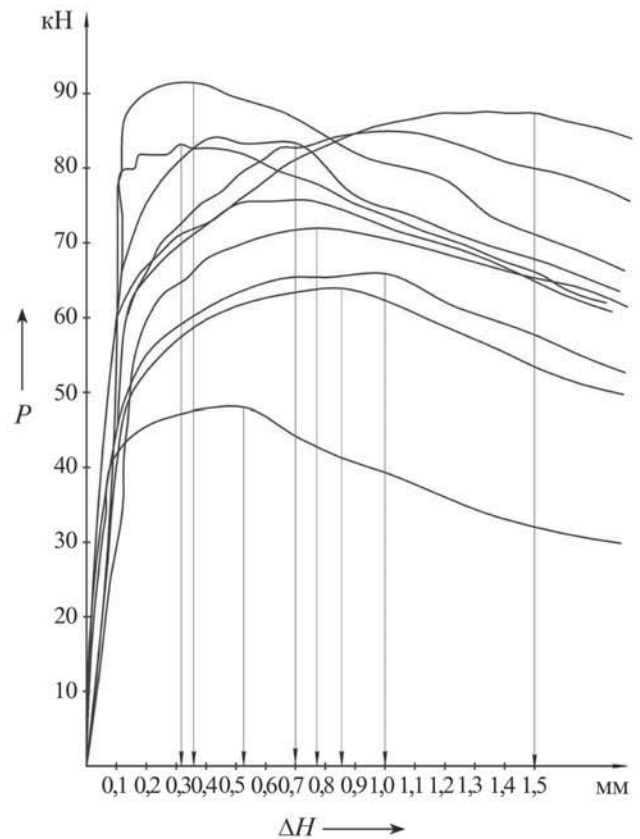


Рис. 5. Деформация втулок с различными параметрами деформируемого участка и твердости

карданный фланец теряет неподвижность на шлицах, работает с ударами и сминает шлицы. В итоге нарушается работа конической зубчатой пары, а редуктор выходит из строя.

На рис. 4 приведена зависимость деформации ΔH втулки от прикладываемой к ней осевой силы P_0 (рис. 4, а), а также основные ее конструктивные параметры (рис. 4, б), на которых a – толщина деформируемого участка; b – его длина, H – монтажная высота, V_K – рабочая зона для компенсации, $\sigma_{\text{в}}$ – предел прочности материала втулки, $\sigma_{\text{пр}}$ – предел пропорциональности, $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести.

Исследования втулок в собираемых редукторах показывают, что деформация располагается на упругопластическом участке кривой, причем компенсационная рабочая зона для различных втулок составляет от 0,3 до 1,5 мм (рис. 5). Эта деформация необратимая (монтажный размер втулки после разборки не восстанавливается), использовать втулку повторно нельзя. Дело в том, что при деформации сжатия предел пропорциональности и предел текучести материала втулок практически сливаются в одну точку. Поэтому в дальнейшем будем говорить не о $\sigma_{\text{пр}}$, а о $\sigma_{\text{т}}$. Но и это еще не все. Анализ деформационных характеристик втулок показывает, что как величина деформации в упругопластической зоне, так и величина силы, сжимающей втулку, при которой наступает предел прочности материала деформируемого участка, имеют зна-

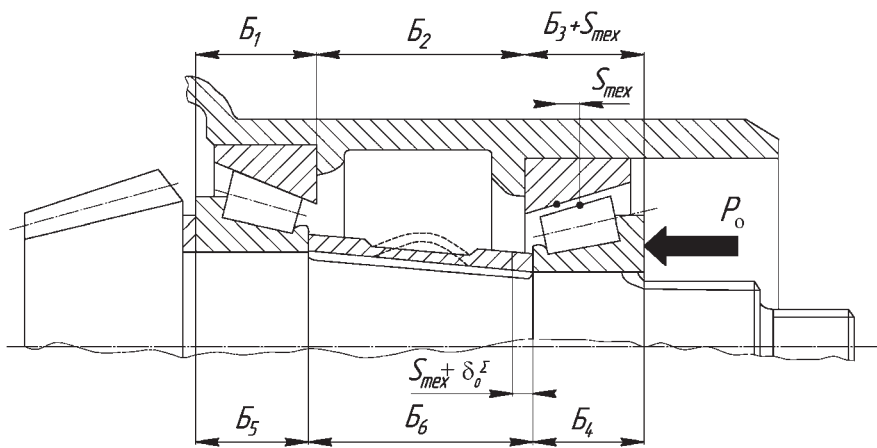


Рис. 6. Размерная цепь подшипникового узла с деформируемой распорной втулкой

чительный (до 2 раз) "разброс" [5–7]. Например, размерный анализ участка твердости размерной цепи (рис. 6, где B_1 и B_2 – монтажная высота подшипников, B_3 – монтажный размер в картере моста; B_4 , B_5 – высота внутренних колец подшипников; B_6 – расстояние между внутренними кольцами подшипников; $S_{\text{тех}}$ – зазор до деформации втулки; δ_0^{Σ} – преднатяг – расчет сборочной размерной цепи) исследуемого подшипникового узла с учетом динамико-силовых и деформационных факторов по методу "max–min" показывает, что из-за колебания размеров, входящих в эту цепь, и их деформаций величина поля компенсации может достигать 0,6 мм.

Как уже упоминалось, максимально допустимая деформация ΔH_{max} распорной втулки не должна превышать деформацию ΔH_{σ_n} , соответствующую пределу прочности: $\Delta H_{\text{max}} \leq \Delta H_{\sigma_n} = H_{\text{max}} - B_{6 \text{ min}}$ (H_{max} – максимальный размер деформируемой размерной втулки до деформации, $B_{6 \text{ min}}$ – минимальное расстояние между торцами подшипников в собранном узле без распорной втулки). Но и минимально допустимая деформация ΔH_{min} втулки не должна быть меньше деформации ΔH_{σ_r} ($\Delta H_{\text{min}} \geq \Delta H_{\sigma_r} = H_{\text{min}} - B_{6 \text{ max}}$ (H_{min} – минимальный размер деформируемой распорной втулки до деформации, $B_{6 \text{ max}}$ – максимальное расстояние между торцами подшипников в собранном узле без распорной втулки).

Условие обеспечения точности регулирования преднатяга подшипников с использованием деформируемой распорной втулки имеет вид следующей формулы: $\Delta H_{\sigma_n} - \Delta H_{\sigma_r} \geq tH + V_k$. В ней: tH – допуск на монтажный размер втулки до деформации; V_k – поле компенсации. Таким образом, величина действительной деформации втулки зависит от соотношения всех ее размеров в размерной цепи.

Как показали исследования, осевая сила P_0 резко возрастает с увеличением твердости материала втулки и толщины деформируемого участка, что ведет к резкому росту нагрузки на витки в резьбовом соединении хвостовика ведущей шестерни. Например, расчет прочности резьбы М18×1,5 показывает, что смятие витков наступает уже при

$P_0 = 50$ кН, а полный их срез на гайке – при 60 кН. И это подтверждает эксперимент. Следовательно, втулки, для деформации которых требуется сила 60 кН и более, обязательно отрицательно скажутся на прочности резьбового соединения.

Как видим, деформируемая распорная втулка – тоже из числа далеко не идеальных решений. Поэтому авторы данной статьи предлагают уточнить технологию регулирования преднатяга подшипников заднего моста, в котором используются деформируемые распорные втулки. И суть уточнений сводится к следующему.

Редуктор с деформируемой распорной втулкой и навинченной гайкой устанавливается на специальный стенд и медленно нагружается осевой силой с одновременным контролем величины этой силы, осевой деформации узла и момента трения в подшипниках при вращении корпуса.

Если сила сжатия узла и деформация установленной в нем втулки переходит за предел прочности (начинается падение этой силы), то сборку такого узла приостанавливают, втулку со "слабой" жесткостной характеристикой удаляют и устанавливают новую. Затем снова нагружают подсобранный подшипниковый узел, контролируя силу и деформацию. Если контролируемые параметры к моменту начала создания преднатяга в подшипниках не перешли за точку предела прочности втулки, то нагружение останавливается, а требуемый преднатяг создается на заключительном этапе затягиванием штатной гайки. При этом резьбовое соединение не нарушается, а распорная втулка будет выполнять обе свои функции – и компенсатора, и распорного элемента.

Предлагаемый способ повышает точность создания силы преднатяга в подшипниковых узлах и исключает разрушение резьбового соединения (срыв витков резьбы гайки) при силовом замыкании в процессе регулирования преднатяга в дуплексах конических роликоподшипников и обеспечивает эксплуатационную надежность собранных редукторов.

В условиях массового производства при изготовлении втулок из заготовок со стабильными физико-механическими параметрами и химическим составом материала на настроенном оборудовании с инструментами, установленными на заданный размер, с помощью систем ЧПУ и адаптивного управления можно гарантированно обеспечить параметры деформируемой части втулок и их твердость. Это позволит стабилизировать характеристики деформации втулки в упругопластической зоне и процесс регулирования преднатяга подшипников с помощью деформируемых распорных элементов.

Однако, как показывает уже упоминавшийся размерный анализ подшипниковых узлов, поле компенсации составляет 0,6 мм. Кроме того, "разброс" исходного технологического зазора в под-

шипниковых узлах до сборки может достигать 1,2 мм. В результате даже при стабильной характеристике упругопластической деформации втулок будет иметь место "разброс" параметров регулирования преднатяга подшипников после силового замыкания с контролем точности регулировки по моменту трения в подшипниках. Поэтому для стабилизации точности регулировки преднатяга авторы предлагают следующие решения.

1. Необходимо расширить поле компенсации каждого конкретного типоразмера деформируемых втулок, создав несколько их групп с определенными диапазонами размеров.

2. Изготовленные втулки тоже следует сортировать по монтажной высоте в пределах "разброса" в принятом диапазоне размеров.

3. Наиболее вероятную характеристику упругопластической деформации таких втулок следует определять и опытным путем.

4. Устанавливать середину диапазона деформаций в упругопластической зоне с гарантированным запасом до точки деформации, соответствующей пределу прочности, т.е. определять расчетное значение деформации для втулок данного типа.

5. В подготовленных для окончательной сборки подшипниковых узлах необходимо измерять действительный размер между торцами внутренних колец дуплексов регулируемых подшипников при их нагружении технологической осевой силой, соответствующей силе преднатяга, и вращении, одновременно контролируя момент трения.

6. Измерять монтажный размер между торцами внутренних колец подшипников в подсобранном подшипниковом узле можно по одной из двух схем. Первая: на фальш-оправке за один установ под осевой нагрузкой с вращением корпуса и контролем момента трения с помощью специального измерительного щупа, перемещаемого внутри фальш-оправки от одного торца подшипника до другого, и контролем этого перемещения по индикатору. Требуемый размер $B_{вт}$ деформируемой втулки будет определяться по формуле: $B_{вт} = B_6 + \Delta H_{cp} = H_{щ} + \Delta_{инд} + \Delta H_{cp}$ (B_6 – измеренный размер в собираемом подшипниковом узле; $H_{щ}$ – толщина измерительной части щупа; $\Delta_{инд}$ – показания индикатора), а среднее значение ΔH_{cp} деформации в диапазоне упругопластической зоны по принятой характеристике для втулки того же типа – по формуле $\Delta H_{cp} = \frac{\Delta H_{\sigma_t} + \Delta H_{\sigma_n}}{2}$.

Вторая схема – измерение монтажного размера в регулируемом узле за два установка на специальном стенде: сначала в специальный цанговый патрон ус-

танавливается вал-шестерня с внутренними кольцами и технологической жесткой втулкой между ними (при этом индикатор выводится на ноль), а затем на стенде размещается узел в сборе с корпусом и по индикатору определяется отклонение от нуля.

Размер требуемой деформируемой распорной втулки будет определяться по формуле $B_{вт} = B_6 + \Delta H_{cp}$, в которой $B_6 = H_{вт} + \Delta_{инд}$ – монтажный размер в собираемом подшипниковом узле между торцами внутренних колец подшипников; $H_{вт}$ – монтажная высота технологической измерительной втулки; $\Delta_{инд}$ – показание индикатора на стенде. Но наилучший результат получается при сочетании в одной операции обеих схем: оно позволяет гарантировать выполнение втулкой функций и компенсатора, и распорного элемента, обеспечивающего неподвижность соединений во внутреннем контуре – внутреннего кольца подшипника, маслоотражательного кольца, карданного фланца и резьбового соединения. Это существенно повысит эксплуатационную надежность редукторов ведущих мостов автомобилей, уменьшит число рекламаций в период гарантийного пробега автомобиля и сократит расход запасных частей (главным образом подшипников) на нормативный пробег.

Литература

1. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Технологическое обеспечение преднатяга подшипников в редукторах ведущих мостов // Автомобильная промышленность. 2001. № 2.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю. Взаимосвязь параметров преднатяга конических роликоподшипников // Автомобильная промышленность. 2001. № 6.
3. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние силовых и деформационных факторов при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулирования преднатяга подшипников // Машиностроитель. 2009. № 7.
4. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние сил и деформаций звеньев при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулировки преднатяга подшипников // Техника машиностроения 2009. № 2.
5. Булавин И.А., Будыкин А.В. Повышение точности сборки подшипниковых узлов с преднатягом в редукторах ведущих мостов автомобилей. Международный симпозиум "Автотракторостроение-2009", 65-я Международная научно-техническая конференция ААИ "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров".
6. А.с. № 1733944. Способ создания осевого предварительного натяга в подшипниковом узле / И.А. Булавин. Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 15.01.1992 г.
7. А.с. № 1250891 СССР. Способ определения длины компенсаторной втулки при сборке партии редукторов / И.А. Булавин и др. 15.04.1986.

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДВЕСКИ С ДИНАМИЧЕСКИМ ГАСИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ НЕПОДРЕССОРНОЙ МАССЫ

Д-р техн. наук **И.М. РЯБОВ**, кандидаты техн. наук **А.М. КОВАЛЕВ**, **К.В. ЧЕРНЫШОВ** и **В.И. КАРЛОВ**, **А.С. МИТРОШЕНКО**

Волгоградский ГТУ,

ООО "Волгограднефтепроект" (8442. 24-84-66)

Рассматриваются экспериментальная подвеска с динамическим гасителем колебаний неподдрессорной массы, стенд, методика проведения и результаты ее испытаний.

Ключевые слова: стендовые испытания, методика проведения эксперимента, экспериментальная подвеска, динамический гаситель колебаний, перемещение неподдрессорной массы.

Ryabov I.M., Kovalev A.M., Chernyshov K.V., Karlov V.I., Mitroshenko A.S.

BENCH TESTS OF THE EXPERIMENTAL SUSPENSION SYSTEM WITH A DYNAMIC VIBRATION ABSORBER OF UNSPRUNG MASS

The description of the stand and experimental suspension system with dynamic vibration absorber of unsprung mass, the technique of carrying out experiment, results of tests and their analysis are given.

Keywords: bench tests, technique of carrying out experiment, experimental suspension system, dynamic vibration absorber, movement of unsprung mass.

Автомобильные подвески с динамическими гасителями колебаний колес достаточно полно изучены и описаны в литературе. Но большинство публикаций посвящено чисто теоретическим исследованиям, а четко сформулированной методики экспериментального исследования таких подвесок фактически нет. Видимо потому, что динамические гасители пока что не нашли широкого применения на автомобилях. Однако те же теоретические исследования показывают: динамический гаситель, имеющий правильно выбранные параметры, может существенно повы-

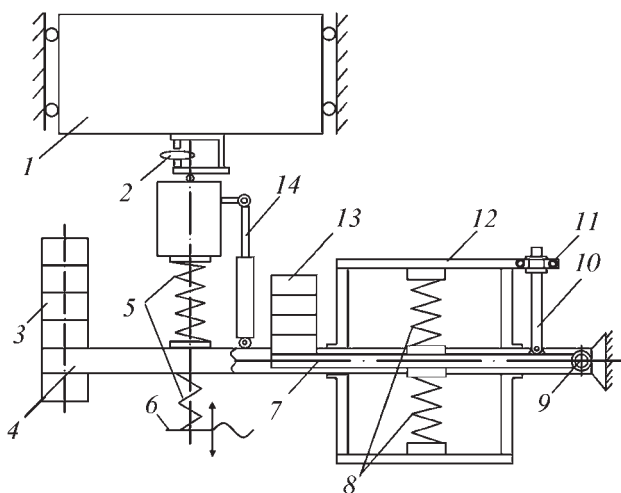


Рис. 1. Конструктивная схема экспериментальной подвески с динамическим гасителем на динамическом стенде:

1 – поддрессорная масса; 2 – силоизмерительное устройство (динамометр); 3 – грузы (неподдрессорная масса); 4 – основной рычаг; 5, 8 – пружины; 6 – виброплощадка стенда; 7 – рычаг динамического гасителя колебаний; 9 – опора; 10 – шток; 11 – гайка регулирования трения; 12 – кронштейн; 13 – инерционная масса динамического гасителя колебаний; 14 – гидравлический амортизатор

сить виброзащитные свойства подвески автомобиля в области высокочастотного резонанса. В связи с этим рассмотренные ниже технология и результаты экспериментальных исследований подвески автомобиля с динамическим гасителем колебаний колеса должны, по мнению авторов, представлять несомненный интерес для читателей.

Для исследования подвесок автомобилей использовались самые различные стенды. Однако наш опыт свидетельствует, что для испытаний подвески с динамическим гасителем колебаний неподдрессорной массы лучше всего подходит стенд для испытания пневматических шин и упругих элементов транспортных средств, разработанный специалистами кафедры "Автоматические установки" ВолГТУ (пат. № 21334159, РФ).

Схема стенда приведена на рис. 1. Она, как видим, включает поддрессорную массу 1, силоизмерительное устройство 2 и неподдрессорную массу (грузы) 3, закрепленную на конце основного рычага 4. Поддрессорная масса через пружины 5 опирается на виброплощадку 6, совершающую гармонические колебания с задаваемой частотой и амплитудой. Ось поворота рычагов 4 и 7 динамического гасителя колебаний располагается в опоре 9, установленной на раме стенда. На конце рычага 7 закреплена инерционная масса 13 (груз) гасителя (ее имитируют) колебаний. Пружины 8 установлены между рычагом 7 и кронштейнами 12, закрепленными на рычаге 4. Демпфер сухого трения гасителя состоит из штока 10 и фрикционного узла с регулирующей гайкой 11, с помощью которого задается сила сухого трения. Экспериментальная подвеска содержит также гидравлический амортизатор 14.

Для упрощения конструкции динамического гасителя в качестве упругого элемента использовался торсион с рычагом, а регулирование его собственной частоты осуществлялось путем перемещения груза 13 вдоль рычага 7. Момент трения задавался с помощью муфты сцепления от автомобиля ГАЗ-24, которая прижималась к плоскости тормозного барабана гайкой 11. Вращая эту гайку, можно в процессе эксперимента подбирать оптимальный момент, т.е. момент, при котором амплитуды колебаний неподдрессорной массы принимают минимальные значения.

В качестве объекта исследования был взят опытный динамический гаситель колебаний (П.М. № 17784, РФ). В экспериментах с ним задавались следующие параметры: неподдрессорная масса – 130 кг; инерционная масса динамического гасителя колебаний – 15 кг; жесткость основной пружины подвески – 2 кН/м; предварительное ее сжатие – 0,05 м; коэффициент демпфирования амортизатора – 12,3 кН/с (250 кгс/с); диапазон регулирования момента трения муфты сцепления – 0...100 Н·м; амплитуда кинематического возмущения – 0,075 м.

В процессе эксперимента измерялись амплитуды колебаний неподдрессорной массы при различных (от 0,5 до 10 Гц) значениях частоты возмущения, причем в двух состояниях системы – с включенным и отключенным гасителем (отключение, чтобы не изменять

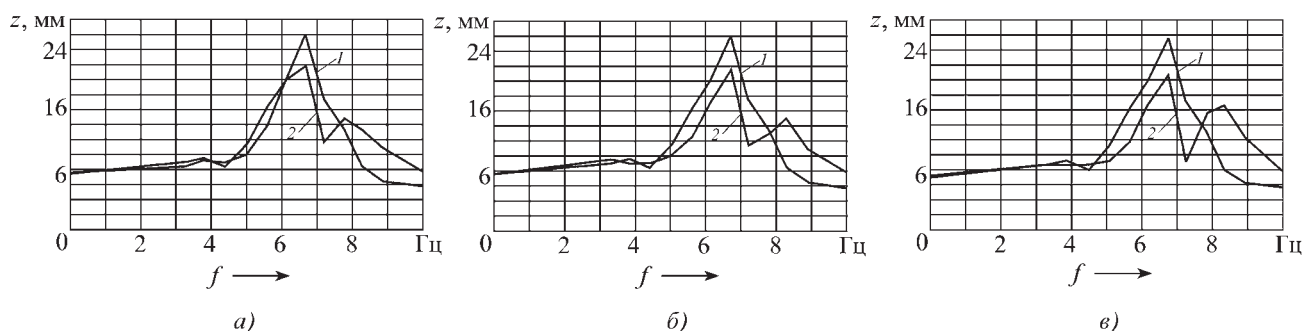


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики перемещений неподрессоренной массы при моменте муфты сцепления, равном 90 (а), 60 (б) и 30 Нм (в):

1 – динамический гаситель колебаний отключен; 2 – динамический гаситель колебаний включен

неподрессорную массу, осуществлялось путем блокирования его неподрессоренной массы 3 относительно рычага 4). Кроме того, визуально отслеживались колебания груза динамического гасителя и осуществлялась фотосъемка процесса колебаний.

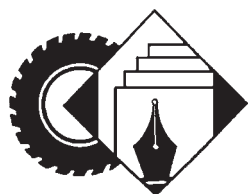
По результатам экспериментальных исследований построены АЧХ перемещений неподрессоренной массы (рис. 2). Их анализ показал следующее.

При включенном гасителе на всех задаваемых моментах муфты сцепления АЧХ имеют (кривые 2) два характерных пика различной высоты – такие же, как и полученные при теоретических исследованиях. Наилучший же результат по амплитуде колебаний неподрессоренной массы был при среднем моменте муфты сцепления (см. рис. 2, б).

Подводя итог, можно сказать, что стендовые испытания подтвердили работоспособность и эффективность подвески, снабженной динамическим гасителем колебаний с сухим трением. Следовательно, эти результаты могут быть использованы для проверки адекватности разработанных математических моделей подвесок с динамическим гасителем колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пат. 2133459 РФ, МПК 6 G 01M 17/02, 17/04. Стенд для испытания пневматических шин и упругих элементов транспортных средств / И.М. Рябов, В.В. Новиков, К.В. Чернышов, А.В. Васильев, М.В. Бурякова. ВолгГТУ. 1999.
2. Новиков В.В., Рябов И.М., Колмаков В.И., Чернышов К.В. Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 3. С. 45–50.



ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом



УДК 629.113/.115

"БЕСПИЛОТНЫЕ" АТС – НА ПОДСТУПАХ К РЕАЛИЗАЦИИ

Д-р техн. наук **А.М. САЙКИН, Д.В. ЕНДАЧЕВ**
НАМИ (499. 456-40-00)

Рассмотрены современные разработки по созданию "беспилотных" автотранспортных средств за рубежом, в частности, в США, Германии, Великобритании, Франции и т.д. Отмечено, что "беспилотные" АТС уже обучаются езде на дорогах общего пользования, а "беспилотный" внутривзводской транспорт, тракторы и комбайны производятся серийно.

Ключевые слова: "беспилотный" автомобиль, система управления, программное обеспечение, система технического "зрения", камера, радар, навигация.

Saikin A.M., Endachev D.V.

"UNMANNED" VEHICLE – TOWARDS THE PRODUCTION

The current state of development in the creation of UAV abroad, in particular in the USA, Germany, UK, France, etc are considered. Noted what "Unmanned" ATS has trained driving on public roads, and UAV internal transport, tractors and harvesters produced in series is considered.

Keywords: UAV vehicle, control system, software, system technical "view", camera, radar, navigation.

"Беспилотный" автомобиль – давний интерес производителей и потребителей АТС – зародился на основе теории автоматического ре-

гулирования. Однако разрабатывать его начали только в 1980-х гг., когда появились надежные многофункциональные и малогабаритные электронные САУ. И сейчас созданием таких автомобилей занимаются производители практически всех ведущих стран: США, Германии, Японии, Италии, Китая, Великобритании, Франции, Южной Кореи. При этом значительная часть работ выполняется по закрытой тематике, и по этой причине их результаты в открытой печати не публикуются, а сложные наукоемкие технические решения,



Рис. 1

программное обеспечение, датчики систем управления БАС во многих странах отнесены к продукции двойного назначения, и их приобретение проблематично или в принципе невозможно. Тем не менее какая-то информация все-таки есть. И на ее основе можно утверждать, что активно разработкой БАС занимаются "Дженерал Моторс", "Форд", "Мерседес Бенц", "Фольксваген", "Ауди", БМВ, "Вольво", "Кадиллак". Но наибольших успехов добилась американская компания "Гугл". Движение ее "беспилотника" отслеживается на дорожной карте, которую составляет система управления. Автомобиль в тестовом режиме уже проехал по дорогам Калифорнии более 300 тыс. миль, в том числе по главной трассе между Сан-Франциско и Лос-Анджелесом. Причем большая часть пути пройдена полностью в автоматическом режиме, при котором сотрудник фирмы находился в автомобиле лишь в качестве пассажира. В настоящее время в автопарке фирмы имеется 25 "беспилотных" автомобилей моделей "Тойота Приус", "Хайлендер" (рис. 1), "Ауди ТТ" и др.

Разработкой беспилотных легковых автомобилей занимаются не только отдельные фирмы, но и их группы, работающие над совместными проектами. Над аналогичным автомобилем (рис. 2) под названием АКТИВ (Adaptive und Kooperative Technologien für den Intelligenten Verkehr) работают 28 европейских фирм, в числе которых БМВ, "Сименс", "Фольксваген" и др.

Основным "приоритетом" для создателей АКТИВ стало решение



Рис. 2

следующих задач: повышение активной безопасности АТС; транспортная коммуникация и организация регулирования транспортных потоков; предупреждение автомобильных пробок и борьба с ними. Но очень важной является здесь система слежения за безопасностью движения на дорогах, позволяющая подстраховать водителя в сложной ситуации.

В настоящее время АКТИВ уже способен контролировать плавность разгона и торможения, синхронизируя этот процесс даже для целой группы АТС. Кроме того, система управления включает аварийную систему торможения при внештатных ситуациях. В результате беспилотный АКТИВ на автодроме развивал скорость до 180 км/ч без отрицательных последствий для безопасности.

Второй германский "беспилотник" "Леони" (рис. 3) разработан в соответствии с тем, что система управления с помощью большого числа датчиков, дальномеров и тепловизоров способна контролировать положение "Леони" в общем транспортном потоке. Автомобиль-робот может работать как в пустынях, так и на оживленных трассах, преодолевая большие расстояния и туннели.

Немецкие конструкторы занимаются созданием еще одного беспилотного автомобиля-робота "МИГ" (Made in Germany). Проект реализуется только в Германии. В его создании принимают участие многие ученые из нескольких ведущих университетов. В настоящее время "МИГ" способен контролировать окружающую обстановку в радиусе 70 м, он обладает опытом преодоления перекрестков и пе-



Рис. 3

шеходных переходов. В качестве "органов восприятия" обстановки используются датчики и дальномеры.

Интересен и такой факт: немецкий "Фольксваген" на одной из конференций продемонстрировал технологию PDF (временный автопилот) на базе автомобиля "Пассат". По аналогии с самолетами водитель этого автомобиля может включать функцию автоматического управления на незагруженных участках дороги. При скорости движения до 120 км/ч система уже практически готова к внедрению на серийных автомобилях.

Автопилот способен держать автомобиль на своей полосе движения и сохранять стабильную дистанцию за едущим впереди транспортным средством, при необходимости — притормаживать. Система также умеет распознавать дорожные знаки и в соответствии с ними изменять скорость. Автопилот позволяет ездить в пробках, повторяя однотипный цикл "старт—стоп", сохраняя дистанцию и полосу движения. Правда, маневры пока что ограничены, и автомобиль не может проехать по заданному маршруту без помощи водителя.

Очень интересен и опыт "Дженерал Моторс". При разработке БПА с полностью или частично автоматизированным управлением во главу угла ставилось повышение безопасности движения. И его специалисты считают, что в ближайшие годы использование автономных систем управления в сочетании с инновационными системами безопасности может полностью устранять аварии путем вмешательства в управление даже в момент, когда водитель еще не подозревает о возникновении



Рис. 4

опасной ситуации. Такие автоматические системы, по замыслу "Дженерал Моторс", в перспективе должны полностью заменить водителей.

Принципы разработки "беспилотных" АТС реализуются и на грузовых автомобилях. Например, уже создана система управления движением автомобиля "Террамакс". Она строит трехмерные изображения ландшафта с помощью трех пар видеокамер. Две из них, самые близкие, используемые

на малой скорости движения, обнаруживают препятствия на расстоянии до 15 м. На большой скорости робот выбирает пару камер для сканирования дистанции от 20 до 50 м. Третья пара обеспечивает сканирование промежуточного расстояния между дистанциями. При обнаружении препятствия по мере снижения скорости в системе управления движения видеокамера дальней видимости переключается на пары камер средней, а затем ближней видимости.

Германская фирма "Тоттинг КГ" на опытных образцах продемонстрировала собственную технологию автоматизированного управления колонной, состоящей из нескольких самосвалов. Ее суть: передним автомобилем колонны управляет профессиональный водитель, а электронные устройства отслеживают его действия и передают их по радиосвязи в виде команд контроллерам, установлен-

ным на следующих за ним самосвалах. Все ведомые АТС оборудованы лазерным сканером для контроля движения впереди идущего АТС.

Такое решение перспективно для перевозки сельскохозяйственных грузов, полезных ископаемых с горно-рудных участков, при строительстве дорог, для арктических перевозок и при транспортировке грузов по опасным территориям.

Например, конструкторы фирмы "Крайслер" совместно с учеными европейских университетов и специализированных фирм разработали технологию управления колонной, состоящей из отдельных "беспилотных" АТС, а также большегрузных автопоездов, движущихся по автомагистралям между штатами.

Кроме того, аналогичный проект осуществляет фирма "Вольво". Ее специалисты считают, что при применении "беспилотных" грузовых автомобилей в колонне повышается

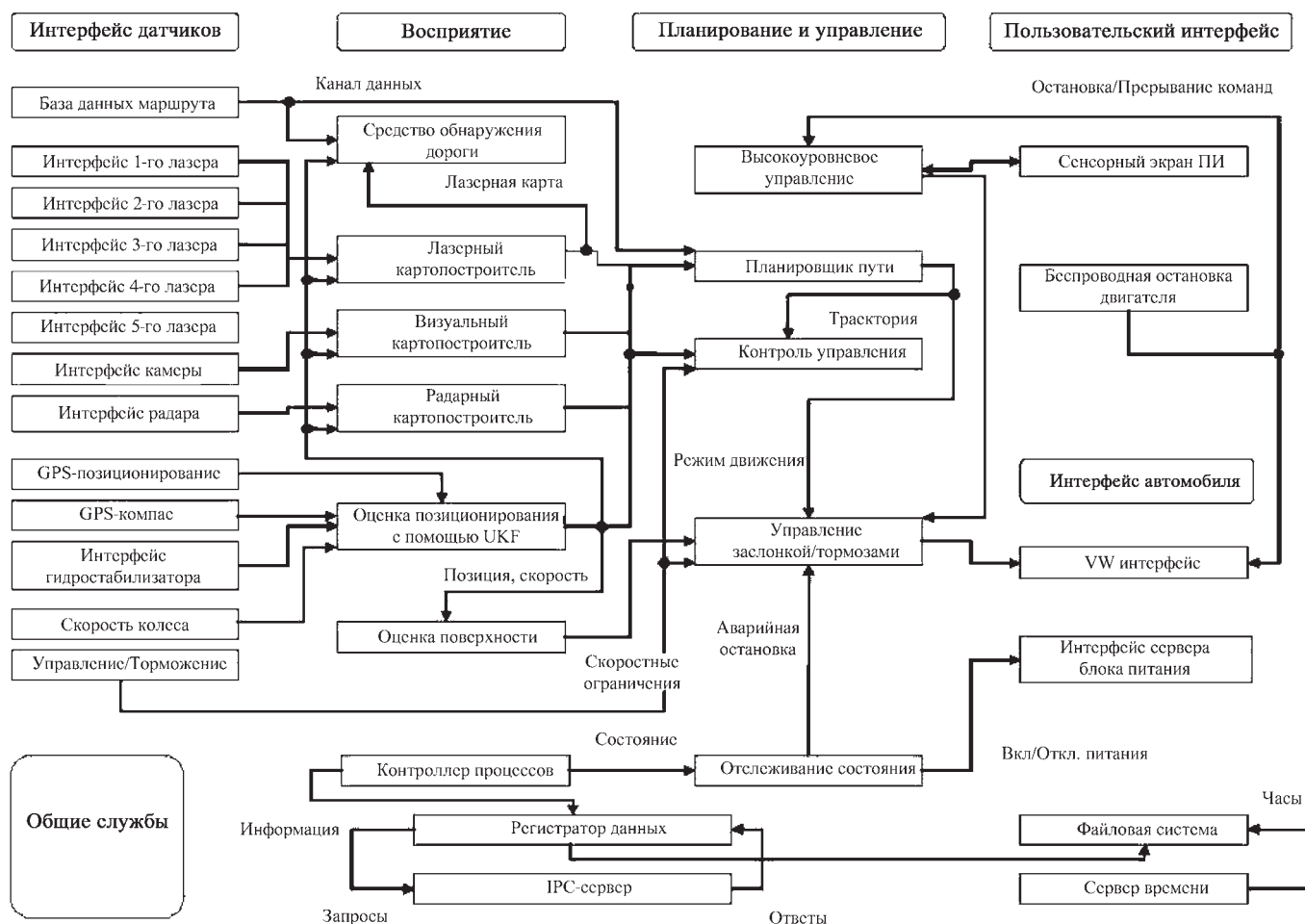


Рис. 5



Рис. 6

безопасность дорожного движения, так как минимизируется негативное влияние человеческого фактора, который, по статистике, является причиной почти 80 % ДТП; экономится ~20 % топлива; водители ведомых грузовиков работают в более комфортных условиях; разгружаются дороги, так как интервалы между автопоездами уплотнятся.

Но перечисленное — всего лишь эксперименты. Реально же идея "беспилотного" транспорта уже осуществлена во внутризаводском транспорте. В Европе и США он эффективно обслуживает более 1000 логистических центров и складов: у них работает ~30 тыс. "беспилотников".

Проникают "беспилотные" АТС не только на дороги и склады. За рубежом активно ведутся работы по созданию и внедрению "беспилотных" тракторов сельскохозяйственного назначения. В частности, финская фирма "Вольтра" представила концептуальный трактор (рис. 4), который управляется с помощью GPS-навигации и Интернета. Он предназначен для работы на виноградных полях, кофейных фермах и во фруктовых садах, способен самостоятельно обрабатывать почву, сеять, орошать посевы. Швейцарская "Лейка Геосистемс" подписала долгосрочный контракт с китайским производителем спецтехники на поставку своего оборудования для "беспилотного" управления тракторами.

Интерес к этим проектам вполне объясним: использование "беспилотных" тракторов позволяет автоматизировать многие виды операций, в том числе ведение работ в ночное время, повысить качество работы и производитель-

ность, уменьшить издержки эксплуатации в условиях нестабильного по природным условиям земледелия. Поэтому на них и спрос. А он, как известно, рождает предложение. Например, американская фирма "Джон Дир" и немецкие производители наладили серийный выпуск "беспилотных" модификаций тракторов и комбайнов, которые более пяти лет успешно эксплуатируются на крупных сельскохозяйственных предприятиях США и Европы.

Зарубежные фирмы также работают над "беспилотными" строительно-дорожными машинами (бульдозеры, карьерные самосвалы, грейдеры, краны и т.д.). Они создают АТС для чрезвычайных ситуаций (пожарные, внедорожные, скорой помощи и т.п.), передвижные средства охраны, наблюдения по периметру территорий и видеозаписи, обеспечения спортивных мероприятий на кортах для гольфа, в парках и др.

Таким образом, за рубежом "беспилотными" АТС занимаются достаточно серьезно. Однако факт остается фактом: крупносерийных "беспилотных" АТС гражданского назначения, т.е. предназначенных для эксплуатации в условиях организованного и неорганизованного дорожного движения, пока что нет. Причина — сложность задачи. В этом легко убедиться, посмотрев на схему программного обеспечения (рис. 5) системы управления "беспилотного" автомобиля "Стенли" первого поколения (рис. 6).

Анализ реализованных опытных и мелкосерийных проектов в США, Италии, Германии и других странах позволяет понять общую архитектуру программного обеспечения "беспилотных" автомобилей, а значит, совершенствовать ее составляющие.

Такая архитектура должна включать как минимум 10 элементов. Среди них: получение и обработка информации с датчиков; объединение и согласование полученной информации; обработка изображений; определение характеристик препятствий, дорожных условий, дорожного полотна и автомобилей в направлении их дви-



Рис. 7

жения; построение цифровой карты; позиционирование автомобиля и определение текущего состояния системы; принятие решений; управление исполнительными устройствами; ведение журнала полученных данных для их последующего анализа. Но могут быть и еще варианты. Например, в наиболее сложных системах управления "беспилотников" таких фирм, как "Гугл", "Фольксваген", "Кадиллак" и агентства "Дарпа" (рис. 7), программное обеспечение делится на два уровня — нижний и верхний. Первый отвечает за взаимодействие с датчиками и исполнительными устройствами, а второй — за реализацию алгоритма управления.

Для тестирования в системе управления автомобилем проводится моделирование поведения алгоритмов. Оптимальная среда для тестов — Matlab/Simulink, которая позволяет использовать технологию быстрого прототипирования (RAD), где можно получить Си-код верхнего уровня.

Среда для разработки программного обеспечения нижнего уровня различными разработчиками выбирается в зависимости от используемых микропроцессоров. Язык разработки — C/C++, C#. Для улучшения быстродействия в критичных для этого местах "Гугл" и "Фольксваген" используют вставки кода на языке Assembler.

В целом большинство ведущих зарубежных производителей считают, что к 2015–2018 гг. они могут завершить тестовые испытания "беспилотных" автомобилей, а с 2018–2025 гг. выйдут на организацию их производства для эксплуатации на дорогах общего пользования.



85 лет исполнилось Михаилу Степановичу **ВЫСОЦКОМУ** – одному из самых выдающихся конструкторов, ученых, организаторов науки и производства грузовой автомобильной техники послевоенного периода. С его именем связаны все наиболее значительные разработки Минского автозавода: принципиально новая компоновка "кабина над двигателем"; шесть поколений магистральных автопоездов, отвечающих самым жестким международным требованиям; концептуальный автопоезд МАЗ-2000 "Перестройка" – автомобиль, который и сегодня остается идеалом, предметом подражания для конструкторов всего мира; многозвенные автопоезда XXI века и виртуальная система проектирования АТС. Созданная им техника работает на дорогах всех континентов и везде пользуется большим и заслуженным авторитетом. Но особенно – среди эксплуатационников России и других стран СНГ. Ему, ее создателю, искренне благодарны тысячи водителей-дальнобойщиков, работники карьеров, воины-ракетчики, стоящие на

страже рубежей Содружества. И пассажиры автобусов, выпускаемых по его инициативе МАЗом.

М.С. Высоцкий был и остается инициатором налаживания и укрепления связей науки с производством, ориентации потенциала академической, вузовской и отраслевой науки на решение наиболее актуальных проблем отечественного машиностроительного комплекса: уже в 1974 г. благодаря ему был организован отдел грузовых автомобилей двойного подчинения – АН БССР и МАЗу, а в 1975 г. – учебно-производственное объединение "МАЗ-БПИ" с кафедрой "Большегрузные автомобили", которую он возглавляет и в настоящее время и которая стала одним из центров того, что по праву считается научной школой Высоцкого. Им подготовлено 7 докторов и 18 кандидатов технических наук, опубликовано 450 научных трудов и 21 монография, получено 145 патентов и авторских свидетельств, большинство из которых послужили основой повышения конкурентоспособности и разработки новых видов автотракторной техники. Его усилиями были созданы и под его научным руководством выполнялись такие общереспубликанские программы, как "Белавтотракторостроение", "Автотракторокомбайностроение" и "Машиностроение", во многом благодаря которым автотракторостроительная отрасль республики не только пережила острый экономический кризис периода распада СССР, но и вышла на устойчивое динамическое развитие, вносит существенный вклад в формирование ВВП и рост экспортного потенциала страны.

Великие заслуги М.С. Высоцкого признаны всеми потребителями созданной им техники, научным сообществом, государством. Он – генеральный конструктор республики по автомобильной технике, действительный член НАН РБ, заслуженный деятель науки и техники БССР, почетный доктор и профессор вузов, лауреат Государственных премий СССР и БССР, кавалер высших орденов СССР, Герой Республики Беларусь.

Крепкого Вам здоровья, дорогой Михаил Степанович, и новых успехов в труде!





Вторая специализированная выставка-форум **"АВТОИНДУСТРИЯ"** пройдет в Самаре 16–18 мая 2013 г. На ней будут представлены продукция и технологии для вторичного рынка автокомпонентов. В экспозиции предусмотрены такие тематические разделы, как: запасные части и расходные материалы для ремонта и обслуживания автомобилей; оборудование и специнструмент для СТО; оборудование для автомоек, автхимия, автокосметика; колеса и шины; тюнинг автомобилей, аксессуары, дополнительное оборудование. Участниками выставки станут производители и дистрибьюторы запасных частей, оборудования и материалов, а также консалтинговые компании. Часть экспонентов

будет представлена в составе национальных павильонов.

Деловая программа проекта формируется с учетом профессиональных интересов специалистов отрасли. В рамках выставки-форума пройдут конференции и круглые столы, посвященные следующим темам: отечественные и зарубежные новинки и разработки, гарантия на автозапчасти, использование инструмента и оборудования для СТО. Также будут организованы семинары по развитию бизнеса, подбору и обучению персонала, консультационные по вопросам проведения технического осмотра автомобилей; тренинги по увеличению объема продаж на рынке запасных частей и аксессуаров. Для автолюбителей готовится насыщенная шоу-программа — яркие демонстрации товара, конкурсы, розыгрыши призов.

Место проведения мероприятия выбрано не случайно. Для Самарской области характерна высокая концен-

трация организаций автомобильного кластера и наиболее значительная доля автомобильной промышленности в структуре ВРП среди всех субъектов Приволжского федерального округа. Помимо одной из крупнейших российских автомобильных компаний — ОАО "АвтоВАЗ", на территории области функционирует более 80 производителей автокомпонентов. Насыщены околоавтомобильными производствами и ближайшие соседние регионы. При этом за последний год автопарк Приволжского федерального округа увеличился на 12 %. Соответственно, активно расширяется и вторичный рынок обслуживания автомобилей, который нуждается в увеличении ассортимента продукции и предоставляемых услуг, в улучшении их качества, внедрении новых технологий, повышении квалификации персонала и т.п.

Организатор выставки — ВК "Экспо-Волга" при поддержке "Мессе Франкфурт Рус" (Москва).

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Невелев В.А. — Количественная оценка влияния инновационной деятельности на уровень конкурентоспособности отечественных автомобилей	1
АСМ-факты	3

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Смоляков Д.М., Яманин А.И. — Особенности динамики двигателей с продолженным расширением рабочего тела	5
Бураковский Е.П., Ковальчук Л.И., Алексеев И.Л., Бураковский П.Е. — Закономерности изменения НДС образующей цилиндрических втулок дизелей от воздействия переменных подвижных газовых нагрузок	7
Мурог И.А., Четыркин Ю.Б., Житенко И.С. — Автоматический блокиратор шестеренчатого дифференциала	11
Копотилов В.И. — О физическом смысле коэффициента сопротивления качению ведущего колеса автомобиля	13
Фершалов Ю.Я. — Степень расширения сопел с малым углом выхода, предназначенных для сопловых аппаратов осевых малорасходных турбин	16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Павлишин С.Г. — Оптимизация системы и режимов технического обслуживания АТС	20
Дубовик Е.А., Дерюшев В.В., Недолужко А.А., Воробьев С.С. — Расчет гидропривода двухстоечного стационарного подъемника	27

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будькин А.В. — Технологии сборки и регулирования преднатяга в подшипниковых узлах редукторов ведущих мостов автомобилей	30
Рябов И.М., Ковалев А.М., Чернышов К.В., Карлов В.И., Митрошенко А.С. — Стендовые испытания подвески с динамическим гасителем колебаний неподрессорной массы	34

ИНФОРМАЦИЯ

З а р у б е ж о м	
Сайкин А.М., Ендачев Д.В. — "Беспилотные" АТС — на подступах к реализации	35
Ю б и л е и. М.С. Высоцкому — 85 лет	39
К о р о т к о о р а з н о м	40

Главный редактор Н.А. ПУГИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Технический редактор Андреева Т.И.

Корректоры: Сажина Л.И., Солюшклина Л.Е.

Сдано в набор 27.12.2012. Подписано в печать 25.02.2013.

Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.

Отпечатано в ООО "Белый ветер".

115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:

107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-54-98

E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru

www.mashin.ru www.avtomashin.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.