

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113

ПРОГРАММА ОБРАТНОГО ВЫКУПА КАК СРЕДСТВО СТИМУЛИРОВАНИЯ ПРОДАЖ АВТОМОБИЛЕЙ

Канд. экон. наук **К.Ю. КУРИЛОВ**, д-р экон. наук **А.А. КУРИЛОВА**
Тольяттинский ГУ (8. 917. 122-18-37)

Рассматривается программа обратного выкупа автомобилей как инструмент повышения спроса на отечественные АТС.

Ключевые слова: автомобильный рынок, стагнация, обратный выкуп, вторичный рынок, программа стимулирования спроса.

Kurilov K.Yu., Kurilova A.A.

**THE BUYBACK PROGRAM AS A MEANS OF STIMULATING SALES
OF CARS**

The buyback program of cars as instrument of raise demand on home ATS is considered.

Keywords: automotive market, stagnation, repurchase, secondary market, the program of stimulation of demand.

Итоги 2013 г. показывают, что автомобильный рынок России, как и во время финансового кризиса 2008—2009 гг. работает на понижение: продажи новых легковых автомобилей снизились на 5,5 %, а в 2014 г. снижение продаж составит 7...8 % [1]. Спрашивается, почему?

Среди факторов, негативно повлиявших на динамику продаж, — нестабильная экономическая ситуация в стране, в связи с чем снижение потребительской уверенности и спроса в сегменте бюджетных автомобилей [2].

Практика ведущих международных компаний показывает, что в условиях кризиса основной доход производители автомобилей получают не от продажи основной своей продукции, а за счет дополнительных услуг, в которые могут входить послепродажное обслуживание, прокат, лизинг, оптовая торговля, трейд-ин и пр. Так, концерн "Дженерал Моторс" за несколько лет имел убыток от своей основной деятельности, но, тем не менее, получал прибыль от операций по страхованию и финансовым услугам. Причем такая тенденция характерна не только для сферы производства АТС. Например, в мировом авиастроении кризис и конкуренция среди производителей авиадвигателей

привели к тому, что цена их реализации перестала окупать затраты на производство. Поэтому большинство из них ищут другие пути получения дохода. В том числе и те, по которым идут автозаводы.

Подобная практика может широко использоваться и российскими автомобилестроителями. Она позволит получить широкий набор инструментов для стимулирования продаж (предоставление скидок, субсидирование процентных ставок коммерческих банков, продажа дополнительного оборудования со значительной скидкой и т. д.). Большинство автопроизводителей в той или иной мере применяют перечисленные выше варианты, хотя объем использования этих инструментов мог бы быть, по мнению авторов, значительно шире. Например, российские компании не пользуются стимулированием продаж — обратным выкупом приобретенного автомобиля. Не секрет, что многие россияне эксплуатируют приобретенный автомобиль намного меньше, чем средневропейский потребитель: средний срок эксплуатации автомобиля в Европе составляет шесть лет, а в России — три—четыре года, после этого владельцы автомобиля стараются приобрести новый автомобиль с обязательствами производителя по его гарантийному ремонту.

В этой связи у автовладельцев, естественно, возникает проблема продажи бывшего в эксплуатации автомобиля (поиск покупателей и прочие временные затраты). При этом, несмотря на снижение объемов продаж на рынке новых легковых автомобилей, увеличивается объем продаж на вторичном рынке. Так, в 2013 г. продажи автомобилей на этом рынке выросли на 4 %, а число регистраций подержанных автомобилей превысило регистрацию новых уже более чем в 2 раза. Учитывая это, такие крупные дилеры, как "Мэйджор" и "Рольф", запустили собственные программы продаж подержанных автомобилей. И зарубежные автомобилестроители стали оказывать больше внимания вторичному рынку, разрабатывая специальные программы контроля за качеством автомобилей с пробегом, а также предоставляя дополнительные гарантии ("Шкода плюс", "БМВ Премиум Селекшн", "Ягуар Селектед", "Мерседес-Бенц СтарКласс" и др.). В России же про-

цент "вовлечения" официальных дилеров в работу на вторичном рынке пока что небольшой (~4 %). То есть 96 % нашего вторичного рынка принадлежит организациям, которые не являются официальными дилерами [3].

Таким образом, на российском автомобильном рынке сложилась ситуация, которая делает актуальной внедрение программы обратного выкупа как элемента стимулирования продаж на первичном рынке и извлечения дополнительного дохода за счет организации продаж выкупленных по данной программе автомобилей на вторичном рынке.

Смысл этой программы заключается в оказании покупателю автомобиля (по его желанию) услуги по обратному выкупу автомобиля через определенное время при соблюдении владельцем определенного ряда условий. Таких, как ограничение пробега автомобиля; его техническое обслуживание и ремонт на определенных сервисных станциях; страхование автомобиля в конкретной страховой компании; своевременная выплата процентов по кредиту; отсутствие следов серьезного кузовного ремонта на поверхности кузова автомобиля в момент его обратного выкупа и т. д.

Чем выгодна данная программа для потребителя?

Во-первых, он решает проблему "что делать с подержанным автомобилем?", получая гарантию того, что он сможет продать его на заранее оговоренных условиях. Во-вторых, при покупке новой модели он получает возможность "попробовать" автомобиль, оценить плюсы и минусы его эксплуатации и сделать соответствующий выбор — оставить автомобиль для дальнейшего использования или приобрести более подходящую марку или модель.

Чем выгодна такая программа для производителя?

Он приобретает дополнительный способ стимулирования продаж своей продукции путем предоставления услуги по обратному ее выкупу, что особенно актуально при выводе на рынок новых моделей автомобилей, еще мало известных покупателю. Кроме того, производитель получает в будущем хороший шанс продать более дорогой новый автомобиль в обмен на старый. Наконец, сервисная сеть производителя получает дополнительных клиентов, которые, выполняя условия программы, обязательно приедут на сервис. Это позволит увеличить прибыль сервисной сети и объем продаж фирменных запасных частей и расходных материалов.

Некоторые отечественные производители обратным выкупом автомобилей уже воспользовались. Например, ВАЗ — в программе стимулирования сбыта автомобилей "Лада Калина", для чего был издан соответствующий приказ. Ее основными участниками стали предприятия сервисно-сбытовой сети ОАО "АВТОВАЗ" (дилеры) и ЗАО КБ "Автомобильный Банкирский Дом" (Банк), основная доля капитала которого принадлежала на тот момент ВАЗу. Также для решения специфических технических вопросов, в том числе осуществления функций по оценке автомобилей ЗАО КБ "Автомобильный Банкирский Дом" ("Банк") привлечен уполномоченного дилера — ОАО "АВТОЦЕНТРОЛЬЯТТИ-ВАЗ".

Согласно условиям акции, покупатель автомобиля "Лада Калина" при условии положительного заключения "Банка" мог приобрести автомобиль на следующих условиях: первоначальный взнос — 15 % стоимости автомобиля; процентная ставка по кредиту — 15 % годовых без дополнительных комиссий; заключение договоров страхования по рискам "угон", "ущерб" в течение всего срока эксплуатации автомобиля. Кроме того, чтобы владелец этого автомобиля смог участвовать в акции по обратному выкупу, он должен соблюдать правила эксплуатации и ухода за автомобилем в соответствии с требованиями, оговоренными в "Руководстве по эксплуатации" и сервисной книжке; проходить плановое техническое обслуживание, гарантийный и восстановительный ремонт (в случае ДТП) автомобиля на СТО сертифицированных дилеров ОАО "АВТОВАЗ"; сообщать обо всех повреждениях, в том числе о ДТП, в страховую компанию, в которой застраховано транспортное средство по рискам "угон" и "ущерб"; не использовать автомобиль в качестве такси, не сдавать его в аренду третьим лицам; не допускать просроченной задолженности по кредиту.

Теперь о процедуре обратного выкупа.

Владелец автомобиля мог подать заявление в "Банк" об обратном выкупе автомобиля как минимум через два года после его покупки. Причем на момент подачи заявления о выкупе автомобиля его пробег не должен превышать 32 тыс. км. При положительном решении "Банка" определяется покупная стоимость автомобиля исходя из его рыночной стоимости, но не менее 50 % стоимости нового автомобиля, предлагаемого к обратному выкупу.

Реализация автомобилей "Лада Калина" по этой программе могла осуществляться любым вазовским дилером, имеющим представителя "Банка" на своей торговой площадке и включенным приказом в список дилеров, которые могут участвовать в этой акции.

Дилеры, уполномоченные работать по программе обратного выкупа, и уполномоченный дилер заключали между собой соответствующий договор. Благодаря чему обеспечивалась независимая оценка остаточной стоимости автомобиля, а также других процедур, которые не может провести коммерческий банк в силу специфики его работы.

В соответствии с условиями этого договора и требованиями процедуры, утвержденной приказом при организации обратного выкупа автомобилей "Лада Калина", дилер должен организовать работу по приему заявлений на участие в программе обратного выкупа автомобилей. Для этого на своих площадях в сроки, предусмотренные акцией, организовывал пункт приема заявлений от клиентов, что отражалось на информационных стендах торговых (автосалон) и производственных (СТО) площадях. Сотрудники, участвовавшие в приеме заявлений, назначались приказом по личному составу дилера.

Процедура предусматривала и порядок действия владельца автомобиля. Так, он обязан был оформить заявление, в котором должны содержаться основные сведения, необходимые для оценки качества и выполнения им требований акции по обратному выкупу. А именно: идентификационные номера автомобиля (госу-

дарственный номер, номера кузова, двигателя и т. д.); сведения об его участии в ДТП в процессе эксплуатации; информацию о выполнении планового технического обслуживания на предприятиях сервисно-сбытовой сети; величину пробега на день подачи заявления.

Оформленное заявление принимает сотрудник дилера, проверяет правильность заполнения бланка заявления клиентом. Затем он заполняет поля заявления информацией, необходимой для предприятия сервисно-сбытовой сети и пересылает его в "Банк". При этом сотрудник дилера должен предупредить клиента о том, что он обязан представить автомобиль на оценку в течение пяти рабочих дней после получения от "Банка" предварительного положительного заключения об обратном выкупе автомобиля.

"Банк", получив заявление, в свою очередь, в течение одного рабочего дня оценивал выполнение клиентом условий акции и принимал решение о предварительном заключении об обратном выкупе автомобиля. Заявление с отметкой "Банка" направлялось уполномоченному дилеру. Если решение было отрицательным, то в заявлении указывалась причина отказа и заявление с отрицательной резолюцией "Банка" пересылалось дилеру, который извещал клиента об отрицательном решении и причинах отказа путем передачи копии заявления по факсимильной связи, e-mail или используя услуги почтовой связи.

В случае положительного решения "Банка" уполномоченный дилер оценивал выполнение клиентом условий акции в рамках своей компетенции (в течение одного рабочего дня со дня получения заявления), принимал решение о предварительном заключении обратного выкупа автомобиля и направлял его дилеру ВАЗа. Последний, получив его, делал свое уже окончательное заключение. В случае положительного заключения дилер извещал клиента и назначал дату и время проведения оценки его автомобиля. После оценки составлялся акт оценки по форме, предусмотренной процедурой. Его подписывали доверенное лицо уполномоченного дилера, дилер и клиент и доступными средствами связи отправляли в "Банк" для дальнейшего утверждения.

"Банк" в течение одного рабочего дня рассматривал полученный акт и принимал окончательное решение о выкупе/отказе от выкупа автомобиля у клиента. Заявление с соответствующей отметкой "Банка" направлялось доверенному лицу уполномоченного дилера. При положительном решении к этому заявлению прикладывались реквизиты счета. Если остаточная стоимость автомобиля не покрывала остаток задолженности по кредиту, "Банк" согласовывал с клиентом возможность внесения им дополнительных денежных средств на свой счет. И, получив его согласие, высылал копию паспорта транспортного средства (ПТС). Если же с клиентом договориться не удалось, уполномоченному дилеру высылались оригинал ПТС и дилер извещал клиента об отказе в обратном выкупе автомобиля.

При положительном заключении "Банка" клиент для организации дальнейшей работы по снятию автомобиля с учета в ГИБДД предоставлял одному из сотрудников уполномоченного дилера доверенность на

право распоряжения автомобилем. Это доверенное лицо заключало договор купли—продажи с клиентом и оформляло акт приема—передачи автомобиля. На все это должно быть затрачено не более 12 рабочих дней.

После подписания договора купли—продажи автомобиль передавался дилеру для его реализации на основании заключаемого между уполномоченным дилером и дилером договора комиссии (дилер обязан был заключить такой договор с доверенным лицом уполномоченного дилера в течение одного рабочего дня от даты подписания этим лицом договора купли—продажи). Цена автомобиля в договоре комиссии не должна быть ниже его оценочной стоимости, зафиксированной в акте оценки, плюс три процента.

Доверенное лицо извещало уполномоченного дилера о факте заключения договора купли—продажи и договора комиссии и направляло копию договора купли—продажи в "Банк".

Получив извещение о заключении договоров купли—продажи и комиссии, уполномоченный дилер перечислял денежные средства за приобретенный автомобиль в "Банк" на счет клиента. То есть клиент мог получить в "Банке" остаток денежных средств со своего счета, если он образовался.

В дальнейшем дилер реализовывал автомобиль в соответствии с условиями договора комиссии. При этом полученные денежные средства перечислялись на его счет не позднее одного рабочего дня со дня продажи автомобиля.

Если автомобиль не продавался в течение двух месяцев со дня заключения договора комиссии, дилер за собственный счет должен выкупить данный автомобиль и перечислить уполномоченному дилеру денежные средства в сумме, оговоренной договором комиссии.

Какими же были результаты программы обратного выкупа автомобиля "Лада Калина"?

За один месяц ее действия по горячей линии позвонило 3270 потенциальных покупателей, а число поданных заявок составило 164, было выдано 102 кредита физическим лицам на сумму 21,1 млн руб.

Как видим, в дальнейшем действие программы обратного выкупа в связи со стабильным спросом на автомобили "Лада Калина" было приостановлено. Тем не менее интерес, проявленный потенциальными покупателями, позволяет сделать вывод: покупка автомобиля с условием обратного выкупа может стать мощным средством стимулирования продаж продукции большинства российских автопроизводителей не только в периоды стагнации или падения спроса на автомобильном рынке.

Литература

1. Automotive market of Russia: results of 2013 and prospects of development // PricewaterhouseCoopers [website]: URL: <http://www.pwc.ru/ru/automotive/publications/index.html> (дата обращения: 18.03.2014).
2. Automotive market in Russia and CIS // Ernst & young [website]: URL: [http://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/Automotive-survey-2013-ENG/\\$FILE/Automotive-survey-2013-Highest](http://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/Automotive-survey-2013-ENG/$FILE/Automotive-survey-2013-Highest) (дата обращения: 18.03.2014).
3. 9-е исследование удовлетворенности дилеров работой с автопроизводителями // Эрнст энд Янг [сайт]: URL: [http://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/Automotive-survey-2013-RUS/\\$FILE/Automotive-survey-2013-RUS.pdf](http://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/Automotive-survey-2013-RUS/$FILE/Automotive-survey-2013-RUS.pdf) (дата обращения: 18.03.2014).

**ПРОИЗВОДСТВО
АВТОМОБИЛЬНОЙ
ТЕХНИКИ
ПРЕДПРИЯТИЯМИ
РОССИИ В I кв. 2015 г.**

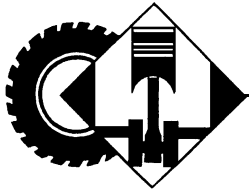
(по данным
ОАО "АСМ-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Март 2015 г.	Март 2014 г.	При- рост, %	Январь— март 2015 г.	Январь— март 2014 г.	При- рост, %
ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	5 742	6 629	-13,4	8 673	12 015	-27,8
АЗ "Урал"	674	657	+2,6	1 600	1 652	-3,1
* Саранский завод автосамосвалов	177	140	+26,4	266	193	+37,8
Группа "КамАЗ":						
КамАЗ	2 560	3 647	-29,8	5 820	7 859	-25,9
НефАЗ (<i>самосвальные установки</i>)	690	896	-23,0	1 600	1 579	+1,3
"Мерседес-Бенц Тракс Восток"	34	50	-328,0	186	345	-46,1
"Фузо КамАЗ Тракс Рус"	167	174	-4,0	392	474	-17,3
УАЗ	1 855	1 199	+54,7	3 681	2 435	+1,2
"Соллерс-Исузу"	60	251	-76,1	420	349	+20,3
"Форд Соллерс Елабуга"	258	431	-40,1	423	1 996	-78,8
"БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн"	—	—	—	10	—	—
Брянский АЗ	8	17	-52,9	28	35	-20,0
Группа "Автотор"	—	294	—	—	784	—
"Вольво Восток"	18	97	-81,4	185	551	-66,4
"МЗ Тонар"	—	8	—	5	9	-44,4
ИВЕКО-АМТ	25	48	-47,9	79	103	-23,3
ПСА "ВИС-авто"	101	159	-36,5	259	461	-43,8
НПК "Уралвагонзавод"	—	2	—	2	2	0,0
"Скания-Питер"	23	63	-63,5	116	164	-29,3
"Ман Трак Энд Бас Продакшн Рус"	18	35	-48,6	84	99	-15,2
"Катерпиллар Тосно"	3	—	—	4	8	-50,0
"Комаци Мануфэкчуринг Рус"	1	1	0,0	2	2	0,0
* Другие предприятия Санкт-Петербурга	2	12	-83,3	7	14	-50,0
* "Бецема"	4	44	-90,9	47	129	-63,6
* ЗТО "Каменя"	107	153	-30,1	139	308	-54,9
* "Спектр Авто"	68	145	-53,1	228	350	-34,9
* "Чайка-НН"	29	26	+11,5	89	79	+12,7
* РИАТ	21	16	+31,3	46	151	-69,5
* АПХ "Штурман Кредо +"	—	—	—	3	107	-97,2
ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ						
Группа "АвтоВАЗ":						
ВАЗ	44 725	43 970	+1,7	118 003	103 442	+14,1
ОАГ (Ижевский АЗ)	10 937	5 382	+103,2	21 249	12 873	+65,1
"Лада Спорт"	203	263	-22,8	454	504	-9,9
ПСА "ВИС-авто"	306	—	—	545	—	—
"Супер-Авто"	61	36	+69,4	174	427	-59,3
"GM-АвтоВАЗ"	3 974	5 189	-23,4	9 159	13 240	-30,8
Группа "Автотор"	8 932	20 228	-55,8	21 909	51 618	-57,6
"Рено Россия" ("Автофрамос")	12 676	18 163	-30,2	34 302	49 801	-31,1
АЗ "ГАЗ" (" <i>Фольксваген</i> ", " <i>Шкода</i> ")	4 851	9 398	-48,4	14 761	23 866	-38,2
УАЗ	2 524	1 219	+107,1	5 075	2 537	+100,0
"Форд Соллерс Елабуга"	1 077	3 090	-65,1	3 286	6 770	-51,5
"Соллерс-Набережные Челны"	859	30	+2763,3	2 133	30	+7010,0
Предприятия Приморского края, в том числе:	4 100	5 402	-24,1	11 021	13 210	-16,6
"Соллерс-Буссан"	1 342	1 109	+21,0	3 222	2 866	+12,4
"Мазда Соллерс Мануфэкчуринг Рус"	2 758	4 293	-35,8	7 799	10 344	-24,6
АК "Дервейс"	2 120	3 980	-46,7	4 138	11 270	-63,3
"Форд Мотор Компани"	2 170	5 493	-60,5	4 030	12 927	-68,8
Предприятия Санкт-Петербурга**	26 378	33 232	-20,6	71 468	96 851	-26,2
"Фольксваген Груп Рус"	11 802	12 722	-7,2	31 099	32 860	-5,4
"ПСМА Рус"	2 362	3 714	-36,4	5 023	9 735	-48,4
АВТОБУСЫ						
Группа "КамАЗ":						
НефАЗ [<i>Вахтовые автобусы</i>]	— [-]	49 [-]	—	39 [16]	60 [-]	-35,0
"КамАЗ-Марко"	3	1	+200,0	7	11	-36,4
Группа "ГАЗ":						
АЗ "ГАЗ"	522	1 246	-58,1	757	1 753	-56,8
АЗ "Урал"	28	23	+21,7	42	78	-46,2
"Русские Автобусы-Группа ГАЗ", в том числе:	801	706	+13,5	1 504	1 488	+1,1
ПАЗ	706	580	+21,7	1 243	1 258	-1,2
ЛиАЗ	79	94	-16,0	222	158	+40,5
КАвЗ	16	32	-50,0	39	72	-45,8
"Тулабус"	1	2	-50,0	3	7	-57,1
УАЗ	1 247	278	+348,6	2 169	995	+118,0
"Форд Соллерс Елабуга"	3	7	-57,1	3	10	-70,0
"БАУ-Рус Мотор Корпорэйшн"	—	—	—	2	—	—
"Волгобас"	15	47	-68,1	53	57	-7,0
СТ "Нижегородец"	321	648	-50,5	845	1 622	-47,9
ПКФ "Луидор"	467	648	-27,9	1 177	1 445	-18,5
"Промтех"	23	127	-81,9	98	381	-74,3
Группа "Ирито"	—	175	—	52	368	-85,9
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
"Тролза"	14	10	+40,0	19	34	-44,1
"Транс Альфа Электро"	—	2	—	4	10	-60,0

Примечания:

* — на шасси других отечественных изготовителей;

** — другие предприятия Санкт-Петербурга: "Дженерал Моторз Авто", "Тойота Мотор", "Хэндэ Мотор Мануфакчуринг Рус", "Ниссан Мануфэкчуринг Рус".



УДК 621.436

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКАЯ ТРАНСМИССИЯ КАК СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ АВТОМОБИЛЯ

Доктора техн. наук **С.В. ГУСАКОВ** и **В.А. МАРКОВ**,
И.В. АФАНАСЬЕВА, **Мохсен АХМАДНИА**
РУДН, МГТУ имени Н.Э. Баумана (495. 232-32-16)

Рассмотрен метод улучшения топливной экономичности силовой установки автомобиля с электромеханической трансмиссией.

Ключевые слова: силовая установка, автомобиль, двигатель внутреннего сгорания, электромеханическая трансмиссия, топливная экономичность.

Gusakov S.V., Afanas'jeva I.V., Mohsen Akhmadnia, Markov V.A. ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION AS METHOD OF IMPROVEMENT IN FUEL EFFICIENCY OF AN AUTOMOBILE POWER INSTALLATION

Method of improvement of fuel efficiency of automobile installation with electromechanical transmission is considered.

Keywords: automobile power installation, vehicle, internal combustion engine, electromechanical transmission, fuel economy.

Усилия специалистов по поиску резервов снижения расхода топлива автомобильным ДВС путем совершенствования его рабочего процесса уже не дают заметных результатов. То есть эти резервы практически исчерпаны. В связи с этим все большее значение приобретает оптимизация работы двигателя в составе АТС. И одно из ее направлений — замена механических трансмиссий электромеханическими, состоящими из последовательно включенных электрогенератора, выпрямителя-инвертора и электромотора, которые выполняют функции коробки передач.

Такова точка зрения многих исследователей. Но верна ли она?

Чтобы ответить на этот вопрос, авторы статьи провели расчетные исследования. При этом в качестве базового цикла, отражающего распределение режимов работы автомобильного двигателя, был принят, как обычно, Европейский ездовой цикл [1, 3], используемый для оценки токсичности отработавших газов серийных легковых и легких (полной массой до 3,5 т) грузовых автомобилей.

Этот цикл, как известно, состоит из двух частей. Первая из них представляет собой городской ездовой цикл *UDC* с максимальной скоростью v_a движения, равной 50 км/ч, который включает четыре последовательных ездовых цикла и имитирует условия движения автомобиля по городу, а вторая — скоростной ($v_a = 120$ км/ч) внегородской цикл *EUDC*, имитирующий условия движения по магистрали.

При исследованиях в качестве базового был взят автомобиль "Фольксваген" с механической пятиступенчатой коробкой, технические характеристики которого следующие.

Снаряженная масса, кг	1000
Динамический диаметр колеса автомобиля, м	0,6
Лобовая площадь, м ²	2,5
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,36
КПД трансмиссии	0,95
Передаточное отношение главной передачи	3,06
Передаточные числа коробки передач	3,727; 2,043; 1,393; 1,029; 0,795

Этот автомобиль оснащен турбонаддувным дизелем "Фольксваген TDI". Его рабочий объем — 1,9 л, номинальная мощность — 66 кВт (90 л. с.) при частоте вращения коленчатого вала, равной 3750 мин⁻¹, и максимальном крутящем моменте — 210 Н·м (21 кгс·м) при 1900 мин⁻¹. Его универсальная характеристика по удельному эффективному расходу топлива приведена на рис. 1, а характеристика развиваемой мощности и крутящего момента на режимах внешней скоростной характеристики — на рис. 2 [2].

В процессе исследований авторы использовали созданные ими программы оптимизации режимов работы ДВС. Для этих программ требуется табличная форма ввода данных по удельному эффективному расходу топлива. Поэтому для получения графиков (см. рис. 1) был обработан массив данных, имеющий 11 интервалов по среднему эффективному давлению p_e и 10 интервалов по частоте n вращения коленчатого вала дизеля n (табл. 1). В итоге получилось 110 зон воз-

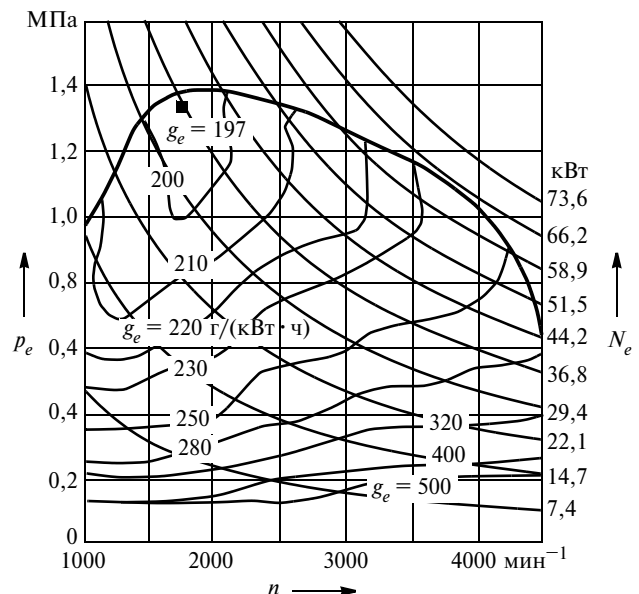


Рис. 1. Универсальная характеристика серийного дизеля "Фольксваген TDI" модели ALH по удельному расходу топлива

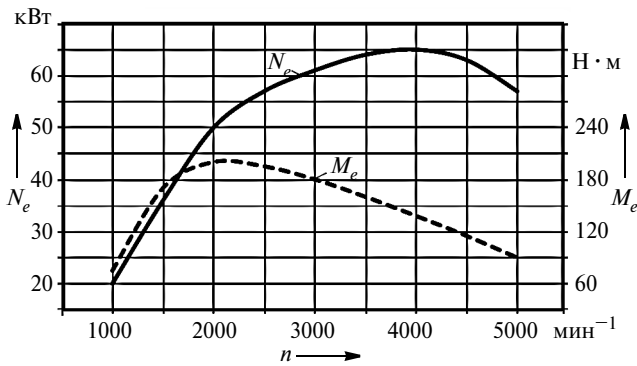


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика дизеля "Фольксваген TDI" модели ALH

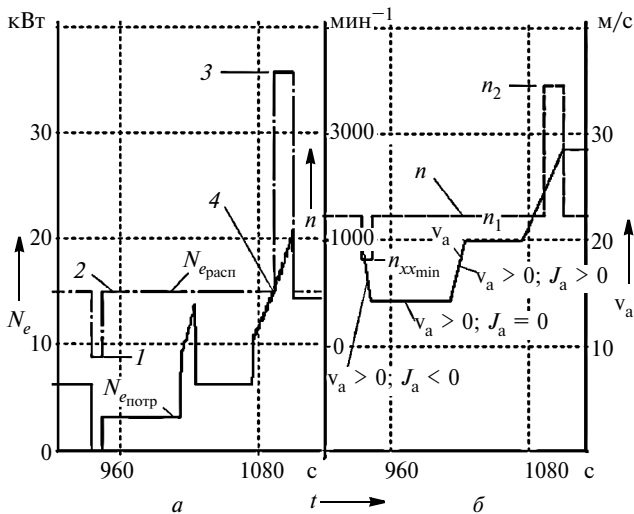


Рис. 3. Части графиков располагаемой (а) $N_{e \text{ расп}}$ мощности дизеля "Фольксваген TDI" модели ALH на заданной частоте вращения и потребной $N_{e \text{ потр}}$ мощности, необходимой для движения транспортного средства с заданными скоростью v_a и ускорением J_a , а также скорости v_a (б) движения автомобиля

можных нагрузочно-скоростных режимов работы дизеля, ширина Δp_e которых по среднему эффективно-му давлению (нагрузке) составила 0,0127 МПа, а по частоте вращения коленчатого вала (Δn) — 320 мин⁻¹. Из этих зон, естественно, были исключены режимы,

лежащие за пределами внешней скоростной характеристики. (Для контроля внешняя скоростная характеристика аппроксимировалась зависимостью $N_e = -25,3 + 0,055 \cdot n - 9,94 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 - 4,55 \cdot 10^{-10} \cdot n^3$, полученной по экспериментальным данным.)

Сами исследования включали два этапа. На первом расчетах и экспериментально были определены параметры автомобиля с механической коробкой передач. При этом был получен расход топлива $G_{\text{ТМ}}$ за испытательный цикл, равный 566,6 г.

Для численных исследований работы дизеля при его работе с электромеханической трансмиссией в программе реализован следующий алгоритм. При остановке транспортного средства ($v_a = 0$ и $J_a = 0$) и замедлении его движения ($v_a > 0$ и $J_a < 0$) ДВС работает на минимально устойчивой частоте $n_{\text{xx min}}$ вращения коленчатого вала, т. е. на режиме холостого хода, а при разгоне ($v_a > 0$ и $J_a > 0$) и движении с постоянной скоростью ($v_a > 0$ и $J_a = 0$) — на режиме с постоянной частотой n_1 вращения коленчатого вала и при условии, что для движения транспортного средства в текущей режимной точке ездового цикла его располагаемая ($N_{e \text{ расп}}$) мощность больше потребной ($N_{e \text{ потр}}$) мощности. Если же условие $N_{e \text{ расп}} > N_{e \text{ потр}}$ не выполняется, то дизель переходит на другой скоростной режим с более высокой (n_2) частотой вращения коленчатого вала, при которой условие $N_{e \text{ расп}} > N_{e \text{ потр}}$ выполняется. В программе можно установить долю k частот n_1 и n_2 от номинальной частоты $n_{\text{ном}}$ вращения коленчатого вала ($k = n_i/n_{\text{ном}}$).

На рис. 3, а приведены части графиков располагаемой мощности $N_{e \text{ расп}}$, т. е. мощности, развиваемой рассматриваемым двигателем по внешней скоростной характеристике на заданной частоте вращения, и потребной мощности $N_{e \text{ потр}}$, необходимой для движения транспортного средства с заданными скоростью v_a и ускорением J_a . Из него видно, что у дизеля имеются три уровня располагаемой мощности: уровень 1 — на частоте $n_{\text{xx min}}$, соответствующей минимально устойчивому режиму холостого хода; уровни мощности 2 и 3, соответствующие частотам n_1 и n_2 . При этом точка 4 соответствует моменту, когда потребная мощность становится равной располагаемой на частоте n_1

Таблица 1

$p_{e \text{ ср}}$, МПа	Удельный эффективный расход топлива g_e , г/(кВт·ч), при n , мин ⁻¹									
	960	1280	1600	1920	2240	2560	2880	3200	3520	3840
1,337	—	199	197	200	205	214	—	—	—	—
1,209	—	202	199	200	205	212	218	225	232	—
1,082	210	202	199	202	208	212	217	223	230	241
0,955	210	205	203	207	211	207	220	225	233	240
0,827	208	208	210	215	220	225	230	235	240	243
0,700	210	213	217	223	230	235	243	246	248	251
0,573	219	221	225	232	240	245	250	260	265	270
0,446	234	240	243	248	265	270	275	290	300	300
0,318	260	265	270	280	290	300	320	340	340	340
0,191	330	320	340	360	400	410	430	480	500	520
0,064	600	600	600	600	600	600	700	700	800	1000

вращения коленчатого вала, что служит сигналом к переходу на повышенную частоту n_2 и увеличению располагаемой мощности.

На рис. 3, б даны соответствующие по времени цикла рис. 3, а графики скорости v_a движения автомобиля и частоты n вращения коленчатого вала дизеля. Они говорят о том, что при замедлении автомобиля двигатель работает на минимальной частоте ($n_{xx \min}$) вращения холостого хода.

Выбор частот вращения n_1 и n_2 существенно влияет на эксплуатационную топливную экономичность (удельный расход топлива) дизеля: чем меньше n_1 , тем больше g_e . Дело в том, что при малых значениях n_1 снижается качество распыливания топлива и интенсивность турбулентности воздушного заряда, следовательно, ухудшаются процессы смесеобразования и сгорания, повышаются тепловые потери в стенки камеры сгорания. Слишком же высокая частота n_1 тоже нежелательна: с ее повышением растут механические потери и потери на впуске, возрастает продолжительность (в град. п.к.в.) сгорания цикловой подачи топлива, вследствие чего снижается термодинамический КПД цикла, т. е. растет g_e .

Что касается частоты n_2 , то она должна быть достаточно большой, чтобы компенсировать недостаток мощности при $n = n_1$. Однако следует иметь в виду, что ее рост также ведет к повышению потерь и увеличению g_e . Это доказывают результаты численного эксперимента, в котором для трех уровней n_2 , определяемых значениями $k_2 = 0,65, 0,45$ и $0,55$, были проведены расчеты при варьировании n_1 до n_2 от $k_1 = 0,42$ до этих значений k_2 . Их результаты иллюстрирует рис. 4, из которого следует, что все кривые, характеризующие расход топлива, имеют минимум, лежащий в области $n = 1300 \dots 1400 \text{ мин}^{-1}$ — он довольно близко к данным, приведенным в табл. 1 (а там указано: в области больших и средних нагрузок P_e минимальные расходы g_e соответствуют диапазону частот $n = 1200 \dots 1900 \text{ мин}^{-1}$, а в области малых нагрузок — $n = 1000 \dots 1300 \text{ мин}^{-1}$). Но важнее другое: повышение n_2 с 2200 до 2600 мин^{-1} (с $k_2 = 0,55$ до $k_2 = 0,65$) увеличивает g_e на 5 %, а с 1800 до 2000 мин^{-1} (с $k_2 = 0,45$ до $k_2 = 0,65$) — на 12,5 %. Но чрезмерно снижать n_2 тоже нельзя: развиваемой мощности для поддержания устойчивой частоты n_{xx} вращения коленчатого вала просто не хватает.

На рис. 5 приведены значения полезной работы $A_{ц}$, совершаемой в ездовом цикле, значение которой вычисляется по формуле:

$$A_{ц} = \Delta t \sum_{i=1}^K N_{e \text{ потр } i},$$

где Δt — шаг расчета (в нашем случае — $0,1 \text{ с}$); K — число шагов расчета; $N_{e \text{ потр } i}$ — мощность дизеля на i -м шаге расчета. Из него видно, что для $n_2 = 1800 \text{ мин}^{-1}$ выбор частоты n_1 менее $1200 \dots 1300 \text{ мин}^{-1}$ приводит к снижению работы $A_{ц}$, что можно объяснить невозможностью обеспечения требуемой мощности на некоторых участках ездового цикла. Самым же критичным, с этой точки зрения, является наиболее энергоемкий участок ускорения автомобиля со 100 до 120 км/ч , что и учтено при разработке программы: ее алгоритм та-

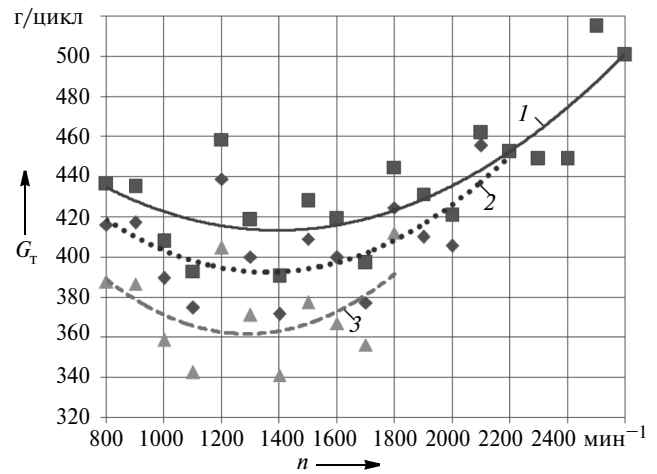


Рис. 4. Зависимость расхода топлива дизелем "Фольксваген TDI" модели ALH при выполнении ездового цикла NEDC от частоты вращения его коленчатого вала и частоты n_2 :

1 — $n_2 = 2600 \text{ мин}^{-1}$ ($k_2 = 0,65$); 2 — $n_2 = 2200 \text{ мин}^{-1}$ ($k_2 = 0,55$);
3 — $n_2 = 1800 \text{ мин}^{-1}$ ($k_2 = 0,45$)

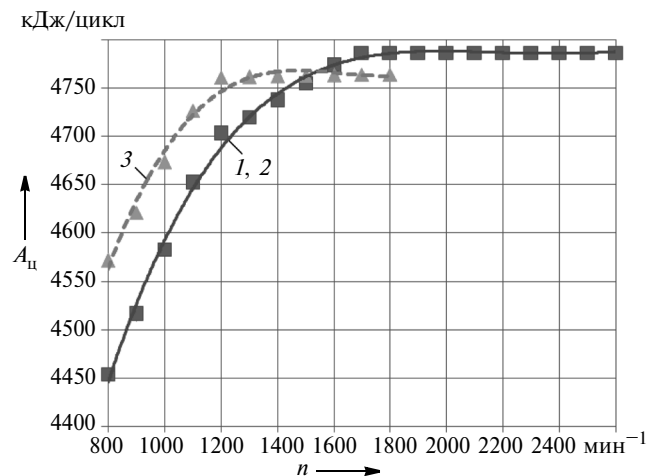


Рис. 5. Зависимость полезной работы, совершаемой двигателем "Фольксваген TDI" модели ALH за ездовой цикл NEDC, от частоты вращения коленчатого вала и частоты n_2 :

1 — $n_2 = 2200 \text{ мин}^{-1}$; 2 — $n_2 = 2600 \text{ мин}^{-1}$; 3 — $n_2 = 1800 \text{ мин}^{-1}$

ков, что соответствие располагаемой мощности двигателя требуемой для движения транспортного средства проверяется в каждой расчетной точке ездового цикла. Если условие $N_{e \text{ расп}} \geq N_{e \text{ потр}}$ не выполняется, то суммарная работа цикла, очевидно, уменьшается, что проявляется в виде снижения ускорения движения автомобиля при разгоне. Из этого следует: при $n_2 = 1800 \text{ мин}^{-1}$ снижать частоту n_1 ниже $1200 \dots 1300 \text{ мин}^{-1}$, а при $n_2 = 2200 \dots 2600 \text{ мин}^{-1}$ n_2 , ниже 1700 мин^{-1} нельзя. В противном случае условия движения по ездовому циклу выполняться не будут.

Результаты расчетов, выполненных в соответствии с приведенными на рис. 4 условиями, минимального путевого расхода $G_{TЭМ}$ автомобиля "Фольксваген" с электромеханической трансмиссией сведены в табл. 2. Они свидетельствуют о том, что минимальный расход топлива обеспечивает режим № 1 — 365 г/цикл , что на 19 % меньше, чем с механической пятиступенчатой ко-

Таблица 2

Номер режима	N_1 , мин ⁻¹	n_2 , мин ⁻¹	G_T , г/цикл
1	1300	1800	365
2	1700	2200	400
3	1700	2600	420

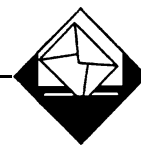
робкой передач. Причем значение КПД электрической трансмиссии было равно КПД механической трансмиссии — 0,95. Однако это возможно только в случае использования в ней высокоэффективных электрогенератора и электродвигателя, связь между которыми осуществляет цифровой блок управления частотой и мощностью привода. При меньших же значениях этого КПД путь расход топлива $G_{ТЭМ}$ транспортным

средством будет, конечно, больше. Тем не менее электромеханическая трансмиссия всегда оказывается выгоднее механической. А если учесть наличие на автомобиле аккумулирующего элемента (электрического аккумулятора или суперконденсатора), который можно подзаряжать за счет рекуперации энергии торможения, то становится совершенно очевидным: работу ДВС можно оптимизировать не только по частоте вращения коленчатого вала, но и по нагрузке.

Литература

1. Морозов К.А. Токсичность автомобильных двигателей. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2000. — 79 с.
2. Piancastelli L., Daidzic N.E., Frizziero L., Rocchi I. Analysis of Automotive Diesel Conversions with KERS for Future Aerospace Applications // SAE Technical Paper Series. 1997. № 972686. P. 1—10.
3. Bosch: Системы управления дизельными двигателями: Пер. с нем. — М.: изд-во "За рулем", 2004. — 480 с.

Читатель предлагает



УДК 621

РОТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

И.Г. ЧАНТУРИЯ, О.Г. ЧАНТУРИЯ

"УГС № 433 ГУССТ № 4 при Спецстрое России" (921. 044-44-61)

Рассматривается двигатель внешнего сгорания, составленный из одного или нескольких модулей на базе роторной машины расширения с равномерным вращением главного рабочего элемента (ротора) и лопатками, выдвигающимися (задвигающимися) в тело последнего. Комбинация модулей с подобранными параметрами задает термодинамический цикл его работы при однонаправленном движении рабочего тела и с насадками регенератора на вращающемся диске, вставленном в разрыв разнонаправленных потоков рабочего тела.

Ключевые слова: двигатель внешнего сгорания, ротор, лопатки, термодинамический цикл, рабочее тело, регенератор.

Chanturia I.G., Chanturia O.G.
ROTARY EXTERNAL COMBUSTION ENGINES

The external combustion engine, composed of one or more modules on the basis of the rotary machine extensions with uniform rotation of the main working element (rotor) and the blades sliding (moving) in the body of the last is considered. The combination of modules with matched parameters specifies the thermodynamic cycle when the unidirectional movement of the working fluid and with the nozzles of the regenerator on the rotating disc is inserted in the gap multidirectional flows of the working fluid.

Keywords: external combustion engine, rotor, blades, thermodynamic cycle, working fluid, regenerator.

Первые тепловые машины, созданные человеком, были машинами внешнего сгорания. Они широко (для того времени) использовались в различных отраслях промышленности и на транспорте. При этом, как правило, основой преобразования тепловой энергии во вращательное движение была кинематика поршневого двигателя с кривошипно-шатунным механизмом. Но после создания двигателей внутреннего сгорания сфера применения двигателей с внешним подводом теплоты практически сошла на нет. Однако в последнее время в связи с развитием технологии, появлением новых материалов перспективы реализовать потенциальные возможности двигателей внешнего сгорания

появились снова. Привлекает их относительная экологическая чистота, меньшая шумность, более ровный по оборотам крутящий момент и возможность применения не только традиционных источников энергии (бензин, дизельное топливо и т. д.), но и солнечной, ядерной энергий.

Одним из самых конструктивно и технологически проработанным (не считая турбин) двигателем внешнего сгорания является двигатель Стирлинга [1...3], который, к тому же имеет довольно высокий теоретический (до 70 %) КПД. Поэтому многие ведущие автомобилестроительные фирмы, такие как "Дженерал Моторс", "Форд", "Филирс", "MAN-MWM", "Юнайтед Стирлинг", ведут широкомасштабные исследования с целью использования этого двигателя в качестве силовой установки для автотранспортных средств. И сделано здесь довольно много: созданы и испытаны различные конструкции одно- и многоцилиндровых двигателей, в которых применены кривошипно-шатунный, ромбический и др. КШМ, а также роторный двигатель Ванкеля, работающий по циклу Стирлинга. Правда, основные модификации (альфа, бета, гамма) таких двигателей конструктивно сложны и громоздки, а схема преобразования теплоты, содержащейся в топливе, предполагает значительные потери механической энергии и небольшую, по сравнению с обычным ДВС, удельную мощность. Кроме того, не удается решить проблему герметизации рабочего тела. И попытки обойти эти проблемы в существующих схемах, даже с учетом новых технологий, пока не привели к созданию конкурентоспособной с обычным ДВС силовой установки.

Многие считают, что построить двигатель внешнего сгорания, лишенный некоторых из названных выше существенных недостатков, в принципе невозможно. Однако, по мнению авторов статьи, такое мнение ошибочно.

И в доказательство разработали несколько схем (показано ниже) таких двигателей, где их сердце, силовая

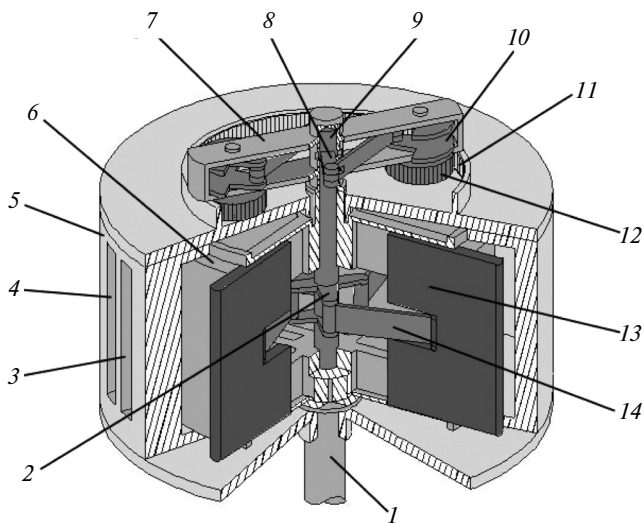


Рис. 1. Общий вид машины расширения:

1 — вал колеса; 2 — рычаг; 3 — выпускное окно; 4 — впускное окно; 5 — неподвижный корпус; 6 — ротор; 7 — выдвижное устройство; 8 — коромысло; 9 — вал выдвижного устройства; 10 — кривошип; 11 — кольцо корпуса; 12 — зубчатое колесо; 13 — лопатка; 14 — толкатель

часть и основа преобразования — роторная машина расширения.

Машина расширения для двигателя внешнего сгорания (рис. 1) содержит неподвижный корпус 5, представляющий собой полый цилиндр, который с торцов прикрыт крышками, ротор 6 в виде посаженного на вал 1 колеса с n рабочими лопатками 13, представляющими собой П-образные пластины, и выдвижное устройство (ВУ) 7, предназначенное для выдвижения этих лопаток.

Работает эта машина следующим образом (рис. 2).

Рабочее тело через впускное окно 4 подается в рабочую полость и, воздействуя на заднюю грань (по ходу вращения) лопатки 13, заставляет ротор 6 вращаться. А в дальнейшем лопатка своей передней гранью выталкивает отработанное рабочее тело через выпускное окно 3.

При этом выдвижное устройство работает так.

Вместе с ротором вращается и водило 7. Кривошипы 10 приводятся во вращение зубчатыми колесами 12, входящие в зацепление с зубчатым венцом кольца 11 корпуса. Вращательное движение кривошипов преобразовывается в качающее движение коромысла 8 и вала 9 ВУ, а затем передается рычагам 2. Эти рычаги через толкатели 14 выдвигают лопатки 13 или задвигают их в тело ротора 6.

Эта машина — двойного действия с однонаправленным движением рабочего тела. При наличии n лопаток она совершает n^2 импульсов силы (рабочих ходов) за один оборот вала (к примеру, если лопаток четыре, то ходов — 16, а если восемь, то — 64).

Выдвижение лопаток согласовано с углом поворота ротора. Это значит, что торцовые грани лопаток при их выдвижении повторяют профиль полостей и без уплотнительных элементов не соприкасаются с их стенками. Тем самым исключается влияние лопаток на стенки полостей (аналогичен крейцкопфу в поршневом варианте). Механические же потери на трение за-

висят только от элементов уплотнения лопаток (их упругости и силы давления газов на них). Отсюда — уменьшение таких потерь и износа стенок полостей.

Машина хорошо уравновешена, поскольку выдвижение лопаток и других подвижных элементов в роторе происходит таким образом, что не меняется центр ее массы. Она функционально симметрична, так как динамические нагрузки практически компенсируют друг друга, и тем самым исключают значительные вибрации. Ее компактность очевидна, поэтому возможны высокие удельные показатели.

Допустим, что у машины шестилопаточные секции, диаметр ее ротора — 30 см, выдвижение лопаток высотой (в секции расширения) 10 см составляет 4 см. Это означает, что объем одной полости равен 0,4 л. Ротор совершает 900 оборотов в минуту (15 — в секунду). За один оборот совершается, как сказано выше, n^2 рабочих ходов, т. е. — 36. Значит, число рабочих ходов лопаток за 1 с равно 540.

Примем далее, что давление p_e , развиваемое в машине, равно 1 МПа (10 кгс/см²). Тогда легко подсчитать, что ее расчетная мощность составит 216 кВт. При этом диаметр расширительной машины — 40 см, а ее высота достигает 20 см.

Таким образом, данная машина позволяет создать силовую установку (преобразователь энергии) с внешним сгоранием (например, паровой двигатель), а также использовать ее в качестве насоса.

Теперь рассмотрим схемы построения двигателей внешнего сгорания.

Первая из них — двигатель, в котором на всех этапах цикла используется только газообразное рабочее тело. Он составлен из последовательно расположенных на одном валу секций-модулей S_i (где $i = 1, 2, \dots, k$), каждая из которых имеет N полостей. Водило с расположенными на нем элементами, организующими качание вала выдвижного устройства, может быть общим для всех секций двигателя. А вал ВУ проходит по геометрической оси через общий полый вал роторов модулей и "поэтажно" имеет рычаги с толкателями лопаток.

Число k секций, соотношение объемов их полостей, а также расположение зон нагрева и охлаждения оп-

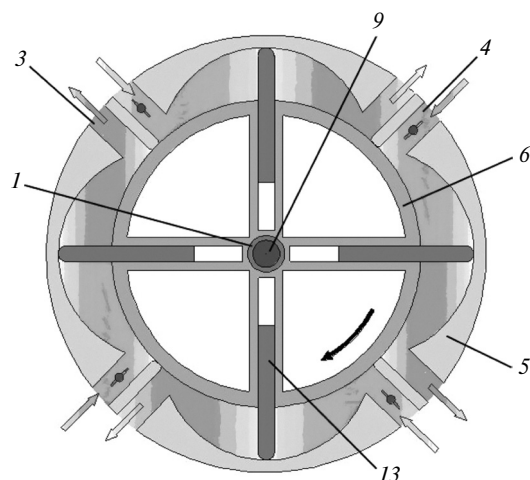


Рис. 2. Схема работы машины расширения (обозначение позиций то же, что и на рис. 1)

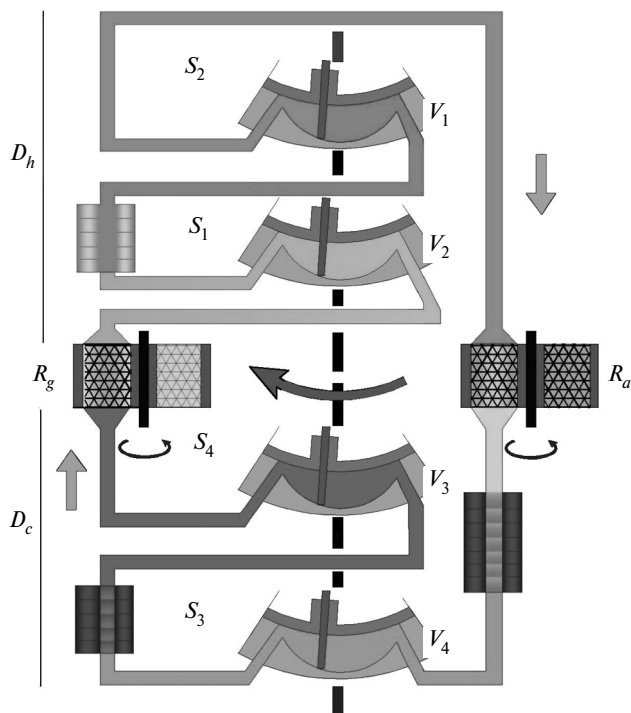


Рис. 3. Схема работы двигателя (цикл Стирлинга)

ределяет, по какому термодинамическому циклу будет работать двигатель. Процессы, происходящие в одной из секции S_i , соответствуют только определенному такту цикла. Все такты цикла происходят одновременно в своих секциях S_i за $1/N$ оборота вала.

Выполнение двигателя как комбинации нескольких размещенных на одном валу модулей с подобранными объемами полостей и расположением зон нагрева и охлаждения задает термодинамический цикл его работы (с учетом параметров рабочего тела, конструктивных материалов и используемого топлива) говорит об уникальной гибкости системы: она способна реализовывать любые термодинамические циклы. Однако с точки зрения здравого смысла самое привлекательное и энергетически выгодное решение — цикл Стирлинга с четырьмя объемами и регенераторами.

Такой двигатель по схеме (рис. 3) ближе к альфамодификации. Он состоит из двух частей. Одна — нагревается (горячая D_h), а другая — охлаждается (холодная D_c). Участки корпуса и ротора, принадлежащие разным частям, теплоизолированы друг от друга, и каждая из них состоит из двух секций S с полостями разных объемов (большой и меньшей). Также имеются вращающиеся вокруг своей оси дисковые регенераторы R_g и R_a , вставленные в разрывы разнонаправленных по направлению движения рабочего тела трубопроводов (рис. 4) — одни идут с направлением рабочего тела от холодного отдела D_c к горячему D_h (см. рис. 3); другие — от горячего к холодному (движение рабочего тела согласно циклу).

Регенератор имеет радиальное разделение его насадок теплоизоляционными продольными пластинами (в поперечном разрезе — как цитрусовые).

Трубопроводы различных направлений, в разрез которых вставлен диск-кассета, чередуясь, последова-

тельно разнесены с учетом направления вращения диска с насадками (причем на одном диске могут находиться трубопроводы от нескольких полостей или их общего коллектора). Тем самым вещество регенератора нагревается при последующем тактовом повороте, охлаждая рабочее тело, поступающее из горячей в холодный отдел, охлаждается, нагревая рабочее тело, поступающее из холодной части в горячую часть корпуса, так как в предыдущих тактах соответствующие участки регенератора находились в разрыве трактов противоположных направлений.

Скорость вращения диска регенератора (и толщина насадок) должна быть согласована со скоростью вращения ротора, приводимого как от двигателя, так и отдельно. Вращающиеся вставки регенератора переносят не только состояния (тепло, холод), но и определенные его массы. То есть, выталкивая из регенератора рабочее тело, находящееся в одном состоянии (из холодной части), наполняет его рабочим телом, находящимся в другом состоянии (из горячей части). И если исключить (скоростью вращения диска) перемещение выталкивающего рабочего тела через регенератор, то последний будет представлять собой просто массообменник, поэтому в насадках нет необходимости вообще.

Задавая направленность рабочего тела (подсоединением трубопроводов к соответствующим сторонам диска регенератора), можно еще использовать и резонансный эффект. Наконец, регенератор может выполнять роль запирающего клапана, перекрывающего трубопровод в момент прохождения лопаткой перехода.

Выпускные окна полостей одной секции (S_i) последовательно соединены трубопроводами с впускными окнами другой S_{i+1} (последующей по циклу). И так как не имеет значения, из какой полости секции (S_i) рабочее тело перейдет в конкретную полость следующей по циклу секции (S_{i+1}), то можно выходы одной секции и входы следующей свести в один коллектор кольцевого типа, охватывающий двигатель и исполняющий роль теплообменника, причем значительная площадь его поверхности будет этому способствовать.

Рассматриваемый двигатель (рис. 5) представляет собой закрытую капсулу, с четким разделением на холодный и горячий ее участки. Лопатки l находятся в закрытых (изолированных) каналах, расположенных в спицах с выходом только в рабочие полости и соеди-

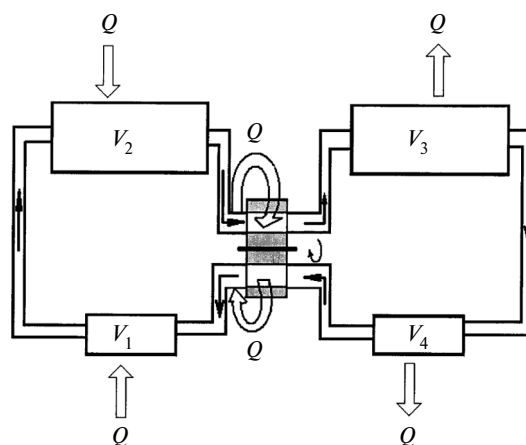


Рис. 4. Блок-схема работы двигателя (цикл Стирлинга)

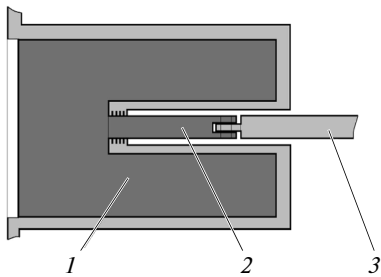


Рис. 5. Расположение лопатки в теле ротора:
1 — лопатка; 2 — шток; 3 — толкатель (выдвижное устройство)

ненных с выдвижным устройством через легкоуплотняемые штоки 2. Кроме того, во внутреннем объеме двигателя (где расположены элементы выдвижного устройства) может создаваться повышенное давление, которое способствует дополнительному уплотнению, причем без ущерба эффективности.

Полезная работа A двигателя может быть подсчитана по формуле:

$$A = p_{срh}(V_2 - V_1) - p_{срс}(V_3 - V_4) - A_{пр},$$

где $p_{срh}$ — среднее давление в горячей части; $p_{срс}$ — среднее давление в холодной части; $p_{срh} = p_{срс} \frac{T_2}{T_1}$, где

T_1 — температура (К) в холодной части, T_2 — температура (К) в горячей части; $A_{пр}$ — работа сил механического, газодинамического и других сопротивлений.

Предлагаемый двигатель может иметь два важных свойства. Первое — *однаправленность* процесса исключает потери, связанные с изменением направления движения рабочего тела, что также позволяет иметь относительно постоянную скорость рабочего тела в системе в устоявшемся режиме и значительно уменьшает потери от паразитных объемов. Используя это свойство, в теплообменнике можно получать от 2 до 4 "порций рабочего тела", что для двигателей с возвратно-поступательным движением невозможно, поскольку порции рабочего тела в существующих двигателях не могут в цикле находиться более чем в двух смежных тактах. Здесь же сквозной проход рабочего тела по закольцованному контуру и время теплообмена увеличиваются в 2...4 раза, и при этом получаем в придачу увеличение площади теплообмена за счет больших теплообменников. А это, в свою очередь, увеличит и скорость теплообмена.

Второе — *параллелизм*, вчетверо увеличивающий время теплообмена (каждый такт в параллельных секциях происходит одновременно). Именно вчетверо, в отличие от последовательного чередования тактов цикла в существующих двигателях Стирлинга любой модификации. И это качество, при прочих равных условиях, позволяет иметь меньшую скорость рабочего тела, тем самым значительно уменьшая газодинамические потери.

В итоге длительность теплообмена можно увеличить в 8...16 раз. А это — повышение удельных показателей, отсутствие необходимости использовать в качестве рабочего тела вещество с большим коэффициентом передачи теплоты (водород и гелий) и возможность

перехода к более доступным и дешевым (воздух, азот и т. д.) веществам. При этом исключается иметь очень высокое (20 МПа) среднее давление для увеличения плотности рабочего тела — оно может быть почти на порядок меньше (3...2,5 МПа), что ведет к меньшим сложностям в организации уплотнений. Кроме того, отсутствуют такие проблемы, присущие водороду, как проницаемость, образование металлгидридов на контактирующих с ним элементах двигателя. Отсюда — значительно меньшие требования к материалам, из которых изготавливаются двигатели, теплообменники и трубопроводы.

Регулирование мощности (рис. 6) двигателя возможно с помощью золотника (золотников), расположенного в перепускном канале (между входным и выходным трубопроводами) "холодной" секции и срабатывающего в соответствии с избранным законом: он отсекает и возвращает определенную часть рабочего тела из выходного трубопровода во входной. Тем самым происходит изменение мощности двигателя.

Но еще более перспективное направление — двигатели, использующие *смешанное двухкомпонентное рабочее тело*, состоящее из газового носителя и компоненты с изменяющей фазовой составляющей. Основное достоинство этого рабочего тела — возможность при существующих уровнях среднего давления рабочего тела получения удельной мощности, почти в 2 раза большей, чем в случае однокомпонентного газового топлива [1]). Кроме того, процессы парообразования и конденсации, наблюдаемые при фазовом переходе компонентов, характеризуются высокими коэффициентами теплоотдачи. Поэтому процессы сжатия и расширения в большей степени приближены к изотермическим, чем в цикле с газовым рабочим телом. Важно и то, что при этом значительно (на две-три сотни градусов) снижается максимальная температура цикла и начальное давление газообразного рабочего тела. При этом чувствительность мощности двигателя к изменению "мертвого" объема оказывается чрезвычайно низкой.

При однонаправленном движении могут создаваться значительные "мертвые" объемы, что серьезно упрощает конструкцию двигателя, но, естественно, сопровождается некоторой потерей его эффективности. Например, если исключить одну большую "холод-

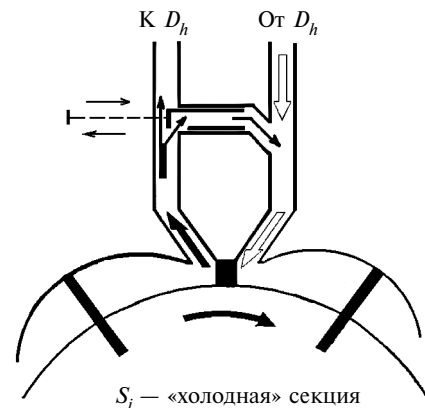


Рис. 6. Схема регулирования мощности

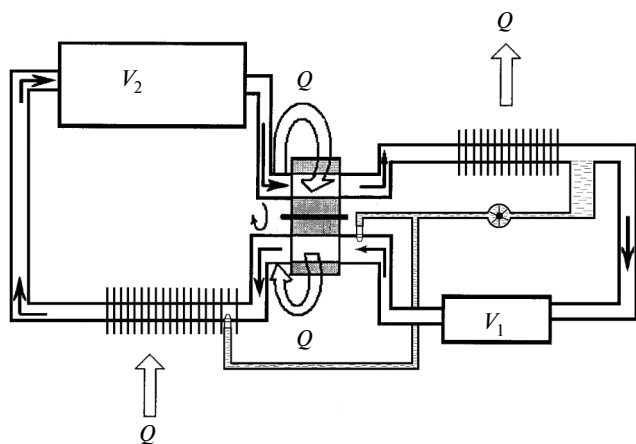


Рис. 7. Блок-схема двигателя с двумя переменными объемами и двухкомпонентным рабочим телом

ную" секцию и заменить ее теплообменником соответствующего объема (конденсатор-сепаратор), а также уменьшить "горячую" часть, то схема примет вид, показанный на рис. 7. То есть образуются две секции — рабочая и секция-насос для газовой компоненты.

Двухкомпонентное рабочее тело, пройдя после расширения регенератор, расположенный в конденсаторе-сепараторе, существенно изменяется: одна компонента становится жидкостью, а газовая составляющая попадает в малую "холодную" секцию (изотермическое сжатие). На выходе этой секции перед регенератором или в открытый торец его обода (частично можно и после регенератора) компоненты опять смешиваются, так как жидкообразная распыляется форсункой. Изменяя количество впрыскиваемой жидкости, есть возмож-

ность получить эффективное регулирование. В итоге получается паровая машина с регенераторами, где газовая составляющая является постоянной компонентой замкнутого цикла. Площадь рабочей диаграммы цикла со смешанным рабочим телом значительно больше, чем с обычным газовым рабочим телом.

Таким образом, в предложенном двигателе сочетание простоты расширительной машины, способа организации ее работы при однонаправленном движении рабочего тела и использование вращающихся регенераторов позволяют с помощью дешевых и доступных материалов добиться повышения КПД и удельных характеристик двигателя. И при этом сохраняются уже известные достоинства двигателей данного типа — малощумность, "всеядность", увеличенный ресурс и низкие затраты на обслуживание при длительной эксплуатации. Крутящий момент таких двигателей имеет максимальное значение в очень широком диапазоне частот вращения выходного вала. Это свойство позволяет обойтись без коробки передач или иметь двухступенчатую с простой полуавтоматикой (когда каждое воздействие на элемент переключения переводит систему из изначального состояния в последующее или из настоящего в предыдущее). Это позволяет применять данный двигатель не только в качестве стационарной силовой установки, но и стать реальной альтернативой автомобильных ДВС.

Литература

1. Уокер Г. Двигатели Стирлинга / М.: Машиностроение, 1985. — 408 с.
2. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. — М.: Мир, 1986. — 464 с.
3. Кириллов Н.Г. Производство двигателя Стирлинга — новая отрасль в машиностроении XXI века // М.: Турбины и дизели. 2010. № 3. С. 1—5.

УДК 629.021

ВЛИЯНИЕ ТИПА МЕЖКОЛЕСНОЙ И МЕЖОСЕВОЙ СВЯЗЕЙ НА ТОРМОЗНЫЕ КАЧЕСТВА ХОДОВЫХ СИСТЕМ

И.И. БОГДАНОВА

Белорусский НТУ (+375-29-774-09-95)

Рассмотрены способы обеспечения высокой проходимости колесных АТС.

Ключевые слова: проходимость, буксование колес, дифференциал ведущего моста, тяговое усилие, сцепление колеса с грунтом, межколесный дифференциал, тормозная сила.

Bogdanova I.I.

INFLUENCE INTER-WHEEL AND INTER-AXLE CONNECTIONS TYPES ON THE BRAKE PROPERTIES OF CHASSIS

Ways to ensure high patency of wheeled trucks are considered.

Keywords: patency, wheel slippage, differential gear of driving axle, traction, wheel clutch of ground, inter-wheel differential, brake force.

Для того чтобы обеспечить колесному АТС высокую проходимость, необходимо, как известно, решить три задачи: максимально снизить удельное давление на грунт; подобрать конструкцию рисунка протектора шины, обеспечивающего наилучшее сцепление колеса с грунтом; исключить буксование колес.

При решении первых двух задач применяют шины большого диаметра, как правило, со сверхнизким ре-

гулированием давления воздуха в них, а также подбирают специальный рисунок протектора. При этом исходят из следующих дополнительных соображений.

Во-первых, учитывают, что одним из основных факторов, определяющих буксование колес, является работа дифференциала ведущего моста; в идеальном случае она не должна сопровождаться пробуксовыванием ведущих колес на любом режиме работы АТС. Во-вторых, избежать этого можно только в том случае, если колесо, имеющее лучшее сцепление с грунтом, будет передавать АТС большее, чем колесо, имеющее худшее сцепление с грунтом, тяговое усилие, для чего необходимо, чтобы крутящий момент распределялся дифференциалом пропорционально силам сцепления колес с грунтом.

Этим и объясняется появление блокирующих дифференциалов.

Таких дифференциалов довольно много. Но наиболее известный из них — дифференциал с коническими шестернями, применяемый в главных передачах ведущих мостов автомобилей и других транспортных машин. Его массовое использование вполне объяснимо: он решил одну из весьма важных задач движения автомобиля. Неразрезная ведущая ось только передает крутящий момент на ведущие колеса, а он, работаю-

ший на две полуоси, решает не только эту задачу, но и дает возможность, при необходимости, вращаться этим колесам с различными их оборотами. Например, при прямолинейном движении в случае небольшой разницы в диаметрах ведущих колес из-за неточности изготовления шин или в результате колебания давления воздуха в них. Кроме того, след движения каждого колеса по дороге может иметь вертикальную волнистость, что приводит к неодинаковому пути, проходимому каждым ведущим колесом, и, следовательно, к неодинаковым частотам их вращения. Наконец, наибольшая разность этих частот получается при движении АТС на повороте, когда колеса движутся по дугам окружностей неодинаковых радиусов.

Достаточно широко распространен на АТС и дифференциал с фрикционными элементами постоянного действия. Его характерная особенность — постоянное действие момента трения, создаваемого на отстающей полуоси. Причем даже в том случае, если на второй полуоси этот момент равен нулю.

Для создания дополнительного момента трения используются либо фрикционные муфты, которые затрудняют взаимное перемещение полуосей, либо поверхности трения механизма, к которым прикладывается дополнительная нагрузка (такое блокирующее действие получается при использовании обычного дифференциала с коническими шестернями).

Следующий вариант — дифференциал свободного хода. Он обеспечивает автоматическое отключение забегающей вперед полуоси на повороте АТС при хорошем сцеплении с опорной поверхностью.

Есть и другие варианты — дифференциалы с повышенным внутренним трением и ограниченным передаточным числом, с механизмом свободного хода и др. Но они не получили широкого распространения. Причина тому одна: устраняя в той или иной степени буксование одного из ведущих колес при плохом его сцеплении с опорной поверхностью и повышая суммарное тяговое усилие на ведущих колесах, эти механизмы значительно ухудшают управляемость АТС и его устойчивость на повороте. К тому же, многие из них имеют повышенный износ деталей, конструктивно сложны и дороги. Так что каких-либо особых прорывов здесь ожидать и не следует. То, что есть сейчас, всех устраивает. Хотя от совершенствования межосевых блокируемых дифференциалов никто, естественно, не отказывается. Например, при неравных тормозных моментах и блокировании дифференциала возникает стабилизирующий момент, противодействующий поворачивающему, который особо заметно проявляется при больших скоростях движения [1]. Однако при движении по дороге с различными сцепными свойствами по бортам АТС увеличение момента трения в дифференциале приводит к снижению запаса устойчивости [2]. В связи с чем появились дифференциалы с повышенным коэффициентом блокирования, а значит, обеспечивающие более полное использование сцепления колес с опорной поверхностью при создании тормозной силы. И можно предположить, что существует оптимум момента трения в дифференциале, определяемый из условия обеспечения удовлетворительной устойчивости движения при торможении

и использовании сцепных свойств шин для создания тормозной силы. Но каков этот оптимум?

Попытаемся ответить на этот вопрос.

Ясно, что при торможении АТС с заблокированным межколесным дифференциалом устойчивость прямолинейного движения повышается. Кроме того, блокирование при торможении в отдельных случаях движения увеличивает суммарную тормозную силу оси вследствие более полного использования тормозных качеств отдельных колес [3, 4]. Наличие внутреннего трения в дифференциале при движении АТС одним бортом по скользкой поверхности снижает вероятность блокирования колес тормозными механизмами при определенном отношении разности тормозных моментов к моменту трения дифференциала. Разность тормозных сил создает разворачивающий момент, действующий в плоскости дороги и отклоняющий АТС от заданного направления движения. Тормозные механизмы в этом случае нагружаются различными моментами вследствие различных радиусов качения и "весовых" нагрузок. Например, допустим, что тормозная ось имеет одинаковую "весовую" нагрузку колес, динамические радиусы которых различны. Если на тормозные механизмы дифференциальной оси действуют равные усилия $P'_{\text{TM}} = P''_{\text{TM}}$, зависящие от интенсивности торможения и характеристик тормозных механизмов, то эти силы и отклоняющий момент будут соответствовать формулам № 1 (см. таблицу). При этом полуосевые шестерни дифференциального механизма воспринимают равные окружные усилия, следовательно, частоты их вращения ($\Delta\omega'_k$ и $\Delta\omega''_k$) тоже будут неодинаковыми (формула № 2). Причем с увеличением интенсивности торможения разность $\Delta\omega_k$ угловых скоростей колес снижается, и ось переходит в бездифференциальный режим их качения. Приняв, что $r_1 \approx r_k$, можно записать формулу № 3. То есть разность частот вращения колес дифференциальной оси обратно пропорциональна усилию привода тормозных механизмов, а отклоняющий момент $M_{\text{от}}$ пропорционален разности радиусов на усилие привода тормозов.

Под действием разности тормозных сил ось разворачивается в сторону колеса меньшего радиуса. При этом разность частот вращения снижается, т. е. система стремится к выравниванию как тормозных сил колес, так и их угловых скоростей. Однако в этом случае нарушается направление движения оси. И если $P'_{\text{TM}} R'_{\text{ср}} > P''_{\text{TM}} R''_{\text{ср}}$, то отклоняющий момент будет соответствовать формуле № 4.

Отношение λ_{TM} моментов тормозных механизмов называют коэффициентом их неравномерности, который подсчитывается по формуле № 5. Отношение же $r'_d r''_d = \lambda r_d$ есть неравномерность динамических радиусов колес одной оси. Тогда для $M_{\text{от}}$ можно записать формулу № 6.

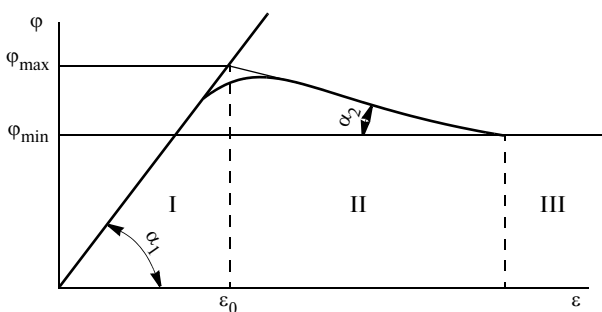
При блокировании межколесного дифференциала в случае различных динамических радиусов колес одной оси большие значения тормозной силы соответствуют колесу меньшего радиуса. И возникающую при этом дополнительную тормозную силу дает формула № 7. Общая тормозная сила от действия тормозных механизмов и блокирования дифференциала подсчитывается по формуле № 8.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$P'_T = P'_{TM} R'_{cp} r'_d$; $P''_T = P''_{TM} R''_{cp} r''_d$; $M_{от} = B_2 P'_{TM} R'_{cp} r'_d = B_2 P''_{TM} R''_{cp} r''_d \Delta r'_d$	R'_{cp}, R''_{cp} — средние радиусы трения левого и правого тормозных механизмов; P'_{TM}, P''_{TM} — усилия трения в этих механизмах; r'_d, r''_d — динамические радиусы колес; B — колея колес
2	$\omega'_k = v_d r'_k$; $\omega''_k = v_d r''_k$; $\Delta\omega_k = v_d r'_k - r''_k = v_d \Delta r'_k r''_k$	r'_k, r''_k — радиусы качения колес
3	$\Delta r'_k r'_k r''_k = \Delta r'_d r'_d r''_d = \Delta P'_T P'_{TM} R'_{cp}$; $\Delta\omega_k = \Delta P'_T P'_{TM} R'_{cp}$	—
4	$M_{от} = B_2 P'_{TM} R'_{cp} r'_d - P''_{TM} R''_{cp} r''_d$	—
5	$\lambda_{TM} = P'_{TM} R'_{cp} P''_{TM} R''_{cp}$	—
6	$M_{от} = B P'_M - 2 P''_{TM} R''_{cp} r''_d \lambda_{TM} - \lambda r_{TM} \lambda r_d$	r''_d — меньшее значение динамического радиуса колеса; P''_{TM} — меньшее значение усилия тормозного привода; R''_{cp} — меньшее значение радиуса трения тормозных механизмов
7	$P'_T K_k = N''_k \phi'' K_k - 1 K_k$	N''_k — весовая нагрузка на колесо меньшего диаметра; ϕ'' — коэффициент сцепления этого колеса с опорной поверхностью
8	$\Sigma P'_T = P'_{TM} + P'_T K_k$	—
9	$\lambda_{TM} = \lambda_{TM} \lambda_{Td} N_H \lambda \phi$	—

Зависимость тормозной силы (см. рисунок) от скольжения показывает, что в момент появления скольжения тормозная сила резко возрастает ($\phi = \phi_{max}$). При дальнейшем же его увеличении она уменьшается до установившегося значения при полном скольжении шины относительно опорной поверхности ($\phi = \phi_{min}$). Для построения зависимости $\phi = f \varepsilon_{ск}$ используют различные методы. Одним из них является раздельное построение участков 1 и 2 зависимости $\phi = f \varepsilon_{ск}$. Первый из них характеризуется "эластичным" скольжением, превышение которого сопровождается скольжением протектора в зоне контакта. Значение $\varepsilon_{ск}$, соответствующее этому участку, определяют экспериментально — как минимум по двум значениям $f \varepsilon_{ск}$, соответствующим первому участку, т. е. в пределах нагружения до полного скольжения. Значения $f \varepsilon_{ск}$ на втором участке находятся при полном скольжении колеса [5].

Границей эластичного скольжения является скольжение ε_0 , после чего шина начинает проскальзывать в зоне контакта. При этом значения ε_0 определяются экспериментально для каждой шины в отдельности при буксовании со скоростью, близкой к нулю (трогание с места) [6]. Кинематическое рассогласование колес при их торможении оказывает влияние на перераспределение скольжения и коэффициент сцепления.

Таким образом, из сказанного выше, можно сделать следующие выводы.



Общий вид зависимости коэффициента сцепления от скольжения шины

1. Блокирование межколесного дифференциала при торможении более целесообразно при интенсивном торможении, соответствующем второму участку зависимости $\phi \varepsilon_{ск}$.

2. При наличии конструктивных факторов, вызывающих неравномерность срабатывания тормозных механизмов, или нарушении регулировки одного из механизмов блокирование дифференциала позволяет тормозить двумя колесами, что предохраняет от заносов и повышает безопасность движения АТС.

3. Если кроме неравномерности срабатывания тормозных механизмов необходимо учитывать неравномерность коэффициентов ϕ сцепления, "весовой" нагрузки N_H и радиусов качения r_d , то общий коэффициент неравномерности определяется по формуле № 9.

И последнее. Неравенство тормозных моментов M'_T и M''_T может быть устранено блокированием межколесного дифференциала. В этом случае часть тормозного момента колеса, нагруженного большей тормозной силой, передается на менее нагруженное колесо. Выравнивание моментов будет происходить до тех пор, пока разность тормозных моментов не превысит момент блокирования дифференциала.

Литература

- Илларионов В.А., Габриал Р.Ш. Поперечная устойчивость автомобиля при торможении с неотключенным двигателем [Текст] / В.А. Илларионов, Р.Ш. Габриал // Автомобильная промышленность. 1965. № 11.
- Гредеснул А.Б., Шахбазов О.К. Исследование боковой устойчивости автомобиля при торможении через силовую передачу [Текст] / А.Б. Гредеснул, О.К. Шахбазов // Автомобильная промышленность. 1964. № 7.
- Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость МТА. / В.Ф. Коновалов / Пермь. 1969. — 404 с.
- Косолапов Г.М., Ревин А.М. Влияние неравномерности действия тормозных механизмов на тормозной путь автомобиля с антиблокировочными устройствами // Автомобильная промышленность. 1972. № 8.
- Kant Shri, Rao D.L. Prasanna, Munjal, M.L. Prediction of the coefficient of friction for pneumatic tyres on hard pavement [Text] / Kant Shri, Rao D.L. Prasanna, M.L. Munjal // Proc. Inst. Mech. Eng. — 1945 — № 34.
- Розанов, В.Г. Торможение автомобиля и автопоезда. / В.Г. Розанов / М.: Машгиз. 1964. — 240 с.

НОВОЕ НАПРАВЛЕНИЕ В РАЗВИТИИ АВТОМОБИЛЬНЫХ СТЕКЛООЧИСТИТЕЛЕЙ

А.Г. АРАКЕЛЬЯНЦ, канд. соц. наук Д.О. БОНДАРЕНКОВ,
канд. техн. наук В.Я. ЯЛОВОЙ

Институт сервиса, туризма и дизайна (филиал) СКФУ
в г. Пятигорске (357500. 39-98-38),

Ростовский университет путей сообщения филиал в г. Мин Воды

Рассматриваются способы ультразвуковой очистки стекол.

Ключевые слова: ультразвуковая очистка, поверхность, стекла.

Arakelyants A.G., Bondarenkov D.O., Yalovoy V.Ya.
A NEW DIRECTION IN THE DEVELOPMENT OF THE AUTOMOTIVE WIPER

Ways of ultrasonic cleaning glass are discussed.

Keywords: ultrasonic cleaning, surface, glass.

Традиционные автомобильные стеклоочистители достаточно успешно справляются с возложенными на них задачами, поэтому специалисты альтернативы им не ищут. Хотя такие альтернативы все-таки есть. И одна из них — ультразвуковая очистка поверхности стекла, которая давно и весьма успешно применяется на реактивных самолетах-истребителях.

В основе этого метода очистки лежит способность ультразвука распространяться внутри любого материала в виде луча, а также активно взаимодействовать с веществом на уровне атомов и молекул. И такая способность используется не только в авиации, но и во многих технологических установках, применяемых в легкой, тяжелой промышленности и даже в бытовой технике.

А вот на автомобилях таких систем пока нет, хотя именно здесь могли бы решать многие проблемы. Например, хорошо известно, что загрязнения, попадающие на стекло автомобиля, как правило, многокомпонентные, могут содержать как растворимые в воде жидкости, так и не растворимые в них компоненты. Поэтому обычные стеклоочистители их удаляют с большим трудом. Ультразвуковые же колебания эмульгируют и те и другие компоненты, т. е. переводят их в моющую среду и вместе с ней удаляют с любой поверхности, в том числе и стекол.

Основной фактор, определяющий эффекты, которые лежат в основе ультразвуковой очистки, — ультразвуковое поле в технологическом объеме, создаваемом с помощью ультразвуковых колебательных систем (генератор, преобразователь, согласующий элемент и рабочий инструмент — излучатель). Если же говорить о конкретной схеме автомобильного ультразвукового стеклоочистителя, то в ее состав должны входить шесть узлов: блок питания (аккумуляторная батарея) напряжением 12 В/24 В; ультразвуковой генератор частотой 30...35 кГц (ГЧ-1А, Г3-109 и т. п.); преобразователь ультразвуковых колебаний в механические (пьезоэлемент); согласующий элемент; рабочий инструмент (излучатель) и, естественно, очищаемая поверхность (стекло автомобиля).

Каких-либо сложностей на пути создания ультразвуковых стеклоочистителей, вроде бы, нет. Потому что ультразвуковые волны по своей природе не отличаются от упругих волн слышимого диапазона, а также

инфразвуковых волн, законы распространения (отражения и преломления звука на границах различных сред, дифракции и рассеяния звука при наличии препятствий и неоднородностей в среде и неровностей на границах волноводного распространения в ограниченных участках среды) которых хорошо изучены. Хотя ультразвук, конечно, обладает рядом специфических особенностей, определяющих его значимость в науке и технике. Эти особенности обусловлены его относительно высокими частотами и, соответственно, малыми длинами волн. Для низкочастотной области эти длины не превышают в большинстве случаев нескольких сантиметров и лишь вблизи нижней границы диапазона в твердых телах достигают нескольких десятков сантиметров.

Важнейшим нелинейным эффектом в ультразвуковом поле является кавитация — появление в жидкости массы пульсирующих пузырьков, заполненных паром, газами или их смесью. Сложное движение пузырьков, их "захлопывание", слияние друг с другом и т. д. порождают в жидкости импульсы сжатия (микроударные волны) и микропотоки, вызывающие локальное нагревание среды, ионизацию. Эти эффекты оказывают влияние на вещество: находящиеся в жидкости твердые тела (частицы) разрушаются (кавитационная эрозия), благодаря чему инициируются или ускоряются различные физические и химические процессы. Изменяя условия протекания кавитации, можно усиливать или ослаблять различные кавитационные эффекты. Например, с ростом частоты увеличивается роль микропотоков и уменьшается кавитационная эрозия; повышается пороговое значение интенсивности, соответствующее началу кавитации; с увеличением гидростатического давления в жидкости возрастает роль микроударных воздействий.

Все, что выше — чисто теоретические соображения. Поэтому перед тем, как приступить к созданию системы ультразвуковой очистки лобового стекла и стекол фар автомобилей, специалисты Пятигорского филиала Северокавказского федерального университета решили проверить возможность практической реализации этих соображений. С этой целью на микросхеме NE556N собрали генератор сигналов синусоидальных напряжений частотой 31,8 кГц и амплитудой 2,5 В, а затем подали эти сигналы на пьезоэлемент, находящийся в полиэтиленовом пакете, на стенки которого из пульверизатора были нанесены капли воды. Как и следовало ожидать, эти капли в месте приложения пьезоэлемента исчезают. Причем скорость их исчезновения зависит от амплитуды выходного напряжения. Например, при 2,5 В она вдвое выше, чем при 1,1 В.

Вывод этого простейшего эксперимента очевиден: практическая реализация метода очистки стекол автомобилей с помощью ультразвука — реальна.

Дальнейшие исследования показали, что эффективность работы ультразвукового стеклоочистителя зависит от мощности ультразвуковых колебаний: чем она больше, тем лучше. Кроме того, длина волны, излучаемой генератором, должна быть соизмерима или кратна диаметрам капель, т. е. использовать генератор качающейся частоты с заданными пределами ее изменения.

РАСЧЕТ ЗАКРУГЛЕНИЯ ФРОНТАЛЬНЫХ КРОМОК ВЫСОКОГО ПРИЦЕПА ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук **А.Н. ЕВГРАФОВ**, **С.Б. ШВЕДОВ**
МГИУ (499. 269-54-98)

Рассмотрены особенности обтекания высокого прицепа с острыми фронтальными кромками; приведены зависимости, позволяющие рассчитать снижение его аэродинамического сопротивления за счет скругления фронтальных кромок.

Ключевые слова: автомобиль, высокий прицеп, воздушный поток, аэродинамическое сопротивление, давление воздуха, пограничный слой.

Yevgrafov A.N., Shvedov S.B.
CALCULATION ROUNDED FRONT EDGE OF HIGH TRAILER LOW-TONNAGE TRAIN

The features of flow front of the high trailer with sharp edges are considered, allowed to calculate of lowering its drag by rounded front edge.

Keywords: car, high trailer, air flow, air resistance, air pressure, the boundary layer.

В последние годы на наших дорогах становится все больше малотоннажных автопоездов, состоящих из легкового автомобиля и высокого прицепа. Однако опыт их эксплуатации показывает, что таким автопоездам присущ один серьезный недостаток: высокий прицеп резко ухудшает обтекаемость автопоезда. И причина тому простая: все выпускаемые в настоящее время прицепы имеют практически прямоугольную форму с острыми фронтальными кромками. В результате аэродинамическое сопротивление автопоезда, по сравнению с одиночным автомобилем, оказывается почти вдвое больше. Что, естественно, ведет к росту расхода топлива и снижению максимальной скорости автопоезда.

Рассмотрим эту проблему подробнее.

Высокий прицеп — это, по существу, параллелепипед, который обтекает набегающий на него воздушный поток. Поэтому характер его обтекания, как и любого параллелепипеда, зависит от степени закругления его фронтальных кромок. При натекании потока на переднюю стенку, имеющую острые фронтальные кромки параллелепипеда, воздушный поток тормозится. При этом пограничный слой на них отрывается, повышая аэродинамическое сопротивление параллелепипеда. Если же радиус закругления фронтальных кромок увеличить, что ведет к росту числа Рейнольдса (Re), то на фронтальных кромках образуется энергоёмкий пограничный слой, стремящийся удержаться на них. Другими словами, скругленные кромки препятствуют отрыву пограничного слоя.

Физика этого явления довольно проста и хорошо известна. Одной из особенностей пограничного слоя, возникающего на перемещающемся в воздушном потоке теле, является наличие сил трения между частицами воздуха на его поверхности, в то время как основной поток можно считать невязким. При его натекании в процессе движения автопоезда воздушная

частица, находящаяся в пограничном слое, должна переместиться через фронтальную кромку с лобовой на боковую поверхность. При этом ее энергия давления переходит в кинетическую энергию, которая затем стремится снова перейти в энергию давления [1]. И дело здесь в следующем. Если частицы воздуха основного потока, где практически нет сил вязкости, могут обтекать даже острую фронтальную кромку, то у частиц, находящихся в пограничном слое, такой возможности нет: из-за влияния сил трения им не хватает энергии, и они начинают тормозиться, а затем двигаться в зону пониженного давления, расположенную за острой кромкой. В результате происходит отрыв пограничного слоя от фронтальной кромки прицепа, увеличение спутной струи за ней и повышение аэродинамического сопротивления. Закругление же этой кромки, повторяем, позволяет устранить отрыв пограничного слоя. При движении частиц по закругленной фронтальной кромке их торможение уменьшается, и возникают предпосылки для снижения вероятности отрыва пограничного слоя за счет переформирования его из ламинарного в турбулентный. При большом радиусе закругления возможно достижение безотрывного обтекания фронтальной кромки. По мере увеличения радиуса закругления фронтальной кромки степень отрыва потока уменьшается, а линия отрыва смещается назад — по потоку.

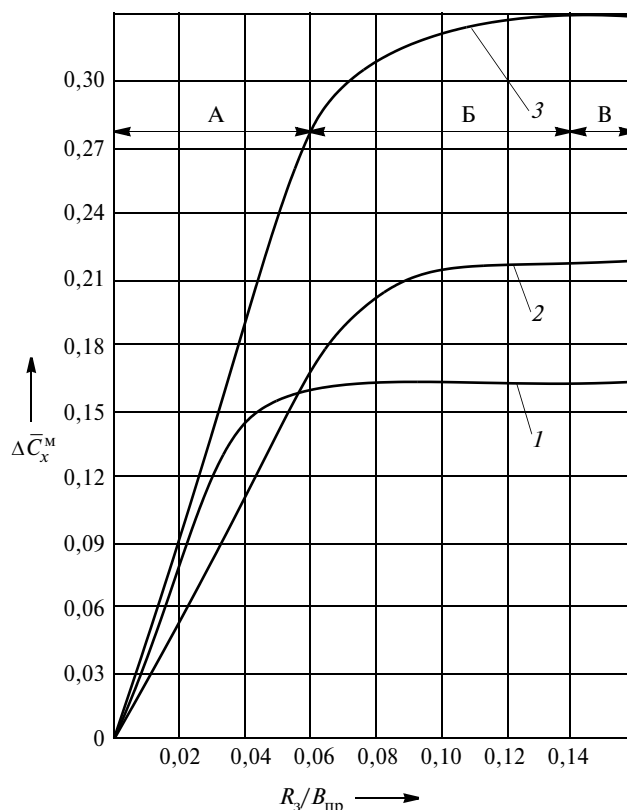


Рис. 1. Зависимость снижения коэффициента C_x малотоннажного автопоезда с высоким прицепом от величины радиуса закругления его фронтальных кромок:

1 — закруглены только боковые кромки; 2 — закруглена только верхняя кромка; 3 — закруглены боковые и верхняя кромки

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Delta C_x = \frac{C_{x_1}^M - C_{x_3}^M}{C_{x_1}^M}$	$C_{x_1}^M$ — значения C_x^M модели автопоезда, прицеп которого имеет прямоугольные фронтальные кромки; $C_{x_3}^M$ — значения C_x^M модели автопоезда, прицеп которого имеет закругленные фронтальные кромки
2	$\Delta C_{x_b} = 2,86 \frac{R_{з_в}}{B_{пр}}$	$R_{з_в}$ — радиус закругления верхних фронтальных кромок прицепа; $B_{пр}$ — его ширина
3	$\Delta C_{x_b} = 0,155 + \sqrt{0,003 - \left(\frac{R_{з_в}}{B_{пр}} - 0,1\right)^2}$	—
4	$\Delta C_{x_b} = 0,207 + 0,83 \frac{R_{з_в}}{B_{пр}}$	—
5	$\Delta C_{x_6} = 4,55 \frac{R_{з_6}}{B_{пр}}$	—
6	$\Delta C_{x_6} = 0,125 + \sqrt{0,001 - \left(\frac{R_{з_6}}{B_{пр}} - 0,06\right)^2}$	—
7	$\Delta C_{x_6} = 0,157 + 0,0263 \frac{R_{з_6}}{B_{пр}}$	—
8	$\Delta C_{x_{в,6}} = 4,77 \frac{R_{з_{в,6}}}{B_{пр}}$	—
9	$\Delta C_{x_{в,6}} = 0,241 + \sqrt{0,009 - \left(\frac{R_{з_{в,6}}}{B_{пр}} - 0,14\right)^2}$	—
10	$\Delta C_{x_{в,6}} = 0,157 + 0,015 \frac{R_{з_{в,6}}}{B_{пр}}$	—

Для определения влияния степени закругления фронтальных кромок прицепа на снижение аэродинамического сопротивления малотоннажного автопоезда были проведены испытания его масштабной модели в аэродинамической трубе А-6 НИИ механики МГУ имени М.В. Ломоносова. Полученные в ходе экспериментов данные были обработаны и представлены в виде зависимостей (см. рисунок) относительного снижения ΔC_x коэффициента аэродинамического сопротивления модели от относительного радиуса $R_{зп}/B_{п}$ закругления фронтальных кромок прицепа. При этом значения ΔC_x подсчитывались по формуле № 1 (см. таблицу).

Как видно из рисунка, для графических зависимостей характерны три зоны: линейная "А", где с ростом $R_{зп}/B_{п}$ наблюдается интенсивный рост ΔC_x ; дробно-линейная "Б" с умеренным увеличением ΔC_x и линейная "В", в которой рост ΔC_x незначительный.

Такой характер протекания кривых позволяет путем аппроксимации экспериментальных кривых в каждой из этих зон математически описать $\Delta C_x = f(R_{зп}/B_{п})$.

В результате были получены расчетные формулы № 2...10 для определения значений ΔC_x при закруглении верхней кромки в зоне "А" (формула № 2), в зоне "Б" (формула № 3) и в зоне "В" (формула № 4), при закруглении боковых кромок в зонах "А", "Б" "В" (формулы № 5, 6 и 7 соответственно), а также при одновременном закруглении верхней и боковых кромок в тех же зонах (формулы № 8, 9 и 10).

Приведенные в таблице формулы дают разработчикам малотоннажного автопоезда возможность значительно улучшить обтекаемость, а значит, снизить (на 30...35 %) и аэродинамическое сопротивление последнего только за счет закругления фронтальных кромок прицепа, что эквивалентно уменьшению расхода топлива таким автопоездом на 6...7 %.

Литература

1. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Машиностроение, 1987. — 595 с.
2. Евграфов А.Н. Аэродинамика автомобиля. М.: Изд. дом МГИУ, 2008. — 395 с.

АВТОКРАН БЕЗ ПРОТИВОВОЕСА

Канд. физ.-мат. наук **С.Г. АВАГЯН**Государственный инженерный университет Армении
(+3749. 430-67-60)

Предлагается модель автокрана, с помощью которой можно освободиться от его противовеса.

Ключевые слова: автокран, атмосфера, давление, противовес, опора, плита.

Avagyan S.G.

CRANES WITHOUT COUNTERWEIGHTS

Model of a crane with help of which you can break free of counterweights is offered.

Keywords: crane, atmosphere, pressure, counterweight, support, cooker.

Автокран — техника, которая широко применяется практически на всех строительных площадках. Причем техника не безопасная: при подъеме груза на нее действует момент силы тяжести этого груза, который стремится ее опрокинуть. Чтобы не допустить этого, краны оснащают противовесами, масса которых составляет несколько десятков тонн. Они — фактически лишний груз, который требует дополнительных расходов и снижает КПД автокрана. Кроме того, для такого груза нужна дополнительная специальная площадка, которая увеличивает габаритные размеры машины, что особенно нежелательно при стесненных условиях работы (скажем, на кораблях). В связи с этим возникает вопрос: а нельзя ли избавиться от противовесов?

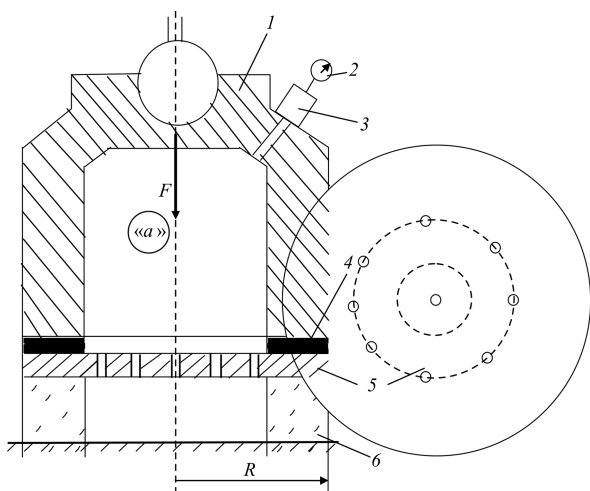


Рис. 1. Вакуумный узел:

1 — корпус; 2 — вакуумметр; 3 — вакуумный насос; 4 — прокладка; 5 — стальная плита со сквозными отверстиями; 6 — упругогибкий строительный поропласт

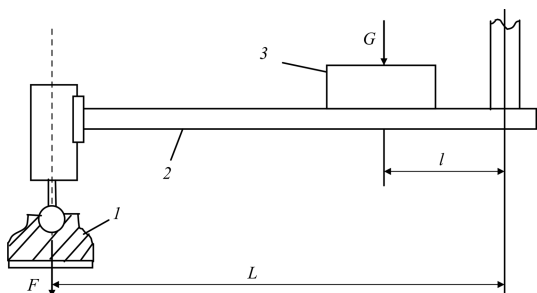


Рис. 2. Эскиз фрагмента принципиальной схемы выносной опоры автокрана:

1 — опорная плита выносной опоры; 2 — балка выносной опоры; 3 — противовес автокрана

Автор статьи отвечает на него положительно. Он разработал модель, с помощью которой освободиться от противовеса действительно можно.

Эта модель основана на применении силы атмосферного давления — одного из мощных явлений природы. Как известно, все автокраны оснащены четырьмя выносными опорами, на которые он во время работы и опирается. Благодаря этому опорный контур крана существенно возрастает, повышая тем самым устойчивость против опрокидывания и разгружая его рессоры и шины.

Но ведь опорные плиты этих опор можно заменить узлом, который оснащен вакуумным насосом. Такой узел состоит (рис. 1) из корпуса 1, внутри которого есть полость "а", являющаяся рабочим пространством. К этой полости присоединены вакуумный насос 3 и манометр (вакуумметр) 2. Насос откачивает воздух из полости "а", создавая в ней вакуум. Для обеспечения герметичности используются прокладка 4 и довольно толстый упруго-гибкий строительный поропласт 6. Манометр позволяет контролировать давление внутри корпуса и тем самым обеспечивает безопасность работы автокрана. Фрагмент принципиальной схемы выносной опоры модернизированного автокрана показан на рис. 2. Работает эта опора следующим образом.

При установке автокрана на опоры поропласт под действием его силы тяжести деформируется и очень сильно прижимается к грунту, как бы "сливаясь" с ним. Таким образом герметизируется полость "а" (рабочее пространство). Затем включается вакуумный насос, он откачивает воздух из этой полости. В результате атмосферное давление создает силу F , которая прижимает узел к опорной поверхности, т. е. заменяет силу тяжести противовеса.

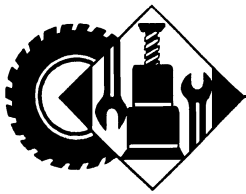
Значение этой силы, необходимой для надежного прижатия плиты, легко подсчитать.

Например, если принять, что диаметр $D_{оп}$ плиты 5 должен быть равен диаметру $D_{пк}$ традиционной плиты (допустим, $D_{пк} = 100$ см), тогда сила F давления на одну модернизированную опору крана составит более 75 кН (7,5 тс), а при четырех опор — свыше 300 кН (30 тс). Но конструктивно противовес на автокране расположен так близко к точке опрокидывания O , что плечо L силы F в несколько раз превышает плечо l , силы G тяжести противовеса (см. рис. 2). Следовательно, во столько же раз надо увеличить момент силы F атмосферного давления, удерживающий кран. Если принять, что $L/l = 3$ (хотя в реальных условиях это отношение еще больше), то суммарная сила, действующая на опоры от атмосферного давления, будет эквивалентна противовесу массой 90 т. Вообще, если увеличить радиус R опорной плиты (радиус корпуса узла), то сила F атмосферного давления будет возрастать по закону квадрата:

$$F = \pi R^2 (p_{атм} - p_{вак}),$$

где $p_{вак}$ — давление (вакуум) в полости "а".

Таким образом, без противовеса на опорах автокрана обойтись можно. Более того, вакуум позволяет получить гораздо большую, чем при традиционных опорах, устойчивость крана, приложить большие силы с помощью атмосферного давления.



УДК 621.431.62-52

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВС ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ЕГО СВОБОДНОГО ВЫБЕГА

Канд. физ.-мат. наук **М.Ф. САДЬКОВ, Д.А. ЯРОСЛАВСКИЙ,
К.П. ТУКАЕВА**

Казанский ГЭУ (903. 307-55-40)

Рассматриваются алгоритм определения механических потерь в ДВС и результаты эксперимента его свободного выбега.

Ключевые слова: двигатель, ресурс, механическое состояние, агрегат, прибор, испытания, датчики, механизмы, электронный блок управления, расчет свободного выбега, топливо, алгоритм, коэффициент утечки, компрессия, диагностика.

Sadykov M.F., Yaroslavsky D.A., Tukaeva K.P.

**DEFINING OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE MECHANICAL
LOSSES AS A RESULT OF FREE-WHEEL EXPERIENCE**

The algorithm for determining of the mechanical losses and the results of experimentation free-wheel are considered.

Keywords: engine, resource, mechanical condition, assembly, device, test, sensors, mechanisms, electronic control unit, the calculation of the free coasting, fuel, algorithm, leakage ratio, compression, diagnostics.

Своевременное обнаружение ухудшающего механического состояния автомобильных ДВС и устранение причины этого ухудшения позволяет снизить расход топлива, продлить их ресурс, снизить вредные выбросы. Например, замена масла по ухудшению параметров механического состояния двигателя, а не по нормативу позволит значительно продлить ресурс надежно работающего двигателя и экономить масло путем более редких его замен [1]. Однако здесь есть одна тонкость: чтобы такой метод применять, надо уметь очень точно определять механическое состояние ДВС. Но практически все существующие в настоящее время методики определения механического состояния двигателя, такие как измерение компрессии в камерах сгорания, анализ колебаний формы тока при прокрутке ДВС стартером, поцилиндровый замер механических потерь, метод свободного выбега требуют частичной разборки агрегата [2], использования для его диагностирования дорогостоящих испытательных приборов или стендов, а значит, привлечения к этой работе высококвалифицированных специалистов.

Учитывая все это, авторы статьи поставили перед собой задачу создать методику, свободную от перечисленных выше недостатков. И прежде всего — требующую только тех испытаний, которые можно проводить непосредственно на месте установки ДВС, используя только штатные датчики и исполнительные механизмы. Более того, эта методика, по замыслу, должна была удовлетворять дополнительному — независимости результатов диагностирования от состояния топливной системы и системы зажигания.

Анализ показал, что поставленную задачу решить можно. Причем возможны даже два варианта ее решения: диагностический прибор устанавливать в разрыв шлейфа электронного блока управления (ЭБУ) двигателем или в качестве такого прибора использовать само ЭБУ со встроенным в него алгоритмом диагностирования. Причем второй вариант целесообразнее: современные ЭБУ имеют достаточные вычислительные мощности, чтобы проводить фоновый расчет механического состояния ДВС. Поэтому авторы оставили свой выбор именно на нем, а в основу разрабатываемой методики положили метод свободного выбега, поскольку он применим к ДВС, работающему на любом топливе, будь то бензин, дизельное топливо или газ [3].

Для реализации этого метода был разработан специальный алгоритм, который состоял в следующем. Оператор включает двигатель и прогревает его до рабочей температуры; испытательная установка сообщает, что необходимо выключить все электроосветительные приборы, и устанавливает дроссельную заслонку в полностью открытое состояние; когда двигатель разгонится до необходимой частоты вращения коленчатого вала, она подает сигнал на отключение зажигания. В итоге происходит свободный выбег, и установка записывает сигнал положения коленчатого вала и фазы, после чего полученные данные выводят на дисплей и заносятся в базу данных компьютера.

Что касается самой экспериментальной установки, то она состояла из блока подключения, блока ввода-вывода аналоговых и цифровых сигналов, персонального компьютера с установленной средой графического программирования NI LabVIEW. Первый из этих элементов, блок подключения, представлял собой кабельный жгут с небольшой печатной платой и разъемами, два из которых вставляются в "разрыв" в месте соединения ЭБУ со штатным жгутом, а третий — присоединялся к блоку ввода-вывода, который, в свою очередь, посредством интерфейса USB подключался к персональному компьютеру. В блоке подключения, соответственно, предусматривались отпайки от сигналов датчиков положения коленчатого вала, фазы, положения дроссельной заслонки, температуры охлаждающей жидкости, а на печатной плате — малогабаритное реле, позволяющее размыкать сигнал "зажигание", идущий от замка зажигания при подаче сигнала с блока ввода-вывода.

Следующим этапом разработки метода было получение математической модели работы ДВС в условиях, идентичных экспериментальным условиям. При этом механическое уравнение движения маховых масс ДВС (коленчатый вал, маховик и др.) с сухим и вязким трением, как известно, имеет вид формулы № 1 (табл. 1).

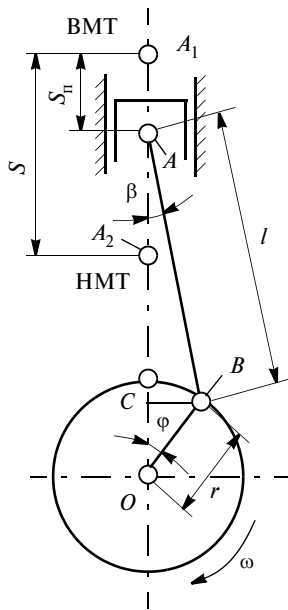


Рис. 1. Кинематическая схема КШМ

Но так как $d\varphi/dt = \omega$, то формулу № 1 можно записать в виде формулы № 2.

Для кривошипно-шатунного механизма примем (рис. 1) следующие обозначения: φ — угол поворота кривошипа в рассматриваемый момент времени (при $\varphi = 0$ поршень занимает крайнее положение A_1 — ВМТ;

при $\varphi = 180^\circ$ занимает положение A_2 — НМТ); β — угол поворота оси шатуна; $\omega = \pi n/30$ — угловая скорость вращения кривошипа, где n — частота вращения коленчатого вала; $r = OB$ — радиус кривошипа; $L = AB$ — длина шатуна; $\lambda = r/L$ — безразмерный параметр КШМ; $S = 2r = A_1A_2$ — полный ход поршня.

Сила P_j инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется, как произведение массы m_j на ускорение j , взятое с обратным знаком (формула № 3) [2]. Действующую на поршень по оси цилиндра силу P_Γ давления газов дает формула № 4, суммарную силу P_s , действующую на поршневой палец вдоль оси цилиндра, — формула № 5, крутящий момент $M_{кр}$ от одного цилиндра двигателя — формула № 6, а крутящий момент $M_{кр\Sigma}$ от четырех цилиндров равен алгебраической сумме моментов от каждого цилиндра, смещенных относительно друг друга по фазе на угол π .

Модель ДВС составлена со следующими допущениями: температура газа неизменна; газ идеальный (фазовые переходы отсутствуют); давление газа в камере сгорания во время тактов впуска и выпуска равно атмосферному давлению; суммарные аэродинамические (насосные) потери не зависят от угла φ .

В модель введена потеря газа. Приращение произведения pV (пропорционального массе газа) в первом приближении можно считать пропорциональным pdt , следовательно, есть все основания записать формулу № 7. Текущее значение p_Γ — дает формула № 8. В ре-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$J \frac{d\omega}{dt} + M_c + k_t \omega = M_{кр\Sigma}$	J — суммарный момент инерции вращающихся масс, приведенный к оси коленчатого вала; M_c — момент сухого трения и переноса массы; k_t — коэффициент вязкого трения; $M_{кр\Sigma}$ — суммарный крутящий момент, передаваемый на КШМ; ω — угловая скорость вращения
2	$J \frac{d\omega}{d\varphi} + M_c + k_t \omega = M_{кр\Sigma}$	—
3	$P_j = -m_j \omega^2 (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi)$	—
4	$P_\Gamma = p_\Gamma - p_0 F_\Pi$	p_Γ — давление газов в цилиндре; p_0 — давление под поршнем; F_Π — площадь поршня
5	$P_s = P_j - P_\Gamma$	—
6	$M_{кр} \approx P_s r \sin\varphi + \lambda \sin\varphi \cos\varphi = P_s r (\sin\varphi + \lambda 2 \sin 2\varphi)$	—
7	$dpVdt = -K_y p_\Gamma$	V — объем камеры сгорания; K_y — коэффициент утечки
8	$p_\Gamma = \frac{pV}{V_{тек}}$	$V_{тек}$ — текущий объем камеры сгорания
9	$\begin{cases} P_{j,i} = -m_j r \omega^2 (\cos(\varphi + (i-1)\pi) + \lambda \cos(2(\varphi + (i-1)\pi))) \\ P_{\Gamma,i} = (p_{\Gamma,i} - p_0) F_\Pi \\ P_{s,i} = P_{\Gamma,i} + P_{j,i} \\ M_{кр,i} = P_{s,i} r (\sin(\varphi + (i-1)\pi) + \frac{\lambda}{2} \sin(2(\varphi + (i-1)\pi))) \\ \frac{dpV_i}{d\varphi} = -K_y p_{2,i} \omega \\ p_{\Gamma,i} = pV_i/V_i \\ J\omega \frac{d\omega}{d\varphi} + M_c + k_t \omega = \sum_{i=1}^4 M_{кр,i} \end{cases}$	—

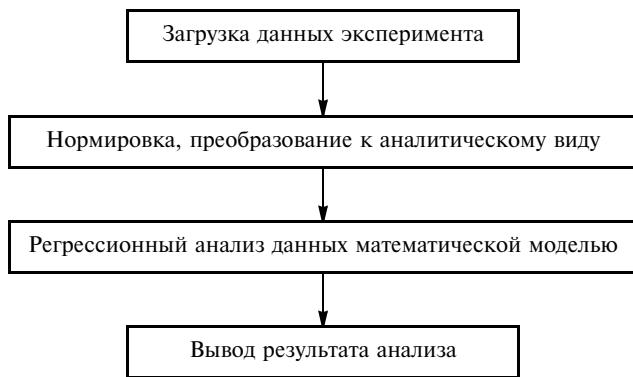


Рис. 2. Блок-схема алгоритма обработки экспериментальных данных

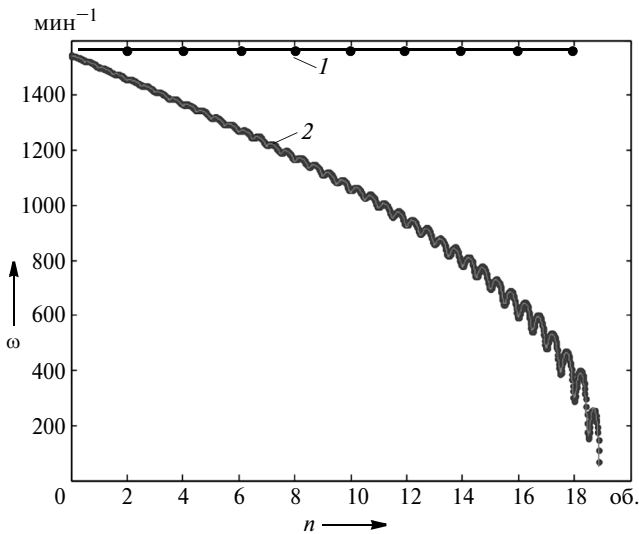


Рис. 3. Сравнение экспериментальных и модельных данных: 1 — эксперимент; 2 — модель

зультате окончательный вид модели соответствует формуле № 9.

Для диагностируемого ДВС неизвестны M_c , k_t и коэффициент K_y для каждого цилиндра.

Алгоритм программы обработки эксперимента показан на рис. 2. Вначале загружаются экспериментальные данные, далее временные сигналы датчиков частоты вращения коленчатого и распределительного валов преобразуются в зависимость $\omega(\varphi)$. При $\varphi = 0$ первый цилиндр находится в ВМТ в такте сжатия. Затем методом наименьших квадратов для нелинейных функций выполняется регрессионный анализ экспериментальной кривой выката, полученной в соответствии с предложенной моделью. Модель рассматривается как аппроксимирующая функция с коэффициентами регрессии M_c , k_t , K_{y1} , ..., K_{y4} . После нахождения этих коэффициентов они выводятся на экран вместе с оценками погрешности.

По рассмотренной выше методике диагностировали шесть двигателей ВАЗ-21114. Но так как эти двигатели имеют непосредственную кинематическую связь дроссельной заслонки с педалью акселератора, то полностью автоматизировать эксперимент, используя только штатные исполнительные механизмы, не удалось. Однако более современные двигатели лишены такого

недостатка, на них процесс испытаний можно автоматизировать полностью.

В качестве начальной скорости вращения коленчатого вала двигателей была принята 1550 мин^{-1} , в качестве рабочей температуры — 363 К ($90 \text{ }^\circ\text{C}$).

На одном и том же двигателе эксперимент повторялся не менее 5 раз. Сигналы со всех датчиков записывались с частотой дискретизации, равной 100 кГц . Единственный датчик, показания которого влияли на точность эксперимента, — датчик положения коленчатого вала. Его угловая погрешность составляет $\pm 0,5^\circ$, погрешность же дискретизации при выбранной частоте последней и скорости вращения коленчатого вала оказалась пренебрежительно малой.

Среднеарифметические значения коэффициентов для одного из исследуемых ДВС составили: $k_t = 0,0238$; $M_c = 4,33$; $K_{y1} = 0,000278$; $K_{y2} = 0,000286$; $K_{y3} = 0,000535$ и $K_{y4} = 0,000409$; сумма квадратов ошибок: $4,1860 + 03$, $R^2 = 0,99996$, среднеквадратичная ошибка — $1,9264$.

Из результата анализа эксперимента (рис. 3) можно сделать вывод, что модель в данных условиях (диапазон частот вращения, положение дроссельной заслонки) ведет себя адекватно. По коэффициентам K_y можно заключить, что максимально изношен третий цилиндр, а первый — находится в самом хорошем состоянии. Зная пороговое значение K_y , можно оценить состояние и сделать прогноз остаточного ресурса. По значениям k_t и M_c можно оценить состояние масла и воздушного фильтра. Пороговые величины можно получить, диагностируя эталонные ДВС [4].

Были проанализированы результаты всех экспериментов. Максимальный разброс значений коэффициентов при повторении эксперимента составил: k_t — 26 %, M_c — 24, K_{y1} — 22, K_{y2} — 21, K_{y3} — 23 и K_{y4} — 24 %.

За базовое принималось среднее арифметическое значение.

Все испытываемые двигатели после диагностирования рассмотренным выше и традиционным методами путем замера компрессии по цилиндрам [5], вращение коленчатого вала осуществлялось стартером при полностью заряженной аккумуляторной батарее и температуре охлаждающей жидкости, равной 360 К ($90 \text{ }^\circ\text{C}$). Данные по компрессии рассматриваемого ДВС приведены в табл. 2.

Таким образом, рассмотренная выше методика хорошо коррелируется с результатами традиционных методов. Она, возможно, лучше отражает реальное состояние двигателя, так как диагностирование проводится в условиях, более приближенных к эксплуатационным условиям работы ДВС. Например, давление масла в

Таблица 2

Номер цилиндра	Значение компрессии, МПа	Значение K_y
1	12,8	0,000278
2	11,7	0,000286
3	9,2	0,000535
4	10,3	0,000409

главной магистрали находится в рабочем диапазоне, состояние смазочной системы слабо отличается от состояния такой же системы двигателя, работающего под нагрузкой. Еще одним ее достоинством является малое время проведения замеров (время выката не более 2 с), вследствие чего температура ДВС во время эксперимента остается постоянной.

Совершенно очевидно, что внедрение в ЭБУ предложенного алгоритма принесет значительный экономический эффект. Тем более что затраты на его внедрение практически равны нулю, так как не потребуются никакой новой аппаратуры. Единственной статьей расходов для производителей силовых агрегатов станет разработка диагностического программного обеспечения для ЭБУ.

УДК 629.083

СЦЕНАРИИ РАБОТЫ "ТАЙНЫХ ПОКУПАТЕЛЕЙ" ПРИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОВЕРКИ ПРЕДПРИЯТИЙ ФИРМЕННОГО АВТОСЕРВИСА

Д-р техн. наук **В.Н. КОЗЛОВСКИЙ**,
кандидаты техн. наук **Н.В. АФИНОГЕНТОВА** и **Д.И. ПАНЮКОВ**,
С.А. ДЕМЕНТЬЕВ
Поволжский ГУ сервиса, ОАО "АВТОВАЗ" (8482. 48-45-93)

Рассматриваются результаты разработки и реализации системы проверок предприятий фирменного автосервиса по методу "тайных покупателей".

Ключевые слова: качество; надежность; удовлетворенность потребителей; автомобиль.

Kozlovskiy V.N., Afinogentova N.V., Panyukov D.I., Dementev S.A.
**SCENARIO "MISTERY SHOPPERS" FOR IMPLEMENTATION
OF AUDIT FIRM BUSINESS SERVICE CENTER**

The results of development and implementation of the evaluation system of corporate business service centers on a "mystery shoppers"

Keywords: quality; reliability; customer satisfaction; car.

Как и у любой другой системы, у сложившейся к настоящему времени практики оценки предприятий фирменного автосервиса есть и достоинства, и недостатки. В числе первых следует назвать, то, что когда эксперты от автопроизводителей регулярно проводят аудиты на их предприятиях сервиса, последние, так сказать, дисциплинируются, благодаря чему у них снижаются риски недостаточного качественного обслуживания потребителей. Но при этом, как правило, актуализируется проблема человеческого фактора аудита, а в некоторых случаях — и коррупционная составляющая этого фактора: если предприятие проверяет один и тот же эксперт, у него, как говорится, "замыливается" взгляд, а иногда может появиться желание решить проблемы СТОА с помощью "кошелька" владельца этого предприятия. В итоге качество обслуживания потребителей падает. Не повышается оно и потому, что аудит даже абсолютно честного эксперта, в общем-то, сводится к определению наличия или отсутствия на предприятии системы работы только по таким направлениям, как обеспеченность СТОА запасными частями; инструментами метрологии; полностью исполнения требований стандартов, технологий ТО

Литература

1. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учеб. пособие / А.Н. Гоц; Владим. гос. ун-т. — Владимир: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. — 124 с.
2. Оценка технического состояния двигателей внутреннего сгорания по току, потребляемому стартером при прокрутке двигателя // А.А. Бабошин, А.С. Косарев, В.С. Малышев // Политехнический факультет МГТУ, кафедра энергетики и транспорта.
3. Путинцев С.В. / Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний // Электронное учебное издание.
4. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов: Учебник по курсу "Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания". — Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. — 344 с.
5. Динамика двигателей внутреннего сгорания: Методические указания / Сост. Ю.П. Макушев, И.И. Ширлин. — Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. — 48 с.

и Р т. д. Всё другое, что касается непосредственной работы с потребителем, в рамках легальной проверки оценить невозможно или почти невозможно. По этим причинам автопроизводители все более активно ищут новые методы оценки качества работы своих фирменных СТОА. И один из них — балльная оценка, реализуемая через корпоративные информационные системы. И у него есть несколько безусловно положительных сторон. Во-первых, возможность дистанционного измерения качества работы СТОА, ее соответствие фирменным стандартам, выстраивание рейтингов поставщиков услуг, а также системы премирования и штрафов. Во-вторых, она — инструмент, позволяющий измерить эффективность деятельности СТОА по определенным количественным показателям. В-третьих, расходы, связанные с разработкой и реализацией балльной оценки, сравнительно невелики и, по сути, сводятся к затратам на разработку методологии, приобретение и обеспечение работы информационных ресурсов. Отсюда — снижение затрат на командировки, связанные с аудитом. Однако при этом, как и в случае традиционных аудитов, к сожалению, сохраняется всё, что сказано выше о человеческом факторе. Но — с одной поправкой: устранение влияния этого фактора особого труда не представляет. Для этого достаточно автоматизировать все процессы сбора и расчета данных, а также применять дробление показателей до таких уровней, на которые повлиять на эти показатели, используя административный ресурс, невозможно.

Но еще больший интерес с практической точки зрения представляет собой, на взгляд авторов статьи, третий метод, основанный на системе "противовесов". Суть этой системы сводится к тому, что информация о деятельности фирменных СТОА приходит не из одного, а из разных источников: внутренних (корпоративные) и внешних (жалобы и благодарности от клиентов, оценки независимых экспертов, данные из средств массовой информации, Интернет-форумов и т. д.). И только на основе анализа всей её совокупности принимается решение об эффективности предприятия автосервиса. Понятно, что принятое таким образом решение уравнивает общие выводы о качестве

работы сервисных служб, следовательно, оказывается достаточно точным.

Из сказанного выше следует очевидный вывод: одного-единственного инструмента измерения качества обслуживания потребителей в сервисе нет. Поэтому получить более-менее полный и объективный результат можно только при определенном балансе между применением различных инструментов. Скажем, тех же прямого аудита или балльной оценки. Но еще лучше, как свидетельствует зарубежный опыт, если к этим инструментам добавляется еще один — метод "тайный покупатель", который ведущие мировые концерны начали применять с середины 1970-х годов.

Рассмотрим этот почти не известный в среде российских автопроизводителей метод. Он появился совсем не случайно.

Предприятия фирменного автосервиса выполняют весь комплекс услуг, связанных с автомобилями, начиная с их продаж и заканчивая обслуживанием, ремонтом и утилизацией. То есть клиент по качеству работы автосервиса судит и о качестве работы автопроизводителя. Поэтому мировые лидеры вынуждены последовательно реализовать программы улучшения качества сервиса. Понимая это, авторы статьи создали алгоритмы работы, а затем реализовали комплекс мероприятий по оценке качества исполнения фирменных стандартов на СТОА одного из крупнейших российских производителей автомобилей методом "тайный покупатель". Эти проверки проводились несколько лет и дали довольно интересные результаты, заслуживающие того, чтобы о них узнали читатели журнала.

Начнем с того, что реализация аудита любого вида требует определения его цели. В нашем случае такой целью было измерение уровня качества оказания услуг по продаже или послепродажному обслуживанию автомобилей упомянутого выше автозавода. Чтобы достичь этой цели и обеспечить репрезентативность исследования, в качестве его объекта авторы взяли группу предприятий фирменного автосервиса, расположенных в конкретном регионе нашей страны. Такой подход имеет вполне очевидные достоинства, главное из которых — достижение упомянутой выше цели. Для его реализации необходимо выполнить ряд условий. И первое из них — выбор исполнителей. Ведь автосервис — комплекс высокотехнологичных услуг, поэтому дать объективную оценку их качества могут только эксперты, обладающие техническими (технологии, инструкции), организационными (требования базового стандарта), а также коммуникационными (выстраивание процесса общения с представителями сервисной компании) компетенциями. А это, по логике, должны быть специалисты заводских контрольных служб. Потому что если заключать договор со сторонней компанией, предлагающей услуги по аудиту методом "тайный покупатель", то придется очень серьезно определять ее способности и компетенции в реализации поставленной задачи. Ведь не секрет, что такие компании часто нанимают людей "со стороны", немного обучают их и отправляют для проведения проверок. Отсюда риски, связанные с эффективностью подобных проверок, а порой и с объективностью предоставляемых результа-

тов. Однако самостоятельная организация проверок по рассматриваемому методу тоже не желательна. Это затраты на командировки, а также то, что примерно после третьего цикла инспекций лица проверяющих становятся известны руководителям СТОА. Хотя, конечно, все это не очень большие проблемы: затраты на командировки, как правило, окупаются за счет последующего роста качества работы СТОА, а второй недостаток устраняется легко — ротацией инспекторов.

Второе условие — обеспечение конфиденциальности всей информации касающейся подготовки проверки методом "тайный покупатель". Именно поэтому в соответствующих нормативных документах (инструкциях) обязательно должен быть раздел, в котором устанавливается ответственность и определяется круг тех должностных лиц, которые обладают полной информацией о сроках и перечне проверяемых СТОА.

Третье условие — грамотная разработка сценария проверок. В нем необходимо четко определить алгоритмы, комплекс используемых технических инструментов, а также порядок оформления результатов их проведения. Например, алгоритмы для оценки качества работы с покупателями продукции или организации информационных процессов для потенциальных клиентов должны формироваться на одной основе — определении соответствия деятельности предприятия автосервиса базовому стандарту. Алгоритмы же для оценки качества послепродажного обслуживания автомобилей усложняются добавлением к требованиям базового стандарта технологий производства соответствующих работ по ТО и Р.

Что касается комплекса технических инструментов, то при проведении проверок методом "тайный покупатель" он должен обеспечивать объективность и беспристрастность проведения проверок, быстроту передачи и анализа получаемой с его помощью информации, поскольку используются телефон, персональный компьютер, диктофон, портативная видеокамера и т. д.

Результаты проверок методом "тайный покупатель" оформляются так же, как и при других видах, т. е. в виде опросных листов и итоговых докладов. Причем при разработке опросных листов необходимо обеспечить баланс между оценками, выставляемыми в баллах, и текстовыми комментариями: балльная оценка должна давать возможность быстрого анализа работы СТОА, текстовый комментарий раскрывает ее сущность и эмоциональную составляющую.

Реализация любого сценария проверки должна начинаться с телефонного опроса СТОА. При этом оцениваются такие показатели работы, как число гудков до момента снятия телефонной трубки и наличие или отсутствие приветствия со стороны ее работника и его компетентность в решении интересующих клиентов вопросов. Причем переадресация вопроса и переключение телефона на другого сотрудника сегодня уже не приветствуется.

Каждый критерий работы по телефону оценивается и впоследствии сопровождается комментариями с эмоциональным окрасом. (Кстати, говоря о полезности телефонного опроса, нужно иметь в виду, что уровень

качества дистанционной работы с потребителем в большинстве случаев подтверждается соответствующим качеством непосредственной работы СТОА. (Иными словами, если в ходе телефонного опроса сотрудник СТОА даже не снял телефонную трубку, то, скорее всего, и менеджер, который должен работать непосредственно с потребителем, не проявит своих компетенций при непосредственном общении.)

Проверка непосредственно на СТОА второй ее этап. Он — многоаспектный, охватывающий вопросы фирменного стиля и стандартов поведения сотрудников служб СТОА. Но, конечно, при непосредственном контакте большое значение придается измерению соответствия базовому стандарту. При этом наиболее интересной считается проверка, имеющая сложный сценарий: она позволяет отследить взаимодействие подразделений компании СТОА, например, при оценке организации процесса покупки автомобиля, начиная с телефонного звонка и заканчивая началом процесса заключения договора на эту покупку. Здесь можно измерить качество работы менеджера отдела продаж по телефону и при непосредственном общении с потенциальным покупателем, а также оценить работу специалистов инженерных служб при организации предпродажной подготовки и специалистов экономической службы, занимающихся оформлением договора купли-продажи. При этом к целевым индикаторам качества исполнения стандартов добавляется время, затраченное клиентом на ожидание пакета документов и автомобиля.

В качестве второго сложного сценария работы по методу "тайный покупатель" можно привести процесс оказания услуг по ТО автомобиля. Здесь также довольно четко отслеживается качество работы различных подразделений СТОА. И особый интерес представляют собой проверки, связанные с устранением неисправностей, специально внесенными в автомобиль. Причем, чтобы эти неисправности, во-первых, были мелкими, а во-вторых, находились в нескольких основных системах, например, в электрооборудовании, трансмиссии, подвеске и т. д. В этом случае удается оценить качество работы не только диагноста какой-то одной системы, но и специалистов участков мелкого и среднего ремонта и, кроме того, состояние систем метрологического и технологического обеспечения, наличие и использование специального инструмента, а также системы работы складов зарекомендованных изделий и запасных частей.

Понятно, что организация и проведение проверок со сложным сценарием — мероприятия более трудоемкие, но их результаты получаются более глубокими, чем в случае простых сценариев, позволяющими не только провести аудит предприятий фирменного автосервиса, но и вскрыть проблемы головного предприятия-автопроизводителя, связанные с несовершенством технологий ремонта или процесса обеспечения запасными частями.

В заключение приведем некоторые наиболее характерные для традиционных фирменных сетей российских автопроизводителей результаты работы по методу "тайный покупатель", полученные через телефонные

опросы (табл. 1) и через непосредственные проверки (табл. 2) в 2011—2013 гг.

Анализ табл. 1 позволяет определить ключевую проблемную область в исполнении базового стандарта обслуживания. Как видим, даже фирменные предприятия такого мощного автопроизводителя, как тот, который был выбран авторами, не отличаются умением специалистов сервиса общаться с клиентами. Они зачастую односложно отвечают на вопросы клиентов, не стремятся дать полную информацию, стараются переадресовать их на других специалистов. И табл. 2, по сути, вскрывает ту же проблему — неумение общаться с потребителем. Причем она обостряется незнанием технических аспектов продукции, а главное — отсутствием желания проводить полную презентацию автомобиля в соответствии с требованиями стандарта.

При проверках довольно часто также наблюдается неопрятный внешний вид менеджеров. Причем существует некая связь между внешним видом менеджера и качеством проданных автомобилей: они либо

Таблица 1

Параметр	Выявленные предприятия с критическими отклонениями от требований базового стандарта обслуживания, %		
	2011	2012	2013
Год	2011	2012	2013
Число проверенных предприятий	25	20	28
Срок поднятия трубки телефона (должна быть поднята не позднее третьего звонка)	10	8	8
Содержание ответа на звонок:			
приветствие	50	40	45
название подразделения звонившему	30	30	40
имя, фамилия снявшего трубку	70	80	80
предоставление клиенту возможности говорить первому	0	0	0
постановка уточняющих вопросов, перехват инициативы	10	15	20
сообщение клиенту краткой информации по его вопросу	0	10	0
предложение личной встречи	100	100	90
резюме (<i>итак, я жду Вас в нашем дилерском центре в субботу в 6.30</i>)	100	100	100
подтверждение дальнейших шагов	100	100	100
благодарность за звонок	90	80	80
Переадресация звонка:			
получение информации об имени и фамилии звонящего (<i>представьтесь, пожалуйста</i>)	100	100	90
сообщение звонящему о переводе звонка на нужного абонента и почему	10	20	30
представление внутреннему абоненту звонящего и сообщение о цели звонка	90	100	100

Таблица 2

Параметр	Предприятия с критическими отклонениями от требований базового стандарта обслуживания, %		
	2011	2012	2013
Год			
Число проверенных предприятий	25	20	28
Внешний вид продавца-консультанта в торговом зале			
мужчины:			
чисто выбрит	50	50	50
костюм однобортный	60	50	50
светлая рубашка с длинным рукавом	60	60	60
галстук	70	80	80
офисные чистые ботинки	60	60	60
дамы:			
строгий деловой костюм	20	10	10
бэйдж на уровне диафрагмы лицевой стороной	80	80	80
Визуальный контакт с входящим клиентом:			
подход к клиенту, если он ищет взглядом, к кому обратиться, проявляет активный интерес к автомобилю (открывает двери, капот, садится в автомобиль, осматривает салон), находится один более 5 мин, предложите свою помощь	50	50	50
Оборудование рабочего места:			
прайс-листы	10	0	0
проспекты по всему модельному ряду	20	10	0
Информационные материалы по кредитованию и страхованию:	10	0	0
проспекты по текущим рекламным акциям	10	0	0
визитные карточки	30	20	20
компьютер с базой цен и наличия автомобилей	10	0	0
Работы в шоу-руме:			
на фронт-лайне всегда должен быть сотрудник отдела продаж	20	20	10
внутренние вопросы работы дилерского центра не обсуждаются	30	40	20
негативное отношение к компании, маркам автомобилей, продаваемых дилером, моделям, технологическим процессам, отделам, сотрудникам и клиентам не выражается	20	20	20
личные дела в присутствии клиента не обсуждаются	10	0	0
рабочий сленг на рабочем месте не используется	10	20	20
Первый контакт с клиентом:			
клиент всегда имеет приоритет перед другими продавцами-консультантами	50	50	50
разговор с клиентом сопровождается улыбкой или заинтересованным выражением лица	40	50	50
приветствие	30	20	20
первые фразы при общении с клиентом (с вами уже общается кто-либо из консультантов? вы уже были раньше в нашем дилерском центре? что Вас заинтересовало?)	100	100	80
повествовательное предложение о продукте, вызвавшее интерес клиента	60	60	50
Подстройка:			
сохранение визуального контакта при разговоре с клиентом	60	50	50
спокойный и уверенный голос	50	50	60
улыбка (если это приемлемо по ситуации)	70	80	80
не допускается сленг в разговоре с клиентом	60	60	50
Выявление потребностей клиента:			
вопросы, обрисовывающие вкусы и предпочтения клиента в отношении кузова, объема двигателя, цветовой гаммы, коробки передач и т.д.	50	50	50
Презентация автомобиля:			
сообщается спокойным голосом, средним темпом речи	60	70	60
её порядок: ценник; передняя часть; под капотом; сторона водителя; задняя часть и багажник; левая сторона и салон; удаление полиэтиленовых чехлов с сидений и солнцезащитных козырьков; на полу должны быть постелены свежие бумажные коврики	50	40	20

покрыты многодневной пылью, либо внутри нет ковриков и т. д. и т. п.

Все это и многое другое позволяет выявить именно метод "тайный покупатель". Это говорит о том, что проблемы, связанные с недостаточным качеством работы с клиентами в автосалонах традиционных российских фирм, сохраняются. Хотя уже есть и сдвиги в лучшую сторону: все больше предприятий выполняют свою работу на высоком фирменном уровне. Но есть и те, кто не выполняет. В итоге, клиент не получает одинакового высокого уровня исполнения стандартов обслуживания на разных предприятиях одной фирменной сети. Причем это характерно именно для СТОА, обслуживающих только отечественные автомо-

били. Те же из них, кто работает и с моделями зарубежного происхождения, к их владельцам относятся, мягко говоря, не очень внимательно, а к владельцам зарубежных — с предельно точным соблюдением требований базовых стандартов. Так что метод "тайный покупатель" есть тот инструмент, который делает и эту проблему более "прозрачной", а значит, и инструментом ее решения. А в более широком плане он — инструмент создания потребительской удовлетворенности и лояльности к работе отечественной продукции, их продукции.

Статья выполнена в рамках работы над грантом Президента РФ по поддержке молодых ученых — докторов наук на 2014–2015 гг., МД-2782.2014.8.

УДК 338

ЛИЗИНГ КАК ИНСТРУМЕНТ ФИНАНСОВЫХ ОПЕРАЦИЙ ПРИ ОБНОВЛЕНИИ И ПОПОЛНЕНИИ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ АВТОТРАНСПОРТНОЙ ОРГАНИЗАЦИИ И ПРЕДПРИЯТИЯ

Канд. техн. наук **П.А. ЛОЩАКОВ**

Ярославский филиал финансового университета при Правительстве РФ (485. 74-72-76)

Рассмотрена методика оценки привлекательности различных источников финансирования АТП при обновлении и пополнения его материально-технической базы и предприятия.

Ключевые слова: автотранспортная организация, материально-техническая база, лизинг, аренда, финансовый инструмент, арендатор, владелец имущества, прибыль, инвестиционный проект, кредит, денежный поток, арендная плата.

Loschakov P.A.

LEASING AS INSTRUMENT OF FINANCIAL OPERATIONS AT UPGRADE AND ADDITION OF MATERIAL BASE OF MOTOR TRANSPORTATION ORGANIZATION AND BUSINESS

Assessment methodology attractiveness of different sources of financing surveyed at upgrade and addition of material base of motor transportation organization and business is considered.

Keywords: motor transportation organization, material base, leasing, rent, financial tool, tenant, owner of property, profit, investment project, credit, money stream, rent.

Прибыль любой автотранспортной организации и любого предприятия зависит от качества и разнообразия услуг, которые они предлагают своим клиентам. Но совершенно очевидно, что и то и другое, в свою очередь, во многом определяется совершенством (производительность, удобство для потребителя и т. д.) той транспортной техники, которыми организация или предприятие обладает. Поэтому тот, кто регулярно обновляет, пополняет и расширяет материально-техническую базу, как правило, оказывается победителем в борьбе за клиента. Почему — понятно: скажем, если АТП занимается не только перевозками грузов, но и обеспечивает строительные и дорожно-строительные работы, а также другими видами деятельности, которые требуют привлечения специального оборудования, то число потребителей его услуг будет всегда больше, чем у того, кто специализируется на выполнении какого-либо одного вида работ.

Однако АТП-универсалов у нас пока что не так много. И не потому, что их руководители не знают преимуществ универсализма. Все гораздо проще. Чтобы его достичь, необходимо закупать современные автотранспортные средства и специальную технику. Но не все имеют возможность приобретать их по предоплате, одновременно выделять необходимую сумму из оборотных средств. Требования же банков, предоставляющих кредиты, очень жестки, особенно в последнее время. Поэтому получить кредит для многих, особенно для тех, кто только начинает свой бизнес, — весьма проблематично.

Есть ли выход из создавшегося положения? Ответ на него подсказывает зарубежный опыт. Это так называемый лизинг (аренда). Именно он позволяет покупать необходимые АТС без отвлечения оборотных средств. Причем на весьма выгодных условиях.

Суть этого финансового инструмента довольно проста: выплаты по договору осуществляются за счет прибыли, полученной от эксплуатации покупки. То есть её приобретатель обходится без кредитов. Кроме того, покупка новой техники за деньги неизбежно связана с увеличением налоговой базы, т. е. с дополнительными расходами. Лизинг же таких расходов не предусматривает. Короче говоря, для арендатора, реализующего конкретный инвестиционный проект, проблема сводится к поиску наиболее выгодных (дешевых) источников лизингового финансирования. Главное здесь — чтобы приобретение необходимых активов в аренду обходилось дешевле, чем в собственность.

Именно поэтому лизинг в хозяйственной практике развитых стран получил самое широкое распространение. Причем там применяется не одна, а довольно много различных его форм, каждая из которых имеет свои специфические особенности [1]. Правда, если к ним присмотреться более внимательно, то все существующие виды лизинговых соглашений, по сути, представляют собой разновидности двух базовых форм — либо операционного, либо финансового лизинга. Рассмотрим их.

Операционный (сервисный) лизинг — это соглашение о текущей аренде. Как правило, его срок меньше периода полной амортизации арендуемого актива. То

есть предусмотренная контрактом арендная плата не покрывает полной стоимости актива, что вызывает необходимость сдавать его в лизинг несколько раз. Вторая его важнейшая отличительная черта — право арендатора на досрочное прекращение контракта, а третья состоит в том, что такие соглашения обычно предусматривают оказание различных услуг по установке и текущему техническому обслуживанию сдаваемого в аренду актива. Причем стоимость оказываемых услуг включается в арендную плату либо оплачивается отдельно.

Поскольку условия операционного лизинга предусматривают возможность досрочного прекращения аренды, то арендатор может своевременно избавиться от морально устаревшей техники и заменить ее более высокотехнологичной и конкурентоспособной. При неблагоприятных обстоятельствах он может быстро прекратить данный вид деятельности, досрочно возвратив взятые в лизинг изделия владельцу, и существенно сократить тем самым затраты, связанные с ликвидацией или реорганизацией производства. Очень важно и то, что использование различных сервисных услуг, оказываемых лизинговой фирмой либо производителем техники, часто позволяет сократить расходы на текущее техническое ее обслуживание, а значит, и на содержание соответствующего персонала.

Однако у операционного лизинга есть и недостатки. Это более высокая, чем при других формах лизинга, арендная плата; требования о внесении авансов и предоплат; наличие в контрактах пунктов о выплате неустоек в случае досрочного прекращения аренды; прочие условия, призванные снизить и частично компенсировать риск владельцев имущества.

Финансовый (капитальный) лизинг является долгосрочным соглашением, предусматривающим полную амортизацию арендуемой продукции за счет платы, вносимой арендатором. Такие соглашения не допускают возможности досрочного прекращения аренды, и владелец имущества (разумеется, при правильном определении величины периодической платы) получает полное возмещение понесенных затрат на его изготовление (автозавод) или на его приобретение и содержание (лизинговая фирма), а также обеспечивает себе требуемую норму доходности.

У финансового лизинга есть разновидности. В частности, такие соглашения предусматривают право арендатора на выкуп имущества по истечении срока контракта по льготной или остаточной стоимости. Причем эта стоимость может быть чисто символической.

Как видим, финансовый лизинг, в отличие от операционного, существенно снижает риск владельца

имущества. По сути, его условия во многом идентичны договорам, заключаемым при получении долгосрочных банковских кредитов, так как предусматривают полное погашение стоимости техники (займа); внесение периодической платы, включающей ее стоимость и доход владельца (выплаты по займу — основная и процентная части); право объявить арендатора банкротом при его неспособности выполнить заключенное соглашение и т. д.

Оценим степень привлекательности различных источников финансирования процессов обновления и пополнения материально-технической базы автотранспортной организации или предприятия на конкретном примере.

Допустим, что есть автотранспортная организация ОАО "Навигатор", руководство которой для расширения производства решило обновить имеющийся автопарк и приобрести современную специальную технику. На эти цели оно собирается выделить 500 000 тыс. руб., приняв, что срок эксплуатации приобретаемой техники должен составить пять лет.

Для решения этой задачи возможны два пути: либо взять кредит в размере тех же 500 000 тыс. руб., либо взять необходимую технику у лизинговой фирмы.

Допустим, далее, что есть банк, который готов предоставить кредит на 5 лет под 18 % и есть лизинговая фирма, готовая дать технику в аренду сроком на те же 5 лет с арендной платой 150 000 тыс. руб. в год, выплачиваемых в конце каждого года. При этом все расходы, связанные с обслуживанием этой техники, несет лизинговая фирма. Ставка налога на прибыль, которую должно выплачивать ОАО "Навигатор", составляет 20 %. При этом оно использует метод равномерного списания стоимости своих активов. Кроме того, необходимо выполнить анализ лизинговых операций и оценить, что выгоднее — купить технику или взять ее в лизинг. Такие расчеты лучше всего выполнять с помощью метода чистых платежей (денежных потоков PV), осуществляемых в процессе проведения обеих операций. И если окажется, что $PV_{\text{покупки}} < PV_{\text{аренды}}$, то технику выгоднее купить, а если больше, то арендовать.

Условия покупки техники приведены в табл. 1, а ее стоимость на день принятия решения определяется по формуле:

$$PV_n(K) = E_0 + \sum_{t=1}^n \frac{K_t - P_t T - A_t T}{(1+r)^t} - \frac{SV_n}{(1+r)^n}, \quad (1)$$

где K_t — периодический платеж по погашению кредита; A_t — амортизационные отчисления в период t ; P_t — процентная часть периодического платежа в период t ;

Таблица 1

Исходные данные		Условия кредита		Вычисляемые параметры	
Стоимость актива, тыс. руб.	500 000,00	Аванс, руб.	0	Кредит, тыс. руб.	500 000,00
Срок эксплуатации, лет	5	Ставка, %	18	Платеж, тыс. руб.	159 888,92
Остаточная стоимость актива, тыс. руб.	0,00	Число платежей	1	Число периодов	5
Налог, %	20	Тип платежа	—	Норма дисконта, %	14
				Ликвидационная стоимость, тыс. руб.	0,00

Таблица 2

Период	Погашение кредита (K_t), тыс. руб.	Налоговый щит (кредит), тыс. руб.	Налоговый щит (амортизация), тыс. руб.	Чистые платежи (KCF_t), тыс. руб.
0	0,00	0,00	0,00	0,00
1	159 888,92	-18 000,00	-20 000,00	121 888,92
2	159 888,92	-15 484,00	-20 000,00	124 404,92
3	159 888,92	-12 515,12	-20 000,00	127 373,80
4	159 888,92	-9 011,84	-20 000,00	130 877,08
5	159 888,92	-4 877,97	-20 000,00	135 010,95
$PV_{\text{пок}}$				431 993,34

Таблица 3

Исходные условия					
Стоимость актива, тыс. руб.	500000,00	Аванс	0,00	Плата, тыс. руб.	150000,00
Срок аренды, лет	5	Число платежей	1	Норма дисконта, %	14,4
Налог, %	20	Тип платежа	—	Число периодов	5

SV_n — современная величина остаточной (ликвидационной) стоимости техники на конец срока операции. Результаты расчетов по этой формуле приведены в табл. 2. Из нее видно, что покупка техники обойдется ОАО "Навигатор" в 431 993 тыс. руб.

Поскольку процесс анализа требует проведения трудоемких вычислений, для получения результатов расчетов, представленных в табл. 1 и 2, созданы шаблоны, в которых использованы встроенные функции MS Excel и пакет анализа, автоматизирующие решение данной задачи для арендатора [2].

Объем посленалоговых платежей для каждого периода t в случае лизинга подсчитывается по формуле:

$$PV(L) = E_0 + \sum_{t=1}^n \frac{L_t(1-T)}{(1+r)^t}, \quad (2)$$

где L_t — арендная плата; T — ставка налога; E_0 — предоплаты (авансовые платежи) на момент времени $t = 0$; r — норма дисконта.

Результаты расчета, выполненного в соответствии с условиями аренды, перечисленными в табл. 3, приведены в табл. 4, из которой следует, что техника в этом случае обойдется арендатору в 408 039 тыс. руб., т. е. на 5,5 % дешевле.

Однако в лизинговых операциях участвуют как минимум две стороны — владелец техники и арендатор. И каждая из них стремится получить от сделки определенную (в идеале — максимальную) выгоду. Поэтому анализ экономической привлекательности такой операции должен проводиться с учетом интересов всех ее участников.

Цель владельца имущества — получение финансовой выгоды от сдачи его в аренду. Важнейшее значение при этом имеет определение величины арендной

платы, компенсирующей расходы на изготовление (приобретение) и обслуживание имущества, его физическое и моральное устаревание, а также получение требуемой нормы доходности. Критерием эффективности проводимой операции для него служит показатель чистой современной стоимости возникающих при этом потоков NPV платежей, который может быть задан следующей формулой:

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{L_t - L_t T - A_t T}{(1+r)^t} + \frac{SV_n}{(1+r)^n} - I_0, \quad (3)$$

где L_t — арендная плата; T — ставка налога; A_t — амортизационные отчисления в период t ; SV_n — современная величина остаточной (ликвидационной) стоимости оборудования на конец срока операции; I_0 — начальные инвестиции. Результаты расчета, выполненного по ней, приведены в табл. 5. В ней PI — индекс рентабельности, который показывает, сколько единиц современной величины денежного потока приходится на единицу предполагаемых первоначальных затрат; IRR — внутренняя норма доходности, под которой понимают процентную ставку, при которой чистая современная стоимость инвестиционного проекта на день принятия решения равна нулю; $MIRR$ — модифицированная внутренняя норма доходности. (Функ-

Таблица 4

Расчетный период	Арендная плата (L_t), тыс. руб.	Налоговый щит, тыс. руб.	Чистые платежи (LCF_t), тыс. руб.
0	0,00	0,00	0,00
1	150 000,00	30 000,00	120 000,00
2	150 000,00	30 000,00	120 000,00
3	150 000,00	30 000,00	120 000,00
4	150 000,00	30 000,00	120 000,00
5	150 000,00	30 000,00	120 000,00
$PV_{\text{лиз}}$			408 039,94

Таблица 5

Исходные условия		Условия аренды		Результаты анализа	
Налог, %	20	Норма дисконта, %	14,4	NPV	-23 953,40
Стоимость актива, тыс. руб.	500 000	Число платежей	1	PI	0,95
Остаточная стоимость, тыс. руб.	0	Тип платежа	0	IRR	0,12
Срок, лет	5	Арендная плата, тыс. руб.	150 000	$MIRR$	0,13
		Чистая ликвидная стоимость, тыс. руб.	0,00	Безубыточная арендная плата, тыс. руб.	158 805,53

Таблица 6

Норма дисконта, %	0,00	5,00	10,00	15,00	20,00
Арендная плата, тыс. руб.	Доход на единицу вложений, руб.				
100000	0,00	-0,13	-0,24	-0,33	-0,40
150000	0,40	0,21	0,01	-0,06	-0,12
200000	0,80	0,56	0,36	0,21	0,08
250000	1,20	0,90	0,67	0,47	0,32

ция для ее расчета имеет специальный аргумент — предполагаемую ставку реинвестирования.)

Как следует из этой таблицы, получение требуемой владельцем имущества нормы доходности может обеспечить арендная плата в размере 158 805,53 тыс. руб. в год, т. е. величина арендной платы, на которую рассчитывает арендатор (150 000 тыс. руб.) и требует владелец имущества, не совпадают. Следовательно, при годовой норме дисконта, равной 5 % (первая строка в

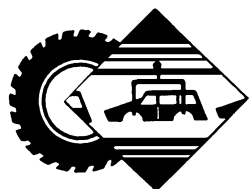
табл. 6), нужный владельцу имущества доход может быть получен только при арендной плате, равной 200 000 тыс. руб. в год, что на 25 % больше того, что может дать арендатор. То есть сделка последнему не выгодна.

Разработанная автором программа позволяет проводить многовариантные расчеты, результаты которых приведены в табл. 4.

Получить данные, приведенные в табл. 2, 3 и 6, довольно сложно. Поэтому автор разработал не только методику таких расчетов, но и программу, позволяющую автоматизировать эти расчеты, следовательно, дающие возможность менеджерам арендатора и лизинговой фирмы в короткие сроки принять решение о целесообразности взятия и сдачи в аренду техники.

Литература

1. <http://yarkamp-leasing.ru/articles.html>
2. Лукаевич И.Я. Анализ финансовых операций. Методы, модели, техника вычислений. — М.: Финансы, ЮНИТИ, 1998. — 400 с.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.113-223.2-55

ИЗМЕНЕНИЕ МОНТАЖНОЙ ВЫСОТЫ КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ОСЕВОЙ НАГРУЗКИ В ПРОЦЕССЕ СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ С ПРЕДНАТЯГОМ

Кандидаты техн. наук **Б.В. ШАНДРОВ** и **И.А. БУЛАВИН**, **Г.В. МАСЛЕННИКОВА**
Университет машиностроения (МАМИ) (495 269-54-98)

Рассмотрена технология расчета (назначение) преднатяга конических роликоподшипников.

Ключевые слова: подшипники, сборка, регулировка, силовые факторы, осевая податливость, кривизна, тела и поверхности качения в подшипниках.

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Maslennikova G.V.
**CHANGE OF ASSEMBLY HEIGHT OF TAPERED ROLLER BEARINGS UNDER THE INFLUENCE
OF AN AXIAL LOAD IN THE COURSE OF POWER SHORT CIRCUIT OF BEARINGS MOUNT
ASSEMBLIES WITH A PRETIGHTNESS**

Technology of calculation (purpose) a pretightness of roller bearings.

Keywords: bearings, assembly, resetting, power factors, axial pliability, curvature, bodies and surfaces of swing in bearings.

Если в подшипниковых узлах, состоящих их двух конических роликовых подшипников по условиям эксплуатации наличие зазоров или значительных упругих смещений колец под действием внешних нагрузок недопустимо, то такие подшипники, как известно, устанавливаются с предварительным натягом.

Основное назначение такого преднатяга — повышение осевой и ради-

альной жесткостей подшипниковых узлов с целью обеспечения стабильности параметров зацепления шестерен в редукторах при любых условиях эксплуатации автомобиля. Достигается она за счет главной особенности конического радиально-упорного подшипника — нелинейной характеристики осевых упругих смещений его колец при действии осевой нагрузки. Причина

этой нелинейности состоит в том, что в подшипнике контактируют три конические поверхности — ролик, а также внутренние и внешние кольца подшипника, что придает подшипнику осевую податливость, которая влияет на осевую и радиальную жесткость подшипниковых узлов и стабильность параметров зубчатой передачи в редукторах. Поэтому понятно, почему этому влиянию посвящено много работ отечественных и зарубежных авторов. В большинстве этих работ, как показывает их анализ, для конических роликоподшипников, действительно, приводится нелинейная осевая характеристика податливости, показывающая, что с увеличением преднатяга приращение осевого смещения колец подшипника относительно друг друга уменьшается. Что означает: создавая преднатяг, можно существенно, в десятки и сотни раз, повысить, по сравнению с отдельно взятым подшипником в состоянии поставки, осевую и радиальную жесткости подшипников узлов.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\delta_a = \frac{6,0 \cdot 10^{-3} F_a^{0,9}}{z^{0,9} l_p^{0,28} d_p^{0,8} (\sin \beta)^{1,9}}$	F_a — осевая сила (преднатяг); z — число роликов; l_p — длина ролика; β — угол наклона наружного кольца
2	$\delta_a = \frac{F_a^{0,665}}{z^{0,438} l_p^{0,28} d_p^{0,28} (\sin \beta)^{1,863}}$	d_p — диаметр ролика
3	$\delta_N = \frac{3}{2} \cdot \frac{2K}{\pi n_a} \left[\frac{1}{3} \left(\frac{1-\mu^2}{E} \right) \sum \rho N^2 \right]^{1/3}$	$\frac{2K}{\pi n_a} = K$ — табличный коэффициент, учитывающий кривизну упругих тел в контакте и определяемый по вспомогательной величине Ω ; μ — коэффициент Пуассона; E — модуль упругости; $\rho = \frac{1}{R_{11}} + \frac{1}{R_{12}} + \frac{1}{R_{21}} + \frac{1}{R_{22}}$ — сумма главных радиусов кривизны соприкасающихся тел в начальной точке касания; N — нормальная нагрузка в контакте
4	$\Omega = \frac{(\rho_{12} - \rho_{11}) + (\rho_{22} - \rho_{21})}{\sum \rho}$	—
5	$\delta_a = \delta_{a_{13}} + \delta_{a_{23}}$	$\delta_{a_{13}} = \frac{\delta_{N_{13}}}{\sin \beta}$ — смещение ролика относительно наружного кольца по оси подшипника; $\delta_{a_{23}} = \frac{\delta_{N_{23}}}{\sin \alpha}$ — смещение внутреннего кольца относительно ролика
6	$N_{13} = N_{23} = \frac{F_a}{Z \sin \beta}$	—
7	$\delta_a = \left(\frac{1,06(1-\mu^2)}{EZ \sin \beta} \right) \left[\frac{K \rho_{13} (\sum \rho_{13})^{1/3} F_a^{2/3}}{\sin \beta} + \frac{K \rho_{23} (\sum \rho_{23})^{1/3}}{\sin \alpha} \lim_{F_a \rightarrow F} F_a^{2/3} \right]$	$K \rho_{13}$, $K \rho_{23}$ — коэффициенты, приведенные в работе [2], в зависимости от величин $\sum \rho_{13}$, $\sum \rho_{23}$, Ω_{13} и Ω_{23} ; $\sum \rho_{13}$ и $\sum \rho_{23}$ — суммы главных значений кривизны в контакте ролика с наружным и внутренним кольцами; $\Omega_{13} = \frac{(\rho_{31} + \rho_{32}) - (\rho_{11} - \rho_{12})}{\sum \rho_{13}}$; $\Omega_{23} = \frac{(\rho_{31} + \rho_{32}) - (\rho_{21} + \rho_{12})}{\sum \rho_{23}}$; ρ_{11} , ρ_{12} — средний радиус поверхности качения и радиус бомбины наружного кольца подшипника; ρ_{21} , ρ_{22} — то же для внутреннего кольца; ρ_{31} , ρ_{32} — то же для бомбины ролика; F_a — сила, при которой выбирается зазор между торцами роликов и направляющим бортом внутреннего кольца подшипника
8	$\delta_a^{\Sigma} = (C_1 + C_2) F_a^m$	C_1 и C_2 — постоянные коэффициенты осевых жесткостных характеристик
9	$C = \left(\frac{1,06(1-\mu^2)}{EZ \sin \beta} \right)^{2/3} \frac{K \rho_{23} (\sum \rho_{23})^{1/3}}{\sin \beta}$	—
10	$\cos \tau = \frac{B-A}{B+A} = \frac{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_4}}$	R_1, R_2, R_3, R_4 — радиусы контактирующих поверхностей вращения
11	$R_0 = \frac{b^2}{8a}$	b — ширина поверхности качения колец или роликов; a — величина бомбины (бочкообразности)
12	$y = aX^m$	$y = (\delta_a^{\Delta R} - \delta_{a_0})$ — усредненная разность упругих смещений подшипника с отклонением его округлости в исходном состоянии; $X = \frac{\Delta R}{\Delta R_0}$ — отклонения от округлости поверхности качения при сборке дуплекса; a и m — постоянные коэффициенты, определяемые по формулам метода наименьших квадратов
13	$\delta_a^{\Delta R} = \delta_{a_0} + 27,7 \left(\frac{\Delta R}{\Delta R_0} - 1 \right)^{0,526}$	ΔR_0 — допустимая погрешность формы поверхности качения наружного кольца с корпусом редуктора в состоянии поставки; δ_{a_0} — допустимая погрешность формы наружного кольца в состоянии поставки; 27,7 — постоянный коэффициент
14	$\delta_a^{\Delta R} = C F_a^m$	—
15	$\delta_a^{\Delta T} = \delta_a \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)^{0,3}$	ΔT — фактическое значение перекоса кольца после запрессовки в корпус редуктора; ΔT_0 — предельно допустимое значение этого перекоса; 0,3 — показатель степени, полученный эмпирически
16	$\delta_a^{\Delta \sigma_0} = \delta_{a_0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_0} \right)^{0,3} + 27,7 \left(\frac{\Delta R}{\Delta R_0} - 1 \right)^{0,526}$	δ_{a_0} — исходная зависимость осевых упругих смещений подшипника с погрешностями ΔR_0 и ΔT_0
17	$\delta_{a_0} = \frac{F_a^{0,663}}{z^{0,438} l_p^{0,28} d_p^{0,178} (\sin \beta)^{1,863}}$	—

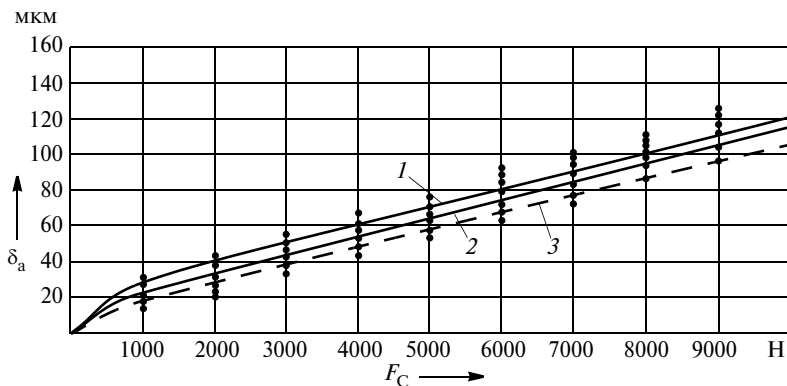


Рис. 1. Осевое упругое смещение колец в подшипниках 7610K1:

1 — результаты эксперимента; 2 — расчет по эмпирической формуле; 3 — расчет по теоретической формуле

Однако преднатяг — это дополнительная нагрузка на подшипники, приводящая к увеличению трения, следовательно, выделению теплоты на подшипниках в процессе их работы, что может привести к снижению их долговечности. Поэтому злоупотреблять преднатягом нельзя. И на практике для определения допустимого значения осевого смещения δ_a колец в конических роликоподшипниках, обеспечиваемого с помощью преднатяга, как правило, подсчитывается по эмпирической зависимости, предложенной А. Пальмгреном (формула № 1 в табл. 1). В этой формуле, как видим, при силе F_a стоит показатель степени, равный 0,9, т. е. близкий к единице. Значит, характеристика $\delta = f(F_a)$ осевого смещения колец, вопреки приведенной выше точке зрения многочисленных специалистов, получается близкой к линейной. Однако экспериментальная проверка этой формулы на отечественных подшипниках показала, что для расчета осевого смещения их колец в качестве расчетной зависимости δ_a следует применять уточненную эмпирическую зависимость (формула № 2). В этой формуле показатель степени при F_a равен не 0,9, а 0,66 и гораздо лучше, чем в формуле № 1, отражает нелинейный характер осевой податливости подшипников (дает полукубическую параболу). В формулу № 2, кроме того, введен дополнительный параметр геометрии — средний диаметр d_p роликов. В итоге она, как показал опыт, дает довольно точные результаты расчета

параметра δ_a для подшипников с углами конуса $\beta = 12...30^\circ$ в состоянии поставки, которые не имеют погрешностей формы на поверхностях качения колец и роликов. Это хорошо видно на рис. 1, на котором в качестве примера приведены результаты расчета и экспериментальных исследований одного из подшипников ведущего вала редуктора заднего моста автомобиля. То же самое следует и из рис. 2, где даются кривые, представляющие собой результат алгебраического сложения двух характеристик, при показателе степени, равном 2/3.

Все экспериментальные исследования осевой податливости дуплекса проводились при $F_a = 1...10$ кН и вращении корпуса редуктора с частотой 30 мин^{-1} . Осевая сила F_a через корпус передавалась на второй — нижний подшипник, благодаря чему измерительное устройство контролировало одновременно смещение колец в двух одинаковых подшипниках. Полученные результаты (табл. 2) делились надвое. При этом установлено, что расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 5...6 %.

Для определения теоретической зависимости осевых упругих смещений δ_a в коническом роликовом подшипнике от различных факторов были приняты следующие допущения: осевая нагрузка F_a на подшипник распределяется между всеми телами качения (роликами и кольцами) равномерно; зазора между рабочими торцами роликов и направляющим бортом внутреннего

кольца нет; смещение колец подшипника есть следствие упругих контактных их деформаций в направлении нормальной нагрузки при контакте упругих тел двойной кривизны (величина, обратная радиусу), которая образована радиусами ролика (R_1) и бомбины (бочкообразности — R_6) ролика и поверхностей качения колец подшипника (R_2, R_3). Но из теории упругих контактных деформаций для контактирующих тел двойной кривизны известно, что в этом случае значение перемещения δ_k этих тел под действием силы N можно подсчитать по формуле № 3. При этом для определения величины Ω предназначена формула № 4.

Осевое смещение δ_a колец в коническом подшипнике (рис. 3) представим как сумму перемещений,

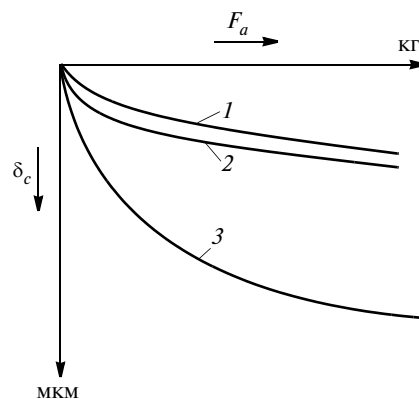


Рис. 2. Суммарная жесткостная характеристика осевых упругих смещений при создании преднатяга в дуплексе подшипников ведущего моста:

1 — $\delta_{a1} = C_1 F_{a1}$; 2 — $\delta_{a2} = C_2 F_{a2}$; 3 — $\delta_{a3} = C_3 F_{a3}$ (C_i — коэффициент податливости подшипника)

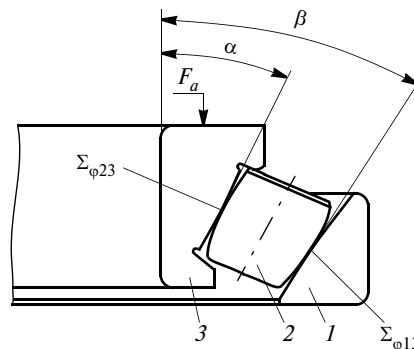


Рис. 3. Осевое смещение колец в коническом подшипнике:

1 — наружное кольцо; 2 — ролик; 3 — внутреннее кольцо

возникающих за счет контактных деформаций поверхности качения, т. е. в виде формулы № 5.

Нормальная нагрузка в контакте ролика с наружным (N_{13}) и внутренним (N_{23}) кольцами определяется по формуле № 6. Смещение δ_{a23} внутреннего кольца относительно ролика имеет предел по силе F_a , при которой зазор между торцами роликов и направляющим бортом внутреннего кольца полностью выбирается. Это сила F'_a . Тогда теоретическая зависимость для определения осевых упругих смещений δ_a в коническом подшипнике примет вид формулы № 7.

При сжатии дуплекса рассматриваемых подшипников суммарное осевое смещение δ_a^Σ , очевидно, будет равно сумме смещений в каждом из них. И если каждое из этих смещений представить в виде степенной функции $\delta_a = CF_a^m$, то смещение внутреннего кольца одного под-

шипника относительно внутреннего кольца другого подшипника дуплекса даст формула № 8.

Входящие в эту формулу коэффициенты C_1 и C_2 зависят от геометрии подшипников и приближенно, вследствие малости F_a , определяются по формуле № 9.

Табличные величины $K = \frac{2K}{\pi n_a}$ за-

висят от вспомогательного комплексного коэффициента $\cos\tau$ кривизны контактирующих поверхностей, который подсчитывается по формуле № 10.

При изготовлении конических роликоподшипников допуск на углы конуса колец и роликов задается в пределах $\pm 15'$. Такой допуск — чрезвычайно "жесткий", поэтому не всегда выдерживается в производстве. Для компенсации погрешностей углов конуса наружного кольца ($\Delta\alpha$), ролика ($\Delta\beta$) и поверхности качения ($\Delta\gamma$) внутреннего кольца, ра-

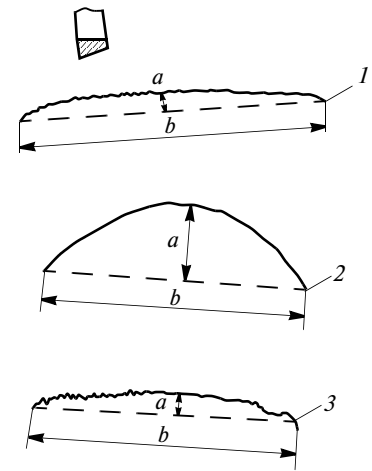


Рис. 4. Профилограммы поверхностей качения конического роликоподшипника:

1 — наружное кольцо; 2 — ролик; 3 — внутреннее кольцо

бочие поверхности выполняются с так называемой бомбиной — бочкообразностью. Ее величина задается в технических условиях на изготовление колец подшипников и находится в пределах от 8 до 20 мкм.

Для определения кривизны бомбинированной поверхности необходимо знать радиус R_b бомбины, для которого предназначена формула № 11. Входящие в нее параметры a и b находили с помощью профилометра-профилографа "Калибр—201". Анализ профилограмм показал, что у наружного кольца величина бомбины составляет 9 мкм, у ролика — 22 мкм, у внутреннего кольца — 8 мкм. Если поверхность не бомбинированная, то в расчетах кривизны необходимо принимать радиус $R_b = \infty$, тогда кривизна ρ этой поверхности в этом сечении будет равна нулю.

В результате исследований установлено, что сумма $(C_1 + C_2)$ коэффициентов осевой податливости подшипников располагается в диапазоне $(1,0...2,5) \cdot 10^{-2}$, а для подшипников с углами конуса $\beta = 30^\circ$ — в диапазоне $(1,0...2,5) \cdot 10^{-3}$.

Изменение осевых упругих смещений δ_a в зависимости от величины отклонений ΔR от округлости поверхности качения наружного кольца подшипника авторы определяли с помощью специального приспособления. В результате получили графики (рис. 4), которые показы-

Таблица 2

Осевая сила F_o , Н	Осевая податливость $\delta_o^\Sigma \cdot 10^{-3}$, мм, и коэффициент осевой податливости дуплекса подшипников $(C_1 + C_2) \cdot 10^{-3}$						
	—	—	—	—	—	—	—
0	—	—	—	—	—	—	—
1000	24	26	21	30	30	25	28
2000	38	40	34	48	46	37	48
3000	49	53	45	62	58	47	60
4000	60	65	54	76	69	56	73
5000	70	75	63	88	84	67	84
6000	80	85	70	99	90	75	90
7000	94	94	78	110	102	85	96
8000	100	102	85	120	108	93	105
9000	108	111	93	130	117	100	127
10000	115	119	99	139	125	105	132
$C_1 + C_2$	1,14	1,2	1,0	1,4	1,3	1,07	1,28

Таблица 3

$\cos\tau$	$2K/(\pi n_a)$	$\cos\tau$	$2K/(\pi n_a)$	$\cos\tau$	$2K/(\pi n_a)$	$\cos\tau$	$2K/(\pi n_a)$
0,9995	0,171	0,9820	0,447	0,959	0,550	0,895	0,688
0,9990	0,207	0,9815	0,450	0,958	0,553	0,890	0,695
0,9985	0,230	0,9810	0,453	0,957	0,556	0,885	0,702
0,9840	0,433	0,963	0,536	0,906	0,671		
0,9835	0,437	0,962	0,540	0,904	0,674		
0,9830	0,440	0,961	0,543	0,902	0,677		

вают, что математически они могут быть описаны степенной функцией (формула № 12).

Рассматриваемая выше математическая модель позволила авторам получить частную эмпирическую зависимость осевых упругих смещений в коническом подшипнике под нагрузкой, учитывающую отклонения от округлости поверхности качения наружного кольца. Это формула № 13. По ней были выполнены расчеты, результаты которых представлены на рис. 5, из которого следует: если исходное отклонение ΔR_0 от округлости при сборке колец подшипников с корпусом редуктора не изменяется, то второе слагаемое в правой части превращается в нуль, следовательно, осевое упругое смещение колец подшипника определяется величиной δ_{a0} .

Исследование влияния торцевого биения наружного кольца на величину осевых упругих смещений осуществлялось с помощью приспособления, позволяющего создавать различные значения перекоса ΔT наружного кольца в диапазоне 5...40 мкм. Итог этой работы иллюстрирует рис. 6, кривые которого можно формализовать с помощью степенной функции (формула № 14). При этом установлено, что при исходном значении $\Delta T_0 = 0,02$ мм значение $\delta_a^{\Delta T}$ постоянно, однако с изменением ΔT от ΔT_0 до ΔT_5 значительно увеличиваются упругие смещения колец за счет изменения коэффициента C . В связи с этим в качестве исследуемой математической модели принято выражение $y = x^n$, где $y = \delta_a^{\Delta T} / \delta_{a0}$ — отношение упругих смещений при наличии перекоса кольца к исходным упругим смещениям, $x = \Delta T / \Delta T_0$ — величина, показывающая, во сколько раз в состоянии поставки действительное биение торца больше исходного.

Частная же эмпирическая зависимость осевых упругих смещений в подшипнике под нагрузкой с учетом перекоса колец имеет вид формулы № 15. Тогда обобщенная эмпирическая зависимость $\delta_a = f(F_a)$ с учетом погрешностей формы и взаимного расположения поверхностей качения подшипника будет иметь

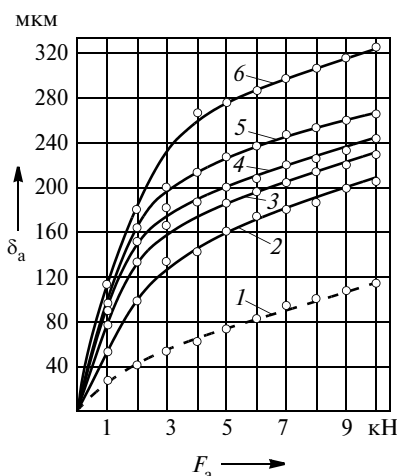


Рис. 5. Изменение монтажной высоты конического роликоподшипника при действии осевой нагрузки в зависимости от погрешности формы на поверхности качения:

1 — $\Delta R_0 = 2$ мкм; 2 — $\Delta R_1 = 15$ мкм; 3 — $\Delta R_2 = 25$ мкм; 4 — $\Delta R_3 = 35$ мкм; 5 — $\Delta R_4 = 50$ мкм; 6 — $\Delta R_5 = 75$ мкм

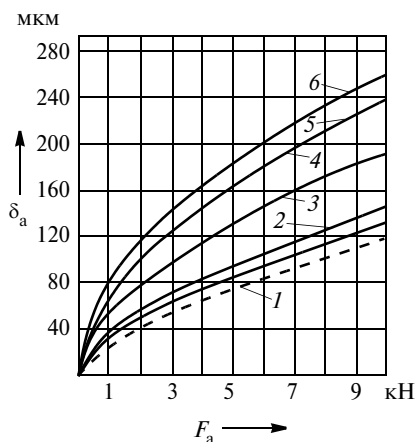


Рис. 6. Изменение монтажной высоты конического роликоподшипника при действии осевой нагрузки в зависимости от биения торца наружного кольца относительно оси вращения:

1 — $\Delta T_0 = 2$ мкм; 2 — $\Delta T_1 = 5$ мкм; 3 — $\Delta T_2 = 10$ мкм; 4 — $\Delta T_3 = 20$ мкм; 5 — $\Delta T_4 = 30$ мкм; 6 — $\Delta T_5 = 40$ мкм

вид формулы № 16 (значение входящего в нее параметра δ_{a0} дает формула № 17).

Заключительным этапом проведенных авторами исследований была проверка полученных на модели подшипникового узла эмпирических частных и обобщенной зависимостей. Для этого они оценили суммарное осевое смещение дуплексов регулируемых подшипников 7610K1...7613K1, наружные кольца которых запрессованы в условиях

производства, и их поверхности качения имеют реальные погрешности формы (ΔR) и взаимного расположения (ΔT). В итоге анализ показал, что характер расчетной и аппроксимированной по экспериментальным данным зависимостей совпадает. А это означает, что выбор математических моделей для описания частных эмпирических зависимостей упругих осевых смещений колец подшипников при наличии погрешностей на поверхностях качения был сделан правильно. И второе. Погрешности ΔR и ΔT снижают осевую жесткость подшипника и, как следствие, создают так называемый фальш-преднатяг. Аналитически это характеризуется увеличением постоянного коэффициента C жесткости и изменением показателя степени m в зависимости $\delta_a = CF_a^m$. Значит, изменяются и значения $(C_1 + C_2)$ и m в формуле № 8. Но так как через постоянные $(C_1 + C_2)$ и m осуществляется связь всех факторов и параметров наладки процесса регулирования преднатяга (сила преднатяга для наладки на середину поля допуска линейной величины преднатяга F_0 , сила F_p регулирования, степень S_k компенсации, допустимая погрешность ΔF_p силы регулирования, допуск на изготовление регулировочных шайб, то значения $(C_1 + C_2)$ и m для реальных условий регулирования должны определяться с учетом действительных погрешностей формы и взаимного расположения поверхностей качения. Если этого не делать, то говорить о точности регулирования дуплекса не приходится.

Литература

1. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Технология сборки подшипниковых узлов с предварительным натягом в редукторах ведущих мостов автомобилей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2013. № 6. С. 32—38.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Определение параметров наладки процесса создания преднатяга в подшипниках агрегатов машин // Автомобильная промышленность. 2013. № 8. С. 37—40.
3. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Преднатяг подшипников в агрегатах машин // Технология машиностроения. 2013. № 3. С. 31—37.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗРУШАЮЩИХ НАГРУЗОК ПО ДЕФОРМАЦИИ КУЗОВА АВТОБУСА ПРИ ЕГО ОПРОКИДЫВАНИИ

Канд. техн. наук **Б.Ю. КАЛМЫКОВ**

Институт сферы обслуживания и предпринимательства (филиал ДГУ) (8636. 22-20-37)

Предлагается новый метод определения разрушающих нагрузок, основанный на технической характеристике автобуса, а также информации о высоте опрокидывания и деформациях его кузова.

Ключевые слова: автобус, пассивная безопасность, потенциальная энергия опрокидывания, деформация кузова, разрушающая нагрузка.

Kalmykov B. Yu.

DEFINITION OF CRUSHING LOADS BY THE DEFORMATION OF THE BODY OF A ROLLOVER BUS

New method of definition of crushing loads based on the bus specification and information of a rollover height and the deformation of the body.

Keywords: bus, passive safety, potential rollover energy, body deformation, crushing load.

Вопросам безопасности конструкции АТС и автобусов в частности посвящено достаточно много публикаций [1 и др.]. Однако их анализ показывает, что предлагаемые их авторами подходы и методики определения разрушающих нагрузок несущих элементов кузова автобусов, как правило, не совпадают. Это говорит о том, что эти вопросы пока не решены. Поэтому автор статьи считает, что предлагаемый им метод расчета разрушающих нагрузок по величине остаточной деформации кузова автобуса при его опрокидывании в какой-то мере поможет разработчикам таких АТС повысить уровень их конструктивной безопасности.

Метод предполагает поэтапное проведение работ. Первый из них — подготовительный. В его ходе определяются три параметра автобуса: коэффициенты распределения нагрузки по осям; координаты расположения центра масс и общая энергия удара. Второй этап — расчет распределения общей энергии удара по стойкам кузова (с учетом неравномерности нагрузки по осям) и третий — расчет нагрузки, разрушающей материал кузова, обладающего определенными жесткопластическими и идеальными упругопластическими свойствами. При этом в качестве исходных для расчетов данных используются: расстояние h от опорной плоскости колес до плоскости контакта кузова с ней (высота опрокидывания); параметры, характеризующие ориентацию автобуса относительно осей координат (плоскость x ; y совпадает с опорной плоскостью колес; плоскость z параллельна плоскости передней панели кузова и проходит через центральную часть первой стойки кузова; плоскость x ; z перпендикулярна опорной плоскости и проходит через место соединения боковины с полом кузова автобуса; координаты x_i каждой стойки боковины кузова, на которую опрокинулся автобус, т. е. проекции точек, соответствующие центральной части стоек кузова автобуса от первой (1) до конечной (k) стойки; координаты y_i перемещения стоек кузова на уровне $z_i = 1250$ мм от места установки сидений); полная масса M автобуса и масса M_3 , приходящаяся на его заднюю ось; дополнительные геометрические параметры автобуса (габаритные размеры, база, расстояние от центра передней оси до выбранного начала координат); данные, полученные при

проведении эксперимента, не разрушающего кузов автобуса, схема которого представлена на рис. 1: усилие P , прикладываемое к кузову при неразрушающем эксперименте; перемещение l_{cti} , соответствующее усилию P для стоек 1 и 2, расположенных в передней и задней частях автобуса.

Расчеты на каждом этапе выполняются по соответствующим формулам.

Так, коэффициенты распределения нагрузки между передней (K_{M1}) и задней (K_{M3}) осями дают формулы № 1 (табл. 1), координату проекции расположения центра масс автобуса на ось X — формула № 2, общая энергия E удара автобуса — формула № 3. При этом разность Δh между начальной высотой положения центра масс автобуса и его положением в момент касания крыши опорной поверхности рекомендуется рассчитывать по универсальной формуле, приведенной в работе [4].

В ходе второго этапа необходимо учесть, как сказано выше, неравномерность распределения нагрузки на оси автобуса, а значит, и энергии удара, выделяемой при опрокидывании. Формулу № 3 следует подставить в формулу № 4. В итоге получаются формулы № 5 и 6.

Зная координату $X_{цм}$ центра масс, рассчитанную по формуле № 2, можно предположить, что энергия $E_{ц}$, приходящаяся на переднюю ось автобуса, распределяется на интервале $[0; X_{цм}]$, а $E_3 - (X_{цм}; X_k)$, где X_k — координата центральной части последней, т. е. самой дальней от носовой части автобуса стойки. Среднее же значение E_{jcp} энергии удара, приходящейся на i -ю стойку передней или задней части автобуса, дает формула № 7.

Далее. Распределение энергии, приходящейся на переднюю и заднюю части автобуса, подчиняется, как показывают эксперименты, одному и тому же закону. Как конкретно — рассмотрим на примере передней его части.

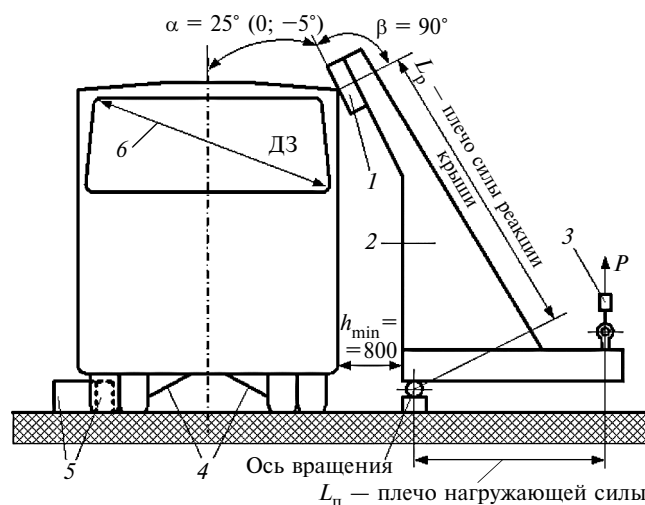


Рис. 1. Схема нагружения кузова автобуса при неразрушающем эксперименте:

1 — нагружающая плита; 2 — поворотная рама; 3 — силоизмерительное устройство (динамометр); 4 — устройство для предотвращения вращательного движения автобуса; 5 — устройство для предотвращения поступательного движения автобуса; 6 — контролируемый при нагружении диагональный размер заднего оконного проема; P — прикладываемое усилие; h_{min} — минимальная высота опрокидывания автобуса; $\alpha = 25^\circ (0; -5)$ — угол плоскости, под которым прикладывается усилие

Пусть x_1, x_2, \dots, x_n — координаты точек на оси X , соответствующие проекциям центральных частей стоек, расположенных в интервале $(0; X_{\text{цм}})$. Тогда y_1, y_2, \dots, y_n — координаты точек на оси Y , полученные в результате деформации стоек при опрокидывании автобуса и измеренные на уровне 1250 мм от места установки сидений.

Теперь, зная координаты любых двух точек и используя уравнение прямой, легко получить значения неизвестных значений y_i . Затем, определив среднее значение $\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$ и значение абсолютной погрешности

$\Delta y = y_i - \bar{y}$, можно найти коэффициент K_i , учитывающий неравномерность распределения энергии по стойкам кузова автобуса (формула № 8).

Наконец, зная среднее значение энергии $E_{\text{жр}}$ удара не представляет труда рассчитать скорректированную долю E_{ji} энергии, приходящуюся на каждую стойку кузова автобуса (формула № 9).

На третьем этапе определяются значения разрушающей нагрузки $P'_{\text{кр}i}$ для каждой стойки. Причем для стоек, изготовленных из жесткопластического материала (рис. 2, линия 1), её значение подсчитывается по формуле № 10, а из идеально упругопластического материала (рис. 2, линия 2) — по формуле № 11. Входящий в эту формулу параметр $\Delta P_{\text{кр}i}$ можно определить, приравняв площади (см. рис. 2) треугольника OAE (S_{Δ}) и трапеции $ABCD$ ($S_{\text{трап}}$). И уже с помощью несложных математических действий получается квадратное уравнение, записанное в виде формулы № 12. Из этого уравнения видно, что на угол наклона прямой OB влияет положение точки $F(l_{\text{ст}i}; P_1)$, которая

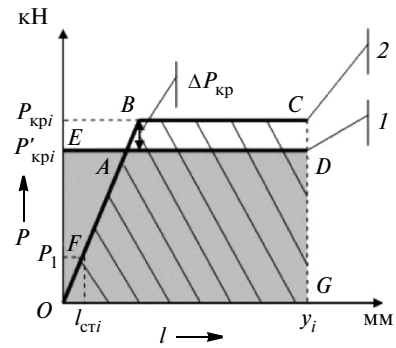


Рис. 2. Диаграмма деформирования стоек кузова из материала, обладающего жесткопластическими свойствами (1) и с идеальными упругопластическими свойствами (2)

может быть получена в результате статического нагружения комплектного автобуса на специальном стенде до усилия P_1 с измерением соответствующих ему перемещений $l_{\text{ст}i}$ стоек.

Воспользовавшись информацией из работ [4 и 5], можно определить численные значения разрушающих нагрузок конкретного автобуса. Например, ЛиАЗ-5256. При этом в качестве исходных данных для расчетов проще всего взять данные, полученные в ходе испытаний этого автобуса в Центре испытаний НАМИ. Они следующие: высота центра масс $h = 0,805$ м, координаты точек соответствуют табл. 2, $M = 17930$ кг, $M_3 = 11\,500$ кг, $H = 3007$ мм, $W = 2500$ мм, $L = 5940$ мм, $S_1 = 2510$ мм, $P_1 = 33$ кН; $l_{\text{ст}1} = 3,6$ мм, $l_{\text{ст}2} = 13,6$ мм. Кроме того, для получения исходных значений $P_1(l_{\text{ст}i})$ был проведен эксперимент, связанный со статическим нагружением кузова автобуса и регистрацией на-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$E_{M_n} = \frac{M_3}{M}; E_{M_3} = 1 - \frac{M_3}{M}$	M — полная масса автобуса; M_3 — масса автобуса, приходящаяся на заднюю ось
2	$X_{\text{цм}} = S + \frac{M_3 L}{M}$	S — расстояние от передней части автобуса до центра его передней оси; L — база автобуса
3	$E = Mg\Delta h$	g — ускорение свободного падения; Δh — разность между начальной высотой центра масс автобуса и его положением в момент касания крыши опорной поверхности
4	$M = M_{\text{п}} + M_3$	$M_{\text{п}}$ — масса автобуса, приходящаяся на переднюю ось
5	$E = (M_{\text{п}} + M_3)g\Delta h$	—
6	$E_{\text{п}} = M_{\text{п}}g\Delta h; E_3 = M_3g\Delta h$	$E_{\text{п}}$ — энергия удара, приходящаяся на переднюю ось; E_3 — энергия удара, приходящаяся на заднюю ось
7	$E_{\text{жр}} = \frac{E_j}{n}$	E_j — энергия, приходящаяся на переднюю часть автобуса при $j = \text{п}$ или на заднюю часть при $j = 3$; n — число стоек боковины кузова j -й части автобуса
8	$K_i = \frac{\Delta y_i}{\sum_{i=1}^n \Delta y_i }$	Δy_i — значение абсолютной погрешности; $\Delta y = y_i - \bar{y}$
9	$E_{ji} = E_{\text{жр}}(1 + K_i)$	—
10	$P'_{\text{кр}i} = \frac{E_{ji}}{y_i}$	—
11	$P_{\text{кр}i} = \Delta P_{\text{кр}i} + P'_{\text{кр}i}$	$P_{\text{кр}i}$ — разность между $P_{\text{кр}}$ и $P'_{\text{кр}}$
12	$A\Delta P_{\text{кр}i}^2 + B\Delta P_{\text{кр}i} + C = 0$	$A = \frac{l_{\text{ст}i}}{2P_1}; B = P'_{\text{кр}i} \frac{l_{\text{ст}i}}{P_1} - y_i; C = P_{\text{кр}i}^2 \frac{l_{\text{ст}i}}{2P_1}$

Таблица 2

Параметр	№ стойки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x_i , мм	0	1170	2710	4190	5670	7150	8630	10 110	10 790	10 975
y_i , мм	—	81,2	—	—	95,8	—	151	195	—	—
z_i , мм	1990	1990	1990	1990	1990	1990	1990	2570	2570	2570
$l_{cти}$, мм	—	3,6	—	—	—	—	13,6	—	—	—

Таблица 3

Параметр	№ стойки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
x_i , мм	0	1170	2710	4190	5670	7150	8630	10110	10790	10975
y_i , мм	77,4	81,2	86,2	91	95,8	107	151	195	215,2	220,7
z_i , мм	1990	1990	1990	1990	1990	1990	1990	2570	2570	2570
P_1 , кН	33,0									
$l_{cти}$, мм		3,6					13,6			
$X_{цт}$, мм	6320									
	Передняя часть кузова					Задняя часть кузова				
Y_i	-0,315	-0,181	-0,004	0,165	0,335	-0,363	-0,137	0,088	0,192	0,22
ΣY_i^1	0					0				
E_{ji} , Дж	5219	6240	7584	8875	10167	8681	11753	14824	16235	16619
ΣE_{ji} , Дж	38084					68112				
$E_{кр}$, Дж	7616,7					13622,4				
$P'_{кри}$, кН	67,4	76,8	88	97,5	106,1	81,1	77,8	76	75,4	75,3
$\Delta P'_{кри}$, кН	3,5	4,4	5,5	6,5	7,3	19,5	10,7	7,3	6,4	6,2
$\Delta P^2_{кри}$, кН	1281	1331	1399	1467	1537	337	566	787	887	914
$P_{кри}$, кН	71	81,3	93,5	104	113,5	100,1	88,5	83,4	81,9	81,5

¹ Принятые допущения справедливы при условии $\Sigma Y_i = 0$ (см. формулу № 9).
² Второй корень квадратного уравнения (формула № 12) означает, что $\Delta P_{кри1}$ не соответствует условию $P'_{кри} > \Delta P_{кри}$.

грузки, перемещений и напряжений в стойках кузова. В итоге были получены цифры, приведенные в табл. 3, и соответствующая им диаграмма (рис. 3).

Как видно из них, наиболее слабой оказалась стойка № 1. Причина состоит в том, что в противоречие вошли два требования — обзорность с места водителя и прочность конструкции кузова. Но слабая стойка № 1 снижает значение разрушающей нагрузки стойки № 2.

Однако конструкция задней части кузова автобуса достаточно жесткая. Тем не менее его стойки № 8, 9 и 10 тоже имеют низкие значения разрушающих нагрузок (~80 кН). Также ослабление конструкции свя-

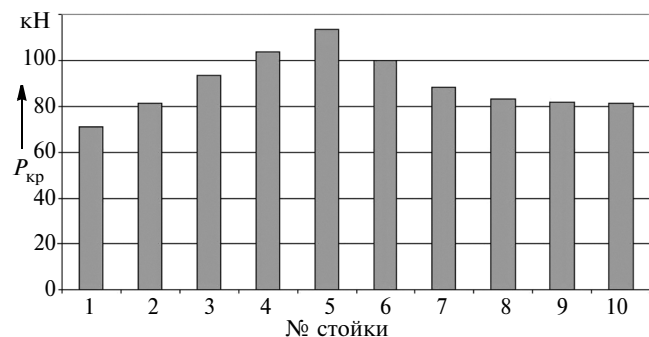


Рис. 3. Распределение разрушающих нагрузок по стойкам боковины автобуса ЛиАЗ-5256

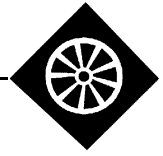
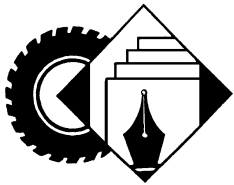
зано с компоновочной схемой автобуса ЛиАЗ-5256: его силовой агрегат расположен в заднем свесе.

Центральная часть автобуса (стойки № 3...7) — более прочная, а следовательно, места для пассажиров, расположенные в ней, безопасны.

Таким образом, предлагаемый автором метод определения разрушающих нагрузок по величине остаточной деформации, как видим, действительно метод, позволяющий оценивать безопасность автобусов при их опрокидывании.

Литература

1. Иванов А.М., Адаев А.В., Юрчевский А.А., Кондратьев В.Д. Методы и инструменты количественной оценки уровня пассивной безопасности автомобилей. Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ). 2012. № 1. С. 3—9.
2. Овчинников Н.А. Конечный элементный анализ напряженно-деформированного состояния элементов поперечных силовых сечений кузова автобуса в эксплуатации. Инженерный вестник Дона. 2013. Т. 25. № 2 (25). С. 9.
3. Правила ЕЭК ООН № 66 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения крупногабаритных пассажирских транспортных средств в отношении прочности их силовой структуры", Пересмотр 1.
4. Краткий автомобильный справочник / А.Н. Понизовкин, Ю.М. Власко, М.Б. Ляликов и др. — М.: АО "ТРАНСКОСАЛТИНГ", НИИАТ, 1994. — 779 с.
5. Иванов А.М. Прочность кузовов автобусов. Монография / А.М. Иванов, И.Н. Порватов; М-во образования Рос. Федерации. Юж.-Рос. гос. ун-т экономики и сервиса. Шахты, 2004.



УДК 629.1.036

КОЛЕСО: ВОЗВРАЩЕНИЕ К БЕСКАМЕРНЫМ ШИНАМ И РОЖДЕНИЕ РАДИАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ СИЛОВОГО КАРКАСА

Доктор техн. наук **И.В. БАЛАБИН**

Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Постоянная и необратимая тенденция повышения скоростей, и прежде всего легковых автомобилей, обострила проблему строгой фиксации шины на ободе. Существующая конструкция колеса не в состоянии обеспечить требуемую плотность соединения обода с шиной, в связи с тем что под воздействием избыточного давления воздуха между бортом шины и посадочной полкой обода образовывался зазор и контакт шины с ободом осуществлялся в основном только по внутренней стенке бортовой закраины, чего явно оказывалось недостаточно для фиксации шины, необходимой при высокой скорости движения и соответственно возросших динамических нагрузках. Средство борьбы с этим явлением стала посадочная поверхность обода в виде конуса с пятиградусным наклоном образующей к оси колеса.

К тому времени для шин легковых автомобилей был разработан глубокий неразъемный обод с центральным углублением, равным по высоте или несколько большим высоты бортовой закраины обода, что обеспечивало относительно нетрудоемкий монтаж—демонтаж шины. Конструкция такого обода стала огромным достижением конструкторской мысли, так как по всем основным параметрам, включая массу, момент инерции, а также надежность работы, она не имеет себе равных.

Решение проблемы утечки воздуха из рабочей полости шины с помощью ездовой камеры хотя и позволило обеспечить надежную её герметизацию, тем не менее и привнесло ряд проблем. Во-первых, она утяжеляла автомобильное колесо. Во-вторых, за счет трения между камерой и крышкой повышался температурный фон, снижающий работоспособность шины.

Но наиболее серьезной проблемой стали случайные проколы шины даже небольшим по размерам колющим предметом в виде гвоздя или проволоки. Повышенная уязвимость пневматической шины не только отрицательно сказывалась на регулярности автомобильного транспортного сообщения, но и сопряжена была с опасностью потери управляемости автомоби-

лем, если прокол происходил в шине переднего колеса. Это существенно снижало безопасность движения, особенно для пассажирского автомобильного подвижного состава, включая в первую очередь скоростные междугородные автобусы и легковые автомобили. Дело в том, что в связи с необходимостью исключить образование складок на стенках камеры при монтаже размеры её выполняли несколько меньших размеров внутренней полости крышки, что предопределяло нахождение стенок камеры при наполнении шины воздухом в растянутом состоянии. В случае же прокола размеры отверстия в камере намного превосходили размеры колющего предмета, что приводило к интенсивной потере давления и утрате шиной несущей способности.

Именно это обстоятельство потребовало исключить из шины ездовую камеру, а герметичность рабочей полости шины — обеспечить применение неразборного обода и уже имеющихся на ободе конических посадочных полок, которые создавали плотность посадки бортов шины, одновременно выполняя герметизирующие функции рабочей её полости. Оставалось лишь создать герметичную посадку вентиля, который переместили на обод и с помощью резиновых уплотнительных шайб обеспечили достаточно надежную герметизацию рабочей полости шины.

Таким образом, переход на бескамерные шины легковых автомобилей практически не потребовал никаких серьезных изменений, разве что появились требования обеспечения герметичности к наружной поверхности обода, что никаких сложностей также не составляло. Шины современных легковых автомобилей выпускаются только в бескамерном исполнении. Однако для шин автомобилей грузовых конструкция неразборного обода оказалась непригодной прежде всего из-за непреодолимых трудностей монтажно-демонтажных операций: многослойные борты покрышки в силу своей значительной жесткости исключали возможность перевода их через относительно высокие бортовые закраины обода, тем более что выполнить монтажный ручей по типу конструкции обода колеса легкового автомобиля оказывалось весьма проблематично, поскольку его невозможно было вписать в тот зазор, который имел место между ободом и торзовым барабаном автомобиля.

По этой причине на протяжении длительного периода на грузовых автомобилях и автобусах прочно удерживал свои позиции плоский разборный многокомпо-

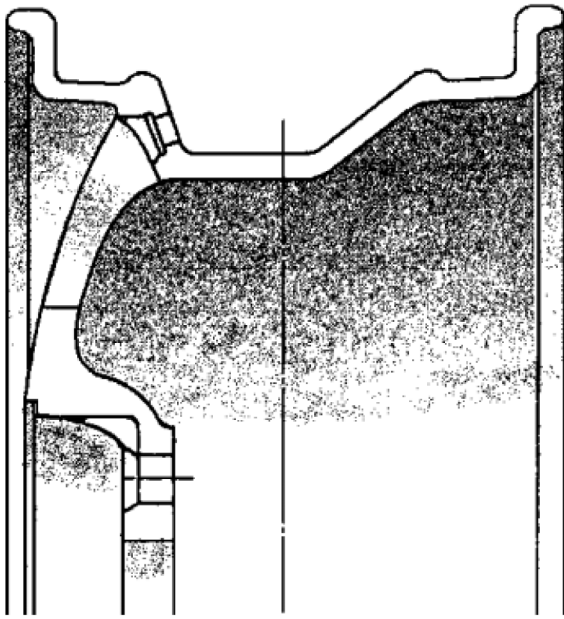


Рис. 1

нентный обод — удачный образец с точки зрения монтажа-демонтажа шины, не требующий специального монтажного оборудования, но он совсем не пригоден для бескамерных шин. Надежно перекрыть утечку воздуха через щели между составными частями обода оказалось невозможно. Для этой цели пытались использовать резиновый шнур, но в процессе эксплуатации он деформировался, терял свои упругие свойства и не обеспечивал герметичность.

Что же касается легковых автомобилей, то переход их на колеса с бескамерными шинами вскрыл в процессе их эксплуатации другую серьезную проблему, состоящую в мгновенной разгерметизации шины при боковом ударе колеса о тротуарную бровку. Однако эта проблема была успешно решена с введением на посадочной полке обода в зоне сопряжения её с носком борта шины специальных кольцевых выступов — хампов (рис. 1). Хампы не оказывали серьезного сопротивления при монтаже-демонтаже шины, но оказывались серьезной преградой при резком ударе боковины шины о препятствие. Нельзя не восхититься столь простым и вместе с тем радикальным решением.

Между тем и вопрос перевода грузовых автомобилей на бескамерные шины становился все более актуальным, так как при возрастающих объемах производства фактор экономии и совершенствования ходовых качеств грузового автомобильного подвижного состава стимулировал работы в этой области. И многолетний напряженный труд, наконец, увенчался успехом, благодаря, прежде всего, усилиям все той же всемирно известной фирмы "Мишлен", которая и здесь продолжила свой многолетний опыт и подарила миру простое, как все гениальное, и беспрецедентно великое изобретение. Им стало колесо нового типа (рис. 2), в котором посадочная поверхность обода представляет собой конус с углом образующей к оси

15° вместо применявшихся уже к тому времени пятиградусных. Повышение угла наклона посадочной конической поверхности позволило сосредоточить все усилие сопряжения борта шины с ободом только на посадочном конусе, сняв его со стенок бортовых краев, которые на этом ободе по сути превратились лишь в ограничивающие упоры.

Такое решение позволило повысить плотность посадки шины на ободе, что благоприятно отразилось на герметизации шины, а отсутствие высокой бортовой закраины устраняло двойственность силового сопряжения, осуществляемого по полке и закраине обода, что само по себе с инженерной точки зрения наиболее рационально, так как устраняет контакт шины по бортовой закраине и оставляет его только по посадочной полке, исключая вероятность периодического контакта шины с ободом при качении колеса, что неизбежно имело бы место при сосредоточении основного усилия посадки на полке обода. Кроме того, применяемый на бескамерных шинах грузовых автомобилей увеличенный натяг ее бортов на посадочных полках обода, как показала практика эксплуатации, является хорошей защитой от разгерметизации шины при боковом ударе, что позволило обойтись без хампов. Наконец, отсутствие высокой бортовой закраины при повышенном угле наклона посадочного конуса стало положительным фактором и с точки зрения трудоемкости монтажно-демонтажной операции обода с шиной.

Помимо пятнадцатиградусного посадочного конуса на грузовых бескамерных колесах и сам размер посадочного конуса обода выбран несколько большим — вместо 20" — 22,5", что решило проблему компоновки колеса на ступице автомобиля со стандартным тормозным барабаном.

В истории развития пневматических шин событием особой важности следует считать появление шин радиальной конструкции, перевернувших устоявшиеся и, казалось, незыблемые представления о рабочем процессе, технологии производства и эксплуатации автомобильных шин. Для того, чтобы оценить это, не-

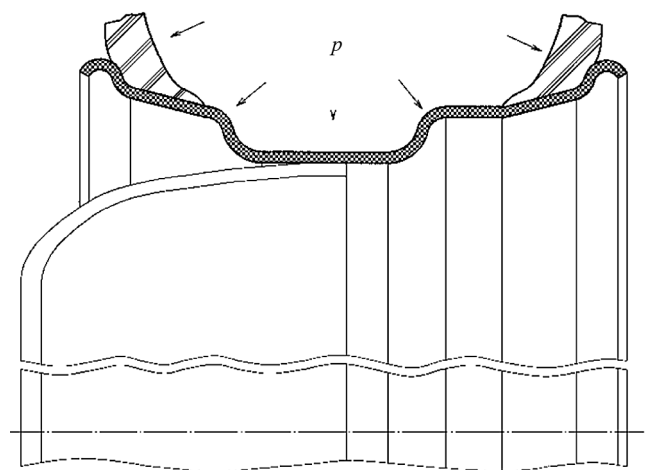


Рис. 2

обходимо рассмотреть всю цепочку движения конструкторской мысли, в результате которой родилась пневматическая шина, имеющая качественно другую структуру, каждый элемент силовой основы которой выполняет строго определенную функцию и тем самым обеспечивает более высокий уровень несущей способности и функциональных характеристик рабочего процесса.

Первая армированная шина содержала только один слой корда и для того, чтобы противостоять меридиональным и окружным усилиям, возникающим в оболочке при избыточном давлении воздуха в шине, нити основы корда должны располагаться под некоторым (ближе к 45°) углом наклона к меридиану.

В последующем число слоев корда возрастало, а нити их основы имели перекрестное расположение (см. рис. 4 предыдущей статьи). Это положение считалось незыблемым до тех пор, пока практика эксплуатации не заставила обратить внимание на повышенную повреждаемость шины в коронной её части от ударов дорожных неровностей, и поэтому была предпринята попытка осуществить защиту этой нагруженной зоны введением по периметру каркаса дополнительного пояса из обрешиненного корда, нити которого располагались под небольшим углом ($6...8^\circ$) к окружному направлению для того, чтобы наиболее эффективно выполнять возложенную на него функцию защиты каркаса и, кроме того, способствовать снижению окружного проскальзывания протектора при его взаимодействии с опорным основанием и, следовательно, повышать износостойкость шины. Эта деталь получила название брекера, а его эффективность оказалась настолько ощутимой, что в последующем привело к тенденции наращивания слоёв этой детали со стальным кордом. Так родились "опоясанные шины", наибольшее распространение имевшие в Северной Америке

Анализ рабочего процесса этого типа шин привел к выводу о некоем дублировании в восприятии окружных усилий в коронной части каркасом и брекером, что натолкнуло на мысль опять-таки специалистов все той же фирмы "Мишлен" о целесообразности сосредоточить реализацию окружных усилий на нитях брекера, а радиальные усилия передать каркасу, нить которого уже целесообразно расположить в радиальном направлении, что позволило им работать наиболее эффективно (рис. 3). Прделанная фирмой большая экспериментальная работа подтвердила рациональность такого подхода. Так родилась конструкция радиальной шины, которая пришла на смену диагональным, а затем и опоясанным конструкциям.

К чести отечественных ученых и специалистов шинной промышленности следует отнести тот факт, что сразу же после сообщения в печати о первых результатах испытаний радиальных шин у нас в стране началась интенсивная работа по созданию шин радиального типа, и в результате были созданы отечественные конструкции с радиальным расположением нитей корда применительно к грузовым автомобилям как

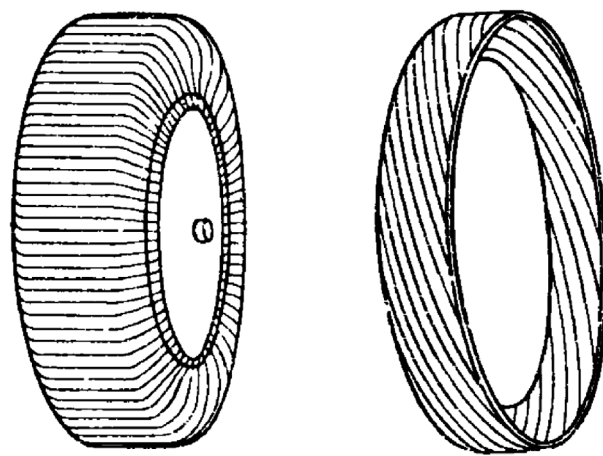


Рис. 3

приоритетному направлению развития отечественного автопрома того времени. В процессе широких эксплуатационных испытаний эти шины показали ресурс 200 тыс. км пробега, что по тому времени оказалось беспрецедентным. НИИШП как главный разработчик этой темы был награжден орденом Ленина — высшей наградой Советского Союза, а благодаря реализации результатов работы в промышленности наша страна совершила качественный рывок в освоении этой новой продукции, в то время как в Европе (за исключением фирмы "Мишлен") и в Северной Америке радиальные шины были оценены по достоинству и освоены промышленностью много позже.

Следует заметить, что сама по себе идея радиальных шин без длительной кропотливой работы, в которой опять-таки пионерами были специалисты фирмы "Мишлен", могла оказаться не более чем заманчивой мечтой, поскольку первые образцы этих шин имели серьезный изъян, состоящий в пониженном сопротивлении боковому уводу из-за недостаточной жесткости боковин каркаса, которые в сравнении с диагональными шинами имели меньшую толщину кордной основы, поскольку направление нитей, совпадающее с меридианом, хорошо справлялось с меридиональными усилиями при меньшей толщине боковин. Выходило, что это преимущество радиальных шин обернулось своей негативной стороной, существенно ухудшая управляемость автомобиля, что ставило под сомнение практическую реализацию этой перспективной идеи.

Первой попыткой повысить сопротивление уводу шин явилось введение металлической сетки в боковины шины, что дало свой положительный результат. Однако полное решение проблемы повышения уводных характеристик радиальных шин было получено за счет применения высокомолекулярной резины с одновременным увеличением размеров крыльцевого шнура (рис. 4). Этому также способствовала тенденция снижения высоты профиля шины по отношению к ширине, что стало возможным осуществить за счет мощного брекерного пояса, применяемого на этих шинах.

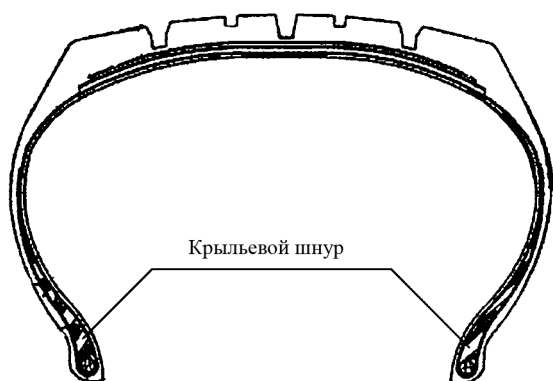


Рис. 4

В настоящее время конструкция радиальных шин полностью избавлена от "детских болезней" и является общепризнанной, как имеющая практически по всем показателям преимущество перед диагональными за исключением одного фактора, а именно: передачи вибрационных нагрузок, которые возникают при

движении автомобиля по дороге с повышенными размерами микронеровностей (типа булыжная мостовая). К счастью, таких дорог в настоящее время почти не осталось.

Во всех остальных дорожных условиях радиальные шины имеют ощутимые преимущества, а для скоростных автомобилей, эксплуатирующихся на современных автомагистралях, они являются вообще безальтернативными и оптимально вписываются в современные тенденции развития автомобильного транспорта.

Следует заметить, что при создании работоспособной конструкции радиальной шины пришлось учитывать отсутствие кордного подкрепления боковин шины в окружном направлении. Успешному решению этой проблемы помогло использование современных резиновых материалов, обладающих повышенной прочностью и способных успешно противостоять окружным усилиям, тем более этому же способствует пониженная высота профиля, а следовательно, и высота, и размеры площади боковин современной шины.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Курилов К.Ю., Курилова А.А. — Программа обратного выкупа как средство стимулирования продаж автомобилей 1
АСМ-факты 4

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Гусаков С.В., Марков В.А., Афанасьева И.В., Мохсен Ахмадия — Электромеханическая трансмиссия как способ улучшения топливной экономичности силовой установки автомобиля 5
Читатель предлагает

Чантурия И.Г., Чантурия О.Г. — Роторные двигатели внешнего сгорания 8

Богданова И.И. — Влияние типа межколесной и межосевой связей на тормозные качества ходовых систем 12

Аракельянц А.Г., Бондаренков Д.О., Яловой В.Я. — Новое направление в развитии автомобильных стеклоочистителей 15

Евграфов А.Н., Шведов С.Б. — Расчет закругления фронтальных кромок высокого прицепа легкового автомобиля 16

Авагян С.Г. — Автокран без противовеса 18

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Садьков М.Ф., Ярославский Д.А., Тукаева К.П. — Определение механических потерь ДВС по результатам его свободного выбега 19

Козловский В.Н., Афиногенова Н.В., Паноков Д.И., Деметьев С.А. — Сценарии работы "тайных покупателей" при реализации проверок предприятий фирменного автосервиса 22

Лощаков П.А. — Лизинг как инструмент финансовых операций при обновлении и пополнении материально-технической базы автотранспортной организации и предприятия 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Масленникова Г.В. — Изменение монтажной высоты конических роликоподшипников под действием осевой нагрузки в процессе силового замыкания подшипниковых узлов с преднатягом 29

Калмыков Б.Ю. — Определение разрушающих нагрузок по деформации кузова автобуса при его опрокидывании 34

ИНФОРМАЦИЯ

Из истории отечественного автомобилестроения
Балабин И.В. — Колесо: возвращение к бескамерным шинам и рождение радиальной конструкции силового каркаса 37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, С.В. Бахмутов — д-р техн. наук, О.И. Гируцкий — д-р техн. наук, В.И. Гладков — канд. техн. наук, М.А. Григорьев — д-р техн. наук, А.С. Ковригин — зам. генерального директора АСМ-холдинг, С.М. Круглов (МГМУ МАМИ), Т.И. Ксенович — канд. техн. наук, Ю.А. Купеев — д-р техн. наук, Г.И. Мамити — д-р техн. наук, В.А. Марков — д-р техн. наук, А.В. Николаенко — д-р экон. наук, Э.Н. Никульников — канд. техн. наук, В.И. Пашков (АМО "ЗИЛ"), В.А. Сеин — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, Н.Т. Сорокин — д-р экон. наук, А.И. Титков — канд. техн. наук, В.Н. Филимонов — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

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

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор Шацкая Т.А.

Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 02.04.2015. Подписано в печать 27.05.2015.

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

Отпечатано в ООО "Канцлер".

150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.

Оригинал-макет: ООО "Авансд солюшнз".

119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: www.aov.ru

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-52-98 (реклама и реализация)

E-mail: avtoprom-atd@mail.ru

www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати,

телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.

Свидетельство ПН № 77-7184

Цена свободная.

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий

для публикации трудов соискателей ученых степеней. За содержание

рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность"

возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией;

ссылка — обязательна.