

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 9 • 2000



АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИИ
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ»

JOINT-STOCK COMPANY
«SCIENTIFIC AND RESEARCH INSTITUTE FOR AUTOMOTIV
INDUSTRY TECHNOLOGY»



АО НИИТ
автөпром

Центр по научно-техническому обеспечению антикризисных программ в промышленности г. Москвы (Центр НТО АП) учрежден постановлением № 604 от 4.08.1998. Московского правительства

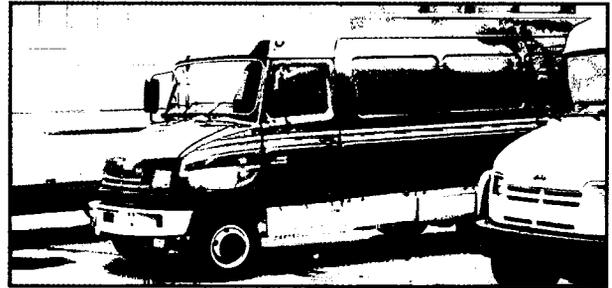
Вы хотите разработать и внедрить антикризисную научно-техническую программу промышленного предприятия, провести независимую экспертизу бизнес-плана?



Мы сделаем это! Гарантируем высокое качество работы, достижение нужных Вам результатов.

Вам необходимо усовершенствовать технологию, заменить устаревшее оборудование на своем предприятии?

Мы предлагаем оригинальные прогрессивные разработки по основным видам производств машиностроения.



Вас интересуют инжиниринг и поставка литейного, сварочного, окрасочного оборудования, установок для быстрого прототипирования, программируемых контроллеров, других видов оборудования и приборов, изготовленных на современном уровне?

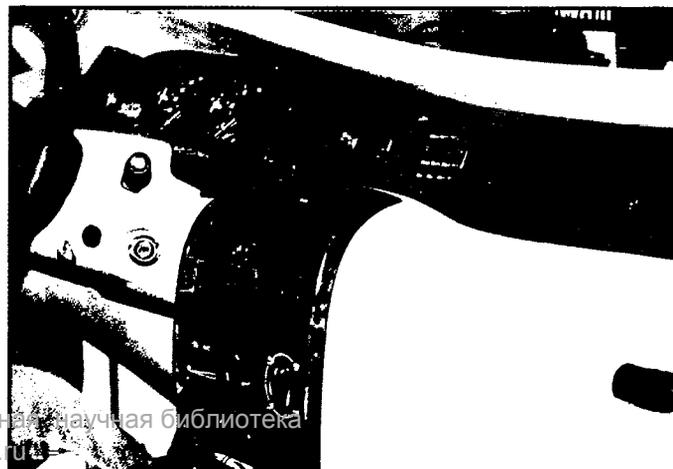


Все это предоставят совместные с ведущими зарубежными фирмами предприятия и инженерно-технологические центры НИИТавтопрома.

Первоочередные проекты Центра НТО АП – совместные работы на предприятиях Москвы: АМО «ЗИЛ», АО «Москвич», машиностроительный завод «Маяк», завод «Моссантехпром», ОАО «Пневмоаппарат», ВНИИ твердых сплавов и др.

Центр НТО АП – ведущая московская организация в области научно-технического оздоровления промышленных предприятий в переходный экономический период.

Адрес: Россия, 115533, Москва, пр-т Андропова, 22/30
Телефоны: (095) 118-41-00, 118-20-00. Факс (095) 118-13-33
E-mail: info@niit.ru www.niit.ru



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:

ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ",

ОАО "ГАЗ"

№ 9 • сентябрь • 2000

УДК 629.114.4.5.6

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ СТРАН СНГ В ЯНВАРЕ—ИЮНЕ 2000 Г.

Подводя итоги 1999 г., "АП" сообщил своим читателям: "...российским автомобилестроителям удалось за год выпустить грузовых автомобилей на 20,9 % больше, чем в 1998 г., легковых — на 11,8 %, автобусов — на 9,8 %". И сделал вывод: "В ноябре—декабре 1999 г. были созданы предпосылки для успешного перехода предприятий к выполнению намеченных на 2000 г. рубежей". Причем, добавим, рубежей довольно серьезных. Так, автозаводы планировали выпуск грузовых автомобилей увеличить еще на 11 % (до 16 тыс. в месяц), легковых — на 14,7 % (до 88,7 тыс. шт. в месяц), а выпуск автобусов как минимум сохранить на уровне 1999 г. (~4 тыс. шт. в месяц). В настоящее время редакция располагает статистикой на первые шесть месяцев 2000 г., т. е. возможностью проанализировать планы предприятий и фактическое состояние дел. Результаты такого анализа и предлагаются вниманию читателей (табл. 1). Они, чтобы были ясны не только чисто количественные показатели, но и тенденции их изменения, приводятся в нескольких "срезах": сравниваются показатели первых шести месяцев 1999 и 2000 гг.; среднемесячные фактические показатели 12 месяцев 1999 г. и шести месяцев 2000 г.; планировавшиеся на 2000 г. среднемесячные показатели с фактическими среднемесячными показателями за шесть месяцев 2000 г. и за июнь 2000 г.

Из таблицы следует, что, во-первых, в январе—июне 2000 г. объемы выпуска АТС всех типов, в общем, не соответствовали ожидаемым. Так, среднемесячный выпуск грузовых за первые шесть месяцев 2000 г. хотя и больше, чем за тот же период 1999 г. и в целом за тот

год, но планировавшегося уровня не достиг. Более того, в июне 2000 г. наметилась тенденция к снижению объемов производства.

Во-вторых, в целом не справились с поставленной задачей автозаводы, занятые выпуском легковых автомобилей: их общее среднемесячное производство за январь—июнь сократилось, по сравнению с январем—июнем 1999 г., на ~1 %, а по сравнению со среднемесячным за 1999 г. — даже чуть больше. Правда, в последнем месяце полугодия, июне, положение начало исправляться: объемы выпуска возросли, по сравнению со среднемесячным за полугодие, на 2,5 %. Но до выхода на заводские плановые наметки еще далеко — 11,3 %.

Несколько лучше обстоят дела у автобусо- и троллейбустроителей: потеряв в январе—мае 2000 г. темпы производства, они очень энергично начали работать в июне.

Такова картина в целом. Но за осредненными цифрами кроются, как всегда, весьма любопытные детали. Например, если рассмотреть табл. 2, в которой приведены данные по автозаводам, то становится очевидной прежде всего довольно резко выраженная неравномерность их развития в первом полугодии 2000 г. Причем неравномерность не только по объемам производства продукции, но и ее номенклатуре.

Взять, скажем, ЗИЛ. В первом полугодии нынешнего года он произвел грузовых автомобилей на 10 % больше, чем за тот же период 1999 г. (соответственно 10933 и 9940), но в июне 2000 г., наоборот, на 49 шт. (3,1 %) меньше, чем в июне 1999 г. Если перейти к номенклатуре АТС, то оказывается следующее: все более или менее новые модели (ЗИЛ-43336, ЗИЛ-5301, модификации с двигателями ЯМЗ) выпускаются в больших, чем ранее, объемах (по сравнению с первым полугодием 1999 г. соответственно на 28,1; 7,1; 50 %), а выпуск старых существенно сокращен (ЗИЛ-133 — на

Таблица 1

Тип АТС	Среднемесячные объемы выпуска АТС в России, шт.								
	Январь—июнь 1999 г.	Январь—июнь 2000 г.	Прирост, %	Июнь 2000 г.	Прирост, %, по отношению к среднему за январь—июнь	1999 г.	План 2000 г.	Выполнение плана за январь—июнь 2000 г., %	Выполнение плана в июне 2000 г., %
Грузовые	13750	15369	11,8	15243	-0,2	14423	16000	96,1	95,3
Легковые	77168	76411	-1,0	78285	2,5	77412	88700	86,1	88,3
Автобусы	4364	4138	-5,2	4569	10,4	4036	4000	103,5	114,2
Троллейбусы	35	29	-16,2	33	13,8	30	30	96,6	110,0

Таблица 2

Пред-при-ятие-изгото-витель	Модель	Объемы выпуска, шт.							
		Июнь 2000 г.	Июнь 1999 г.	Прирост, %	Январь-июнь, 2000 г.	Январь-июнь 1999 г.	Прирост, %		
ЗИЛ	Автомобили грузовые, включая шасси								
	ЗИЛ-43336	597	635	94,0	4044	3157	128,1		
	ЗИЛ-4331	67	59	113,6	234	153	152,9		
	ЗИЛ-5301 "Бычок"	1176	1191	98,7	6463	5991	107,9		
	ЗИЛ-133	10	38	26,3	90	571	15,8		
	ЗИЛ с двигателем ЯМЗ	15	1	1500,0	102	68	150,0		
	Пожарный авто-мобиль	15	35	42,9	141	147	95,9		
	<i>Всего:</i>	1865	1924	96,9	10933	9940	110,0		
ГАЗ	ГАЗ-2752 "Соболь"	793	714	111,1	4023	4022	100,0		
	ГАЗ-2310 "Соболь"	1	—	—	1	—	—		
	ГАЗ-3302 "ГАЗель"	3973	3981	99,8	24441	24900	98,16		
	ГАЗ-2705 "ГАЗель"	2682	2960	90,6	17152	16955	101,2		
	ГАЗ-66	—	94	—	—	304	—		
	ГАЗ-3307	484	536	90,3	3293	2613	126,0		
	ГАЗ-3308	153	—	—	580	3	19333,3		
	<i>Всего:</i>	8086	8285	97,6	49490	48793	101,4		
КамАЗ	Все модели	1615	1096	147,4	10204	6151	165,9		
УралАЗ	"Урал-4320"	443	260	170,4	2382	1305	182,5		
	"Урал-43206"	35	1	3500,0	100	8	1250,0		
	"Урал-5557"	203	107	189,7	903	384	235,2		
	"Урал-43204"	63	79	79,7	391	429	91,1		
	"Урал-44202"	56	53	105,7	295	158	186,7		
	"Урал-43202"	—	—	—	1	—	—		
	"Урал-6361"	—	4	—	3	10	30,0		
<i>Всего:</i>	800	504	158,7	4075	2294	177,6			
УАЗ	УАЗ-3741	327	525	62,3	1901	1807	105,2		
	УАЗ-3303	450	482	93,4	2058	3034	67,8		
	УАЗ-33036	88	120	73,3	388	786	49,4		
	УАЗ-3909	707	514	137,5	4660	4687	99,4		
	УАЗ-39094	104	70	148,6	873	529	165,0		
	УАЗ-39095	40	20	200,0	131	78	167,9		
	УАЗ-2746	—	—	—	—	—	—		
<i>Всего:</i>	1716	1731	99,1	10011	10921	91,7			
"Ижмаш-Авто"	"Иж-2715"	688	754	91,2	3101	2824	109,8		
	"Иж-2717"	314	115	273,0	2909	467	622,9		
	"Иж-27171"	20	4	500,0	546	16	3412,5		
	"Иж-27151"	—	2	—	1	3	33,3		
	<i>Всего:</i>	1022	875	116,8	6557	2824	198,1		
НефАЗ	КамАЗ-55111	23	13	176,9	300	176	170,5		
	КамАЗ-55102	3	31	9,7	37	56	66,1		
	МЗКТ-65158	—	—	—	1	—	—		
	"Урал-55571"	—	—	—	—	1	—		
	КамАЗ-55080	9	—	—	9	—	—		
	МЗКТ-65115	3	—	—	3	—	—		
	КамАЗ-55111-08	—	7	—	—	7	—		
	"Шкода"	—	1	—	—	1	—		
<i>Всего:</i>	38	52	73,1	348	241	144,4			
ЗИЛ	Автомобили легковые								
	ЗИЛ-41041	—	1	—	4	5	80,0		
ГАЗ	ГАЗ-3102	1011	1284	78,7	5987	7327	81,7		
	ГАЗ-3110	9929	9656	102,8	57961	55712	104,0		
	<i>Всего:</i>	10940	10940	100,0	63948	63039	101,4		
КамАЗ	Все модели	2790	2201	126,8	16081	13301	120,9		
ВАЗ	Основное производство								
	ВАЗ-21043	4717	4495	104,9	27650	26755	103,3		
	ВАЗ-21053	2442	4642	52,6	18127	26656	68,0		
	ВАЗ-2106	5588	7014	79,7	34919	44850	77,9		
Пред-при-ятие-изгото-витель	Модель	Объемы выпуска, шт.							
		Июнь 2000 г.	Июнь 1999 г.	Прирост, %	Январь-июнь, 2000 г.	Январь-июнь 1999 г.	Прирост, %		
		ВАЗ-2107	8998	7597	118,4	52215	42616	122,5	
			ВАЗ-2108	995	1597	62,3	6401	6638	96,4
			ВАЗ-2109	5919	7460	79,3	34751	46440	74,8
			ВАЗ-21099	8683	8501	102,14	55544	47551	116,8
			ВАЗ-2110	7724	8540	90,4	45413	47624	95,4
			ВАЗ-21213	5176	5453	94,9	32105	31080	103,3
			ВАЗ-2103	1413	—	—	8457	—	—
			ВАЗ-2111	3043	1436	211,9	17763	1988	893,5
			ВАЗ-2112	937	—	—	1984	—	—
			ВАЗ-2115	1244	—	—	2319	—	—
			Опытное производство						
			ВАЗ с роторно-поршневым двигателем	4	4	100,0	19	34	55,9
			ВАЗ-2131	515	339	151,9	2999	2717	110,4
ВАЗ-21103	—		2	—	—	2	—		
ВАЗ-1706	8	—	—	17	18	94,4			
ВАЗ-2114	6	—	—	6	—	—			
ВАЗ-2111	—	3	—	2	477	0,4			
ВАЗ-21111	—	1	—	—	500	—			
ВАЗ-2115	183	442	41,4	3056	2407	127,0			
ВАЗ-2120	78	30	260,0	479	65	736,9			
ВАЗ-2145	—	—	—	154	40	385,0			
ВАЗ-2113	—	—	—	1	—	—			
ВАЗ-2123	—	—	—	2	—	—			
ВАЗ-21314	—	—	—	2	—	—			
<i>Всего:</i>	57673	57556	100,2	344385	328458	104,8			
ПСА "Бронто"	ВАЗ-212182	10	18	55,6	61	97	62,9		
	ВАЗ-212180	54	50	108,0	361	236	153,0		
	ВАЗ-212183	—	—	—	8	—	—		
	ВАЗ-1922	10	10	100,0	52	48	108,3		
	ВАЗ-212180-И	—	6	—	8	45	17,8		
<i>Всего:</i>	74	84	88,1	490	426	115,0			
"Москвич"	Все модели	47	3009	1,6	4123	18038	22,9		
УАЗ	УАЗ-31512	1238	1065	116,2	5647	6822	82,8		
	УАЗ-31514	1488	1356	109,7	8021	8356	96,0		
	УАЗ-31519	593	607	97,7	3412	4949	68,9		
	УАЗ-3153	83	75	110,7	467	434	107,6		
	УАЗ-3160	190	66	287,9	817	350	233,4		
	УАЗ-3151	—	—	—	234	105	222,9		
	УАЗ-31604	—	—	—	—	61	—		
	УАЗ-31605	—	—	—	—	1	—		
	УАЗ-3159	11	1	1100,0	49	1	4900,0		
	УАЗ-31517	—	—	—	1	—	—		
<i>Всего:</i>	3603	3170	113,7	18648	21079	88,5			
СеАЗ	ВАЗ-11113 стандартный	555	936	59,3	3824	5033	76,0		
	СеАЗ-11113-01 для инвалидов	99	42	235,7	455	303	150,2		
	СеАЗ-11113-02 для инвалидов	726	192	378,1	3566	1484	240,3		
	<i>Всего:</i>	1380	1170	117,9	7845	6820	115,0		
"Ижмаш-Авто"	"Иж-412"	—	6	—	1	147	0,7		
	"Иж-2126"	1778	467	380,7	2896	3056	94,8		
	"Иж-27156"	—	2	—	46	27	170,4		
	"Иж-27156-014"	—	—	—	1	—	—		
	"Иж-21251 комби"	—	—	—	—	2	—		
ВАЗ-21213 "Нива"	—	50	—	—	50	—			
<i>Всего:</i>	1778	525	338,7	2943	3329	88,4			
Автобусы									
ЗИЛ	ЗИЛ-3250	39	44	88,6	431	283	152,3		
ГАЗ	ГАЗ-3221 "ГАЗель"	916	641	142,9	5473	5363	102,1		
	ГАЗ-22174 "Соболь"	588	525	112,0	3190	2251	141,7		

Таблица 2 (продолжение)

Предприятие-изготовитель	Модель	Объемы выпуска, шт.					
		Июнь 2000 г.	Июнь 1999 г.	Прирост, %	Июль-июнь, 2000 г.	Июль-июнь 1999 г.	Прирост, %
"НефАЗ"	НЗАС-42113	-	-	-	-	1	-
	НЗАС-42112-03 ГПА	-	5	-	-	5	-
	НЗАС-42116 (на базе "Урал-43206")	12	-	-	13	-	-
	НЗАС-42112 (на базе ГАЗ-66-40)	2	12	16,7	64	37	173,0
	НЗАС-42111 (на базе КамАЗ-4326)	-	-	-	6	-	-
	НЗАС-4208 (на базе КамАЗ-43101)	49	3	1633,3	102	19	536,8
	НЗАС-4208-03 ГПА	-	-	-	11	-	-
<i>Всего:</i>	63	20	315,0	196	62	316,3	
УАЗ	УАЗ-3962	1221	970	125,9	6045	7633	79,2
	УАЗ-2206	819	567	144,4	4486	5036	89,1
	<i>Всего:</i>	2040	1537	132,7	10531	12669	83,1
ЛиАЗ	ЛиАЗ-5256	103	34	302,9	347	86	403,5
КавЗ	КавЗ-3244	25	22	113,6	178	109	163,3
	КавЗ-3976	150	161	93,2	985	853	115,5
	КавЗ-327840	-	-	-	-	1	-
	КавЗ-4224-40 (на базе "Урал")	13	-	-	35	1	3500,0
	<i>Всего:</i>	188	183	102,7	1198	964	124,3
ПАЗ	ПАЗ-3205	610	680	89,7	3360	4483	74,90
	ПАЗ-5269	-	-	-	2	-	-
	ПАЗ-4223	-	-	-	1	-	-
	ПАЗ-5272 (на шасси "КамАЗ")	2	-	-	3	-	-
	<i>Всего:</i>	612	680	90,0	3366	4483	75,1
ГолАЗ	"Мерседес-АКА-5225 Россиянин"	-	-	-	5	7	71,4
	"Мерседес-АКА-6226 Россиянин"	-	-	-	1	-	-
	ГолАЗ-4242	5	-	-	6	-	-
	"Мерседес-О303 РХД Витязь"	-	-	-	5	1	500,0
<i>Всего:</i>	5	-	-	17	8	212,5	
"Спецавто" (г. Энгельс)	Все модели	-	-	-	3	-	-
"ОЗТП-Сармат" (г. Орск)	Все модели	1	-	-	8	6	133,3
ВАП "Волжанин" (г. Волжский)	Все модели	14	3	466,7	69	12	574,0
ОАО "Троллейбусный завод"	Троллейбусы						
	ЗИУ-682 Г	14	80	17,5	116	209	55,5
	ЗИУ-682 Г-016	17	-	-	57	-	-
	ЗИУ-62052	2	-	-	2	1	200,0
	ЗИУ-52642	-	-	-	1	-	-
<i>Всего:</i>	33	80	41,3	176	210	83,8	

84,2 %). Сказался на объемах и спрос: пожарных автомобилей автозавод произвел на 5 % меньше.

На УАЗе те же проблемы. Общий выпуск грузовых автомобилей сокращен на 8,3 % (с 10921 в первом полугодии 1999 г. до 10011 в первом полугодии 2000 г.). И опять — за счет старых моделей: производство автомобиля УАЗ-3303 снизилось на 32,2 %, УАЗ-33036 — даже на 50,6 %. Но зато из сборочного производства автомобилей УАЗ-3741, УАЗ-39094 и УАЗ-39095 вышло соответственно на 5,2; 65 и 67,9 % больше. Эти цифры говорят о том, что УАЗ всерьез занимается проблемами своей реструктуризации.

Печать, радио и телевидение в 2000 г. много внимания уделяют УралАЗу. Однако не столько его производственным делам, сколько организационно-финансовым интригам. Между тем именно в производстве автозавода в последние месяцы начались явно положительные сдвиги. К примеру, за весь 1999 г. УралАЗ выпустил 5470 автомобилей, т. е. его среднемесячное производство находилось на уровне 456 шт. В 2000 г. за первые шесть месяцев — 4075 шт., т. е. 679 автомобилей в месяц, а в июне — 699. Причем только две его модели ("Урал-43204" и "Урал-6361") стали выпускаться в меньших объемах (по сравнению с первым полугодием 1999 г., на 8,9 и 70 %), а все остальные, наоборот, в больших ("Урал-4320" — на 82,5 %, "Урал-43206" — в 12,5 раза, "Урал-5557" — в 2,3 раза, "Урал-43202" — на 86,7 %).

Постепенно налаживается работа и на других автозаводах, занятых производством грузовых АТС.

Например, почти удвоилась программа производства автомобилей "Иж". В первой половине 1999 г. она составила 3310 шт., а за тот же период 2000 г. — 6557 (рост на 98,1 %). Причем июль текущего года не стал в этом смысле заметным исключением: автозавод выпустил почти столько же автомобилей, сколько и в среднем за каждый месяц полугодия. Характерно и другое: все выпускаемые модели пользуются спросом, а "Иж-27151", спрос на который упал, производить перестали.

За сравниваемые периоды на 44,4 % возрос выпуск АТС на НефАЗе. И произошло это в основном за счет хорошо освоенных производством автомобилей-самосвалов КамАЗ-55111 и (в меньшей степени) КамАЗ-55102. Следовательно, НефАЗ как бы сужает рамки своей специализации, отказывается от менее популярных моделей (КамАЗ-55111-08, "Урал-55571"). Правда, он не оставляет без внимания и будущее. В частности, в июне 2000 г. изготовил две небольшие (девять и три) партии автомобилей КамАЗ-55080 и МЗКТ-65115.

Как и в предыдущие годы, очень стабильно работает ГАЗ: колебания в объемах выпуска у него не превышают 1—2 %. Причем обусловлены они лишь одним — стремлением обеспечить равенство "объемы производства — спрос". Это стремление реализуется вдумчиво и осторожно. Типичный тому пример — "ГАЗели" ГАЗ-2705 (фургон) и ГАЗ-3302 (бортовой). В 1999 г. первый пользовался несколько большим спросом, чем второй, поэтому темпы наращивания выпуска в первом полугодии 2000 г. у ГАЗ-2705 предусматривались и были выше, чем у ГАЗ-3302. Однако специалисты, отслеживающие рыночный спрос, установили: внимание потребителя начинает переключаться на "Соболь" (ГАЗ-2752). Реакция автозавода была, можно сказать, мгновенной: уже в июне объемы производства ГАЗ-2752 он увели-

чил, а "ГАЗелей" — снизил. Та же картина и с автомобилями ГАЗ-3307 и ГАЗ-3308 "Садко".

Массовым производством легковых автомобилей в России, как известно, занимаются в основном ВАЗ, ГАЗ, "Москвич", "Ижмаш-Авто", УАЗ; ЗИЛ — штучным, по существу, изготовлением представительских автомобилей; тольяттинское ОАО "ПСА Бронто" — сборкой специализированных и тюнингом серийных автомобилей ВАЗ. Итоги их работы в январе—июне 2000 г. отличаются, как видно из табл. 2, еще большей неравномерностью, чем итоги работы производителей грузовых АТС. И в этой неравномерности есть определенные закономерности.

Так, ЗИЛ работает только по прямым заказам. Поэтому его производственные возможности по легковым автомобилям в первом полугодии явно недоиспользовались. ВАЗ столь же явно проводит политику обновления номенклатуры выпускаемой продукции. Это видно хотя бы из того, что он резко усилил работу своего опытного производства (последние 13 строк в его части табл. 2). Но средств для постановки новых моделей на конвейер у него не хватает. Даже ВАЗ-2110, довольно хорошо принятый рынком, пока не стал массовой моделью. Если за шесть первых месяцев 1999 г. удалось изготовить 47624 автомобиля, то за тот же период 2000 г. — лишь 45413, т. е. на 4,6 % меньше.

Таким образом, среднемесячный их выпуск составил 7569 шт. В июне 2000 г. положение немного улучшилось (выпущено 7724 автомобиля данной модели), но оно даже не приблизилось к положению в июне 1999 г. (тогда было 8540 шт., т. е. почти на 10 % больше). По той же причине, видимо, из номенклатуры "вымываются" наиболее дешевые, хотя и пользующиеся спросом модели — ВАЗ-21053, ВАЗ-2106, ВАЗ-2108, ВАЗ-2109, а выпуск более дорогих модификаций либо сохраняется на одном и том же уровне (ВАЗ-2104, ВАЗ-21213), либо возрастает (ВАЗ-2107, ВАЗ-21099).

ГАЗ, как и в случае с грузовыми автомобилями, "революций" не устраивает, но постепенно (плавно) переходит с моделей и модификаций семейства ГАЗ-3102 на ГАЗ-3110: за первое полугодие 2000 г. выпуск ГАЗ-3102 сокращен, по сравнению с первым полугодием 1999 г., на 18,3 %.

КамАЗ и СеАЗ тоже постепенно перестают дублировать друг друга: КамАЗ наращивает выпуск автомобилей "Ока" в стандартной комплектации, а СеАЗ его сокращает, переходя на модификации для инвалидов. Причем общие объемы производства у обоих растут.

Гораздо хуже обстановка на УАЗе, "Москвиче" и в "Ижмаш-Авто": объемы товарной продукции за январь—июнь 2000 г. у них снизились, по сравнению с тем же периодом 1999 г., соответственно на 11,2; 77,2

Таблица 3

Страна	Предприятие-изготовитель	Тип или модель АТС	Объемы выпуска, шт.					
			Июнь 2000 г.	Июнь 1999 г.	Прирост, %	Январь—июнь 2000 г.	Январь—июнь 1999 г.	Прирост, %
Автомобили грузовые, включая шасси								
Белоруссия	МАЗ	Общего назначения	369	261	41,4	2102	1970	6,7
		Самосвалы	335	278	20,5	1631	1490	9,5
		Тягачи	391	421	-7,1	2406	2173	10,7
	БелАЗ	Самосвалы грузоподъемностью, т:						
		30	1	22	-95,5	1	206	-99,5
		42-55	71	36	97,2	457	252	81,3
		120-130	8	14	-42,9	38	51	-25,4
180-200	1	1	-	6	5	20,0		
Украина	МоАЗ КраАЗ ЛуАЗ	Поливооросительные	-	-	-	10	3	В 3,3 раза
		МоАЗ-750511	7	8	-12,5	52	30	73,3
		Все модели	48	122	-61,0	760	379	100,5
		ЛуАЗ-13021	-	1	-	7	2	250,0
		ЛуАЗ-130202	-	-	-	46	4	1050,0
Автомобили легковые								
Украина	"ЗАЗ-Дэу"	ЗАЗ-1102	1300	1005	29,4	3767	2592	45,3
		"Дэу"	61	-	-	2352	32	В 73,5 раза
Автобусы								
Белоруссия	МАЗ	МАЗ-103, МАЗ-103Т	16	18	-11,1	90	77	16,9
		МАЗ-104	16	6	166,7	102	51	100,0
		МАЗ-104С	6	6	-	30	40	-2,5
		МАЗ-105	4	-	-	19	2	В 9,5 раза
		МАЗ-152	-	-	-	1	-	-
Украина	ЛАЗ	Городские:						
		ЛАЗ-52523	4	-	-	9	-	-
		ЛАЗ-6205 (с двигателем "Рено")	-	-	-	-	2	-
		ЛАЗ-695Н	-	-	-	323	134	В 2,4 раза
		ЛАЗ-695Д	-	-	-	4	-	-
		ЛАЗ-6206	-	-	-	-	1	-
		Междугородные:						
		ЛАЗ-42021	-	-	-	1	-	-
		ЛАЗ-42071	-	-	-	2	1	В 2 раза
		ЛАЗ-А073	-	-	-	-	6	-
		ЛАЗ-42078	-	-	-	10	-	-
		ЛАЗ-699Р	51	-	-	51	14	В 3,6 раза
		ЛАЗ-699ТД, ЛАЗ-699ТЯ	14	-	-	14	-	-
		ЛАЗ-695ТЯ	15	-	-	15	6	В 2,5 раза
		ЛАЗ-52527	-	-	-	20	1	В 20 раз
		ЛАЗ-52528	-	-	-	-	1	-
ЛАЗ-52529	-	-	-	-	2	-		
ЛАЗ-А141	3	-	4	4	1	В 4 раза		

и 11,6 % (среднемесячное производство 2000 г.: УАЗ — 3108 шт., "Москвич" — 687, "Ижмаш-Авто" — 490). Июнь внес некоторые поправки в эту статистику: у УАЗа и "Ижмаш-Авто" она положительна (+495 и +1288 шт.), у "Москвича" — отрицательна (−640).

Статистика по большому числу автобусных заводов более благоприятна. Например, ГАЗ из месяца в месяц наращивает производство автобусов ГАЗ-3221 "ГАЗель" (среднемесячный выпуск в 2000 г. — 1444 шт., в июне — 1504) и ГАЗ-22174 "Соболь" (соответственно 532 и 588). Еще выше темпы роста производства вахтовых автобусов на НеФАЗе: среднемесячные составили 36 %, а в июне — 191 %. Это, конечно, свидетельствует, с одной стороны, о росте экономических возможностей потребителей автобусов такого типа, с другой — об умении предприятия удовлетворять возросший спрос.

Очень интенсивно восстанавливает свое производство ЛиАЗ: за весь 1999 г. он изготовил 379 автобусов, за шесть месяцев 2000 г. — 347, причем в июне — 103. Нормализуется обстановка и на КАВЗе: в январе—июне он произвел на 24,3 % продукции больше, чем в январе—июне 1999 г. Правда, в июне темп замедлился: прирост составил всего 2,7 %.

ГолАЗ — новое и пока еще маломощное автобусное предприятие, выпускающее лицензионные, следовательно, современные, но дорогие автобусы. Тем не менее и он за год более чем удвоил объемы их выпуска.

Несколько неожиданным оказался спад производства на ПАЗе: ведь его продукция всегда пользовалась спросом в небольших городах и особенно — в сельской местности. Причины здесь не в качестве павловских автобусов и не в цене. Просто у муниципальных властей нет средств на их покупку, а коммерческих транспортных фирм, в отличие от больших городов, в провинции мало.

Коллектив ПАЗа пытается исправить положение, в том числе создает автобусы городского типа. Однако для их постановки на производство нужны деньги.

Как видим, автомобилестроительная отрасль России в первом полугодии 2000 г. в целом все-таки развивалась. Хотя характер развития назвать устойчивым (стабильным) трудно. Это, скорее, положение неустойчивого равновесия. Но есть основания утверждать, что в настоящее время появляется все больше и больше факторов, способствующих стабилизации развития ее предприятий.

Первый из таких факторов уже упоминался: повсеместная реструктуризация продукции, расширение гаммы выпускаемых изделий в соответствии с требованиями рынка. Отрадно, что по этому пути идут все автозаводы. Даже те, которые долгое время ограничивали производство одной моделью и двумя-тремя ее модификациями. Характерный пример — ОАО "Москвич". В последние годы у него, по существу, была одна модель, "Москвич-2141", и ее грузовая модификация, "Москвич-2335". Теперь у "Москвича" — целое семейство: "Святогор", "Юрий Долгорукий", "Князь Владимир", "Калита". При этом два последних — в переднеприводном и полноприводном исполнении. Кроме того, в семейство входят автомобили "Дуэт-1" и "Дуэт-2". Все автомобили имеют и электромобильное исполнение.

Второй из факторов — наличие на автозаводах значительных конструкторских заделов на перспективу, что хорошо видно из табл. 2: практически у каждого из

них есть опытные партии АТС. Значит, конструкторские службы продолжают работать, причем на многих предприятиях, даже тех, которые раньше ориентировались исключительно на разработки НАМИ.

Третий фактор — положительные тенденции в развитии экономики, приведшие к росту спроса на автомобильную технику. И, видимо, ошибаются те, кто утверждает, что главная причина роста спроса на отечественные АТС — дефолт августа 1998 г., вызвавший тройное подорожание техники зарубежной. Например, ЗИЛ в июне 1999 г. продал 2087 своих грузовых автомобилей, в мае 2000 г. — 1635, а в июне 2000 г. — 2113. И вообще число продаж грузовых АТС в июне по сравнению с маем 2000 г. увеличилось почти на всех предприятиях: на ГАЗе — с 7823 до 7975; на новоуральском УАМЗе — со 100 до 135; на УралАЗе — с 677 до 794; на УАЗе — с 4601 до 1768 шт. и т. д.

Та же картина и по легковым автомобилям: на ГАЗе — рост с 10196 до 10716; КамАЗе — с 2550 до 2790; ВАЗе — с 55850 до 56421; УАЗе — с 3073 до 3738; СеАЗе — с 1312 до 1380; в "Ижмаш-Авто" — с 271 до 941 шт. Причем часть предприятий продает все, что производит, а часть — даже больше того, т. е. снижает или устаревает затоваренность складов.

Четвертый фактор — некоторое "оживление" производства комплектующих и обновление их номенклатуры.

Так, если сравнить объемы выпуска бензиновых двигателей в первые шесть месяцев 1999 и 2000 гг., то видно, что производство устаревших их моделей заметно сократилось, а более новых, наоборот, увеличилось. Например, новоуральский УАМЗ изготавливает морально устаревшие двигатели ЗИЛ-508 и ЗИЛ-509, поэтому спрос на них упал. Результат — сокращение производства на 24,2 %. Заволжский моторный завод по той же причине сократил объемы выпуска двигателей ЗМЗ-402 и ЗМЗ-405, но зато на 34 % увеличил выпуск ЗМЗ-406. На 53,6 % возросло производство дизелей КамАЗ, в 2,5 раза — дизелей Тутаевского моторного завода, в 1,5 раза — дизелей ЯМЗ.

Казалось, совсем останавливается подшипниковая подотрасль. Однако и здесь появились определенные сдвиги. Например, в январе—июне 1999 г. она произвела ~110,9 млн. подшипников (среднемесячный выпуск 1,848 млн.), за тот же период 2000 г. — уже 131,6 млн., т. е. в среднем 2,193 млн. шт. в месяц.

О том же говорят и другие факты. Численность работающих в отрасли в течение последнего года сократилась лишь на отдельных предприятиях (ЗИЛ — 10,1 %, УралАЗ — 4 %, УАЗ — 0,2 %), а на большинстве предприятий увеличилась на 1—7 %. На 33 % возросла заработная плата рабочих и ИТР. Правда, ее "разброс" очень большой. Скажем, на БАЗе она равна (средняя) 541 руб., а на ВАЗе — 4038 руб.

Статистика по другим автомобилестроительным странам СНГ — Украине и Белоруссии — приведена в табл. 3. Из нее видно, что белорусские автомобилестроители, работающие в основном на российский рынок, следуют его запросам: наращивают выпуск автомобилей МАЗ и несколько сокращают производство техники БелАЗа и МоАЗа. Это с одной стороны. С другой же, своими силами успешно решают проблему обновления городского автобусного парка. Автомобилестроение Украины, наоборот, пребывает в глубоком застое. Причем по всем направлениям.



УДК 629.658.331.36"313"

БЕЛАЗ: РАБОТА НА ПЕРСПЕКТИВУ

А. Н. ЕГОРОВ

В минувшем году конструкторы БелАЗа занимались, естественно, не только и не столько "текущими" делами, сколько совершенствованием серийно выпускаемой техники, в частности, внедрением более совершенных комплектующих агрегатов и узлов (в том числе производства таких известных зарубежных фирм, как "Данфос", "Манули", "Маннесман-Рексрот", "Тойо Денки", "Камминз", "Дойц", "Бриджстоун" и др.), а также проектными разработками перспективных самосвалов и специализированных технологических машин нового поколения.

Так, для повышения надежности и долговечности самосвалов грузоподъемностью 30—42 т в их конструкцию введено семь весьма существенных изменений. Это привод управления подачей топлива, оборудованный подпедальным пневматическим краном следящего действия, который заменил собой тросовый привод, требующий значительных усилий на перемещение педали; рукава высокого давления (фирма "Манули"), отличающиеся усиленной заделкой наконечников, которые сделали практически безотказной эту часть гидросистем рулевого управления и опрокидывающего механизма; балка передней оси с усиленной конструкцией кронштейна цилиндра поворота руле-

вого управления; грузовые платформы с продольными усилителями боковых бортов; система пневмостартерного пуска дизелей ЯМЗ; модернизированные масляные баки гидросистемы, конструкция которых обеспечивает доступ для очистки внутренних полостей, заправку через фильтр и присоединение насосной станции для очистки масла в баке; двухскоростной стеклоочиститель Ставровского завода. Кроме того, разработана конструкторская документация и ведется подготовка производства к установке пневмоподресоренного сиденья; выпущена партия самосвалов с двигателями "Дойц" и "Даймлер Бенц". Изготовлена также промышленная партия самосвалов БелАЗ-75473 (рис. 1) с дизелем КТА-19С фирмы "Камминз" и шинами 21.00 × 35, благодаря чему грузоподъемность автомобиля возросла на 3 т — с 42 до 45 т. А если учесть, что он укомплектован и другими новыми для него узлами и системами (сухие дисковые колесные тормоза с гидроприводом, гидротормоз ГМП увеличенной эффективности, водомасляный теплообменник для охлаждения масла ГМП, система автоматического переключения передач, усиленный задний мост и т. д.), то не будет ошибкой сказать, что данный самосвал прошел достаточно глубокую модернизацию.

Более того, конструкторы апробировали в металле и вариант с модернизированной коробкой передач (вместо гидравлического тормоза-замедлителя установлен многодисковый маслоохлаждаемый тормоз фрикционного типа, в котором тормозной эффект возникает при сжатии дисков, а поток масла, омывающий фрикционные диски, обеспечивает отвод тепла от поверхностей трения).

Вариант получился интересным со многих точек зрения. Во-первых, гидросистема многодискового фрикционного тормоза здесь совмещена с гидросистемой ГМП, а система охлаждения масла тормоза объединена с системой охлаждения двигателя и гидромеханической передачи, что позволяет поддерживать стабильные температуры на длительных спусках. Во-вторых, данная тормозная система отличается простотой и компактностью конструкции, доступностью при замене фрикционных дисков. В-третьих, она высоконаджна, поскольку удельное давление на фрикционных дисках низкое, нет сложных торцевых уплотнений, крупногабаритных фрикционных дисков и разветвленной системы охлаждения. В-четвертых, она экономична (невелики потери мощности, так как габаритные размеры фрикционных дисков небольшие, а масляный насос основной системы охлаждения на тяговом режиме двигателя самосвала отключается). В-пятых, многодисковый фрикционный тормоз обеспечивает большой тормозной момент и устойчивое замедление



Рис. 1

самосвала на рабочих уклонах, эффективно тормозит его во всем диапазоне рабочих скоростей, в том числе на спусках (в данной ситуации скорость на 25—30 % выше, чем у самосвала с гидравлическим тормозом-замедлителем лопастного типа).

В настоящее время конструкторы БелАЗа ведут конструкторско-экспериментальные работы по созданию тормозной системы с многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами для самосвалов грузоподъемностью 45—65 т. Уже изготовлены два комплекта опытных тормозов для проведения стендовых испытаний. Параллельно готовится опытный образец самосвала БелАЗ-75473 с многодисковыми маслоохлаждаемыми тормозами фирмы "Кларк".

Многое сделано по самосвалам грузоподъемностью 55 т. К примеру, большие изменения претерпели механическая трансмиссия, тормозная система, подвеска, ГМП, упругая муфта, карданный вал, главная передача, тормозные механизмы, кран управления стояночным тормозом, электрическая блокировка гидротрансформатора, поперечные штанги передней оси и заднего моста, цилиндры подвески. На двигателе ЯМЗ-845.10 внедрена пневмосистема "сброса" частоты вращения коленчатого вала при автоматическом переключении передач; на двигателе КТТА-19С использован электрический привод "сброса", тросовый привод педали подачи топлива заменен пневмоприводом. В кабине для увеличения эффективности работы отопителя и повышения его надежности установлен латунный паяный радиатор. Улучшены обзорность, доступность органов управления.

Новая рама с разнесенными стойками под оперение обеспечивает удобный доступ в моторный отсек и позволяет устанавливать более широкую гамму двигателей, в том числе с системой охлаждения наддувочного воздуха типа "воздух—воздух".

С шасси N41 модернизированные самосвалы-55-тонники получают индексы А (обычный вариант с дизелем ЯМЗ), С (углевозный вариант с тем же двигателем), В (обычный вариант с двигателем КТТА) или Д (углевозный вариант с тем же двигателем).

Разрабатывается конструкторская документация на установку дизеля нового поколения фирмы "Камминз" (QSK-19), мощность которого — 515 кВт (700 л. с.), управление подачей топлива — электронное, привод вентилятора оборудован муфтой "Рокфорд".

Все самосвалы БелАЗ особо большой грузоподъемности, как известно, — с электромеханической трансмиссией, которая прекрасно зарекомендовала себя в эксплуатации. Тем не менее работа над этой трансмиссией продолжается. И не только по ее совершенствованию, но и по коренной модернизации. Прежде всего — по замене ряда комплектующих узлов и систем на более совершенные.

Основную часть программы 120-тонных самосвалов в 2000 г. будут составлять БелАЗ-7512А, БелАЗ-7514 (рис. 2) и БелАЗ-75145 с новой электромеханической трансмиссией, выполненной на основе тяговых генераторов переменного тока (ГС-525 и фирмы КАТО). Данные модификации показали надежную высокопроизводительную работу и очень хорошую топливную эко-



Рис. 2

номичность при эксплуатации во многих карьерах, в том числе в Айхальском и Михайловском ГОКах.

К наиболее существенным мероприятиям по доработке конструкции самосвалов этого класса относятся: внедрение в производство усиленных алюминиевых лопаток вентилятора тяговых электродвигателей; перенос воздушных фильтров вперед, а УВТР 2 × 600, наоборот, назад вдоль самосвала, что улучшило обзор справа; доработка гидравлических и тормозных систем.

Очень ответственная и важная задача для завода в 2000 г. — доработать самосвал грузоподъемностью 130 т и одновременно увеличить объемы его выпуска. С этой целью уже в ходе эксплуатационных испытаний его опытных образцов в Оленегорском ГОКе и на комбинате "Печенганикель" принимались технические решения, которые не допускали повторения выявляемых недостатков на последующих образцах. В частности, два самосвала БелАЗ-75132 (рис. 3) с дизелями



Рис. 3

Уральского турбомоторного завода и опытно-промышленная партия БелАЗ-75131 с двигателем фирмы "Камминз" были изготовлены с мотор-колесами новой конструкции, базирующимися на более мощных, чем раньше, тяговых электродвигателях ЭД-136 и ТДК-8940-А, а в последующем для той же цели будет применен двигатель ЭК-420 мощностью 420 кВт, выпуск которого освоил завод "Татэлектромаш".

Ведутся работы по созданию модификации самосвала с электромеханической трансмиссией переменного тока на основе тяговых электродвигателей вентильного типа. Это обеспечит самосвалу еще более высокие тягово-динамические качества, особенно при трогании с места, а также снижение трудоемкости обслуживания (у тяговых электродвигателей не будет щеточно-коллекторного узла). Разработана и документация на углевозную модификацию 130-тонного самосвала.

По серийному самосвалу следующего класса грузоподъемности — 180-тонному БелАЗ-75215 — проводились мероприятия по повышению надежности в эксплуатации. Изменения коснулись платформы, рамы, оперения. В 2000 г. будет изготовлена партия самосвалов новой модификации БелАЗ-75216 грузоподъемностью 190 т с мотор-колесом на базе электродвигателя ЭД-136.

В 1999 г. были успешно закончены приемочные испытания самосвала БелАЗ-75303 (рис. 4) грузоподъемностью 200 т с дизелем 12ДМ-21АМ мощностью 1470 кВт (2400 л. с.) производства УТМЗ, тяговым генератором ГС-523, новой пускорегулирующей аппаратурой, более комфортабельной кабиной и рядом других усовершенствований. Этот самосвал превосходит серийные

по грузоподъемности, тягово-динамическим качествам, а также маневренности, поскольку у него более короткая колесная база.

БелАЗ совместно с Коломенским тепловозостроительным заводом модернизирует дизель-генератор 36ДГ. В частности, на нем устанавливаются два турбокомпрессора бельгийского производства, за счет чего его мощность возрастает до 1470 кВт (2400 л. с.). Модифицированный таким образом дизель-генератор будет устанавливаться на шасси БелАЗ-75303, а в случае успешных эксплуатационных испытаний автозавод в ближайшей перспективе намерен снять с производства выпускаемый уже значительное время 180-тонный самосвал, заменив его более маневренной модификацией самосвала грузоподъемностью 200 т. Кроме того, проработаны и варианты таких самосвалов грузоподъемностью 220 т, отличающиеся шинами (радиальные) и двигателем (в ряд добавляется дизель "Камминз" QSK-60С мощностью 1840 кВт, или 2500 л. с.).

БелАЗ вел и ведет работы и по совершенствованию специализированных машин, предназначенных для обслуживания технологических транспортных работ: поливооросительной машины БелАЗ-7648 (рис. 5) с новыми кабиной и оперением, тягача-буксировщика БелАЗ-7424 на шасси 120-тонного самосвала (модификация БелАЗ-74242 с дизелем КТА-38С и тяговым генератором фирмы КАТО), тягача-буксировщика БелАЗ-7423. Проведена доработка гидравлических систем рабочего оборудования и рулевого управления 10-тонного фронтального погрузчика БелАЗ-7821 (рис. 6), в результате которой получены две его модификации — БелАЗ-7822 (с двигателем Тутаевского мо-



Рис. 4



Рис. 5



Рис. 6

торного завода) и БелАЗ-78221 (с двигателем КТА-19С фирмы "Камминз"). На базе модернизированного погрузчика создан колесный бульдозер БелАЗ-7823 (площадь отвала 10 м²), который может комплектоваться угольным универсальным, полууниверсальным и прямым отвалами.

Большинство узлов бульдозера и погрузчика унифицированы. По заказу на погрузчик и бульдозер могут быть установлены гидроаппаратура импортного производства, автоматическая централизованная система смазки, кондиционер и защитные цепи на шины.

В номенклатуре выпускаемой заводом продукции есть и седельный тягач БелАЗ-7419, выполненный на базе шасси самосвала грузоподъемностью 30 т, который в комплекте с полуприцепом МЗКТ составляет автопоезд для транспортировки негабаритных грузов массой до 90 т. Для перевозки тяжелых неделимых грузов по дорогам общего пользования создан и собственный полуприцеп-тяжеловоз БелАЗ-9577 (рис. 7) грузоподъемностью 44 т. Его особенность — низкая (995 мм) погрузочная высота. В конструкции этого полуприцепа применены оси производства немецкой фирмы БПВ и пневматическая подвеска.

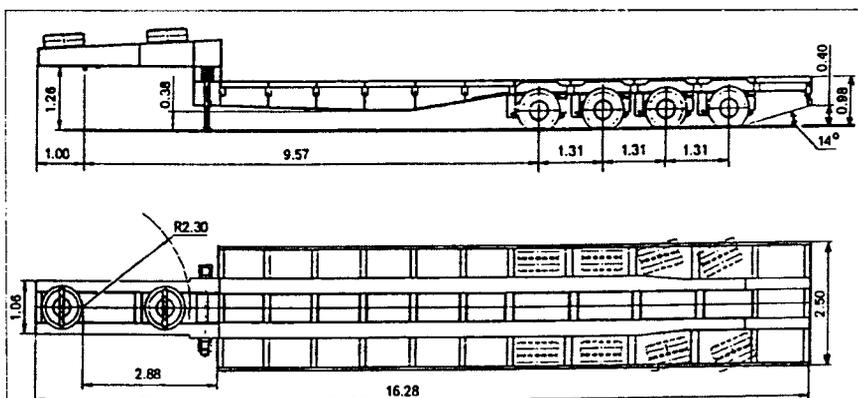


Рис. 7

На базе самосвала грузоподъемностью 42 т с удлиненной на 1000 мм базой изготовлено шасси БелАЗ-7958, предназначенное для буровзрывных машин.

В 2000 г. планируется начать производство опытного колесного манипулятора БелАЗ-6820, позволяющего снимать, перемещать и устанавливать крупногабаритные (диаметром от 1,5 до 4,2 м) шины на самосвалы. Его ведущий мост выполнен на базе моста самосвала грузоподъемностью 30 т; шины на этом мосту — 18.00 × 25, на управляемой оси — 14.00 × 20; двигатель ("Камминз" или ЯМЗ) — мощностью 132 кВт (180 л. с.). Колесосъемник может работать и как автопогрузчик грузоподъемностью 15 т.

Начато изготовление ГМП и заднего моста для самосвала БелАЗ-7516 грузоподъемностью 135 т.

Есть у конструкторов БелАЗа и другие перспективные задель. Например, связанные с созданием самосвалов с электромеханической трансмиссией переменного-переменного тока и радиальными шинами 55/80 R63. Это самосвал БелАЗ-7570 грузоподъемностью 420—450 т (колесная формула 4 × 4) с двумя дизель-генераторными установками мощностью по 1987 кВт (2700 л. с.) каждая и самосвал грузоподъемностью 280—320 т, выполненный по классической колесной формуле 4 × 2 и оборудованный дизель-генератором мощностью 2945 кВт (4000 л. с.).

Как видим, БелАЗ не только чутко реагирует на потребности сегодняшнего рынка, но и учитывает пер-

спективы развития последнего. Потому что у него есть все, что необходимо для этого. И прежде всего — высокий творческий потенциал сотрудников и производственные возможности.

ВНИМАНИЕ!

Для предприятий отечественной автомобильной промышленности, производителей и разработчиков комплектующих, материалов и оборудования для нее действуют специальные, льготные расценки на размещение рекламных материалов в журнале "Автомобильная промышленность".

По всем вопросам обращайтесь по телефону (095) 269-54-98

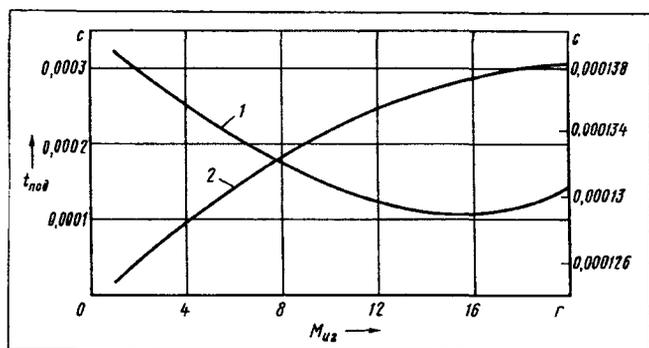


Рис. 2. Изменение времени подъема (1) и посадки (2) иглы распылителя в зависимости от массы подвижных частей форсунки

Исследования дали возможность решить и более общую задачу — определить, какие факторы и как влияют на быстрдействие электрогидравлических форсунок.

Так, установлено, что изменение объема подыгольной и управляющей полостей влияет на этот параметр незначительно. Масса же иглы ($M_{иг}$), напротив, сказывается весьма сильно (рис. 2). При ее увеличении с 1 до 15 г время подъема ($t_{под}$) иглы сокращается (кривая 1), а после 15 г возрастает. Время, затрачиваемое на посадку иглы ($t_{пос}$), с ростом ее массы растет непрерывно (кривая 2). Правда, темпы этого роста постепенно замедляются. Из этого можно сделать вывод: характер протекания процессов подъема и посадки иглы распылителя определяется в основном силами инерции, действующими на нее. Что же касается оптимальной массы подвижных частей форсунки, то она должна составлять 12—17 г.

При выборе диаметров наполнительного (d_A) и отсечного (d_z) жиклеров, соединяющих управляющую полость форсунки с аккумулятором и дренажной системой, необходимо придерживаться определенного соотношения между ними. Однако следует помнить: уменьшение диаметров жиклеров снижает быстрдействие форсунки, но уменьшает силы, действующие на запирающий элемент управляющего клапана. Это следует из рис. 3, на котором показано, как изменяется продолжительность процесса подъема иглы распылителя в зависимости от отношения d_z/d_A при фиксированном значении d_A . В частности, из него видно, что увеличение отношения до определенного предела (~ 2) увеличивает быстрдействие форсунки, а затем оно практически не меняется. Причина — определяющее

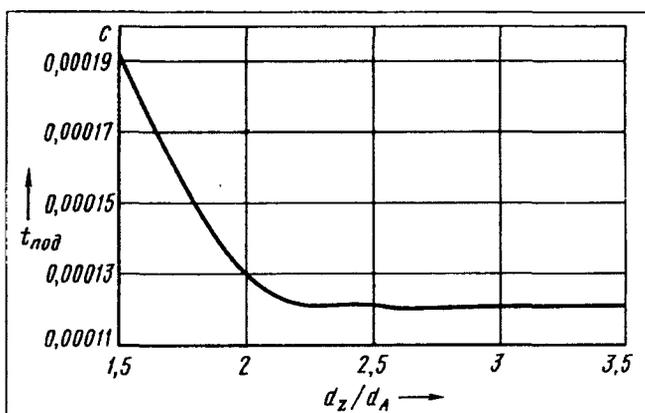


Рис. 3. Зависимость времени подъема иглы распылителя форсунки от отношения диаметров отсечного и наполнительного жиклеров при $d_A = const$

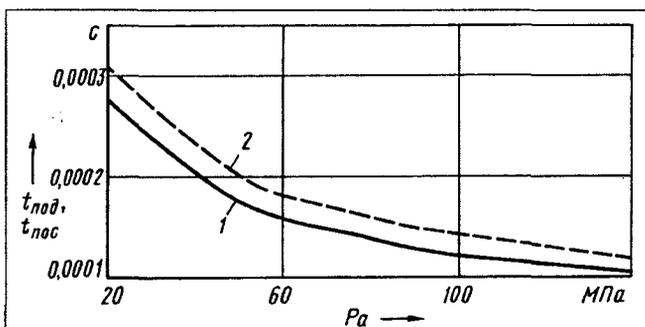


Рис. 4. Изменение продолжительности подъема (1) и посадки (2) иглы распылителя в зависимости от давления в аккумуляторе

влияние массы подвижных частей форсунки. Скорость же посадки иглы зависит в основном от d_A .

Давление в аккумуляторе (P_a) — функция режима работы дизеля. При увеличении этого давления время подъема и посадки иглы форсунки уменьшается (рис. 4), а давление впрыскивания растет. В итоге темпы роста быстрдействия форсунки замедляются.

В целом можно сделать вывод: увеличение быстрдействия форсунки достигается правильным, в зависимости от диапазона рабочих давлений аккумуляторной системы впрыскивания топлива, выбором диаметров наполнительного и отсечного жиклеров, массы иглы и характеристик пружины. Причем незначительное отклонение геометрических параметров форсунки от оптимальных значений приводит к небольшому изменению ее быстрдействия.

УДК 629.621.893

СЛОЕНИЕ ГИЛЗЫ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДВС

Канд. техн. наук А. А. СИМДЯНКИН

Саратовский государственный аграрный университет

Хорошо известно, что гильза ДВС с жидкостным охлаждением изнашивается не только с внутренней (со стороны поршня) стороны, но и снаружи — со стороны охлаждающей жидкости. Это так называемое ка-

витационное изнашивание. Но менее известно то, что механическое и кавитационное изнашивания взаимосвязаны, поскольку обусловлены напряженно-деформированным состоянием гильзы. В частности, кавитационного изнашивания не было бы, если бы не было вибрации деталей: именно из-за вибраций в жидкости образуются воздушные (паровые) пузырьки, которые, схлопываясь на "мокрой" поверхности гильзы, постепенно изъязвляют ее. Причин же для возникновения вибраций более чем достаточно — вспышки топливовоздушной смеси в камерах сгорания, перекадка

поршней в верхней и нижней мертвых точках, резкие смены режимов работы двигателя, детонация и др. Причем они по мере наработки двигателя усиливаются: изнашивание, особенно кавитационное, уменьшает толщину стенки гильзы, что приводит к увеличению напряжений в ней, изменяет ее форму в продольном и поперечном сечениях, а это, в свою очередь, усиливает вибрации. То есть налицо явление положительной обратной связи, "раскачивающей" систему "поршень—кольца—гильза—охлаждающая жидкость".

Техническая документация на ремонт некоторых двигателей, допуская возможность повторного использования гильз с кавитационным износом без дополнительных операций обработки (восстановления) их наружной поверхности, оговаривает только максимальную глубину изъявлений и площадь, охватываемую ими. Никаких ограничений на расположение мест изъявлений по отношению, например, к плоскости качания шатуна, т. е. зоне максимального механического изнашивания, в документации нет. Как нет и указаний на изменение усилий затяжки головок блока цилиндров двигателя, хотя ясно, что кавитационное изнашивание делает толщину стенки неравномерной по периметру и по высоте.

Такое упущение, как показали исследования, выполненные в Саратовском ГАУ, явно не способствует высокому послеремонтному ресурсу двигателей. Эксперимент, в частности, свидетельствует: у гильз двигателей КамАЗ с пробегом от 70 до 450 тыс. км и ярко выраженным кавитационным изнашиванием при осевом нагружении хорошо просматривается чередование плоскостей максимальных и минимальных деформаций их стенок (рис. 1), что характерно для любой цилиндрической оболочки в момент, когда она теряет устойчивость. Кроме того, в плоскости, перпендикулярной зоне максимального износа, ось гильзы искривляется. То есть налицо все то, чего у новой гильзы гораздо меньше или нет совсем.

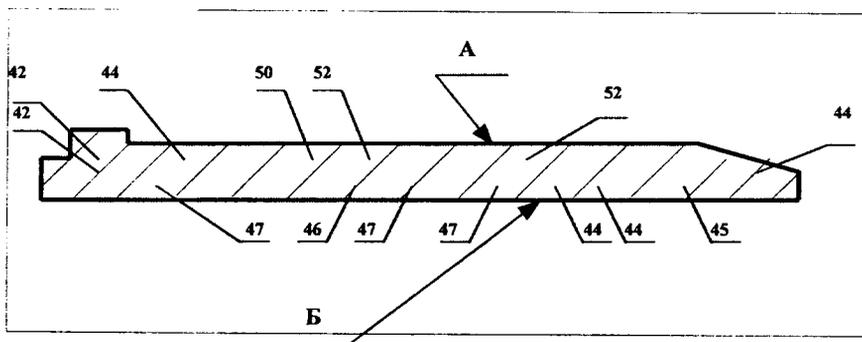


Рис. 2. Измерение твердости (по Роквеллу) материала гильзы по толщине ее стенки в зонах кавитационного (А) и механического (Б) изнашивания

Масс-спектрометрический анализ материала гильзы, взятого в разных ее зонах (максимального кавитационного изнашивания и неизношенной наружной поверхности, максимального изнашивания внутренней рабочей поверхности, т. е. вблизи ВМТ, и не подверженной непосредственному механическому воздействию зоне камеры сгорания), различия в его составе не выявил; рентгенофазовый показал, что микронапряжений в кристаллической решетке материала всех зон нет, но его плотность в зонах кавитационных повреждений повышается. Что, в общем-то, хорошо согласуется с теорией: микровзрывы вакуумных пузырьков "давят" на поверхность, омываемую жидкостью, а зеркало гильзы воспринимает ударную нагрузку, передаваемую с поршня через кольца. В итоге материал как бы проковывается. Причем изменяется не только его плотность, но и твердость (рис. 2).

Таким образом, можно сказать, что материал гильзы дизеля КамАЗ в процессе работы несколько изменяет свои плотность и твердость, а сама гильза деформируется. И очевидно, что самое опасное из этих изменений — деформация. Действительно, расчеты доказывают: у нового двигателя кольцо развивает давление на стенку гильзы, равное 0,1704—0,2375 Па, и до деформации 0,03—0,04 мм сохраняет с ней контакт. Если же деформация возрастает до 0,05—0,06 мм, кольцо при 173—180° п.к.в. отрывается от зеркала цилиндра. Результаты расчетов подтверждают эксперименты: если деформация гильзы ~30 мкм, то пропуск газов кольцами резко возрастает уже при давлении 0,2 МПа (2 кгс/см²).

Отсюда вытекают два практических вывода. Первый: нельзя перетягивать шпильки крепления головки блока даже на новом двигателе. Второй: чрезмерная затяжка шпилек на восстанавливаемом двигателе еще более опасна.

Результаты исследований дают возможность предложить несколько способов уменьшения влияния последствий кавитационного изнашивания на напряженно-деформированное состояние гильзы.

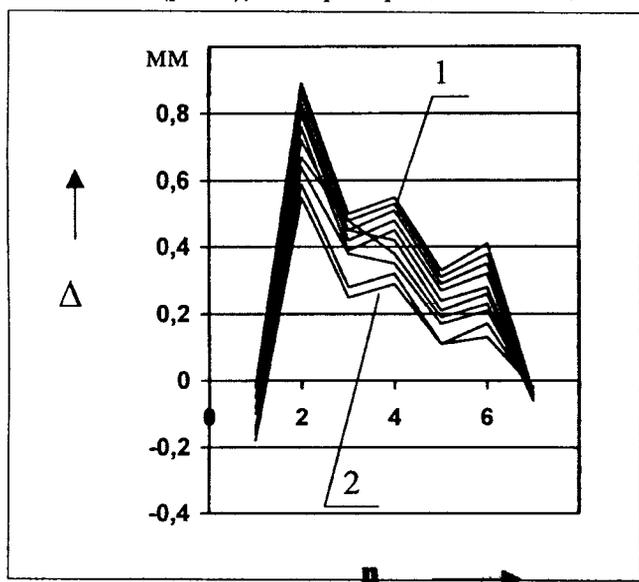


Рис. 1. Деформация (Δ) наружной стенки гильзы в зонах n сильного кавитационного изнашивания, соответствующих расстояниям 30, 60, 90, 120, 150, 180 и 210 мм от верхнего буртика: 1 — деформация при осевом усилии в 40 кН (4 тс); 2 — деформация при осевом усилии в 2,5 кН (250 кгс)

1. При известном характере изнашивания гильзы нужно определять изменение ее формы и на основании этого выбирать усилие затяжки головки блока.

2. Наносить на наружную поверхность гильзы, омываемую охлаждающей жидкостью, достаточно легко деформируемые покрытия, обладающие высокой энергией сублимации, которые способны поглощать часть энергии микровзрыва.

На первой из рекомендаций, очевидно, останавливаться смысла нет. Вторая же требует пояснений, поскольку раньше ее никто не рассматривал.

Слоение тела гильзы не просто увеличивает ее толщину, позволяя, в принципе, восстановить исходную величину. Оно меняет свойства материала с точки зрения движения по нему ударной волны. Ведь известно, что внутри твердой среды при ее деформировании возникают волны расширения и волны искажения. Первые из них связаны с объемным расширением среды со скоростью $c_1 = \sqrt{(\lambda + 2\mu)/\rho}$, вторые — с вращением со скоростью $c_2 = \sqrt{\mu/\rho}$. (Здесь λ и μ — константы, произведение ρc — импеданс среды.) Причем при падении волны любого типа на границу тела или границу раздела двух тел всегда возникают волны обоих типов. Материал, естественно, их поглощает (полностью или частично), и энергия волн превращается в тепловую. То есть поглощение сопровождается перепадами температуры. Значит, если количественно оценить эти перепады, то можно тем самым дать как качественную, так и количественную оценку распространения ударных волн в любой рассматриваемой среде.

Таковы общие соображения. Чтобы "приспособить" их к рассматриваемой теме, можно воспользоваться классической теорией отражения и преломления волн на границе двух сред с соответствующими гранич-

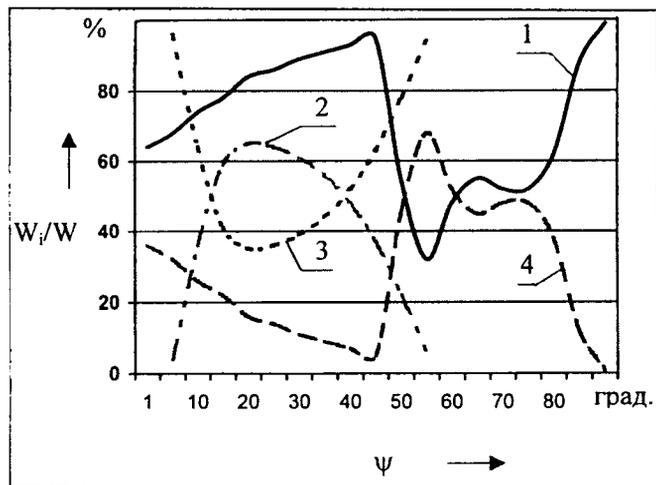


Рис. 3. Отношение энергий отраженных и преломленных волн (W_r) к общей энергии падающей волны (W) в зависимости от угла (ψ) падения волны расширения на границу различных сред: 1 — со стороны алюминия в железо (отраженных волн); 2 — со стороны меди в железо (отраженных волн); 3 — со стороны меди в железо (преломленных волн); 4 — со стороны алюминия в железо (преломленных волн)

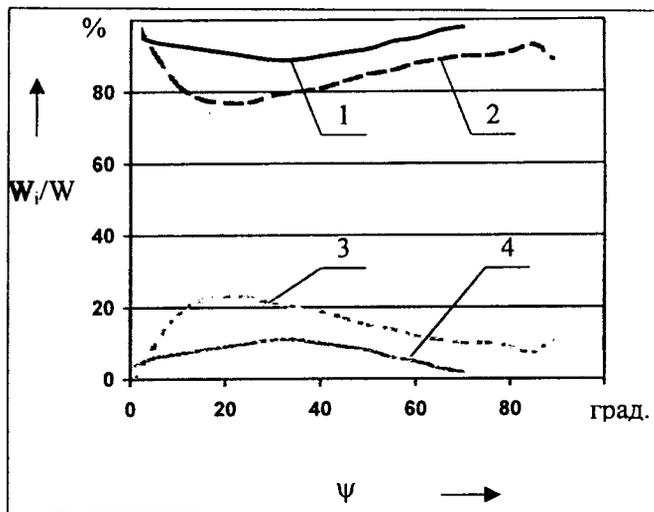


Рис. 4. Отношение энергий отраженных и преломленных волн (W_r) к общей энергии падающей волны (W) в зависимости от угла (ψ) падения волны расширения на границу различных сред:

1 — со стороны железа в алюминий (преломленных волн); 2 — со стороны железа в медь (преломленных волн); 3 — со стороны железа в медь (отраженных волн); 4 — со стороны железа в алюминий (отраженных волн)

ными условиями и получить уравнения амплитуд падающей (A_1), преломленной (A_4 , A_5) и отраженной (A_2 , A_3) волн — систему, которая легко решается с помощью метода Гаусса. (В целях экономии места эти уравнения здесь не приводятся.)

Результаты таких расчетов показаны на рис. 3 и 4. Из них следует: покрытие, независимо от величины его импеданса, т. е. скорости c распространения волны напряжений, умноженной на плотность материала, поглощает значительную часть энергии волн, поступающих на его поверхность; чтобы улучшить теплоотвод от гильзы, испытывающей динамические нагрузки, ее наружную поверхность нужно покрывать слоем материала, импеданс которого отличается от импеданса основного материала. Потому что изменение температуры среды прямо пропорционально энергии внутреннего рассеяния, т. е. количеству теплоты, полученного телом при прохождении в нем волны напряжений, и обратно пропорционально удельной теплоемкости и массе гильзы (графически это отображено на рис. 5, по вертикальным осям которых отложено изменение температуры (Δt), а по горизонтальным — угол падения (ψ) волны напряжения); явление так называемого избирательного переноса при наличии ударных нагрузок в сопрягаемых парах и пленки меди на поверхности основного металла зависит, помимо известных факторов, еще и от угла соударения этих тел.

С практической точки зрения наиболее интересны случаи улучшения теплоотвода алитированием и омеднением наружной поверхности гильзы, а также случай, соответствующий слою (пленке) меди на внутренней поверхности гильзы, подверженной трению. Кроме того, всплеск температуры слоя меди при $\psi = 20^\circ$ ударной волны на поверхность трения говорит о том, что данный слой практически полностью поглощает

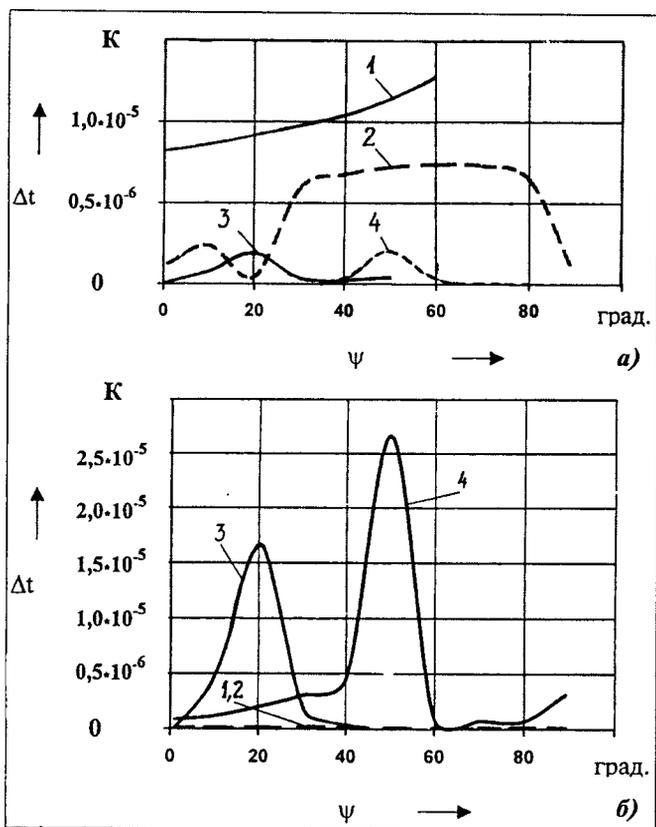


Рис. 5. Расчетные значения распределения приращений температуры в слоеных образцах для преломленной (а) и отраженной (б) волн в зависимости от угла падения ударной волны:

1 — "железо—алюминий"; 2 — "алюминий—железо"; 3 — "медь—железо"; 4 — "железо—медь"

энергию удара. А это — примерно тот угол, при котором взаимодействуют поршневые кольца и рабочая поверхность гильзы при работе двигателя.

Но нужно учитывать, что число поршневых колец в гильзе цилиндра больше одного. Значит, и в теле поршня, и в теле гильзы неизбежна интерференция волн напряжений. Поэтому, например, в случае гильзы цилиндра дизеля КАМАЗ-740 волны напряжений от трех поршневых колец за одну перекадку поршня успевают не менее чем дважды проинтерферировать внутри ее тела. При этом образуются зоны максимумов и минимумов, т. е. зоны циклического нагружения. Их число и расположение зависят от числа и расположения колец на поршне, а также наработки двигателя. В частности, при изнашивании гильзы зоны "дрейфуют" по направлению от внутренней ее поверхности к наружной, причем расточка гильзы не меняет расположения плоскостей нагружения. (Последнее — явление неприятное: из-за него после расточки, как сказано выше, напряженно-деформированное состояние детали ухудшается, следовательно, темп ее изнашивания возрастает.)

Анализируя условия падения, преломления и отражения волн напряжений, можно получить не только качественную и количественную картины влияния этих волн на долговечность ЦПГ, но и, что еще более важно, предложить несколько способов предотвращения негативных последствий образования или разви-

тия зон циклического нагружения. Это получится, если, во-первых, у ремонтного поршня будет не такое, как у не подвергавшегося ремонту, соотношение между геометрическими размерами в расположении поршневых канавок (сместятся зоны нагружения и в теле поршня, и в теле гильзы); во-вторых, если тело гильзы (поршня) сделать слоистым в продольном (по образующей) либо в поперечном (по толщине стенки) сечении. (В первом случае произойдет интерференция волн напряжений третьего и четвертого порядков, при которой образуются интерференционные точки с малыми абсолютными значениями максимумов, а во втором — интерференция волн еще более высокого порядка и, соответственно, еще более существенное уменьшение интерференционных максимумов.)

Исследование нескольких вариантов слоения стальных образцов (поперечное и продольное дюралем Д16, поперечное и продольное латунию Л79, поперечное латунию Л63 и поперечное цинком и медью), имитирующих гильзу при частотах вращения коленчатого вала, равных 24 и 96 мин⁻¹, а также при наличии ударной нагрузки и без нее, показало следующее: износ образцов при движении имитатора поршня с угловой скоростью 24 мин⁻¹ во всех случаях больше, чем при его движении с угловой скоростью 96 мин⁻¹, за исключением образца, поперечно прослоенного латунию Л79, где различие существует, но статистически неразлично. Для сплошного образца, с которым проводились три испытания ($\omega = 24$ мин⁻¹; $\omega = 96$ мин⁻¹; удар), трение с ударом оказало наибольшее воздействие на сопряженную с имитатором поверхность. Причем самый большой износ наблюдается у образцов, слоенных латунию Л63 и дюралем Д16, наименьший — у образца, слоенного латунию Л79, и сплошного образца.

Второй статистический параметр, позволяющий оценить воздействие имитатора на образец, — дисперсии координат поверхности: они в данном случае характеризуют степень неровности этой поверхности. Их анализ дал результаты, аналогичные приведенному выше анализу средних: наибольшие дисперсии наблюдались при воздействии трения с ударом, наименьшие — при трении с угловой скоростью 96 мин⁻¹. Различие дисперсий статистически значимо, причем латунь Л63 и дюраль Д16 имеют самые большие дисперсии, а сплошная и цинково-медная — наименьшие.

Заслуживает интереса и тот факт, что образцы, прослоенные цинком и медью, а также их сплавами, латунями Л79 и Л63, имеют различные показатели износостойкости.

Исследования распределения температурных полей в образцах позволили установить, что слои с большей теплопроводностью очень сильно препятствуют теплопередаче в слои с меньшей теплопроводностью. Это означает, что слоением тела детали можно создать направленный волновод, эффективность теплоотвода по которому будет функцией теплопроводности среды, импеданса граничащих с ним сред и угла падения волн динамической нагрузки (при их наличии, разумеется).

Полученные в эксперименте данные говорят о следующем.

1. Эффективность теплоотвода образца с продольным слоением стали 40 дюралем Д16 при ударе остается качественно такой же, как и без него, причем по сравнению со сплошным образцом наблюдается двукратное уменьшение приращении температуры.

2. Продольное слоение образца латунию Л79, вследствие увеличенного на порядок, по сравнению со сталью, коэффициента теплопроводности, приводит к тому, что вся энергия, выделяемая при трении, поглощается и рассеивается латунной прослойкой, причем при ударе за счет деформирования всех слоев образца избежать их разогрева не удастся.

3. Поперечное слоение стали 40 латунию Л63, как в случае удара, так и без него, сильно дифференцирует показания датчиков температуры, что свидетельствует о наличии локальных тепловолноводов в пределах слоев дюраля (теплопроводность дюраля в 1,5—2 раза ниже, чем латуни).

4. Прослаивание тела образца тем же материалом (стали 40 сталью 40) перераспределяет температурное поле образца. Причина — шероховатость слоев, из-за которой между ними образуются воздушные пазухи с низкой теплопроводностью.

"Побочным продуктом" износных испытаний стало образование на поверхностях трения стальных образцов, прослоенных латунию Л79, слоя сложного соединения — шпинели $ZnFe_2O_4$, имеющего толщину 2,3 мкм. Это означает, что в зоне трения были температуры, соответствующие температуре образования шпинели, т. е. равные 1000 К (730 °С). Видимо, при движении имитатора поршня по поверхности образца с нанесенным на него порошком электрокорунда (Al_2O_3) давление на их поверхности возрастает так резко, что становится

возможным протекание высокотемпературных реакций. При этом цинк как более электроотрицательный элемент вступает в реакцию с железом и оксидом алюминия, образуя сложную оксидную систему с высокой твердостью, а освободившаяся в результате реакции медь участвует в избирательном переносе. То есть здесь обнаруживается эффект метода "безыносного" трения. Причем без необходимости постоянного, как в случае с микропорошками, пополнения запасов меди.

Общие выводы, которые можно сделать с точки зрения формирования теплоотводящих слоев в теле детали, состоят в следующем: слоение тел деталей, в зависимости от желаемого результата, возможно в продольном, в поперечном и в продольно-поперечном сечениях гильзы, но обязательно — материалом с большими, чем у основного материала, теплопроводностью и импедансом; эффективность теплоотвода повышается при наличии динамической нагрузки, поскольку последняя увеличивает локальную теплонпряженность.

Опираясь на эти выводы, можно предложить, например, такую конструкцию гильзы: ее внутренняя поверхность — с винтовыми канавками, которые заполнены цветными металлами или их сплавами, обладающими высокими антифрикционными свойствами и теплопроводностью, в 3—5 раз большей теплопроводности основного металла. Трудно и сложно здесь немного (стандартная гильза, лишь слегка дорабатывается), а выигрыш большой: резкое повышение износостойкости гильзы и, кроме того, выравнивание ее температурных полей, что устраняет термические напряжения в материале. Это особенно важно для двигателей воздушного охлаждения.

УДК 629.62-587

КОМПЛЕКСНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМАТИЧЕСКОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА

А. Ю. БАРЫКИН

Камский политехнический институт

Проблемами оптимального распределения мощности в трансмиссии и выбора рациональной степени блокировки дифференциала много и безуспешно занимались такие известные ученые, как П. В. Аксенов, О. И. Карузин, И. А. Левин, В. А. Петрушов, В. Ф. Платонов, Г. А. Смирнов, С. А. Щуклин и др. Однако большинство рекомендаций в отношении степени блокировки дифференциалов, несмотря на несомненную теоретическую значимость, носили достаточно отвлеченный характер, так как до последнего времени на полноприводных автомобилях дифференциалы с переменной степенью блокировки (вязкостные дифференциалы и фрикционные муфты) сколь-нибудь широкого применения не находили. Поэтому в работах названных и некоторых других авторов рассматривались только два типа трансмиссии — блокированная и дифференциальная. Для дифференциалов с автоматическим распределением крутящих мо-

ментов этого недостаточно: в контурах трансмиссии с такими дифференциалами образуются связи нового (изменяемого) типа, и прежние рекомендации по выбору рационального коэффициента блокировки для них не подходят.

Чтобы определить, в каких изменениях нуждаются прежние рекомендации, рассмотрим основные группы факторов, оказывающих влияние на характеристики конкретного дифференциала.

Первая из этих групп — условия контакта ведущих колес с опорной поверхностью. Они зависят, как известно, от коэффициентов сцепления (φ) и сопротивления качению (f), а эти коэффициенты, в свою очередь, — от ряда объективных параметров (скорость движения АТС, состояние дорожного покрытия, наличие на нем макронеровностей, давление воздуха в шинах).

Все перечисленное позволяет оценить возникающее относительное скольжение колес АТС.

Вторая группа — факторы, определяющие характер движения автомобиля: радиус R его поворота, угол α подъема (спуска), угол β виража или косогора, аэродинамические составляющие общей (суммарной) силы сопротивления движению (подъемная и боковая силы), а также соответствующие им моменты.

Составляющие этой группы определяют соответствующее кинематическое рассогласование в приводе и изменение реакции опорной поверхности на ведущих колесах.

Третья группа — условия, задаваемые техническими данными и состоянием автомобиля (схема трансмиссии и передаточные числа i дифференциальных механизмов, наличие разности Δr радиусов качения ведущих колес и заданного искусственно кинематического несоответствия $\Delta\omega$ в приводе).

Ее составляющие дают в итоге определенные значения кинематического рассогласования для дифференциала.

Четвертая группа — условия работы дифференциала, обуславливаемые его параметрами. В этом случае, очевидно, необходимо рассматривать два вида характеристик дифференциала — без учета влияния внешних воздействий и с учетом суммарного воздействия всех весомых внешних факторов. (Первые из них можно назвать основными, или базовыми, вторые — комплексными.)

К сказанному следует добавить, что все четыре группы факторов влияют на характеристики трансмиссии не только напрямую, но и опосредованно.

Таким образом, автоматический дифференциал — довольно сложный объект для анализа: он представляет собой системную модель трансмиссии, включающую перечисленные выше группы факторов и основные их связи.

Таковы самые общие соображения. Они практически реализованы в комплексных характеристиках дифференциалов, полученных в Камском ПИ, в качестве примера которых можно привести характеристику вязкостного дифференциала, наиболее распространенного в настоящее время в трансмиссиях легковых полноприводных автомобилей.

Традиционное конструирование вязкостной муфты предполагает выбор ее параметров методами "по аналогии" или их перебором и построением упомянутой выше основной характеристики дифференциала, т. е. зависимости вида $M_{тр}(\Delta\omega)$. (Здесь $M_{тр}$ — момент трения вязкостной муфты, возникающей при кинематическом рассогласовании в приводе $\Delta\omega$.) Причем основная характеристика строится по произвольно выбранному ряду значений $\Delta\omega$. Это означает, что такая характеристика, в принципе, не может давать точную информацию о моменте трения и коэффициенте блокировки в конкретных условиях эксплуатации. Значит, не дает возможности точного выбора параметров как вязкостной муфты, так и дифференциала в целом.

Комплексная характеристика такие возможности обеспечивает. Уже хотя бы потому, что представляет момент трения дифференциала как сумму моментов. Например, для вязкостного дифференциала этот момент ($M_{тр\Sigma}$) трения складывается из моментов трения шестеренного дифференциала, вязкостной муфты и ее уплотнений. Причем каждое из слагаемых представляется в виде функции различных параметров, а сама характеристика $M_{тр}$ — в виде области для соответствующих разностей Δr радиусов качения ведущих колес в заданном диапазоне ($\pm\Delta\omega_{max}$) кинематического несоответствия в приводе.

Комплексная характеристика автоматического дифференциала включает также характеристику коэффициента блокировки K_6 , равного отношению суммарного ($M_{тр\Sigma}$) момента трения вязкостного дифференциала к моменту (M_{0var}) на корпусе дифференциала, который принимается не однозначно постоянным, как при традиционных расчетах, а зависящим от конкретных условий движения (как функция этих условий).

Кроме того, в комплексной характеристике отражаются еще четыре зависимости. Во-первых, максимального коэффициента блокировки по условию реализации тяговых сил на ведущих колесах ($K_{6\text{пал}}$). Во-вторых, моментов на корпусе дифференциала вязкостной муфты (M_{0var}), моментов трения шестеренного дифференциала ($M_{тр1}$) и уплотнений муфты ($M_{тр2}$), причем характеристика $M_{тр1}$ представляет собой область значений для коэффициента трения шестеренного дифференциала в диапазоне $\mu = 0,05—0,15$. В-третьих, кинематического рассогласования в приводе, соответствующего: разности радиусов качения ведущих колес ($\Delta\omega_{r0max}$), разностям путей, проходимых ведущими колесами при повороте в случае минимального радиуса поворота для исследуемого автомобиля ($\Delta\omega_{R_{min}}$) и в случае максимального (20—30 м) для заданных дорог радиуса ($\Delta\omega_{R_{max}}$); максимальной разности ($\Delta\omega_{\phi}$) относительного скольжения ведущих колес, определяемой для соответствующих коэффициентов сцепления (ϕ_1, ϕ_2); максимально возможной разности $\Delta\omega_{max}$ при отрыве одного из колес от опорной поверхности. Наконец, в-четвертых, момента сопротивления повороту в рассматриваемых условиях (для дифференциалов, используемых в межколесном приводе управляемого моста).

Комплексная характеристика данного автоматического дифференциала для общего случая нагружения приведена на рис. 1. На ней область I, ограниченная $\Delta\omega_{R_{max}}$ и $\Delta\omega_{R_{min}}$, представляет собой наиболее вероятный диапазон работы дифференциала¹. Область II, ограниченная характеристиками $M_{тр1}$ ($\mu = 0,05$) и $M_{тр1}$ ($\mu = 0,15$), — это рабочий диапазон моментов трения обычного шестеренного дифференциала. Область III — общая для областей I и II.

Комплексная характеристика позволяет ввести четыре критерия, с помощью которых легко оценить эффективность работы дифференциала. Это:

1. Критерий k_m минимальных потерь в дифференциале. Он представляет собой отношение площади пересечения области характеристик M_{Σ} для положительных и отрицательных значений $\Delta\omega_{r0}$ с областью III к площади последней.

¹ При одновременном влиянии относительного проскальзывания ведущих колес необходимо произвести соответствующее смещение области I вправо.

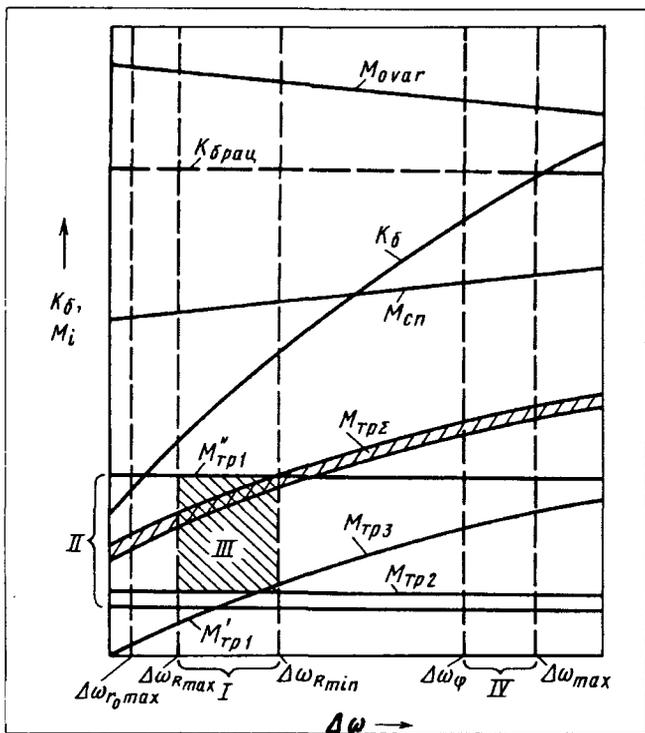


Рис. 1

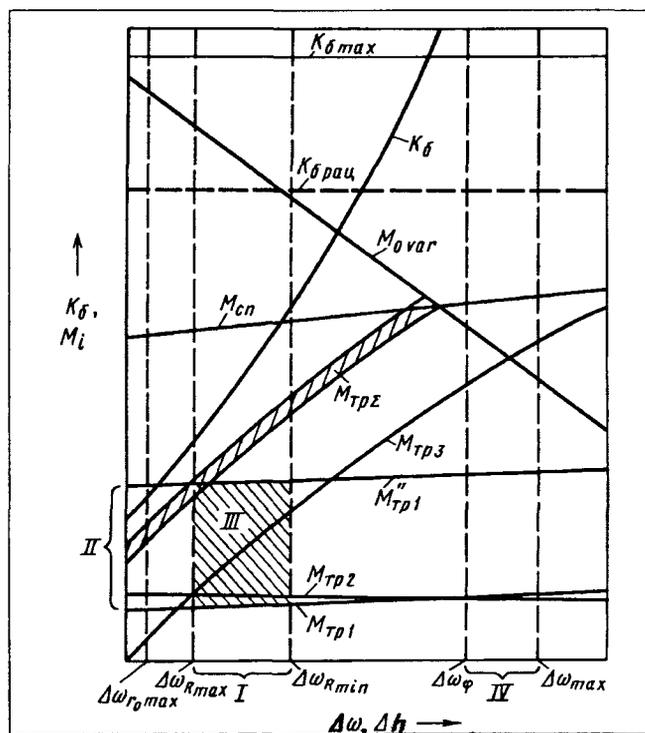


Рис. 2

2. Критерий k_y легкости управления по блокирующим свойствам дифференциала. Это отношение моментов сопротивления повороту и суммарного момента трения, принятых для значения кинематического рассогласования $\Delta\omega_{Rmin}$ в заданных условиях.

3. Критерий k_p рациональной блокировки дифференциала. Он равен отношению моментов M_{0var} и M_Σ для значений кинематического рассогласования от $\Delta\omega_\varphi$ до $\Delta\omega_{max}$ (область IV).

4. Критерий k_n плавности работы дифференциала. Определяется как минимальное значение угла между касательными, проведенными к любым двум точкам характеристики $M_\Sigma(\Delta\omega)$.

Доказано, что именно перечисленным критериям и должны удовлетворять характеристики автоматического дифференциала любого типа.

Из комплексной характеристики можно сделать вывод о рациональности характеристики обычного (неавтоматического) дифференциала любого типа, с ручной или автоматической жесткой блокировкой: она должна последовательно проходить (для общего случая нагружения) в областях II и IV.

Комплексную характеристику можно использовать и для частных случаев нагружения, когда кроме рассмотренных выше внешних факторов воздействия ($\Delta r_0, \Delta R, \varphi_{max}/\varphi_{min}, M_{0var}$) учитывается и влияние других. Например, на рис. 2 приведена комплексная характеристика вязкостного дифференциала, дополнительно учитывающая изменение Δh высоты расположения автомобиля над уровнем моря. То есть здесь комплексная характеристика представляет собой частный случай трехмерной области характеристик $K_\delta(\Delta\omega, \Delta h)$ и $M_\Sigma(\Delta\omega, \Delta h)$, позволяющий оценить кри-

тические режимы нагружения дифференциала в зависимости от $\Delta\omega_{max}$ и Δh_{max} .

Как видно из рисунка, Δh может изменить характеристики исследуемого дифференциала так, что полная его блокировка произойдет при существенно меньших, чем в рекомендуемой области IV, значениях $\Delta\omega$. То есть характеристика получается более жесткой, и она может перестать соответствовать критериям минимальных потерь и легкости управления. Причины: во-первых, крутящий момент (мощность) $M_{e max}$ двигателя (следовательно, и момент M_{0var} на корпусе дифференциала) из-за разрежения воздуха становится меньше; во-вторых, из-за снижения наружной температуры повышается вязкость рабочей жидкости (силиконового масла) и соответственно возрастает момент $M_{тр3}$ трения в муфте. (Необходимо также иметь в виду, что изменение окружающих условий оказывает определенное влияние и на свойства тех конструкций дифференциалов, характеристики которых принято считать, в общем, стабильными. Так, с температурой среды изменяется вязкость смазочных материалов (трансмиссионного масла), а следовательно, и коэффициенты трения и блокировки дифференциалов любого типа, предусматривающих смазку рабочих поверхностей, и т. п.)

Двух- и трехмерные комплексные характеристики автоматических дифференциалов наиболее удобны для предварительного анализа характеристик. В целом же (например, для программного управления) комплексная характеристика должна быть n -мерной системой (n — минимально целесообразное число перечисленных выше значимых внешних факторов, которые нужно учесть для данных типа автомобиля, двигателя, дифференциала и условий эксплуатации).

СХЕМЫ НАПРАВЛЯЮЩИХ УСТРОЙСТВ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ САМОСВАЛОВ

Д-р техн. наук В. П. ТАРАСИК

Могилевский ГТУ

На автомобилях-самосвалах особо большой грузоподъемности, как известно, применяют в основном гидропневматические подвески, состоящие из двух компонентов — гидропневматических цилиндров, воспринимающих только вертикальные нагрузки, и направляющих устройств, которые воспринимают продольные и боковые моменты, возникающие на ведущих колесах при их качении по дорожным микронеровностям. Эти устройства, по существу, определяют кинематику взаимных перемещений поддрессоренной и неподдрессоренной масс самосвала, следовательно, его устойчивость и управляемость, а также величину динамических нагрузок в трансмиссии при его движении. При этом принято считать, что динамические нагрузки зависят от двух факторов — радиуса качения колеса и угла наклона продольной реакции на локальной площадке (в пятне контакта колеса с дорожным полотном). Физика, по мнению многих исследователей, здесь простая. При наезде колеса на микронеровность (выступ или впадину) нагрузка на него резко меняется, что изменяет деформацию шины, т. е. радиус ее качения. Соответственно изменяются взаимное положение поддрессоренной и неподдрессоренной масс самосвала и моменты сопротивления качению колес. Другими словами, в упругих элементах шин генерируются дополнительные моменты, которые и догружают трансмиссию.

Все верно, однако это лишь одна сторона вопроса. Дело в том, что при изменении взаимного положения поддрессоренной и неподдрессоренной частей изменяется и база самосвала: ведущий мост перемещается относительно рамы то назад, то вперед. Более того, перемещения левого и правого колес могут оказаться разными, т. е. мост как бы разворачивается вокруг вертикальной оси АТС. В итоге в упругих элементах шин тоже генерируются соответствующие всем этим перемещениям дополнительные моменты. Причем их величина, очевидно, зависит от величин названных перемещений. А она, как показали исследования, выполненные в Могилевском ГТУ, определяется схемой направляющего устройства.

Таких схем к настоящему времени известно немного, а практическое применение нашли лишь две — рычажная и штанговая. Первую используют на своих самосвалах фирмы "Катерпиллер" и "Вабко", вторую — "Камацу" и БелАЗ. Рассмотрим их с точки зрения устройства и величин дополнительной продольной деформации упругих элементов шин ведущих колес, т. е. величин дополнительных моментов, передающихся от колес на трансмиссию.

Рычажное направляющее устройство имеет довольно простую конструкцию: оно состоит из продольно расположенного рычага и поперечной штанги. Рычаг одним концом жестко закреплен на балке моста, а вторым через шаровой шарнир — к раме самосвала; штанга крепится к тем же элементам через шарниры.

Главный элемент данной схемы — рычаг. Именно он, поворачиваясь вокруг шарнира, компенсирует перемещения моста, обусловленные изменениями взаимного положения поддрессоренной и неподдрессоренной масс.

Штанговое направляющее устройство сложнее: в его состав входят три продольных и одна поперечная штанги, каждая из которых посредством шарниров крепится к мосту и раме.

Чтобы решить вторую часть задачи, была разработана динамическая математическая модель трансмиссии и ходовой части самосвала грузоподъемностью 55 т. В качестве исходных данных принимались: длины продольных штанг и рычага — одинаковые, равные 1,3 м; начальные (в статическом положении самосвала) углы наклона штанг и рычага — 10° ; радиус качения колес — 1 м. Результаты расчета приведены на рис. 1. Из него видно, что продольная деформация ($\Delta X_{кв}$) шин ведущих колес при колебаниях (ΔZ) поддрессоренной массы этого самосвала в случае однорычажной подвески (кривая 1) оказывается значительно большей, чем в случае подвески штанговой (кривая 2). Причина — поворот рычага и жестко связанной с ним балки ведущего моста. При штанговой же подвеске этот поворот можно свести к нулю, выполнив штанги с одинаковой длиной, т. е. применив параллелограммную схему. Напрашивается вывод: коль скоро $\Delta X_{кв}$ при рычажном направляющем устройстве больше, то и динамические нагрузки в трансмиссии тоже должны быть больше. Это, по всей видимости, поняли специалисты фирмы "Катерпиллер", которые на моделях самосвалов, выпущенных ею в последние два года, почти вдвое уменьшили ход задней однорычажной подвески. Потеряв в плавности хода, они выиграли в нагрузках на элементы трансмиссии, т. е. в ее надежности. Что это именно так, свидетельствуют результаты исследований уже

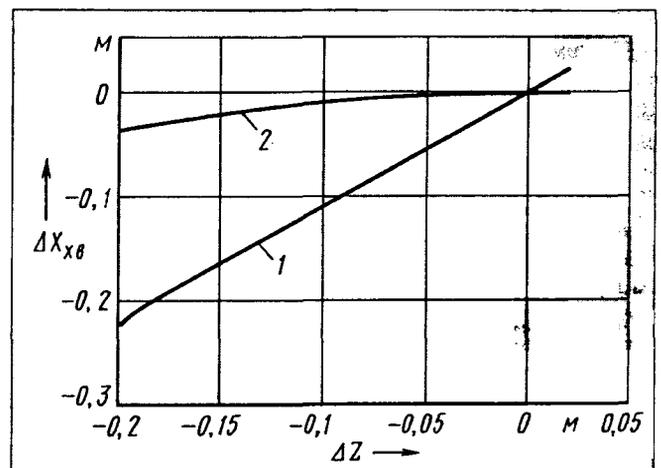


Рис. 1

упоминавшейся модели, разработанной в Могилевском ГТУ и отображающей физические свойства гидромеханической трансмиссии и ходовой части, которые проявляются в их взаимодействии. Не останавливаясь на данной модели подробно (она будет опубликована отдельно. — *Ред.*), отметим лишь, что при моделировании трансмиссии был использован хорошо известный метод сосредоточенных масс с выделением дискретных (инерционных, упругих, диссипативных, трансформаторных и фрикционных) элементов. Она отображает 18 степеней свободы моделируемой системы, поэтому представляет собой систему обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений 36-го порядка. При ее решении в качестве статистических оценок случайных процессов, проходящих в динамической системе исследуемого самосвала, использовались выборочные средние, средние квадратические отклонения и коэффициенты вариаций.

При исследовании модели ставилась задача оценить динамические нагрузки на всех передачах во всем диапазоне скоростей движения самосвала. Значения дорожных уклонов на каждой передаче выбирались так, чтобы нагрузка на двигатель составляла 90 % его номинального вращающего момента. Спектр собственных частот на передачах, обусловленный параметрами ходовой части самосвала, — 1,14–5,57 Гц, системы "двигатель—трансмиссия" — 9,12–35,41 Гц на всех передачах, частоты, зависящие от номера передачи, — 50–250 Гц.

Наличие столь широкого спектра частот (его определяли отдельно) требует, как известно, дифференцированного подхода к выбору шага дискретизации случайных процессов (обычно ограничиваются верхней частотой 3–10 Гц). В данном случае верхняя частота принята равной 20 Гц, шаг — 0,024 с, объем выборки — 417.

Результаты расчета приведены на рис. 2 и 3. (На них: сплошные линии — самосвал с рычажным направляющим устройством, штриховые — с устройством штанговым; римскими цифрами обозначены

номера передач). Из рис. 2, например, следует, что динамические нагрузки механизмов трансмиссии и двигателя, действительно, при рычажном направляющем устройстве значительно выше, чем при штанговом. В частности, нагрузки на двигатель (кривые 4 и 6) — в 1,5–2 раза, на валах коробки передач (кривые 1 и 3), карданном валу, соединяющем коробку передач с главной передачей (кривые 2 и 5), и полуосях — в 2–4 раза.

На рис. 3 приведены кривые изменения коэффициентов V_{Mi} вариаций тех же моментов, что и на рис. 2. Они дают относительную оценку динамичности нагружения механизмов трансмиссии.

Анализируя рис. 2 и 3, можно отметить и следующее. На первой и второй передачах при обеих схемах подвесок величины σ_{Mi} и V_{Mi} отличаются незначительно, по мере роста скорости движения различия тоже возрастают. Динамические нагрузки растут не только с увеличением скорости движения, но и при появлении резонансных колебаний. Чем больше скорость, тем очевиднее преимущества штанговой подвески. Причем в случае штанговой подвески кривые 3, 5 и 6 имеют максимумы на четвертой и пятой передачах, а в случае рычажной их аналоги, кривые 1, 2 и 4, — на пятой и шестой. Наибольшие коэффициенты вариаций — соответственно. Что же касается колебаний подрессоренной и недрессоренной масс, то здесь различий практически нет.

Проведенные выше рисунки соответствуют движению самосвала с заблокированным гидротрансформатором. Если же гидротрансформатор не заблокирован, то величины σ_{Mi} и V_{Mi} гораздо меньше. Однако длительное использование неблокированного гидротрансформатора существенно снижает среднюю скорость движения и увеличивает расход топлива. Поэтому все современные самосвалы снабжены системами автоматического управления блокировкой гидротрансформатора и свыше 90 % времени рабочего цикла движутся с включенной блокировкой.

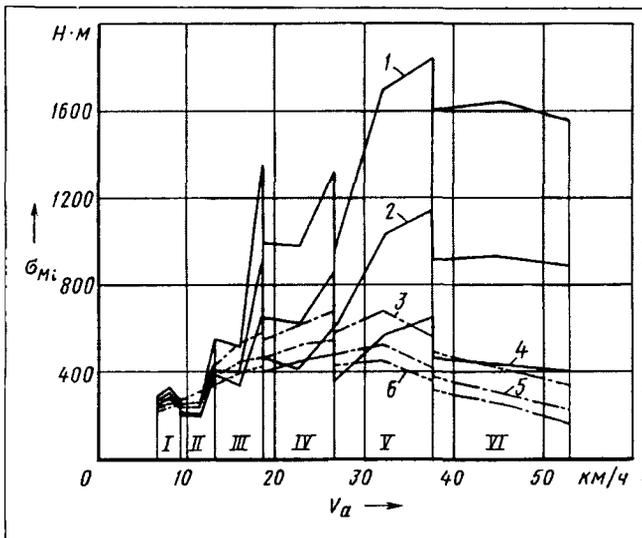


Рис. 2

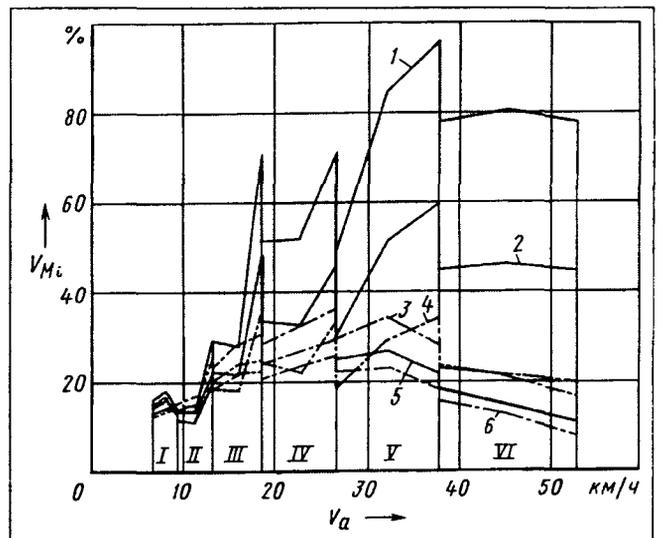


Рис. 3

Таким образом, исследования, выполненные в МГТУ, доказывают, что применение однорычажного направляющего устройства подвески для ведущего моста приводит к большим динамическим нагрузкам в механизмах трансмиссии. И чем ближе механизм к ведущим колесам, тем выше степень динамичности нагрузок. Они могут стать даже больше максимальных статических моментов, обусловленных номинальным моментом двигателя и моментом турбины гидротрансформатора на стоповом режиме. Поэтому при выборе схемы направляющего устройства подвески и его параметров необходимо стремиться к тому, чтобы при колебаниях подрессоренной массы изменение базы самосвала и углов поворота балки его ведущего моста

относительно поперечной и вертикальной осей были как можно меньшими. Это снизит амплитуды моментов, генерируемых окружными упругими элементами шин ведущих колес, воздействие неровностей микропрофиля дороги на механизмы трансмиссии, а также вероятность возникновения в них резонансных режимов. Причем следует помнить: штанговое направляющее устройство позволяет практически исключить поворот балки ведущего моста и при одинаковых с однорычажной подвеской параметрах (длинах и углах наклона штанг и рычагов) значительно уменьшить амплитуды генерируемых моментов в упругих элементах трансмиссии.



АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.621.691.9.048.4

ОСОБЕННОСТИ ИЗНАШИВАНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТНВД

Н. М. ЧИГРИНОВА, В. Е. Чигринов, В. В. Чигринов

НИИ порошковой металлургии, БГПА

Долговечность агрегатов топливной аппаратуры дизелей лимитируется, как известно, работоспособностью плунжерных пар ТНВД, которая, в свою очередь, зависит от темпов изменения размерных и геометрических параметров рабочих поверхностей этих пар. Причем статистика свидетельствует: во-первых, втулки и плунжеры таких пар изнашиваются по-разному; во-вторых, каждая из этих деталей изнашивается неравномерно; в-третьих, темпы изнашивания пар у каждого типа ТНВД свои. Но есть и кое-что общее. Например, на любом плунжере можно выделить (рис. 1) три характерные зоны: его торец (сечение 1—1), который изнашивается наиболее интенсивно; головку (сечение 3—3), где износ всегда минимален; район отсечной канавки (сечение 2—2), где изнашивание идет в среднем темпе.

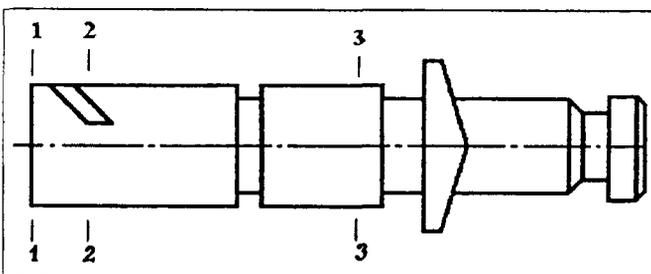


Рис. 1. Схема зон измерения износов плунжера

Усредненные величины отклонений диаметров плунжеров от номинальных размеров, измеренных через каждые 10° окружностей для ТНВД, устанавливаемых на дизелях автобусов "Икарус" и автомобилей МАЗ, приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что изнашиванию подвержена поверхность трения по всей длине плунжера. На плунжерах ТНВД дизелей "Икаруса" износ более неравномерен, чем у ТНВД МАЗов. Да и сами износы у последних меньше. Правда, области изнашивания неодинаковы. Это прежде всего верхняя кромка, обращенная к впускному отверстию втулки (сечение 1—1), и поверхность отсечной кромки со стороны отсечного отверстия (сечение 2—2).

Причем наибольший износ наблюдается в непосредственной близости (0,2—1 мм) от торца плунжера напротив впускного отверстия (рис. 2). Он преимуще-



Рис. 2. Микроструктура поверхности трения в сечении 1—1 головки плунжера ТНВД дизеля автобуса "Икарус"

Таблица 1

Положение контрольных точек, град	ТНВД дизеля автобуса "Икарус"			ТНВД дизеля автомобиля МАЗ		
	зона 1-1	зона 2-2	зона 3-3	зона 1-1	зона 2-2	зона 3-3
0	9,478	9,482	9,481	9,991	9,994	9,993
10	9,480	9,487	9,487	9,988	9,991	9,994
20	9,478	9,487	9,491	9,987	9,993	9,992
30	9,478	9,486	9,488	9,990	9,993	9,989
40	9,478	9,483	9,485	9,991	9,989	9,988
50	9,481	9,481	9,486	9,989	9,999	9,988
60	9,479	9,484	9,486	9,992	9,987	9,989
70	9,477	9,483	9,485	9,993	9,993	9,989
80	9,480	9,487	9,480	9,988	9,992	9,986
90	9,480	9,484	9,486	9,990	9,989	9,988
100	9,479	9,481	9,487	9,987	9,988	9,991
110	9,479	9,481	9,485	9,991	9,994	9,990
120	9,479	9,485	9,484	9,990	9,993	9,991
130	9,465	9,482	9,484	9,986	9,994	9,990
140	9,295	9,484	9,483	9,987	9,991	9,993
150	9,443	9,482	9,483	9,988	9,995	9,990
160	9,471	9,482	9,482	9,987	9,989	9,993
170	9,478	9,482	9,482	9,991	9,989	9,992
180	9,478	9,482	9,481	9,991	9,994	9,992

ственно абразивно-механический: полосы на рисунке — следы именно механического воздействия, вырывы — результат абразивного выкрашивания. Объяснить все это можно следующим. При отсечке входного отверстия резко возрастает давление, вследствие чего в зазоре между плунжером и втулкой формируется высокоскоростной поток дизельного топлива. Но зазор невелик, поэтому механические частицы, находящиеся в топливе, имеют возможность протиснуться лишь в зоне впускного отверстия. Они протаскиваются топливом по поверхностям втулки и плунжера, снимая микроскопический слой металла. Однако в топливе есть вода. Из-за нее возникают кавитационные явления (микровзрывы), повреждающие поверхности плунжера и втулки.

В сечении 2 (область отсечной канавки) на плунжере тоже заметны существенные различия в характере и

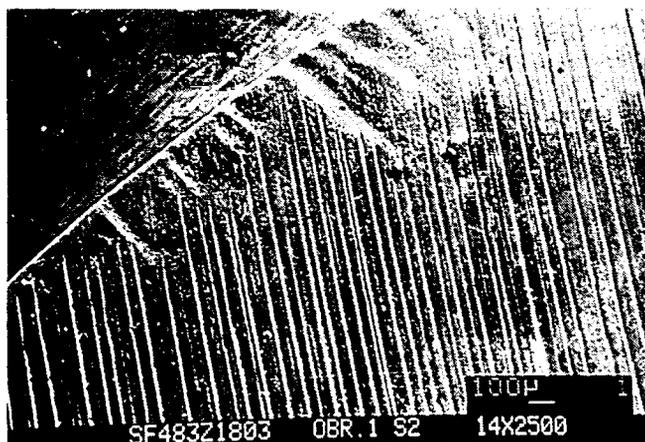


Рис. 3. Микроструктура поверхности трения плунжера в сечении 2-2 (у края отсечной канавки)

степени изнашивания. Дело в том, что кромки по обе стороны входного отверстия имеют большое гидравлическое сопротивление, поэтому здесь обнаруживается главным образом механическое изнашивание поверхности: на рис. 3, как видим, направление полос почти перпендикулярно кромке отсечной канавки, а у ее края их нет. Правда, при большем увеличении просматриваются (рис. 4) и участки эрозионного изнашивания. Причины понятны. В момент подхода острой отсечной кромки к отсечному отверстию втулки образуется узкая щель, через которую устремляется поток топлива. Он вызывает интенсивное эрозионное изнашивание. А так как твердые частицы при этом не заклиниваются, они и не повреждают кромки плунжера.

Втулка плунжерной пары имеет утолщенную верхнюю часть, которая при движении плунжера после перекрытия входного отверстия и воспринимает высокие давления дизельного топлива изнутри. Впускное и выпускное ее отверстия смещены в осевом направлении на 4 мм, что не может не сказаться на характере и интенсивности изнашивания ее внутренней поверхности. Так, в связи с тем, что участок зазора расположен выше впускного отверстия, он имеет пониженное гидравлическое сопротивление, а следовательно, большие утечки топлива. Поэтому и изнашивается довольно интенсивно. Причем здесь наблюдаются два вида изнашивания — абразивный и эрозионный, с задирами и выкрашиванием металла (рис. 5, а). У нижнего же края наблюдается преимущественно механический характер изнашивания (рис. 5, б).

Еще более "спокойное" изнашивание характерно для зоны трения выпускного отверстия (рис. 6): оно преимущественно абразивно-механическое, с небольшими островками эрозионного.

Такие особенности изнашивания можно объяснить следующим. При завершении активного хода плунжера его отсечная кромка приоткрывает входное отверстие втулки, и сюда устремляется поток топлива, находящегося под высоким давлением в надплунжерной части. Этот поток и вызывает заметную эрозию внутренней поверхности втулки вблизи выходного отверстия. Механическое же изнашивание в данной зоне

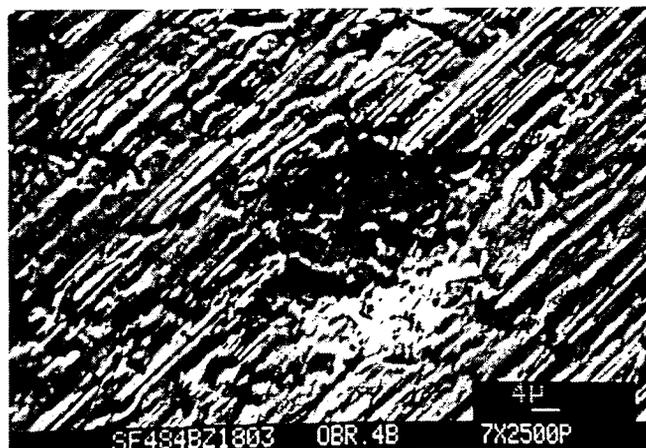


Рис. 4. Зона эрозионного изнашивания поверхности трения плунжера

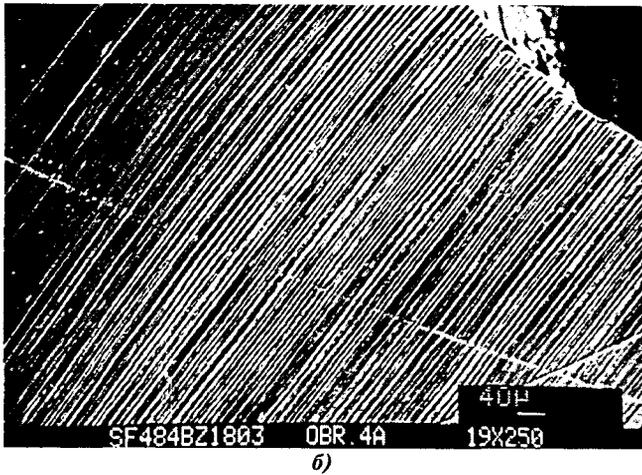
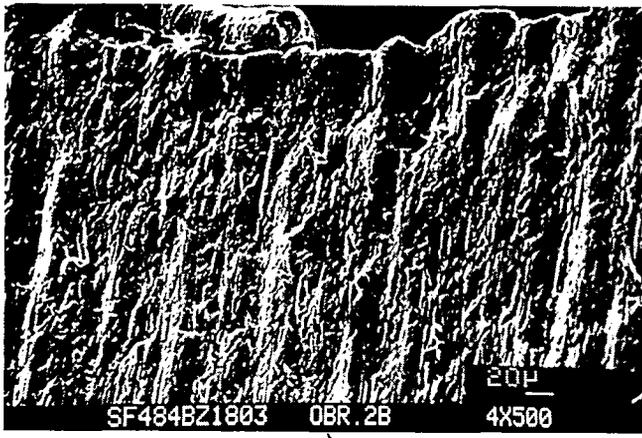


Рис. 5. Микроструктура поверхности трения втулки ТНВД дизеля автобуса "Икарус" в зоне нижнего (а) и верхнего (б) краев выпускного отверстия

практически отсутствует, поскольку механические частицы, присутствующие в топливе, не "заклиниваются" при открытии выпускного отверстия.

Таким образом, проведенные микроструктурные исследования дефектов на поверхности трения доказывают, что для восстановления работоспособности изношенных поверхностей трения нужны какие-то особые — "избирательные" — методы. При этом они, естественно, должны обеспечивать формирование восстанавливающего износостойкого покрытия, соответствующего техническим условиям на новые плунжерные пары.

К сожалению, применяемые некоторыми предприятиями методы этим требованиям не соответствуют. Например, у восстановленных хромированием плунжерных пар наблюдается отшелушивание хромового слоя и, как следствие, потеря гидроплотности узла; метод расшлифовки втулки плунжера и изготовления под этот размер нового плунжера практически повторяет технологический процесс изготовления новых плунжерных пар и связан с большим расходом легированных сталей, требует дорогостоящего специализированного оборудования. Тем не менее в НИИ порошковой металлургии все-таки сделали попытку устранить главный недостаток электрохимического

нанесения покрытий — отшелушивание хрома. С этой целью применили так называемое хромоалмазное покрытие, при котором используются ультрадисперсные алмазы (УДА), характеризующиеся малым (2—10 нм) размером частиц, активно развитой (200—400 м²/г) поверхностью и способностью влиять на процесс электроосаждения хрома в нужном направлении. Частицы УДА, специальным образом введенные в электролит хромирования, участвуют в процессе электрокристаллизации хрома как затравочные образования, поэтому процесс приобретает многозародышевый характер. Образовавшееся покрытие обладает сверхмалыми размерами структурных фрагментов, но его толщину можно, при необходимости, менять от 0,5 до 500 мкм. Хром в них имеет сверхмалый (6,2—9,7 нм) размер кристаллитов (размер областей когерентного рассеяния), причем параметр решетки хрома на 0,1—0,15 нм больше его стандартных значений. Микронапряжения составляют 1,8—1,9 ГПа.

Электроосаждение композиционного покрытия Cr-УДА проводили из сульфатно-крефторидного саморегулирующегося электролита с содержанием УДА от 5 до 15 г/л при температуре 318—343 К (45—70 °С). Катодная плотность тока — 36—100 А/дм². Восстанавливаемую деталь размещали в цилиндрическом свинцово-серебряном аноде, в его центре и соосно с ним. Меняя режимы осаждения, микротвердость покрытий удава-

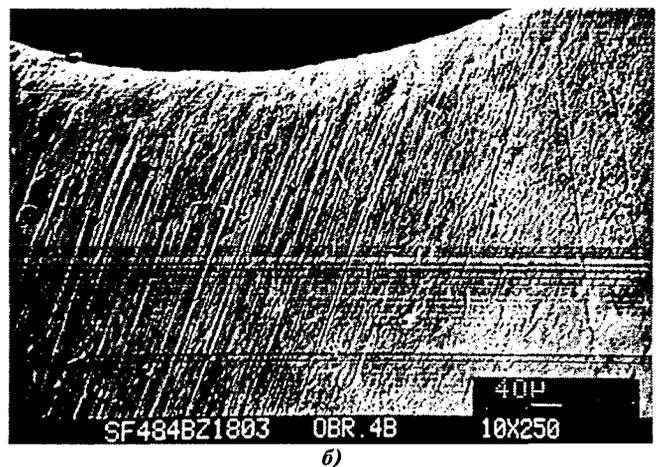
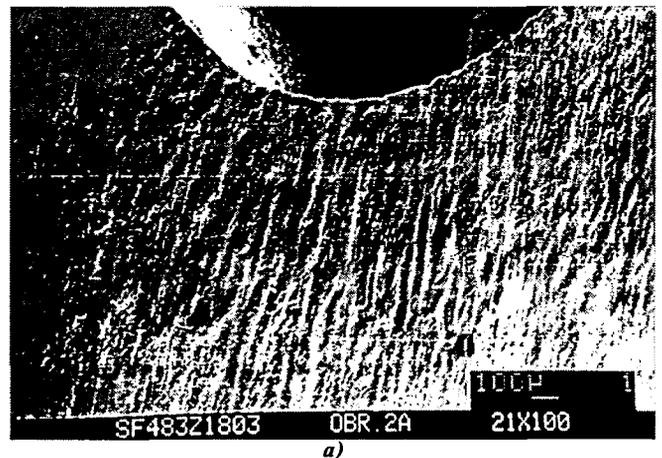


Рис. 6. Микроструктура поверхности трения втулки ТНВД дизеля автобуса "Икарус" (а) и ТНВД дизеля автомобиля МАЗ (б) в зоне выпускного отверстия

лось изменять в довольно широких, от 100 до 120 МПа (1000—1200 кг/м²), пределах. При этом их износостойкость получается в 2—3 раза более высокой, чем у покрытий, полученных другими гальваническими способами. Дело в том, что небольшие размеры кристаллитов хрома позволяют покрытию копировать микрорельеф поверхности изделия, а это заметно увеличивает предельные напряжения сдвигового и нормального отрыва покрытия от основы. Достаточно сказать, что они не отслаиваются даже при температурах до 1291 К (1018 °С). Таким образом, можно утверждать, что данный метод вполне пригоден для восстановления плунжеров ТНВД.

Специалисты проверили и обе разновидности метода нанесения покрытий в вакууме — испарений и катодного напыления.

Технология эксперимента включала следующие операции: дефектацию плунжера; удаление поверхностных высокодефектных слоев его материала (ионное травление); нанесение локального покрытия на участки наиболее интенсивного износа; формирование комбинированного многослойного покрытия на основе нитрида титана, пластичного металла (меди) и политетрафторэтилена (ПТФЭ). Установлено, что наиболее высокой износостойкостью обладают слои, не содержащие капельной фазы, с хорошей адгезионной прочностью. Но было также зафиксировано, что покрытия толщиной 8—10 мкм имеют значительные внутренние напряжения и способны к самопроизвольному отслаиванию. После нанесения нитрида титана, восстанавливающего геометрические размеры, в последующем наносились покрытия из меди толщиной 0,5—1,5 мкм и ПТФЭ толщиной 0,1—2 мкм, существенно (в 10—15 раз) снижающие износ контртела и коэффициент трения. На основании проведенных исследова-

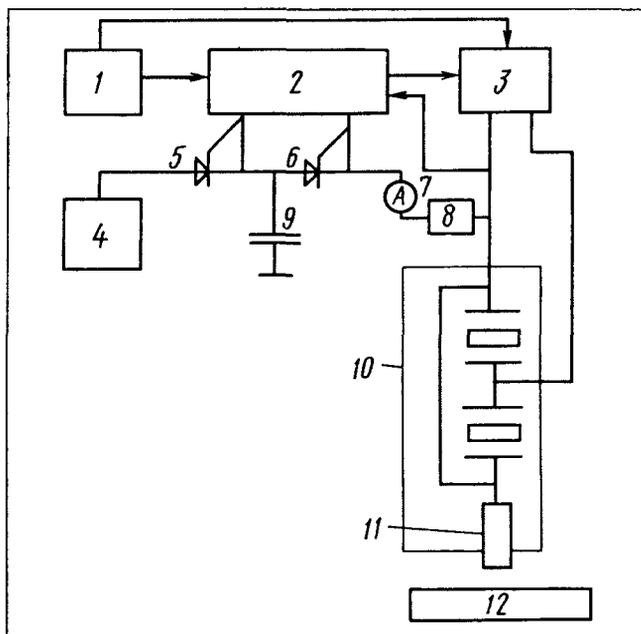


Рис. 7. Схема обработки деталей плунжерной пары методом ЭИЛ + УЗМ:

1 — блок питания и защиты; 2 — блок управления; 3 — ультразвуковой генератор; 4 — блок силового питания; 5 и 6 — выпрямительные диоды; 7 — амперметр; 8 — резистор; 9 — конденсатор; 10 — колебательная система; 11 — электрод; 12 — обрабатываемая деталь

ний была подготовлена опытная партия восстановленных данным методом плунжерных пар, эксплуатационная долговечность которых сейчас исследуется.

Однако наиболее полно всем требованиям, предъявляемым к восстановленным плунжерным парам, отвечает метод электроискрового легирования с ультразву-

Таблица 2

Частота вращения вала ТНВД, мин ⁻¹	Цикловая подача, см ³ /100 циклов, по секциям							Средняя неравномерность подачи по секциям, см ³	
	1	2	3	4	5	6	минимальная	по результатам регулировки	по ТУ
100—150	20,0	20,0	19,0	19,5	20,0	20,0	16,0—17,1	—	—
270	6,4	4,8	5,6	4,0	6,2	6,2	1,6—2,0	—	—
500	9,4	9,6	9,4	9,3	10,0	9,6	11,8—12,2	—	—
800	11,0	11,6	11,2	11,4	11,6	11,2	11,5—11,9	5,3	10,0
1050	11,2	11,6	11,4	11,4	11,6	11,2	11,6—12,0	3,5	5,0

Таблица 3

Частота вращения вала ТНВД, мин ⁻¹	Цикловая подача, см ³ /100 циклов, по секциям							Средняя неравномерность подачи по секциям, см ³	
	1	2	3	4	5	6	минимальная	по результатам регулировки	по ТУ
100—150	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0	16,0—17,0	—	—
270	7,6	7,6	8,0	7,6	8,0	6,0	1,6—2,0	—	—
500	10,0	10,0	10,0	9,4	10,4	9,0	11,8—12,2	—	—
800	11,0	11,0	11,4	11,0	11,0	11,0	11,5—11,9	5,3	10,0
1050	11,6	11,2	12,0	11,8	12,0	11,8	11,6—12,0	6,9	5,0

Таблица 4

Частота вращения вала ТНВД, мин ⁻¹	Цикловая подача, см ³ /100 циклов, по секциям							Средняя неравномерность подачи по секциям, см ³	
	1	2	3	4	5	6	минимальная	по результатам регулировки	по ТУ
100—150	19,5	20,0	20,0	19,5	20,0	20,0	16,0—17,0	—	—
270	6,5	7,0	7,2	7,0	6,8	6,5	1,6—2,0	—	—
500	9,6	9,6	9,2	10,0	10,0	9,8	11,8—12,2	—	—
800	11,2	11,0	11,3	11,0	11,4	11,6	11,5—11,9	5,3	10,0
1050	11,0	11,5	11,5	11,7	11,0	11,6	11,6—12,0	6,1	5,0

Таблица 5

Показатель	Метод восстановления		
	вакуумное напыление	хромоалмазное покрытие	ЭИЛ + УЗМ
Возможность достижения номинальных величин подачи топлива на различных режимах	+	+	+
Обеспечение равномерности подачи топлива по секциям	+	+	+
Метод доводки плунжера до номинального размера после нанесения покрытия	Алмазный круг	Алмазный круг	Чугунный притир
Максимальная толщина наносимого слоя при устойчивой адгезии, мкм	5	500	500
Наличие термического воздействия при нанесении покрытия	+	—	—
Стоимость основного технологического оборудования, у. е.	10 тыс.	15 тыс.	4—6 тыс.
Расчетная величина материальных затрат на восстановление одной плунжерной пары, у. е.	10—12	15—20	4—7

ковым модифицированием (ЭИЛ + УЗМ), предложенный НИИ порошковой металлургии. (Примерная схема метода показана на рис. 7.) Он гарантирует получение требуемых размеров плунжера и втулки, функционирующих в узких пределах допусков, обеспечивая при этом формирование износостойкого покрытия с минимальной шероховатостью поверхности, что позволяет свести к минимуму трудоемкость операции послеремонтной притирки деталей. В ходе отработки метода в качестве материалов восстанавливающих электродов применялись твердые сплавы групп ТК и ТТК, ВК и КХН, обладающие высокой износостойкостью, а также их комбинации. Установлено: очень твердые материалы типа ТК и ТТК дают хорошие покрытия, но доводятся с трудом, что, естественно, удлиняет восстановительный цикл. Сплавы типа ВК и КХН, обработанные композиционными электродами с графитом в несвязанном виде, который при взаимодействии с основой образует весьма высокоизносостойкий чугун, наоборот, доводятся хорошо.

Проверялись и более мягкие материалы (молибден, титан). Они хорошо обрабатываются, но не обеспечивают требуемой износостойкости восстановленных поверхностей.

Плунжерные пары, восстановленные всеми рассмотренными методами, проверены в условиях стенда для регулировки ТНВД. Результаты проверки такого ТНВД, предназначенного для установки на дизель РАБА автобуса "Икарус", приведены в табл. 2—4. В том числе методом ЭИЛ + УЗМ — в табл. 2, методом вакуумного напыления — в табл. 3, методом хромоалмазного слоя — в табл. 4.

Как видим, восстановленные всеми тремя способами плунжерные пары обеспечивают подачу топлива по секциям, цикловую подачу как при пуске, так и на номинальном режиме работы дизеля. Неравномерность подачи топлива, регламентируемая ТУ, тоже обеспечивается. Но при выборе оптимального варианта восстановления плунжерных пар принимались во внимание и другие соображения (табл. 5).

Ко всему сказанному необходимо добавить, что при финишной обработке плунжерных пар, восстановленных методом вакуумного напыления, происходит практически полное удаление антифрикционного слоя меди и политетрафторэтилена с восстановленной поверхности. В итоге наиболее перспективным методом восстановления плунжерных пар в настоящее время следует считать метод электроискрового легирования с ультразвуковым модифицированием.



УДК 629.113.62-422.2

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ БАЛОК ПЕРЕДНИХ МОСТОВ

Б. А. ЧЕПЫЖОВ, В. И. ЗАХАРЧЕНКО,
канд. техн. наук В. А. КОРОЛЬ, В. А. ТОМИЛО

МАЗ, КЗТШ, БГПА

В современном автомобиле есть узлы и детали, технология изготовления которых еще далека от совершенства. Типичный их представитель — балка переднего моста, один из наиболее ответственных элементов конструкции автомобиля. Она должна обеспечивать безопасность, устойчивость прямолинейного движения, стабилизацию колес, а также требуемые отношения углов их поворота, обладать необходимыми прочностью и жесткостью. Однако конструкции балок неразрезных передних мостов, несмотря на непрерывно меняющиеся свойства АТС, в течение последних более чем 50 лет практически не изменялись. Раньше их либо отливали из стали или ковкого чугуна (двухавровые балки), либо делали в виде труб из хроммолибденовой стали (трубчатые неразрезные передние мосты), теперь изготавливают путемковки или штамповки на молотах.

Эти способы, по существу, решают одну задачу: получить надежные изделия. Все другие (например, металлоемкость изделия, стойкость инструмента и т. п.) отходят на второй план. Очевидно, что сегодня мириться с этим нельзя: стоимость металла, идущего на ту же балку, уже составляет 50—70 % готового изделия. Кроме того, после распада СССР металлургические заводы фактически перестали соблюдать дисциплину поставок периодического проката. Чтобы как-то компенсировать несвоевременность поставок, на МАЗе заготовки под штамповку стали получать, выполняя проточку центральной их части на токарных станках. При этом в отходы шло до 20 кг металла на одно изделие. Нужно было искать более экономичные методы.

Вторая, также достаточно весомая статья затрат, связанных с производством балок, были и остаются изготовление и ремонт штамповой оснастки. Но, как показала практика, если в качестве заготовок под штамповку использовать профили, близкие к профилю готового изделия, то стойкость штамповой оснастки повысится в 1,5—2 раза. Решение — в предварительной вальцовке или прокатке заготовки. Кроме того, прокатка попутно может решить и другую задачу — позволяет получать текстуру металла с вытянутыми, продольно ориентированными зернами, которая при последующей штамповке с одного нагрева сохраняет-

ся, что дает ощутимое повышение усталостной прочности балки.

Такой была обстановка, сложившаяся на МАЗе к середине 1990-х годов. Конечно, здесь понимали, что наиболее правильным способом решения возникших проблем была бы организация централизованного снабжения автозаводов унифицированным периодическим прокатом. Но понимали и то, что это пока невозможно и нужно обходиться своими силами, т. е. разрабатывать свои способы прокатки и оборудование для него.

Организация производства заготовок переменного профиля на металлургических заводах хорошо известна. Однако переносить ее в существующий на МАЗе технологический цикл не хотелось: там профиль получают за пять—семь переходов, заводу же нужно было его получать с одного нагрева. В конце концов специалистам лаборатории обработки металлов БГПА удалось подобрать оптимальный профиль прокатных валков, получить все необходимые для проектирования оборудования данные, а также найти окончательный тип заготовки (рис. 1).

Такую заготовку можно получить, как известно, на одноклетьевом двух- или четырехвалковом стане. В данном конкретном случае выбрали двухвалковый. Причем были опробованы два варианта получения заготовки — за один (полный или неполный) и за два (один полный, второй полный или неполный) оборота валков. Вариант получения заготовки за один оборот валков привлекал теоретически высокой стабильностью процесса как непосредственно прокатки, так и начального захвата заготовки валками, что немало важно, особенно при периодической прокатке штуч-

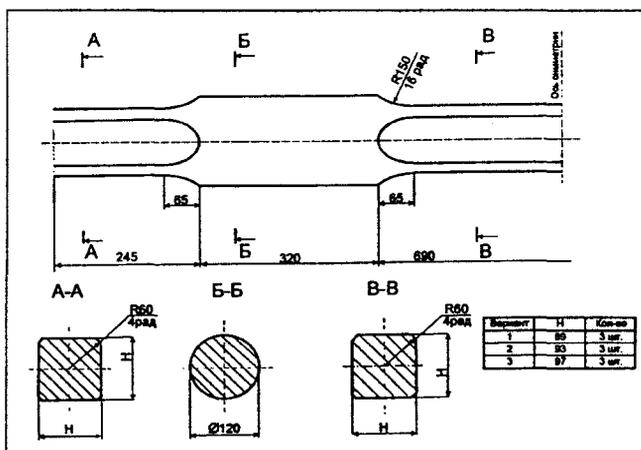


Рис. 1

ных заготовок. Однако оказалось, что применительно к заготовке передней балки оборудование для реализации такой схемы имеет неприемлемо большие габаритные размеры (диаметр валков — 700—750 мм) и, как следствие, требует привода повышенной мощности, усиленных конструктивных элементов и т. д. У варианта получения заготовки за два оборота валков диаметр валков вдвое меньше, но, как показали расчеты, параметры, характеризующие стабильность процесса прокатки, находятся на пределе допустимых. Поэтому остановились на нем, предприняв меры, чтобы данные параметры не вышли за этот предел. В первую очередь, чтобы угол α захвата соответствовал заданной величине обжатия заготовки. Выяснилось, что прокатку в ромбическом калибре можно представить как прокатку в гладких валках равного диаметра с использованием приведенных катающих диаметров:

$$D_{\text{пр}} = D_{\text{max}} - \frac{b}{4} \operatorname{tg} \frac{180^\circ - \gamma}{2}.$$

(Здесь $D_{\text{пр}}$ — приведенный катающий диаметр; D_{max} — максимальный диаметр (расчеты по средней линии заготовки); b — ширина калибра; γ — угол калибра валка.) Кроме того, чтобы определить угол захвата в очаге деформации, нужно определить и обжатие Δh за проход. Оно равно

$$0,5D_{\text{max}} \left(1 - \sin \frac{\gamma}{2} \right) \cos \left(180^\circ - \frac{\gamma}{2} \right).$$

Отсюда легко находится угол захвата:

$$\alpha = \arccos \frac{D_{\text{пр}} - 2\Delta h}{D_{\text{пр}}}.$$

После подстановки численных значений с учетом различных вариантов поперечных сечений заготовки было установлено, что этот угол должен составлять 27—33°. Чтобы обеспечить гарантированную стабильность процесса прокатки, остановились на цифре 32°. На валки решили наносить наварные швы или насечку.

Решение проверили методом масштабного моделирования в лабораторных условиях. В качестве образцов применяли свинцовые заготовки диаметром 60 и длиной 300—600 мм. Потому что при комнатной температуре в процессе прокатки свинец имеет механические характеристики, практически идентичные мало- и среднеуглеродистым сталям при температуре 1170—1230 К (900—950 °С). Следовательно, на холодном свинце можно получить те же результаты, что и на горячей стали, причем без особых хлопот.

Экспериментальную прокатку заготовок выполняли в шлифованных валках с тремя (рис. 2) конфигурациями калибров. При этом выяснилось, что в случае прокатки без фрикционного материала валки проскальзывают даже при значительно меньших, чем приведенные выше, обжатиях и углах захвата. Однако после нанесения на катающую поверхность валков канфоли или мела проскальзывания нет. Поскольку

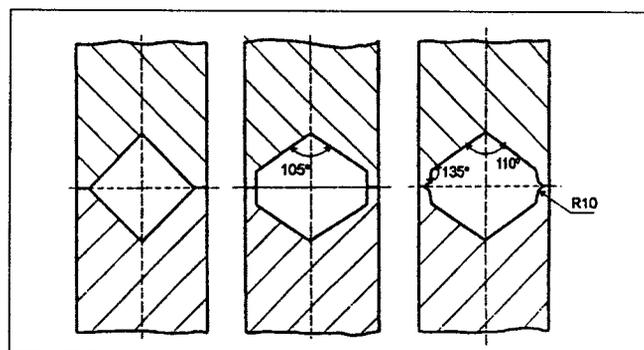


Рис. 2

коэффициент трения при прокатке свинцовых заготовок с применением названных фрикционных материалов аналогичен коэффициенту трения при прокатке горячих стальных заготовок, покрытых окалиной, специалисты имели все основания считать, что здесь проблем не будет. Они оказались в другом. При прокатке образцов в прямоугольном ромбическом калибре (см. рис. 2, а) наблюдалось неполное заполнение калибра и образовывался заусенец, совершенно недопустимый в данном случае. Калибр, показанный на рис. 2, б, заполнялся лучше, несколько уменьшал, но не устранял заусенец. И только третий калибр (рис. 2, в) решал обе проблемы. В частности, коэффициент заполнения достиг 90—95%. Его и приняли.

При проектировании прокатного оборудования учитывалось, что габаритные размеры прокатного стана со средствами механизации должны, как упоминалось, соответствовать планировке уже существующего участка. А он был ограничен с трех сторон — 16-тонным молотом, обрезающим прессом и рельсовым манипулятором. Тем не менее совместными усилиями ученых БГПА, специалистов МАЗа и жодинского кузнечного завода тяжелых штамповок проблему решили.

Однако, несмотря на внедрение предварительной вальцовки, оставалась еще одна серьезная проблема. Дело в том, что штамповка выполняется на единственном в Белоруссии 16-тонном молоте. Значит, любая его остановка автоматически останавливает и поставку передних балок на сборочный конвейер автомобилей. Решение нашли опять-таки путем использования заготовок периодического профиля. Только не ромбического, как в предыдущем случае, а двутаврового. Расчеты показали, что балка передней оси может быть отштампована на гораздо более дешевом и распространенном 10-тонном молоте, если удастся получить заготовку с профилем, соответствующим форме центральной части поковки. Способ периодической прокатки, позволяющий получать заготовки с центральной частью в виде двутавра, уже разработан и опробован специалистами НИЛ ОМД БГПА. Его при необходимости можно в кратчайшие сроки внедрить на жодинском КЗТШ.

Итог всей рассмотренной выше работы: себестоимость изготовления передней балки автомобилей МАЗ резко снижена, причем без всякого ущерба для других показателей ее качества.

ЗУБОХОНИНГОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Канд. техн. наук П. Е. ЕЛХОВ, В. В. ЗИНОВЬЕВ, В. М. АББЯСОВ

МГТУ "МАМИ"

Зубья конических колес главных передач окончательно обрабатывать можно, как известно, по-разному. Но зубошлифование и зубопритирка — основные методы, применяемые после термической обработки таких колес. Причем на автозаводах особой популярностью пользуется именно притирка. Однако у нее есть четыре весьма существенных недостатка — невысокая (10—20 с/зуб) производительность, небольшой (не более 0,02 мм) съем припуска, быстрое изнашивание притира и загрязнение абразивной пасты металлическим шламом. Кроме того, она чувствительна к параметрам процесса: даже незначительное их отклонение от номинальных ведет к значительным искажениям профиля зубьев колес и, как следствие, повышенному их износу при работе в передаче.

Шлифование чашечными шлифовальными кругами тоже не без недостатков. Оно низкопроизводительно, требует сложного (следовательно, дорогостоящего) оборудования, может давать прижоги и микротрещины на обрабатываемых поверхностях. (Поэтому его так неохотно и применяют в автомобилестроении.)

Выход — в переходе на хонингование зубьев. Оно, как показывают исследования и опыт, способно удовлетворить даже самые жесткие требования по точности (6—7 степень), шероховатости поверхностей зубьев ($Ra = 0,25$ мкм), обеспечить достаточно высокую (0,5—1 с/зуб) производительность процесса обработки, снизить шумность в передаче на 2—4 дБ, снять заборны (заусенцы) глубиной (высотой) до 0,25 мм. Кроме того, после хонингования снижается трение скольжения зуба по зубу, следовательно, и тепловыделение; образовавшийся микропрофиль поверхности зубьев лучше удерживает смазку, т. е. обеспечивает режим жидкостного трения, что существенно увеличивает эксплуатационную долговечность передач.

Все перечисленное хорошо известно. Но реализуют эти достоинства зубохонингования пока только для финишной обработки закаленных цилиндрических колес. Причин тому как минимум две — отсутствие универсальных схем обработки и трудности создания инструмента, пригодного для обработки шестерен с круговыми зубьями. Правда, вторая из причин усилиями российских и зарубежных ученых уже устранена: сейчас разработаны технологии производства пластмассовых и армированных стальных конических хон с круговыми зубьями. Так что дело, как говорится, за малым — разработать способы применения такого инструмента для финишной обработки рассматриваемых колес.

Этим занимаются многие. В том числе и авторы предлагаемой вниманию читателей статьи, разрабо-

тавшие довольно интересный способ зубохонингования конических колес с круговыми зубьями.

Суть способа, если говорить коротко, сводится к тому, что продольное и поперечное проскальзывания профиля, необходимые для процесса резания, обеспечиваются за счет гипоидного внеполюсного зацепления между хонем и обрабатываемой заготовкой (рис. 1). При таком зацеплении векторы окружных скоростей зубьев хона (V_x) и обрабатываемого колеса (V_k) имеют разные направления, поэтому возникает относительное продольное скольжение (скорость V_c) зубьев, которое используется как движение резания. Кроме того, зубчатый хон спроектирован так, чтобы не было зазора между наружным диаметром зубьев обрабатываемого колеса и диаметром впадин хона, т. е. чтобы зацепление "хон-колесо" представляло собой жесткую кинематическую пару с заданной радиальной нагрузкой (рис. 2). Естественно, круговые зубья хона имеют тот же модуль, что и обрабатываемое колесо. Изготовлен он на пластмассовой или стальной основе. Причем в первом случае пластмасса смешана с абразивом, а во втором основа армирована твердосплавными порошковыми материалами. Очень важно, чтобы, во-первых, число зубьев хона не было кратным числу зубьев обрабатываемой шестерни, во-вторых,

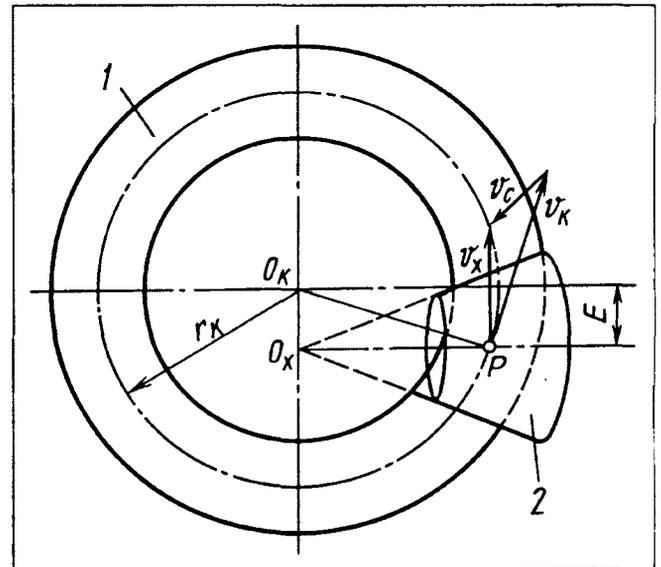


Рис. 1. Схема хонингования конических колес с круговыми зубьями: 1 — обрабатываемое колесо; 2 — хон

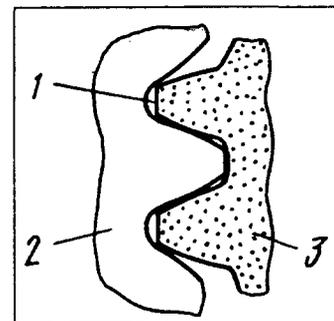


Рис. 2. Схема зацепления хона с обрабатываемым зубчатым колесом: 1 — зазор; 2 — обрабатываемое колесо; 3 — хон

№	Определяемый параметр	Формула	Примечания
1	Гипоидное смещение	$E = \frac{V_c L_k}{V_x} \cos \beta_k$	V_c — скорость резания (60–200 м/мин), V_x — окружная скорость обрабатываемого колеса (200–300 м/мин), L_k — длина образующей начального конуса колеса; β_k — угол спирали на колесе, β_x — угол спирали на хоне; r_k — средний радиус колеса, Z_x — число зубьев хона, Z_k — число зубьев колеса, δ_k — угол начального конуса колеса
2	Коэффициент гипоидного смещения	$K_E = \frac{E}{r_k}$	
3	Угол скрещивания между осями хона и колеса	$\sin \Sigma = \frac{2Z_x \operatorname{ctg} \delta_k \sqrt{1 - 0,9K_E^2}}{Z_k} + \sqrt{\frac{4Z_x^2 \operatorname{ctg}^2 \delta_k (1 - 0,9K_E^2)}{Z_k^2} - 4 \left[1 + \operatorname{ctg}^2 \delta_k (1 - 0,9K_E^2) \left(\frac{Z_x}{Z_k} \right)^2 - 1 \right]}$ $= \frac{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \delta_k (1 - 0,9K_E^2))}{2(1 + \operatorname{ctg}^2 \delta_k (1 - 0,9K_E^2))}$	
4	Средний радиус хона	$r_x = r_k \cdot \frac{Z_x}{Z_k} \cdot \frac{\cos \beta_k}{\cos \beta_x} \cdot \frac{L_k}{\sqrt{L_k^2 - E^2} - \operatorname{tg} \beta_k E}$	
5	Угол спирали на хоне	$\cos \beta_x = \frac{\cos \beta_k (\sqrt{L_k^2 - E^2} - \operatorname{tg} \beta_k E)}{L_k}$	
6	Угол начального хона	$\sin \delta_x = \sin \Sigma \cos \delta_k \sqrt{1 - \frac{E^2}{\left(r_k \frac{\cos(\Sigma - \delta_k)}{\cos \delta_k} + r_x \right)^2} \cdot \frac{\cos^2(\Sigma - \delta_k)}{\cos^2 \delta_k}} - \sin \delta_k \cos \Sigma$	
7	Расстояние от оси колеса до оси хона по высоте	$A_1 = E$	
8	Расстояние от оси колеса до оси хона по горизонтали	$C_1 = \frac{r_k}{\sin \delta_k \cos \delta_k} - \frac{L_k}{\sin \Sigma} \left(\sin \delta_x \sqrt{1 - \frac{E^2}{L_k^2}} + \operatorname{tg} \delta_k \cos \delta_x \right)$	
9	Оптимальное расстояние от полюса зацепления до точки контакта вершины головки зуба хона с ножкой зуба колеса	$l = \frac{2V_c L_k \sin \delta_x \sin \delta_k \cos \beta_k}{V_x \sin \Sigma \cos \beta_x}$	
10	Максимальный внешний диаметр вершин зубьев нового хона	$d_{aex}^H = \frac{d_{ek}}{Z_k} Z_x + 2(h_{fek} - C) \cos \delta_x$	
11	Минимальный внешний диаметр впадин зубьев предельно изношенного хона	$d_{aix}^H = d_{vex} - 2h_{aek} \cos \delta_x$	

оно было близко к числу зубьев колеса пары, сопряженной с обрабатываемой шестерней в передаче.

Процесс микрорезания идет при непрерывном вращении хона и обрабатываемого колеса. Величины гипоидного смещения E и коэффициента гипоидного

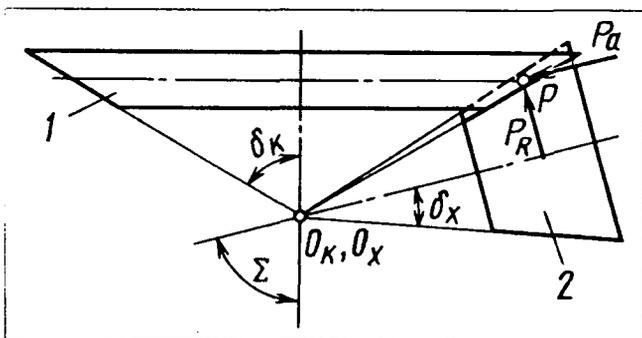


Рис. 3. Схема прижима хона к обрабатываемому колесу: 1 — обрабатываемое колесо; 2 — хон

смещения K_E определяются по формулам 1 и 2, приведенным в таблице.

Ведущим элементом в полученной таким образом временной гипоидной паре служит обрабатываемое зубчатое колесо, т. е. вращательное движение придается именно ему, а хону — движение подачи. Обработка ведется в режиме реверсирования.

Как уже упоминалось, хон устанавливается с колесом беззазорно. Чтобы обеспечить самоустановку этой пары, нужен специальный механизм, который кроме небольшого (на 2–3 мм) смещения хона относительно колеса обеспечивает заданное (100–400 Н, или 11–42 кгс) усилие их взаимного прижима.

И второе. Чтобы получить нужные параметры обрабатываемого колеса, зубья хона по ширине зубчатого венца должны изнашиваться равномерно. Эту равномерность обеспечивает устройство (рис. 3), согласовывающее движения прижима хона в радиальном и осевом направлениях.

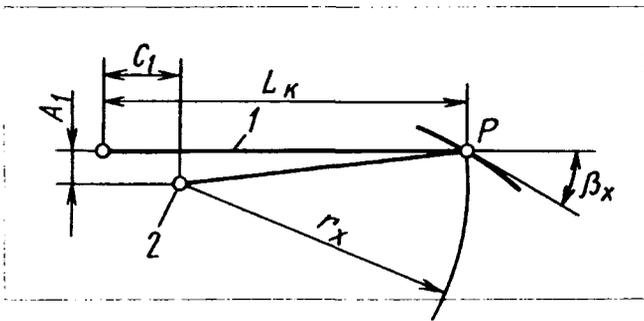


Рис. 4. Взаимное расположение обрабатываемого колеса и хона (вид с торцевой плоскости хона):

1 — образующая делительного конуса колеса; 2 — ось вращения делительного конуса хона

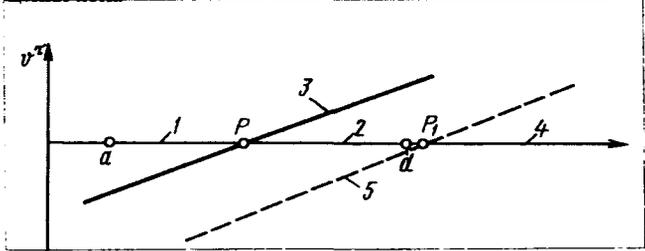


Рис. 5. График изменения поперечного скольжения по профилю зуба:

1 — ножка зуба обрабатываемого колеса; 2 — его головка; 3 — поперечное скольжение при совпадении точек P и P_1 ; 4 — линия зацепления; 5 — поперечное скольжение при смещении точки P_1 за пределы зуба

Кинематически неортогональную гипоидную передачу "хон-колесо" можно представить в виде двух делительных конусов, касающихся в одной точке. Применительно к хонинговальному станку такая система определяется следующими геометрическими параметрами (рис. 4): углом Σ скрещивания между осями хона и колеса, расстоянием от оси заготовки до оси хона по высоте (A_1) и по горизонтали (C_1). Вычисляются эти расстояния, а также средний радиус хона (r_x), угол спирали на хоне (β_x), угол начального его конуса (δ_x) по формулам 4, 6, 3, 5, 7 и 8, приведенным в той же таблице.

При обработке зуба по всему профилю используется, что тоже упоминалось выше, внеполюсное зацепление, которое достигается (рис. 5) смещением его полюса P за пределы рабочих поверхностей зубьев колеса — в точку P_1 , расположенную за вершиной головки зуба.

Благодаря этому поперечное скольжение V_1^t во всех точках профиля будет не равно нулю, что и обеспечивает снятие припуска в этих точках. Оптимальное расстояние от полюса P_1 до точки контакта вершины головки зуба хона с ножкой зуба обрабатываемого колеса (рис. 6) рассчитывается по формуле 9.

Во избежание заострения вершин зубьев хона необходимо, чтобы толщина S_0 зуба хона была не менее $0,2m_n$. Если она приближается к этой величине, нужно изменить положение полюса зацепления (уменьшить l).

Автомобильная промышленность, 2000, № 9

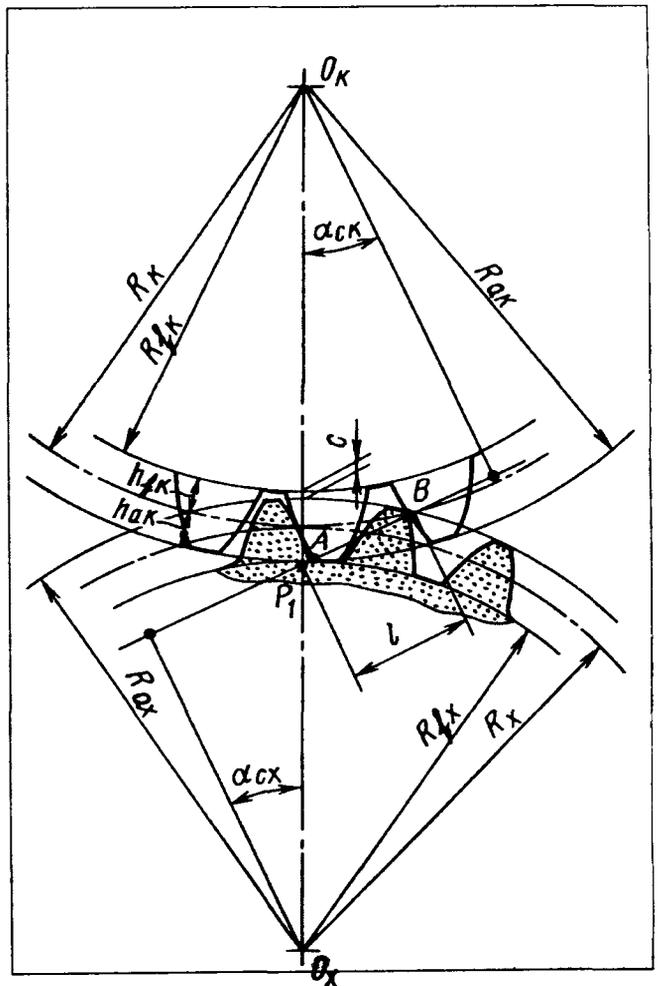


Рис. 6. Схема внеполюсного зацепления "хон-колесо" для эквивалентных цилиндрических колес

При проектировании хона и его правке по мере износа важно знать значения внешних диаметров по вершинам зубьев нового ($d_{аех}^H$) и по впадинам зубьев предельно изношенного ($d_{афх}^H$) хонов, поскольку их разность дает минимальную высоту абразивного слоя. Первый из диаметров рассчитывается по формуле 10, второй — измерением. Дело в том, что хон изнашивается. По этой причине уменьшается зазор между вершиной его зуба и дном впадины между зубьями колеса, иногда появляется боковой зазор в зацеплении. Наличие того или другого свидетельствует, что хон нуждается в правке по наружному диаметру. Признак полной изношенности хона: он перестает обрабатывать весь активный профиль колеса. Внешний диаметр ($d_{афх}^H$) по впадинам зубьев, соответствующий такому состоянию хона, рассчитывается по формуле 11.

В заключение отметим, что все сказанное выше справедливо не только для конических колес с круговыми зубьями, но и для колес гипоидных. Другими словами, рассмотренный метод в определенной степени универсален.

РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук Г. И. МАМИТИ, канд. техн. наук М. С. ЛЬЯНОВ

Горский государственный аграрный университет

Расчет автомобильных тормозов, как и любой другой, выполняется на основе рассмотрения сил, действующих на автомобиль, при установленном торможении на горизонтальном участке дороги (рис. 1). Как видно из рисунка, на автомобиль в данном случае воздействуют сила тяжести G и сила инерции F , приложенные к центру его масс, а со стороны дороги — нормальные Z_1, Z_2 и тангенциальные (касательные) X_1, X_2 реакции, приложенные к колесам. При этом X_1 и X_2 представляют собой фактически результирующие всех касательных сил, действующих в местах контакта тормозящихся колес с опорной поверхностью. Их численные значения определяются по формулам 1, приведенным в таблице.

При расчетах нужно иметь в виду важное обстоятельство: чтобы эффективность торможения была возможна более высокой, результирующие касательных сил не должны превышать силы сцепления переднего и заднего колес с дорогой. В противном случае колеса блокируются и автомобиль идет юзом, т. е. становится неуправляемым. Значит, при торможении должны соблюдаться условия: $X_1 \leq \varphi Z_1$ и $X_2 \leq \varphi Z_2$. (Здесь φ — коэффициент сцепления шин с дорогой, который на дороге с сухими асфальтом и бетоном, где, собственно, и обеспечивается максимальная эффективность торможения, обычно принимается равным 0,8.)

Реакции Z_1 и Z_2 можно вычислить по формулам 2, полученным из уравнений равновесия сил и моментов тормозящегося автомобиля.

При проектировании автомобиля часть его параметров задается техническими условиями, т. е. их можно считать известными. Для рассматриваемой темы важны три из них — полная масса автомобиля, ее распределение по осям и его база. Они позволяют составить уравнения моментов относительно точек контакта переднего и заднего колес с полотном дороги для неподвижного автомобиля и найти величины a и b (формулы 3 в таблице).

Высота расположения центра масс, к сожалению, техническими условиями не оговаривается. Поэтому ее рекомендуется принимать равной радиусу качения

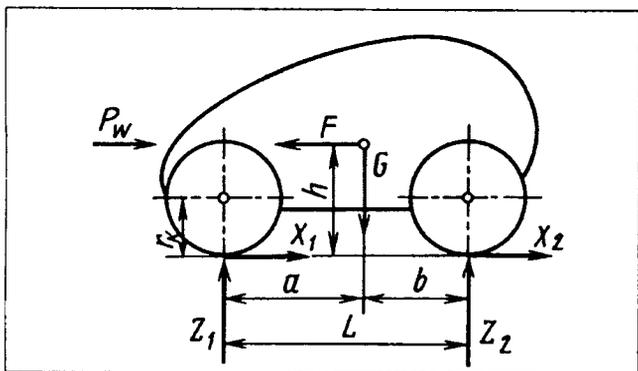


Рис. 1. Расчетная схема автомобиля

колеса, умноженной на поправочный коэффициент, который, как свидетельствуют данные статистики, для бортовых грузовых автомобилей равен 2,45, а для легковых — 2,05. Отношение величины b к a по тем же соображениям рекомендуется принимать равным 1,07 для переднеприводных легковых автомобилей и 0,87 — для заднеприводных, а значения b и a подсчитывать по формулам $a = L / (1 - \frac{b}{a})$ и $b = L - a$.

Максимально возможные по условиям сцепления шин с дорогой, а следовательно, и требуемые моменты трения, развиваемые передним и задним тормозами автомобиля, подсчитываются по формулам 4.

Зная необходимые при номинальных приводных усилиях величины тормозных моментов, можно определить тип и геометрические параметры тормозов для переднего и заднего колес автомобиля.

Что касается типа тормозов, то здесь, если техническое задание не содержит каких-либо специальных условий, нужно исходить из следующего очевидного факта. Во время движения автомобиля передние колеса поднимают с поверхности дороги частицы пыли, песка, грязи, воды и пр. В эту "атмосферу" набегает задние колеса, в то время как передние уходят из нее. То есть передние тормоза находятся в значительно лучших условиях работы, чем задние. Поэтому наиболее перспективной нужно считать схему с передними дисковыми и задними барабанными тормозами. Ее и рассмотрим.

Главный параметр переднего дискового (рис. 2) тормоза — средний радиус его тормозной колодки (накладки). Он определяется по формуле 5.

С барабанным тормозом сложнее. Дело в том, что у него две работающие по-разному тормозные колодки — первичная и вторичная. Тем не менее принцип определения радиуса R тормозных колодок тот же — по максимальному развиваемому или суммарному моменту ($M_{\max} = M_1 + M_2$). Формула для подсчета M_1 и M_2 тоже приведена в таблице (6). Нужно только иметь в виду, что при определении M_1 перед квадратными скобками в знаменателе должен стоять знак "минус", а при определении M_2 — "плюс"; что $Q_{1,2}$ — силы, разжимающие первичную и вторичную колодки; $h_{1,2}$ — плечи действия этих сил относительно центров поворота колодок; c — расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодки; ψ — угловая координата центра поворота колодки; α — половина угла охвата накладкой (рис. 3, а); φ — текущий координатный угол, начало отсчета которого составляет прямой

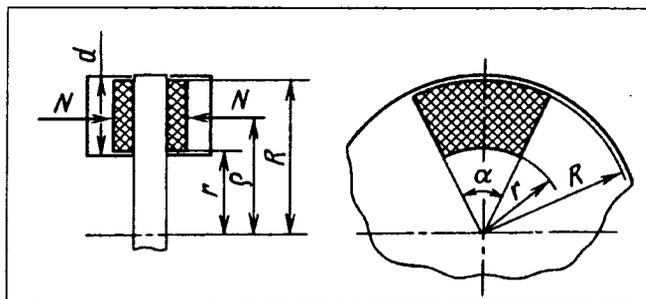


Рис. 2. Геометрические параметры дискового тормоза

№ формулы	Расчетная формула	Примечание
1	$X_1 = (M_1 - J_{k1}\epsilon + M_{f1})/r_k;$ $X_2 = (M_2 - J_{k2} + M_{f2})/r_k$	M_1, M_2 — моменты трения, развиваемые тормозами переднего и заднего колес; J_{k1}, J_{k2} — моменты инерции переднего и заднего колес; ϵ_k — угловое замедление колес; r_k — радиус качения колес; M_{f1}, M_{f2} — моменты сопротивления качению переднего и заднего колес
2	$Z_1 = G(b + \varphi h)/2L = mg(b + \varphi h)/2L;$ $Z_2 = F(a - \varphi h)/2L = mj(a - \varphi h)/2L$	a — расстояние между проекциями центра масс автомобиля и оси вращения переднего колеса на продольную ось автомобиля; b — то же для заднего колеса; h — высота расположения центра масс автомобиля; $L = (a + b)$ — база автомобиля
3	$a = m_2L/m; b = m_1L/m$	m — полная масса автомобиля; m_1 — масса, приходящаяся на его переднюю ось; m_2 — масса, приходящаяся на заднюю ось
4	$M_{1max} = X_1r_k = \varphi X_1r_k = \varphi m_g r_k (b + \varphi h)/2L;$ $M_{2max} = X_2r_k = \varphi Z_2r_k = \varphi m_g r_k (a - \varphi h)/2L$	—
5	$M = \mu N(R + r) = 2\mu N\rho$	μ — коэффициент трения между тормозной колодкой и диском; N — сила, прижимающая тормозную колодку к диску; R, r — наружный и внутренний радиусы накладок тормозной колодки; ρ — средний ее радиус
6	$M_{1,2} = Q_{1,2}h_{1,2} : \{(c\alpha \cos\psi/\mu R \sin\alpha) \mp$ $\mp [1 - c \sin\psi(\alpha + \sin\alpha \cos\alpha)]/2R \sin\alpha\}$	—

угол с осью симметрии накладки. Об этом нужно помнить в случае несовпадения осей симметрии тормоза и накладки (рис. 3, б, в).

С точки зрения устойчивости и бесшумности торможения оси симметрии фрикционных накладок следует совмещать с осью симметрии тормозного механизма, т. е. делать угол ϵ смещения оси симметрии накладки относительно оси симметрии тормоза равным нулю. Кроме того, если ось симметрии накладки пересекается под прямым углом с осью, проходящей через центр поворота колодки, то $\psi = 0$.

Если результаты расчетов по формулам 4, 5 и 6 не согласуются, то нужно варьировать геометрические параметры ($R + r$), ρ , h и c до тех пор, пока они не окажутся приемлемыми с точки зрения металлоемкости и эффективности тормозов. Окончательные размеры деталей тормозов назначаются после их расчетов на прочность и жесткость.

В качестве примера "проконтролируем", правильно ли подобраны тормоза автомобиля ВА3-2102.

Исходные данные для расчета: полная масса автомобиля — 1440 кг; масса, приходящаяся соответственно на переднюю и заднюю оси, — 810 и 630 кг; база — 2,424 м; радиус качения колеса — 0,288 м; высота расположения центра масс — 0,59 м; $a = 1,3635$ и $b = 1,0605$ м.

Расчет по рекомендуемым выше статистическим данным дает следующие цифры: $a = 1,2963$ м, $h = 0,59$ м. Как видим, получены довольно близкие к реальным величинам результаты.

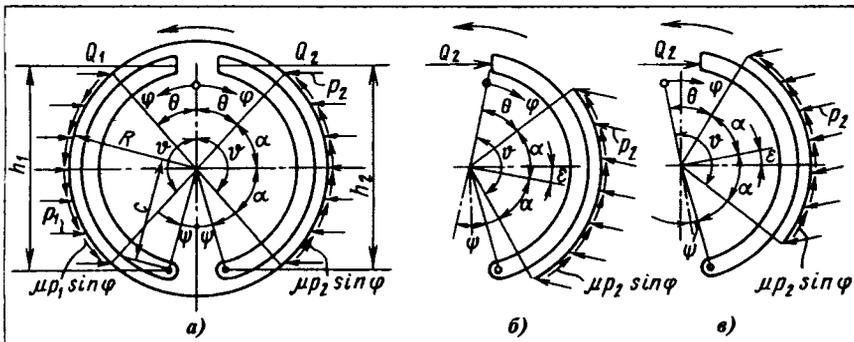


Рис. 3. Геометрические и силовые параметры барабанного тормоза:

а — в основной схеме; б и в — при несовпадении осей симметрии тормоза и накладки

Максимально возможные моменты трения переднего и заднего тормозов ВА3-2102 в случае одновременного торможения всеми колесами автомобиля на хорошей дороге ($\varphi = 0,8$): $M_{1max} = 1,0285$ кН·м (116,742 кгс·м) и $M_{2max} = 0,5983$ кН·м (60,98 кгс·м). Величина силы, прижимающей колодку к диску переднего колеса тормозом, при максимально допустимом (расчетном) давлении в колесных цилиндрах передних и задних тормозов — 80 МПа (800 кгс/см²), коэффициенте трения — 0,4, диаметре поршня — 0,048 м, наружном — 0,12425 м и внутреннем — 0,07725 м радиусах кольца трения, равна 14,196 кН (1447 кгс). Тогда момент трения составляет 1,144 кН·м (116,6 кгс·м). Таким образом, передний тормоз данного автомобиля на 11 % превышает требуемый. Если бы эти 11 % убрать, то его ($R + r$) могли быть не 0,2015 м, а всего лишь 0,1811 м. Соответственно меньше были бы диаметр диска, скорость скольжения в местах контакта фрикционных поверхностей и, как следствие, меньше интенсивность их износа, а также металлоемкость тормозного диска.

Задний барабанный тормоз автомобиля ВА3-2102 имеет $R = 0,125$ м, $c = 0,088$ м, $h = 0,179$ м, $2\alpha = 114^\circ$, $\psi = 17^\circ$.

При тех же, что и в переднем тормозе, давлении в колесном цилиндре, коэффициенте трения и диаметре поршня сила Q , разжимающая колодки, с учетом потерь давления на растягивание пружин равна 2,4187 кН (246,5 кгс). Тогда $M_1 = 0,4544$ кН·м (46,3 кгс·м), $M_2 = 0,1667$ кН·м (17 кгс·м), а их сумма — 0,6211 кН·м (63,3 кгс·м). То есть фактический тормозной момент на 4 % превышает требуемый.

Из всего сказанного вытекают два вывода. Первый — частный: тормоза автомобиля ВА3-2102 по своим функциональным качествам отвечают (даже с запасом) всем предъявляемым к ним требованиям; второй — более общий: рассмотренные выше расчетные формулы дают результаты, близкие к экспериментальным.

ПОЛИМЕРНЫЕ АНТИКОРРОЗИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Доктора техн. наук Ю. В. ЕМЕЛЬЯНОВ
и В. П. ШАБОЛДИН

НИИ "Ресурсосберегающие технологии и коррозия"

В НИИ "Ресурсосберегающие технологии и коррозия" разработан ряд новых антикоррозионных полимерных материалов и технологий их нанесения на защищаемые поверхности приборов, машин и металлоконструкций.

Это прежде всего антикоррозионные эмали на основе хлорированных каучуков (типа американского "хайпалона") и органических растворителей с различными наполнителями, стабилизирующими и модифицирующими добавками, пигментами. Содержание сухого остатка в них выше, чем в применяемых для этих целей материалах на основе перхлорвиниловых смол, полиакрилатов и олифы, и может достигать 50—55 %, что улучшает условия труда и меньше загрязняет окружающую среду, поскольку для надежной за-

щиты поверхности требуется нанести меньшее число слоев эмали.

Покрытия на основе новых эмалей отличаются, кроме того, хорошими физико-механическими и адгезионными свойствами, повышенными атмосферо- и озоностойкостью, способностью длительно сохранять цвет любых, в том числе светлых, тонов. Продолжительность высыхания покрытий "до отлипа" при комнатной температуре — от 10 до 120 мин (в зависимости от состава).

Еще одно важное достоинство новых эмалей — способность преобразовывать ржавчину. Поэтому для их нанесения не требуются тщательная подготовка поверхности и освобождение ее от продуктов коррозии.

Наносятся покрытия безвоздушным и пневматическими методами распыления, а также ручными (вали-

ком, кистью). Расход эмалей на 1 м² поверхности — 0,2—0,5 кг. Срок службы — до восьми лет.

Производство антикоррозионных эмалей освоено в Воскресенске Московской и Ярцеве Смоленской областей.

Антикоррозионные материалы второго типа, разработанные в НИИ, — порошковые полимерные. Большинство из них — на основе эпоксидных смол. Все обладают высокой адгезией к металлическим поверхностям, многие — высокой стойкостью по отношению к влаге, перепаду температур, способны длительное время выдерживать воздействие различных агрессивных неорганических и органических сред и служат хорошими электроизоляторами.

Эпоксидные порошковые окрашивающие материалы представляют собой тонкодисперсные порошки, состоящие из гомогенизированной смеси эпоксидной смолы, отвердителя, различных пигментов, наполнителей и специальных добавок, но не требуют растворителей. Наносят их распылением или вибровихревым способом с наложением электрического поля высокого напряжения.

ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ КЛЕИ: КАЧЕСТВО И НАДЕЖНОСТЬ

Н. Т. СОРОКИН, Г. В. ШЕФФЕЛЬ

ОАО "АСМ-холдинг", ОАО "Снежинка"

Очень часто в технической и даже популярной литературе приводятся данные о применении пластмасс в конструкции автомобиля, причем и на устаревших, и на современных, и на перспективных моделях. К сожалению, аналогичных данных по клеям нет. Однако можно утверждать, что их использование также стремительно растет: клеевые соединения не только весьма технологичны, но и обеспечивают высокие потребительские качества автотехники, а, например, клеесварные — на

сегодняшний день вообще не имеют конкурентов.

Осваивая эти технологии, производственники часто ориентируются на зарубежные материалы, уже применяющиеся в подобных соединениях. Но такой подход далеко не всегда оправдан: отечественные химические предприятия производят широкую гамму клеев, не уступающих зарубежным аналогам, а иногда и превосходящих их.

Одно из таких предприятий — ОАО "Снежинка", ставшее в последние годы практически основным поставщиком клеев для автомобильных заводов России. Так, ГАЗу она поставляет 5,5—7 т, ВАЗу — 8—10 т клеев в год. Мощности же "Снежинки" позволяют изготавливать ежемесячно до 60 т клеев самого различного назначения.

Из клеев, интересных автомобилистам, можно назвать модернизированный 88-й (88КР), "УР-Моно", "75М", "Ропид-5", "Крол", ЭМПК, РП, а также клеящий карандаш ЭРК-1, защитные покрытия ЗС и модифицированный резиновый клей. Большинство из них универсальны, т. е. их можно использовать для склеивания разных материалов в различных сочетаниях. Но по составу и свойствам все они принципиально разные.

Так, клей 88КР — на основе полихлоропрена. Он растворяется в бензине, гексане и этилацетате. С его помощью склеивают резину с резиной, резину с металлами (сплавами на основе алюминия и железа), металлы между собой, а также синтетические пленки, полиуретан, поливинилхлорид, акрилнитрилбутадиестирол,

сложные пластики, кожзаменители, натуральные кожи, обивочные ткани, дерево, ДСП, ДВП и др. в различных сочетаниях. То есть он применим для соединения большинства материалов внутренней обшивки и отделки кабин и салонов АТС. По сравнению с выпускавшимися ранее аналогами (88НП и 88СА) клей 88КР более термостоек, быстрее "схватывает", обеспечивает более прочное и долговечное соединение. Например, сравнительные испытания клеев 88КР и 88НП, проведенные в НПП "ФЕТ", показали: при использовании клея 88КР вязкостью 74 и 95 с (по вязкозиметру ВЗ-246 с диаметром сопла 6 мм) клеевые соединения "резина—металл" и "резина—фанера" (образцы материалов, используемых ОАО "Троллейбусный завод") получаются на 30—50 % прочнее аналогичных, выполненных клеем 88НП вязкостью 40 с. При двукратном нанесении нового клея на образцы прочность соединения возрастает, а клея 88НП — напротив, снижается. Кроме того, клей 88КР обладает лучшими водо- и морозостойкостью, не вызывает вздутия резины, не боится вибраций, работоспособен в диапазоне температур 243—365 К (–30±–90 °С).

Клей "УР-Моно" — на основе полиуретана. Им склеивают кожу, резину, полиуретан, ПВХ, АБС, металлы и ДСП. В отличие от многих полиуретановых клеев и герметиков, "УР-Моно" — однокомпонентный, что и отражено в его названии (не требует введения изоцианитных отвердителей). Он водо-, вибро-, морозо- и термостойкий, малотоксичный. Обеспечивает весьма высокую прочность соединений. Например, в сочетании "ПВХ—кожа" — не менее 50 Н/см (5 кгс/см).

На основе термоэластопластов выпускают клей 75М, способный соединять не только кожу, резину, дерево, металлы, но и полиэтилен, полиамид, ТЭП и др. без какой-либо предварительной химической обработки. Причем прочность шва в ряде случаев оказывается в 1,5—2 раза выше нормативов. Так, для соедине-

ний "ТЭП—кожа" и "кожа—уретан" этот показатель превышает 50 Н/см (5 кгс/см). Клей малотоксичен, водо- и термостоек, полимеризуется за 10—15 мин. В последнее время его часто используют для нанесения бархатистого покрытия (флока) на пластмассовые и металлические детали внутренней обивки салонов.

Для приклеивания теплоизоляционных пенополистирольных плит в кузовах-рефрижераторах, а также склеивания пенополистирола при макетировании кузовов и кабин выпускается клей РП на основе бутилсодержащего каучука. Он отверждается за 10—30 мин, обеспечивая прочность на отрыв ~0,18 МПа (1,8 кгс/см²), позволяет в течение длительного (до двух суток) времени корректировать положение деталей.

На основе мерканторегулируемого хлоропренового каучука "Скайпрен" с добавлением реакционноспособных смол и оксидов металлов "Снежинка" производит клей "Ропид-5", которым склеивают изделия из кожи, текстиля, резины и пластикожи. Такой клей особенно нужен для соединений, которые должны сохранять эластичность.

Выпускает ОАО "Снежинка" и хорошо известный резиновый клей, точнее, его модифицированный вариант, обеспечивающий в 2 раза большую, чем традиционный, прочность соединения. Данный клей пригоден не только для резины, но и для кожи, текстильных материалов.

Для соединения деталей из полистирола, применяющегося в конструкции элементов панели приборов, корпусов магнитол, внутренней обшивки рефрижераторов, создан вибро- и водостойкий, малотоксичный клей "Крол". Он обладает хорошей адгезией и обеспечивает прочность до 14,8 МПа (148 кгс/см²). При этом на деталях не образуются микротрещины, которые неизбежны при склеивании полистирола традиционным способом — активными растворителями.

Весьма интересен клеящий карандаш ЭРК-1. Это композицион-

ный материал на эпоксидной основе, выпускающийся в форме прутка, который следует хорошо размять перед употреблением. С его помощью быстро и надежно заделывают трещины и вырывы металла на трубопроводах и корпусных деталях из стали и чугуна, алюминия, меди и их сплавов. Материал стоек к большинству агрессивных воздействий: вибрациям, высоким температурам, горючесмазочным материалам и др. При 453 К (180 °С) полимеризуется за 2 мин, не токсичен после отверждения.

Второй эпоксидный клеящий материал — двухкомпонентный холодного отверждения ЭМПК. В его состав входят смола и отвердитель, которые перед использованием смешиваются в пропорции 10:3. Смола полимеризуется при комнатной температуре за 1—3 ч, обеспечивая адгезионную прочность 28,9 МПа (289 кгс/см²), при более низких, чем у аналогов, остаточных напряжениях (4,1 МПа, или 41 кгс/см²). ЭМПК склеивает металлы, углепластики, керамику и другие материалы в различных сочетаниях, а также применяется при изготовлении контейнеров для перевозки агрессивных жидкостей.

Кроме собственно клеев и клеящих материалов ОАО "Снежинка" выпускает препарат ЗС — защитное покрытие для резиновых манжетных уплотнений, повышающее их износостойкость в 2—3 раза. Покрытие бензо- и маслостойкое, обладает хорошей адгезией и практически не стареет. Наносят его непосредственно на трущуюся кромку и высушивают в течение 15—20 мин при комнатной температуре.

Как видим, ассортимент клеев ОАО "Снежинка", применимых и применяемых в автомобилестроении и при техническом обслуживании АТС, достаточно широк, а их свойства и показатели позволяют решать очень многие технологические задачи, обеспечивать автомобильной технике высокие качество и конкурентоспособность.



XXX НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ ААИ

Состоялась очередная, XXX, научно-техническая конференция ААИ. Ее тема — безопасность конструкции АТС. Не будет преувеличением сказать: эта конференция — самая представительная за последние годы. В ее работе приняли участие более 290 чел. от 60 организаций и фирм России, Белоруссии, Германии, Польши, Узбекистана и Украины. В том числе представители всех ведущих предприятий, выпускающих легковые, грузовые и специальные автомобили, автобусы и троллейбусы, прицепы, двигатели, запасные части, узлы и комплектующие, а также московских автомобильных и многих общетехнических вузов других городов России, НИИ и государственных структур, автомобильных периодических изданий.

В докладах участников конференции нашли отражение новые ГОСТ Р серии 41, включающие основные требования к безопасности автотехники; новые требования Правил ЕЭК ООН и стандартов РФ по активной и пассивной безопасности АТС; предъявляемые при сертификации требования к газобаллонной аппаратуре, удерживающим ограждениям; новейшие разработки по совершенствованию конструкций подвески, рулевого управления, тормозных систем (в том числе АБС, АСР, ЕБС, тормозных аппаратов и накладок), светотехнических приборов, шин; расчетно-экспериментальные методы оценки безопасности автобусов и автопоездов с высоким расположением центра масс и др.

Зарубежные участники конференции (фирмы "Вабко" и "Кнорр Бремзе") представили сообщения о своих последних системах безопасности, электронных пневмоподвесках для грузовых автомобилей и автобусов, системах управления устойчивостью АТС.

Учитывая актуальность затронутых тем, участники конференции сочли целесообразным продолжить обсуждение вопросов безопасности АТС с использованием сети "Интернет", для чего открыть сайт "Пассивная безопасность автомобиля", пер-

воначальную информацию для которого предоставит ВАЗ; активизировать участие российской стороны в работе над проектами Правил ЕЭК ООН, касающихся активной и пассивной безопасности, и поправок к ним; развивать сотрудничество российских предприятий с зарубежными фирмами по организации сборочных производств автомобилей с использованием импортных узлов и агрегатов, обеспечивая выполнение требований по безопасности (в том числе экологической) транспортных средств.

Был высказан также ряд рекомендаций в адрес Госстандарта, НИЦИ-АМТа, НАМИ и др. Например, участники конференции считают, что Госстандарту пора унифицировать правовую базу сертификации транспортных средств по Директивам ЕС и Правилам ЕЭК ООН; внести, с учетом накопленного опыта, некоторые изменения в национальную систему сертификации. В частности, постепенно приближать требования национальные к европейским; привести "Правила по проведению работ в системе сертификации механических транспортных средств и прицепов" в соответствие с решением XX-IV конференции ААИ; ввести на территории РФ реальные, соответствующие уровню промышленно развитых стран требования к безопасности АТС, вместе с тем — защищать российского производителя от "скороспелых" требований, выполнить которые на данном этапе заводом невозможно из-за отсутствия сертифицированных агрегатов и узлов; ввести обязательную сертификацию дополнительного оборудования (газобаллонного, элементов тюнинга, броневой защиты и др.) с внесением отметок в регистрационные документы ГИБДД.

Очевидная задача НИЦИАМТа — совместно с автозаводами привести новые и модернизируемые автомобили в соответствие с ужесточенными требованиями по активной и пассивной безопасности; продолжить разработку экспериментально-расчетных методов оценки безопасно-

сти кузовов автобусов (по Правилам № 66 ЕЭК ООН).

Задача ААИ — разработать соответствующий стандарт.

Задача НАМИ — активизировать научно-исследовательские и конструкторские работы в области безопасности конструкции автомобиля, вырабатывать "опережающие" технические решения; совместно с НИЦИАМТом и РАО "Газпром" разработать предложения по совершенствованию нормативной базы по газобаллонному оборудованию.

В решении конференции особо отмечена необходимость создания рабочей группы ведущих специалистов автомобильной промышленности, науки, заинтересованных организаций и ведомств с задачей: разработать законодательные акты и экономические меры, способствующие тому, чтобы в эксплуатации находились только автомобили, отвечающие современным нормативным требованиям по безопасности и экологии, а не соответствующие им — своевременно и организованно утилизировались. Организовать и возглавить такую группу предложено президенту ААИ И. А. Коровкину.

По установившейся традиции, материалы прошедшей конференции будут опубликованы в изданиях ААИ, а наиболее интересные — в журнале "Автомобильная промышленность".

Помимо ознакомления с докладами и обсуждения актуальных проблем в рамках конференции прошла презентация возможностей НИЦИАМТа, в ходе которой участники ознакомились с оборудованием и технологиями испытаний: по Правилам ЕЭК ООН № 13 — на дорогах с низким коэффициентом сцепления и системой автоматического водоподлива; по Правилам ЕЭК ООН № 51-02 — с использованием "Системы проездных испытаний" на дороге ISO 10844, по Правилам ЕЭК ООН № 83 — по определению топливных испарений в термостатированной герметичной камере; по Правилам ЕЭК ООН № 94-01 — методом смешенного столкновения с деформируемым барьером с помощью манекенов "Гибрид III".

КУЗОВА АВТОБУСОВ. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ ПАССИВНОЙ БЕЗОПАСНОСТИ

Канд. техн. наук Э. Н. НИКУЛЬНИКОВ,
Ю. Ф. БЛАГОДАРНЫЙ, Б. Ю. КАЛМЫКОВ¹

НИЦИАМТ, ЮРГУЭС

Оценка прочности верхней части конструкции кузова автобуса по Правилам № 66 ЕЭК ООН обходится очень дорого: чтобы проверить, сохранится ли жизненное пространство кузова, не выйдет ли какая-либо из частей этого пространства за пределы кузова при аварии, автобус приходится опрокидывать (в НИЦИАМТе — с высоты 800 мм), т. е. намеренно выводить из строя. Да так, что его дальнейшее использование по назначению становится невозможным. Поэтому автобусные заводы очень неодобрительно относятся к такой проверке. Правда, правила предусматривают и возможность оценки прочности верхней части кузова расчетными и расчетно-экспериментальными методами. Но, к сожалению, ни одного из таких методов не содержат. Между тем они есть. Ведь конструкторы, создавая новые деталь, узел, автомобиль или автобус в целом, чрезвычайно широко применяют расчетные и расчетно-экспериментальные методы проверки конструкций на прочность. Давно уже прошли те времена, когда основой проектирования были только интуиция и опыт. Сейчас все направлено к тому, чтобы еще на этапе "бумажной" работы обеспечить желаемые качества нового изделия. Инструментом служат методы, вытекающие из теории оптимального проектирования. А это методы расчетные, базирующиеся на теоретических закономерностях строительной механики и фундаментальных принципах механики твердого деформированного тела. Например, строительная механика традиционно рассматривает поля напряжений и перемещений деформируемых тел. При этом могут быть два подхода. Первый: какими должны быть размеры, форма, материал элементов конструкции, чтобы она выдерживала известные внешние нагрузки? Второй: выдержат ли данные конкретные элементы такие нагрузки?

Очевидно, что второй подход — поверочный анализ конструкции. В том числе и с точки зрения ее соответствия требованиям Правил № 66 ЕЭК ООН.

Что касается инструментов, с помощью которых решается данная задача, то это — методы конечных элементов и конечных разностей. Они относятся к числу прямых вариационных методов, приспособленных для расчета сложных нерегулярных силовых конструкций и позволяют создать общую систему расчета осей конструкции, а не ограничиваться анализом отдельных элементов, при котором не всегда учитывается их влияние друг на друга. В качестве поверочных могут быть использованы и расчеты по предельным или разрушающим нагрузкам (перемещениям). Но результаты таких расчетов обычно проверяют путем специальных натурных испытаний ответственных элементов —

вплоть до полного разрушения последних в лабораторных условиях, как делают в авиации. Что, естественно, обходится дорого. Сам расчет в пределах действия закона Гука несравненно проще, чем по напряжениям. Когда же материал выходит за рамки этого закона, связь между напряжением и деформацией становится не только нелинейной, но и неоднозначной, кроме того, зависящей от истории нагружения. Поэтому, если напряжения превосходят предел пропорциональности и предел упругости, все те соотношения, которые были выведены с использованием закона Гука, становятся неверными "вдвойне". Чтобы этого избежать, аппроксимирующая диаграмма функция должна точно отражать полученную экспериментально кривую и содержать оптимальное число параметров (если их много — решение усложняется, если мало — страдает его точность). Но лучше всего отказаться от искусственных аналитических выражений, а воспользоваться упрощенными схемами — упругопластичной и идеально упругопластичной моделью. Как известно, механические свойства материала, описываемые идеально упругопластическими свойствами, определяются всего двумя постоянными — модулем упругости и пределом текучести.

Конечно, такая модель будет достаточно условной, однако с ее помощью можно "уловить" и количественно описать многие явления, характерные для рассматриваемой проблемы.

Вторую возможность оценить прочность кузова автобуса, не разрушая его, дает физическое моделирование. Если оно выполнено грамотно, разумеется. То есть соблюдены условия не только геометрического подобия, но и подобия материалов с их характеристиками, технологии изготовления и динамического подобия ударного нагружения кузова.

Третья группа методов — расчетно-экспериментальные. Один из них — испытания секции (секций) кузова автобуса. Для этого выбирается секция, максимально типичная для всего кузова. Затем техническая служба ее испытывает (опрокидыванием либо ударным воздействием на маятниковом копре), а расчетчики на основе результатов испытаний оценивают прочность всего кузова.

По результатам расчетов и испытаний секции уточняется расчетная модель. При необходимости дополнительно проводятся испытания отдельных элементов

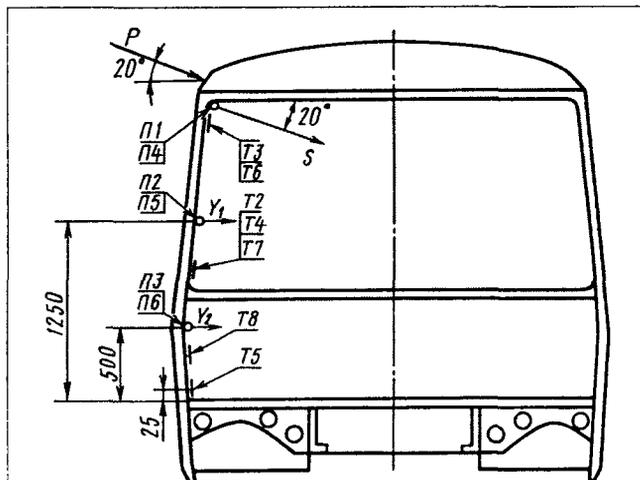


Рис. 1

¹ В работе принимали участие д-р техн. наук А. М. Иванов, канд. техн. наук И. Н. Порватов, МАДИ (ТУ).

кузова с целью получения реальных диаграмм упруго-пластического поведения конструкции. При положительных результатах расчета секции по указанию технической службы выполняются расчеты остальных секций кузова.

Такова идея. Но, к сожалению, в реальных кузовах автобусов практически невозможно выделить одну или две секции, типичные для всего кузова. А если они и есть, то учесть такие факторы, как наличие оборудования, влияющего на прочность и жесткость конструкции, тоже невозможно.

Второй из расчетно-экспериментальных методов применяется на комплектном автобусе. При нем без разрушения кузова определяют возможные места появления "пластических шарниров" и получают данные, необходимые для построения зависимости "нагрузка—деформация кузова". Кузов оборудуется тензорезисторами Т1—Т8 и датчиками перемещений П1—П6 (рис. 1), которые измеряют нагрузки, перемещения и напряжения в элементах шпангоутов (стойках), диагональные размеры переднего и заднего оконных проемов кузова. Нагрузка на кузов постепенно увеличивается. Ее рост прекращают в любом из трех случаев: она стала равна расчетной ударной; напряжения в элементах шпангоута достигли 70 % предела текучести; диагональный размер переднего или заднего оконных проемов (для не вклеенных окон) изменился на 3 мм.

Если в ходе таких испытаний первое условие выполнено, а два других еще не достигнуты и, кроме того, перемещения стоек на высотах 500 и 1250 мм от пола менее допустимых, то автобус можно считать соответствующим требованиям Правил № 66 ЕЭК ООН. Если же первое условие еще не выполнено, а любое из двух других требует остановки испытаний, то делается вывод: зоны, в которых достигнуты максимальные напряжения, есть места возможного образования "пластических шарниров".

На основании данных, полученных в ходе эксперимента, строятся, в соответствии с теорией удара, зависимости "усилие—перемещение" и "напряжение—перемещение". После чего рассчитывается энергия E^* удара (добавление № 1 к Правилам № 66 ЕЭК ООН), и с помощью рис. 2 по зафиксированному значению нагрузки P_1 (или напряжения $\sigma_1 = 0,7\sigma_s$) и перемеще-

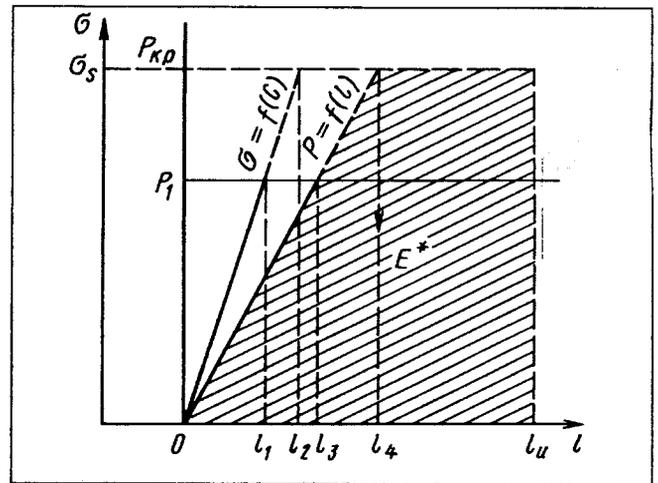


Рис. 2

нию определяется деформация l_u кузова автобуса. Ее величина сравнивается с предельно допустимой. (На данном рисунке: $\sigma = f(l)$ и $P = f(l)$ — соответственно зависимости напряжений и нагрузки от перемещения стойки или шпангоута; l_1 и l_2 — перемещение стойки и шпангоута при $\sigma = 0,7\sigma_s$; l_3 и l_4 — то же при $\sigma = \sigma_s$; l_u — искомое перемещение; σ_s — предел текучести материала.)

Таковы нынешние возможности. Но реализуются они по-разному. Например, чисто расчетные методы, дающие возможность перебора вариантов и выбора наиболее целесообразного из них, применяют в основном разработчики автобусов, а те, кто занимаются их сертификацией, используют очень редко. Так же, как и методы физического моделирования. Все дело, видимо, в том, что пока еще нет того, что называют школой. Кроме того, оба метода весьма трудоемки, следовательно, дороги. Больше повезло в этом смысле экспериментальным методам: ими охотно пользуются как техническая служба системы сертификации, так и производители автобусов. Однако эти методы все еще продолжают находиться в стадии теоретических и экспериментальных исследований. Так что говорить о дешевом решении проблемы выполнения Правил № 66 пока еще рано.

УДК 629.656.053.7(УАЗ)

АВТОМОБИЛИ УАЗ:

МЕРЫ ПО СНИЖЕНИЮ ШУМНОСТИ

В. С. АНАЦКИЙ, А. Г. СИНГУР, С. Н. СЕДОВ,
О. Ф. ЦАНКИН

В основе конструкции серийных автомобилей УАЗ заложены решения, принятые до появления отраслевой нормы ОН 025 304—67 "Автомобили и автопоезда. Методы измерения шума". Государство в лице основного заказчика, армии, эта проблема не интересовала. И только потом, в конце 1970-х годов, когда

продукция УАЗа стала направляться и в гражданские ведомства, специалисты автозавода стали заниматься шумом. Причем работу пришлось начинать с создания соответствующих коллектива и производственной базы.

Так, основу коллектива составило бюро электронных измерений, поскольку оно располагало специалистами с навыками обращения с измерительной аппаратурой; виброакустическое оборудование приобрели в ГДР (фирма "Роботрон") и Дании (фирма "Брюль и Кьер").

Результаты появились лишь через несколько лет. Но они появились. Это хорошо видно из табл. 1, в которой показано, как изменялись уровни шума на автомобилях УАЗ по годам.

Таблица 1

Модель	Внешний шум, дБА				Внутренний шум, дБА			
	1985 г.	1995 г.	1998—1999 гг.	Перспектива	1985 г.	1995 г.	1998—1999 гг.	Перспектива
УАЗ-3151	85	84	78	—	89	84	82	—
УАЗ-31512	85	82	78	—	90	84	82	—
УАЗ-3741	85	83	79	—	93	89	84	—
УАЗ-33031	85	84	79	—	92	88	84	—
УАЗ-3962	85	83	79	—	91	86	82	80
УАЗ-3153	—	—	78	—	—	—	82	79
УАЗ-3160	—	82	78	—	—	83	80	78
УАЗ-31604	—	83	78,1	—	—	85	80	—
УАЗ-31605	—	—	78	—	—	—	80	78
УАЗ-22069-10	—	—	—	75,6	—	—	—	82

Меры, приведшие к снижению внешнего и внутреннего шумов автомобилей УАЗ, принимались самые разные. На первом этапе, когда собственные опыт и знания в данной области были еще явно недостаточны, автозавод ориентировался на рекомендации таких организаций, как НАМИ, НИИАТМ и НИЦИАМТ. В основном это установка вибродемпфирующих и шумопоглощающих накладок и мероприятия по герметизации источников шума. В итоге, как видно из таблицы, заводу удалось обеспечить нормативы ГОСТ 27435—85 и ГОСТ 27436—85. Правда, для этого на обычные автомобили понадобилось ввести более 10 вибродемпфирующих накладок общей площадью 3 м² и столько же шумопоглотителей, а на кузова автомобилей вагонной компоновки — объем нанесения материала еще больше (общая их масса — 15—20 кг), изменить подвеску двигателя, системы впуска и выпуска, а также систему охлаждения. Но все перечисленное увеличило металлоемкость АТС на 12—20 кг.

Работы выполнялись поэтапно, по предложениям испытателей выпускались приказы (и распоряжения) с перечнями мероприятий, каждый из которых содержал до 30—40 позиций, подлежащих реализации в серийном производстве. Кроме того, в комплексный план развития завода была введена тема "Малозумные автомобили", предусматривавшая сборку автомобилей-носителей, наработки с которых закладывались в конструкцию новых моделей (УАЗ-3160 и УАЗ-3159).

Важнейшим виброакустическим вмешательством в устоявшуюся конструкцию автомобиля стало изменение (с 5,125 на 4,625) передаточного числа ведущих мостов. (Оно одновременно повысило экономичность и ресурс двигателя.) Проводились испытания и с передаточным отношением 4,35. Однако здесь возникли трудности в освоении ведомой шестерни с 35 зубьями (необходимые для этого делительные диски в стране не выпускаются, а покупать их за рубежом слишком дорого). Тем не менее передаточное число новых ведущих мостов, разработанных для УАЗ-3160, удалось снизить до 4,11. Их применение на автомобилях грузового семейства сразу же позволило уложиться в нормативы Правил № 51 (02) ЕЭК ООН. Такой же результат ожидается на легковых.

Как известно, долгое время на автомобилях УАЗ применяли глушители большого объема и повышенного шумозаглушения. В итоге на заводе по ним имелся большой задел, особенно для автомобилей грузового ряда, который нужно было реализовать. Поэтому, как видно из табл. 1, уровни внешнего шума таких АТС долго оставались неизменными. Однако требования к нему ужесточились, и глушители пришлось модернизировать, а затем и пристраивать к ним дополнительные глушители — резонаторы. Сейчас снова началась модернизация того и другого, а также поиск новой конструкции резонатора.

Наиболее эффективное (и наиболее дорогостоящее) мероприятие — переход на пятиступенчатую коробку передач. Такая коробка есть, но изготавливает ее пока экспериментальный цех и только в единичных экземплярах. Уже испытывается второй ее вариант. Пока же на автомобили УАЗ-3160 и УАЗ-3159 устанавливаются серийные коробки — с приставкой для пятой передачи и механизма ее включения. Проведены испытания пятиступенчатых коробок с тремя вариантами передаточных отношений второй и третьей передач. Цель испытаний — определить наименее шумные зубчатые пары. Что это может дать, видно из табл. 2.

Для того чтобы снизить уровни шума, были проверены три варианта привода вентилятора системы охлаждения — карданный, электрический и с помощью ремня. Остановились на традиционном — ремнем с муфтой включения рабочего колеса при температуре охлаждающей жидкости 343 К (70 °С) и четырехлопастном вентиляторе, заключенном в обечайку-диффузор.

На автомобиле УАЗ-3160 намечено модернизировать впускной и выпускной воздушные тракты системы охлаждения, что не только улучшит тепловой режим двигателя, но и направит звуковую энергию во фронтальный направления.

Для легковых УАЗов прорабатывались также варианты герметизации подкапотного пространства. В частности, на капот крепились вертикально вниз левая и правая пластины с накладками из шумопоглощающего материала, аналогичные пластины ставили и на раму. Но ожидаемого эффекта не получилось.

Испытания, связанные с внутренним шумом, показали: чтобы снизить его до 80 дБА, нужно уменьшать звуковое давление низкочастотных составляющих спектра в октавных полосах 63 и 125 Гц. Более того, полученные в ходе стендовых и дорожных испытаний автомобиля УАЗ-31512 данные говорят и о том, что внутренний шум автомобиля можно снизить за счет изменения конструкции подвесок двигателя и кузова.

Таблица 2

№ варианта	Передача	Передаточное отношение коробки передач	Конечная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин ⁻¹	Уровень шума, дБА	
				исследуемых вариантов	окончательно-го варианта
1	Вторая	2,60	4000	79	77
2	Третья	1,56	2900	75	
1	Вторая	2,38	3800	78	78
2	Третья	1,67	3150	77	
1	Вторая	2,38	3800	78	76
2	Третья	1,42	2600	74	

Таблица 3

Тип подушки	Схема подвески двигателя	Частота собственных колебаний силового агрегата, Гц	Коэффициент демпфирования	Окончательный результат по ГОСТ 27435—87, дБА
УАЗ-31512	Четырехточечная	20,2	0,09	88
2108-1001020	Трехточечная	13,5	0,16	82
3727-1001044	То же	11,8	0,18	82

По этой причине с 1995 г. завод начал внедрять в производство вместо четырехточечной трехточечную подвеску двигателя с новыми передними и задней подушкой. Сейчас она устанавливается на все автомобили УАЗ-3160 и УАЗ-3159. Что это дало, видно из табл. 3.

Недостаток конструкции серийной подвески кузова заключается в том, что передаточным звеном вибраций в динамической системе "рама—кузов" служит механический контакт распорных втулок резинометаллических элементов нижней (точка 1) и верхней (точка 2) подушек подвески с рамой. После устранения этого контакта (втулка устанавливается с зазором) и установки подушек с большими вибропоглощающими и вибродемпфирующими свойствами, чем у серийного варианта, в октавной полосе 63 Гц уровень звукового давления снизился на 12 дБ, в полосе 125 Гц — на 5 дБ.

В результате внедрения новых подвесок двигателя и кузова уровень внутреннего шума становится на 4—5 дБА ниже.

Как известно, на автомобилях УАЗ при движении с включенным передним мостом прослушивается специфический вой, создаваемый валом промежуточных шестерен. Сейчас в стадии испытаний находятся передний мост с измененным углом наклона ведущей шестерни и карданные валы привода переднего моста, оборудованные шарниром типа "Спайсер" и новой крестовиной, что должно устранить не только этот вой, но и скрежет при торможении двигателем с включенным передним мостом, который на серийных узлах

Таблица 4

Источник шума	Режимы измерений		Расчетный уровень звука, дБА, на расстоянии, м	
	передача в коробке передач	частота вращения коленчатого вала двигателя, мин ⁻¹	7,5	0,5
Двигатель с системой охлаждения	Вторая	3500	76	99
	Третья	2650	70	93
Система выпуска	Вторая	3500	63	86
	Третья	2650	57	80
Система впуска	Вторая	3500	63	86
	Третья	2650	57	80
Коробка передач в сборе с раздаточной коробкой	Вторая	3500	66	93
	Третья	2650	61	88
Ведущий мост	—	1350	62	87
	—	1710	59	84
Шум качения шин и аэродинамический шум	—	308	66	90
	—	391	69	93
Суммарный уровень	Вторая	—	77,3	
	Третья	—	73,2	

обусловлен слишком большой (свыше 12°) суммой углов наклона карданных валов.

Таким образом, автозавод в рассматриваемой области уже сделал немало. Но и предстоит сделать не меньше — нужно ведь выполнять требования Правил № 51 (02) ЕЭК ООН. Инструмент для такой работы есть: еще в 1993 г. УАЗ совместно с Балтийским государственным техническим университетом провел НИР "Разработка акустической модели и программы расчета оптимизации заглушения источников внешнего шума автомобиля УАЗ-31512". Методика, которая тогда была создана, вполне оправдала себя при доводке автомобилей до норматива 78 дБА. По ней же провели расчеты для автомобилей УАЗ-31512 и УАЗ-3160. Оказалось, что достижение 75 дБА на них — дело вполне реальное, если четыреступенчатую коробку передач заменить на пятиступенчатую (табл. 4).



За рубежом

УДК 621.113

УНИВЕРСАЛ "ВОЛЬВО V70"

У каждой автомобильной фирмы свои традиции, своя "школа". И у фирмы "Вольво", естественно. Это высочайшие требования к безопасности выпускаемой продукции и, можно сказать, трепетное отношение к автомобилям с кузовом типа "универсал". Последнее не случайно. Дело в том, что универсалы в 1950-е годы в какой-то мере спасли фирму.

Тогда пикапы и фургоны на базе легковых "Вольво" выпускали небольшие кузовные предприятия, а сама фирма лишь поставляла им шасси. Но в 1952 г. спрос на такие шасси резко упал, и ~1,5 тыс. их остались невостребованными. Пытаясь выйти из положения, руководство фирмы решило спроектировать на данном шасси универсал.

Идея и ее воплощение оказались удачными, и автомобиль, получивший название PV445 "Дуэт", стал весьма популярным в Европе. Тем самым удалось не только ликвидировать затоваривание, а получить новый ходовой товар: за 16 лет было изготовлено и продано 90 тыс. таких автомобилей.

Разумеется, выгодное направление стали развивать. Последующие модели все силь-

нее отличались от утилитарного "Дуэта": сохраняя возможности фургона, они приобрели комфорт полноценного легкового автомобиля. Проектировались кузова универсалов одновременно с седанами и имели немало унифицированных с ними деталей, а узлы и агрегаты были полностью идентичны. Таковы, например, модели "145" и "245" (их отличительная особенность — рамки задних пассажирских дверей, "скругленные" по форме крыши седана).

В дальнейшем именно универсал стал базовой моделью, с которой начинается разработка новых семейств. Так создавались семейства "760/740" и "850", претерпевшее серьезную модернизацию в 1996 г. С этого времени фирма изменила и принцип индексации своих моделей: седан из

последнего семейства стал называться "Вольво S70", а универсал — "Вольво V70".

Под тем же индексом, "V70", в 2000 г. фирма выпустила принципиально новый автомобиль, продемонстрировав дальнейшую эволюцию конструкторского подхода к универсалу. Дело в том, что он не входит в какое-либо семейство, хотя и комплектуется агрегатами, применяемыми на других моделях.

Новый универсал спроектирован на "платформе" седана более высокого класса — "Вольво S80", к которому близок и по стилю, выбранному дизайнерами при проработке внешнего вида. Однако по размерам универсал намного меньше седана (см. таблицу): кузов на 112 мм короче и на 28 — уже, база короче на 36 мм, колея передних колес уже на 19 мм. По сравнению же с универсалом, выпускавшимся ранее под индексом "V70", новый хотя и чуть короче (на 19 мм), все же несколько больше (полная масса — на 90 кг, ширина — на 43 мм, высота — на 60 мм, база — на 91 мм, колея передних и задних колес — на 42 и 92 мм соответственно). Больше у него и объем багажного отсека (480 против 420 л при нормальном положении сидений).

Двигатели нового "V70" заимствованы у прежнего семейства "V70/S70", но отличаются улучшенными показателями. Всего их четыре: три бензиновых рабочими объемами 2,0, 2,3 и 2,4 л и мощностью соответственно 132 кВт (180 л. с.), 184 (250) и 147 (200), а также дизель рабочим объемом 2,4 л и мощностью 103 кВт (140 л. с.). Все они — пятицилиндровые, рядные с турбонаддувом и промежуточным охлажде-

нием воздуха. Бензиновые имеют по четыре клапана на цилиндр, дизель — по два. Комплекуются только пятиступенчатыми коробками передач (механическими или автоматическими).

Некоторое увеличение мощности двигателей обеспечило автомобилю, более тяжелому, чем предшественник, довольно высокие динамические показатели, а в сочетании с более эффективными тормозами позволило до 1800 кг повысить допустимую полную массу прицепа.

Тормоза всех колес автомобиля — дисковые; диски передних — вентилируемые. Антиблокировочная система устанавливается в качестве обязательного оборудования на все модификации данной модели. Подвеска — независимая: передняя — "макферсон", со стабилизатором поперечной устойчивости; задняя — многорычажная, тоже со стабилизатором. Рулевой механизм — реечного типа с гидроусилителем.

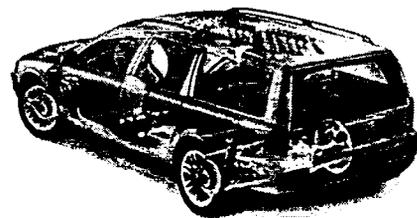
Средствам пассивной безопасности конструкторы уделили особое внимание, причем, как всегда, на несколько шагов опережая коллег из других фирм. Все средства здесь связаны в единую систему и срабатывают в зависимости от направления и силы удара. Так, при слабом фронтальном ударе — только натяжители ремней безопасности, при более сильном срабатывают ремни и надуваются (на 70 %) подушки безопасности, а при очень сильном — подушки надуваются полностью. Кроме стандартных (в ступице рулевого колеса и над перчаточным ящиком) предусмотрены подушки в дверях, а также надувные занавески в обивке потолка,



срабатывающие при боковом ударе. В случае удара сзади, который, как правило, значительно слабее фронтального, действует специальное устройство в спинке сиденья, прижимающее подголовник к затылку и тем самым помогающее избежать перелома шейных позвонков.

На автомобиле есть специальное детское сиденье и стандартное крепление для него.

В какой-то мере на безопасность работает и система, контролирующая расстояние до ближайших препятствий при движении задним ходом. Ее основа — датчики, смонтированные в заднем бампере, и зуммер, оповещающий водителя о приближении к препятствию.



В отношении внутренней отделки и оборудования салона новый универсал не уступает престижным седанам "Вольво". Однако противоречия здесь нет: "V70" не предназначен для доставки товаров в магазин или овощей с приусадебного участка, а рассчитан на семью, ведущую активный образ жизни. Для перевозки различных видов багажа имеется множество специальных приспособлений, салон легко трансформируется, давая возможность не только перевозить громоздкие предметы, но и отдыхать в пути.

Как видим, современный универсал (по крайней мере "Вольво") все больше становится "специализированным" автомобилем, мало похожим на грузопассажирскую модификацию базового, которой он был еще недавно. То есть, как в свое время мини-вэн, универсал "покидает" семейство, стремясь наиболее полно удовлетворять запросам именно "своего" круга потребителей. Это — отражение мировой тенденции: на смену огромному разнообразию модификаций базовых моделей приходит четкая специализация по реальным потребительским нишам, в каждой из которых таким образом достигается качественно новый уровень.

Параметр	"Вольво V70 2,3 T5" образца 1999 г.	"Вольво V70 T5" образца 2000 г.	Вольво S80 T6"
Масса автомобиля, кг:			
полная	2020	2110	2100
снаряженного	1430	1528	1620
Габаритные размеры, мм:			
длина	4729	4710	4822
ширина	1761	1804	1832
высота	1428	1488	1434
База, мм	2664	2755	2791
Колея колес, мм:			
передних	1521	1563	1582
задних	1468	1660	1560
Двигатель:			
тип	Бензиновый, P5, с турбонаддувом и четырьмя клапанами на цилиндр	Бензиновый, P6, с турбонаддувом и четырьмя клапанами на цилиндр	Бензиновый, P6, с турбонаддувом и четырьмя клапанами на цилиндр
рабочий объем, л	2,319	2,319	2,783
мощность, кВт (л. с.) при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	176 (240)/5400	184 (250)/5200	200 (272)/5400
Максимальная скорость, км/ч	245	250	250
Время разгона с места до скорости 100 км/ч	7,1	7,1	7,2
Расход топлива, л/100 км, по стандартным европейским циклам:			
пригородному	7,6	—	8,0
городскому	13,9	—	16,4
смешанному	—	9,3	—
Объем топливного бака, л	68	80	80
Шины	205/55 R 16	205/55 R 16, 225/45 R 17	225/50 R 17
Допустимая полная масса прицепа с инерционными тормозами, кг	1600	1800	1800

ВАЛЕНТИН ИВАНОВИЧ СИНЬКО (1927–2000)



Ученые, профессора и преподаватели, все сотрудники МГТУ "МАМИ", многих других трудовых коллективов страны глубоко скорбят в связи с кончиной Валентина Ивановича Синько, крупного ученого, доктора экономических наук, профессора, академика, заслуженного деятеля науки РФ, человека, прошедшего большой и непростой жизненный

путь. Донецкий индустриальный институт, Всесоюзная академия внешней торговли, отдел промышленности Госкомитета Совета Министров СССР по внешним экономическим связям, отдел социалистических стран ГКСЭ, Европейская экономическая комиссия ООН, сектор промышленности и сектор стимулирования повышения качества продукции НИИ планирования и нормативов при Госплане СССР, Министерство промышленности и энергетики Алжирской НДР, ВНИИ Госстандарта СССР, Институт экономики и прогнозирования научно-технического прогресса АН СССР, ЦЭНИИ при Минэкономике РФ, МГТУ "МАМИ" — вот далеко не полный перечень вех на этом пути. И везде В. И. Синько проявил себя специалистом высочайшего класса. Достаточно сказать, что он опубликовал более 160 научных работ по мировой и отечественной экономике, внешней торговле, планированию и организации производства, качеству, конкурентоспособности продукции и др. В том

числе материалов, в которых он обобщал свой огромный практический опыт, по которым учились многие из нынешних больших политиков и бизнесменов. Среди этих материалов особое место всегда занимали статьи по актуальнейшим экономическим проблемам современного машино- и автомобилестроения, размещаемые им на страницах отраслевых журналов, прежде всего "АП", с которым он сотрудничал в течение нескольких лет.

Путь, пройденный В. И. Синько, честен и благороден. Потому что именно таким был он сам. Всесторонне- и глубокообразованный (знал, например, несколько языков), строгий и требовательный, Валентин Иванович, вместе с тем, всегда оставался чрезвычайно скромным, добрым и отзывчивым человеком, щедро передававшим людям свои обширные знания и опыт, искренне любящим, понимающим всех, с кем сталкивали его жизнь и работа, — студентов, коллег, сотрудников редакций. Поэтому светлая память о Валентине Ивановиче Синько навсегда сохранится в их сердцах.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Автомобильная промышленность стран СНГ в январе—июне 2000 г. 1

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

- Егоров А. Н. — БелАЗ: работа на перспективу 6
Абалаев А. Ю., Пигарина А. А. — Как увеличить быстродействие электрогидравлической форсунки? 10
Симдякин А. А. — Слоеные гильзы и долговечность ДВС 11
Барыкин А. Ю. — Комплексная характеристика автоматического дифференциала 15
Тараски В. П. — Схемы направляющих устройств гидропневматической подвески и их влияние на нагруженность трансмиссии самосвалов 18

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Чигринова Н. М., Чигринов В. Е., Чигринов В. В. — Особенности изнашивания и восстановления плунжерных пар ТНВД 20

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

- Чепыжов Б. А., Захарченко В. И., Король В. А., Томило В. А. — Новые технологии изготовления балок передних мостов 25
Елхов П. Е., Зиновьев В. В., Аббясов В. М. — Зубохонингование конических колес с крутящими зубьями 27
Мамити Г. И., Льянов М. С. — Расчет тормозов автомобиля 30
Емельянов Ю. В., Шаболдин В. П. — Полимерные антикоррозионные материалы 32
Сорокин Н. Т., Шеффель Г. В. — Отечественные клеи: качество и надежность 32

ИНФОРМАЦИЯ

- В Ассоциации автомобильных инженеров
XXX научно-техническая конференция ААИ 34
Никольников Э. Н., Благодарный Ю. Ф., Калмыков Б. Ю. — Кузова автобусов. Расчетно-экспериментальные методы оценки пассивной безопасности 35
Анацкий В. С., Сингур А. Г., Седов С. Н., Щанкин О. Ф. — Автомобили УАЗ: меры по снижению шумности 37
За рубежом
Москвин Р. К. — Универсал "Вольво V70" 39

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, Н. Н. Волосов, В. В. Герасимов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Б. И. Гуров, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Каруний, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), Ю. А. Купеев, В. И. Пашков, С. И. Попова (ведущий редактор), А. М. Сереженкин, Н. Т. Сорокин, Г. А. Суворов, А. И. Титков, С. В. Ушаков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), А. В. Вовк, Л. Г. Красневский (зам. председателя), П. Л. Марнев, А. П. Ракомский, К. И. Ремишевский, И. С. Сазонов, В. Е. Чвялев

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство "Машиностроение"

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Л. Е. Соношкина

Сдано в набор 05.07.2000. Подписано в печать 22.08.2000.
Формат 60×88 1/8. Бумага кн.-журн. Печать офсетная.
Усл.-печ. л. 4,9. Усл. кр.-отт. 11,76. Уч.-изд. л. 6,57. Зак. 980.

Адрес редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4, комн. 208 и 210
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: Mash.Publ@g23.relcom.ru

Отпечатано в Подольской типографии
Чеховского полиграфического комбината Комитета РФ по печати, 142100, г. Подольск, ул. Кирова, 25

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ ЦЕНТР АВТОМОБИЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ (ИЦАИ НАМИ)

*Быстро и квалифицированно проводит
сертификационные испытания*

• автомобильных узлов, агрегатов
и запасных частей, изготовляемых
в России и завозимых из-за рубежа

• отечественных и зарубежных
горючесмазочных материалов и присадок к ним

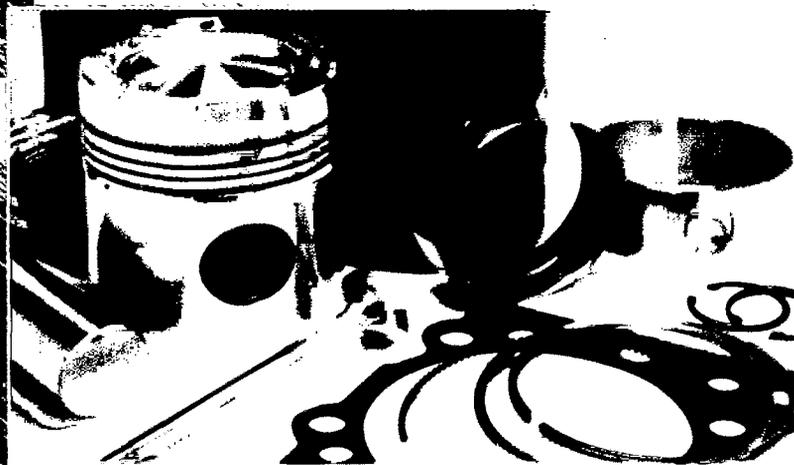


ИЦАИ НАМИ

- аккредитован Госстандартом России (рег. № РОСС RU 0001. 21 МТ08) с правом выдачи официальных протоколов сертификационных испытаний, признаваемых в “Системе сертификации ГОСТ Р”
- утвержден в качестве технической службы Женевского Соглашения 1958 г. о сертификации автототехники с правом выдачи международных сертификатов от имени Российской Федерации
- имеет большой (свыше семи лет) опыт работы по сертификации

По всем интересующим Вас вопросам,
включая информацию о наличии
Вашей продукции
в “Перечне изделий, подлежащих
обязательной сертификации”,
обращайтесь по телефонам:
456-36-92, 456-85-49

Адрес ИЦАИ НАМИ: 125438,
Москва, ул. Автомоторная, 2
Факс: 456-85-49, 456-54-80
E-mail: test-centre@mtu-net.ru



Госстандартом России в системе ГОСТ Р
для проведения работ по сертификации систем качества
в автомобильной промышленности
и других отраслях машиностроения



аккредитован

“НАМИ-ЦЕНТР СЕРТ”

Высококвалифицированные специалисты органа по сертификации с многолетним опытом работы предлагают комплекс услуг:

- анализ системы качества на Вашем предприятии;
- сертификация систем качества предприятия (отечественного или зарубежного) на соответствие требованиям международных стандартов ИСО серии 9000;
- лекции и семинары (для персонала предприятия) по стандартам ИСО серии 9000;
- помощь в выборе надежной консалтинговой фирмы для подготовки системы качества Вашего предприятия к сертификации

125348, Москва, ул. Автомоторная, 2, “НАМИ-ЦентрСерт”

Телефоны: (095) 454-04-27, 454-05-00

Факс (095) 456-54-30