



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 338.12

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ОПТИМИЗАЦИИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА НА ОСНОВЕ РЕСТРУКТУРИЗАЦИОННОГО АУТСОРСИНГА С УЧЁТОМ ЦИКЛИЧНОСТИ ЭКОНОМИЧЕСКОГО РАЗВИТИЯ

Канд. экон. наук **ФАРХУТДИНОВ И.И.**, д-р физ.-мат. наук **ИСАВНИН А.Г.**
Набережночелнинский институт К(П)ФУ

Рассматривается реструктуризация машиностроительных предприятий посредством применения производственного аутсорсинга. Предложен подход к классификации аутсорсинга и разработана методика обоснования экономического эффекта от оптимизации машиностроительного производства на основе реструктуризационного аутсорсинга с учётом цикличности экономического развития.

Ключевые слова: реструктуризационный аутсорсинг, оптимизация производства, цикличность экономического развития, экономический эффект, производственная мощность, точка безубыточности.

Farkhoutdinov I.I., Isavnin A.G.
**ECONOMIC ASSESSMENT OF OPTIMIZATION OF MACHINE-BUILDING
PRODUCTION ON THE BASIS OF RESTRUCTURING OUTSOURCING TAKING
INTO ACCOUNT THE CYCLICAL NATURE OF ECONOMIC DEVELOPMENT**

In this paper, the authors consider the restructuring of machine-building enterprises through the use of production outsourcing. An approach to the classification of outsourcing is proposed and a method is developed to justify the economic effect of optimizing machine-building production on the basis of restructuring outsourcing, taking into account the cyclical nature of economic development.

Keywords: restructuring outsourcing, production optimization, cyclical economic development, economic effect, production capacity, break-even point.

Применение реструктуризационных моделей сорсинга, например, таких как аутсорсинг и модели сорсингового манёвра, сегодня является одним из самых востребованных инструментов оптимизации отечественного машиностроительного производства. Обращение к данным моделям обусловлено тем, что при грамотном применении реструктуризационный сорсинг позволяет значительно повысить гибкость

производства, в частности, увеличить производственную мощность предприятия и ощутимо снизить значение точки безубыточности. Данные преимущества, приобретаемые компаниями при оптимизации производства на основе моделей сорсинга, позволяют более конкурентоспособно функционировать в условиях циклического характера развития экономики. Однако не всем отечественным машиностро-

тельным предприятиям удаётся грамотно произвести реструктуризацию бизнеса.

Цикличность экономического развития — неотъемлемая часть капиталистической модели экономики. В научной литературе встречаются довольно разные определения понятия "экономический цикл".

Так, одни авторы экономический цикл рассматривают как тип флуктуаций в совокупной экономической активности наций, организующих свою экономическую деятельность в большинстве случаев в форме частного предпринимательства. Цикл состоит из стадии подъёма, которую можно увидеть одновременно в основных видах экономической деятельности, на её место приходит стадия спада, характеризующаяся сокращением производства, приводящим к депрессии, а потом к стадии оживления, в результате которой наступает подъём в следующем цикле; смену стадий цикла можно считать повторяющейся, но необязательно периодической [1]. Другие считают экономическим циклом колебания экономической активности национальной экономики и мирового хозяйства, проявляющиеся в смене фаз подъёма и спада [2, с. 47]. Третьи трактуют экономический цикл как потоковый количественно измеримый процесс, не имеющий в своей основе трендовой составляющей, как циклическую составляющую конъюнктурного элемента экономической динамики [3, с. 30].

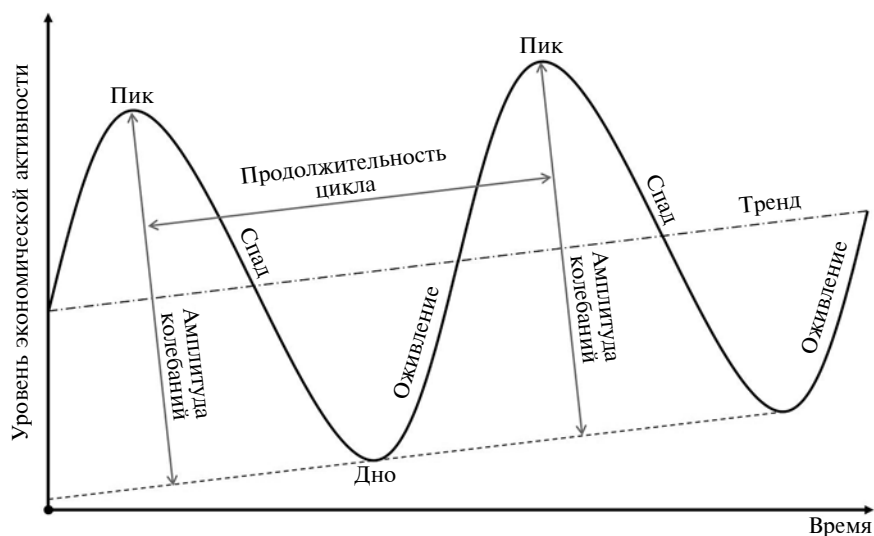


Рис. 1. Фазы экономического цикла

За всю историю развития экономической мысли многие выдающиеся экономисты пытались разгадать причины периодически возникающих кризисов, в частности, например, согласно кредитно-денежной теории, выдвинутой в конце 19-го и начале 20-го веков экономистами Р. Хоутри и И. Фишером, экономические кризисы возникают в результате нарушений в области денежного спроса и предложения, или, согласно теории австрийского экономиста Й. Шумпетера, циклический характер обосновывается использованием в производстве нововведений и изобретений (инноваций) [4, с. 5].

Подходы к классификации экономических циклов в научной литературе представлены следующие: по длительности и периодичности [5] (краткосрочные циклы Китчина, среднесрочные Жюгляра, ритмы Кузнеця, длинные волны Кондратьева, циклы Форрестера, Тоффлера); по выявлению характера причин, вызывающих экономические циклы [5] (эндогенные и экзо-

генные); по отраслевой принадлежности [6, с. 23] (нефтяные, продовольственные, энергетические, сырьевые, экологические, валютные).

Несмотря на многообразие представленных в академической литературе подходов к исследованию причин циклических колебаний в рыночной экономике и классификации экономических циклов, все деловые циклы состоят из фаз (рис. 1) и характеризуются такими показателями, как "амплитуда колебаний" и "продолжительность цикла".

Заметим, чаще всего в экономической литературе под термином "амплитуда колебаний" понимается разница между пиком и дном цикла, тогда как в технике (например, в теории колебаний) — максимальное значение изменения переменной величины от среднего значения, т.е., выражаясь экономическим языком, разница между пиком или дном цикла и трендом.

Применение крупными машиностроительными предприятиями реструктуризационного аутсорсинга, суть которого заключается в том,

что компания продаёт непрофильные активы другим фирмам и взаимодействует с ними в рамках аутсорсинга¹ или выводит данные активы в дочернее или совместное предприятие [7, с. 33], является достаточно распространённым явлением на территории России, в частности, можно привести такие примеры, как оптимизация производственных площадей автомобилестроительного предприятия ПАО "КамАЗ", когда производитель отказался от собственных неконкурентоспособных автокомпонентов в пользу использования американских и немецких², реструктуризация бизнеса ООО "Ирбитский мотоциклетный завод"³. Перечень российских промышленных компаний, широко применивших реструктуризационный аутсорсинг, представлен в работе [8].

Следует отметить, что реструктуризационный аутсорсинг хорошо себя зарекомендовал как инструмент повышения устойчивости фирмы к негативным внешним факторам в США и Канаде, в частности, ярким примером является американское автомобилестроение⁴. В табл. 1, составленной авторами на основе информации, представленной на официальных сайтах компаний "Фрейтлайнер Тракс" и "Петербилт Мотор Кампани", продемонстрированы некоторые примеры применения аутсорсинга американскими автопроизводителями.

Также реструктуризационный аутсорсинг, помимо снижения уровня

Таблица 1

№	Компания	Компонент	Поставщик
1	"Фрейтлайнер Тракс"	Двигатель	"Детройт Дизель"
			"Камминз"
2	"Петербилт Моторс Компани"	Трансмиссия	"Паккар"
			"Итон"
			"Аллисон Трансмишн"

¹ Исавин А.Г., Фархутдинов И.И. Особенности применения производственного аутсорсинга на российском автомобилестроительном предприятии // LAP LAMBERT Academic Publishing, AV Akademikerverlag GmbH & Co. KG, 2013, Saarbruecken, Germany, ISBN 978-3-659-42197-6, 188 стр.

² Исавин А.Г., Фархутдинов И.И. Методический подход к оценке экономической эффективности применения производственного аутсорсинга на автомобилестроительном предприятии России // Региональная экономика: теория и практика. 2012. № 13(244). С. 16–21.

³ <https://www.alt-invest.ru/lib/kriterii-peregoda-na-outsorsing/>

⁴ Исавин А.Г., Фархутдинов И.И. Влияние производственного аутсорсинга на безубыточность предприятия // Финансовая аналитика: проблемы и решения. 2012. № 30(120). С. 2–8.

безубыточности компании, способен повысить производственную мощность предприятия, и данное преимущество связано с тем, что, с одной стороны, аутсорсинг может устранить так называемые "узкие" места производства⁵, а с другой — компания может задействовать мощности аутсорсера (аутсорсеров) [9, с. 28].

Таким образом, применение крупными машиностроительными предприятиями реструктуризационного аутсорсинга позволяет повысить гибкость производства и более конкурентоспособно функционировать в условиях экономических циклов. В качестве примера на рис. 2 и 3 представлены графики, демонстрирующие циклический характер российского рынка легковых и грузовых автомобилей.

Далее рассмотрим основные допущения, принятые при разработке методики обоснования экономического эффекта от применения реструктуризационного аутсорсинга с учётом цикличности экономического развития.

В настоящей работе мы имеем дело с абстрактным рынком некоторой машиностроительной продукции, циклический характер которого описывается синусоидой⁶ (формула 1 в табл. 2). Графическая интерпретация рассматриваемого рынка представлена на рис. 4, где видно, что на пике экономического цикла ёмкость рынка составляет v_p , а на дне цикла — v_b .

Предположим, что на данном рынке присутствует фиксированное n -ное количество фирм и у каждой фирмы имеется своя фиксированная доля рынка α_i , где $i = \overline{1, n}$. Тогда на пике экономического цикла i -я фирма сможет реализовать на рынке не более $\alpha_i v_p$ единиц машиностроительной продукции, а на дне цикла — не более $\alpha_i v_b$. Так как объектом исследования является фирма, то рассмотрим некую i -ю фирму,

которая нуждается в оптимизации производства посредством применения реструктуризационного аутсорсинга, т.е. у данной фирмы имеются проблемы (см. выражение 2 в табл. 2).

Исходя из данных допущений, смоделируем сценарий, при котором применение реструктуризационного аутсорсинга ликвидирует проблемы фирмы, и на основе этого предложим методику оценки эконо-

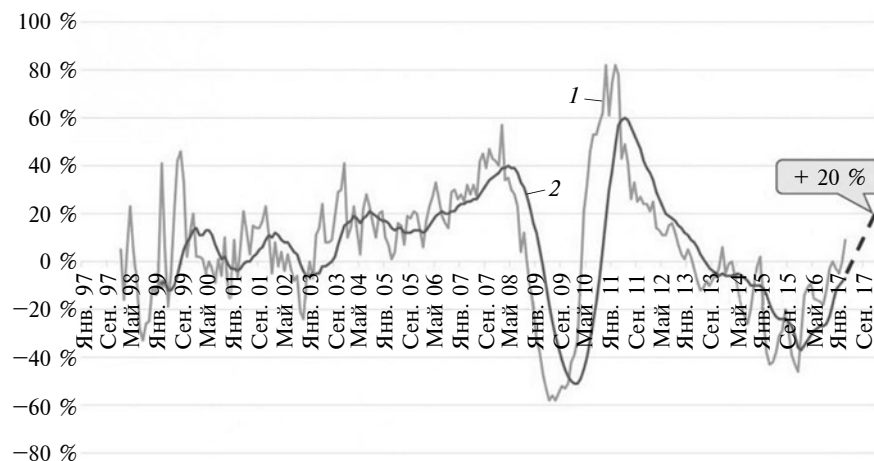


Рис. 2. Динамика российского рынка легковых автомобилей:
1 — месяц к АППГ; 2 — год

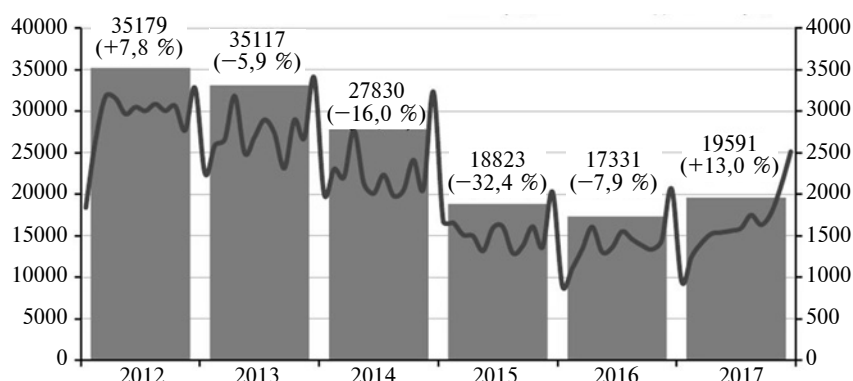


Рис. 3. Рынок новых среднетоннажных грузовых автомобилей в РФ в 2012—2017 гг. (по данным агентства "Автостат")

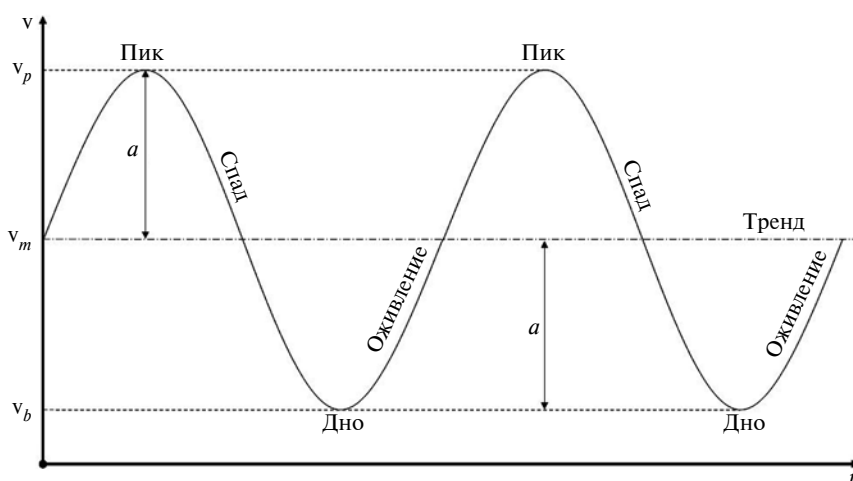


Рис. 4. Графическая интерпретация рассматриваемого абстрактного рынка

⁵ Исаев А.Г., Фархутдинов И.И. Влияние производственного аутсорсинга на безубыточность предприятия // Финансовая аналитика: проблемы и решения. 2012. № 30(120). С. 2—8.

⁶ Также для описания данного абстрактного рынка можно использовать косинусоиду.

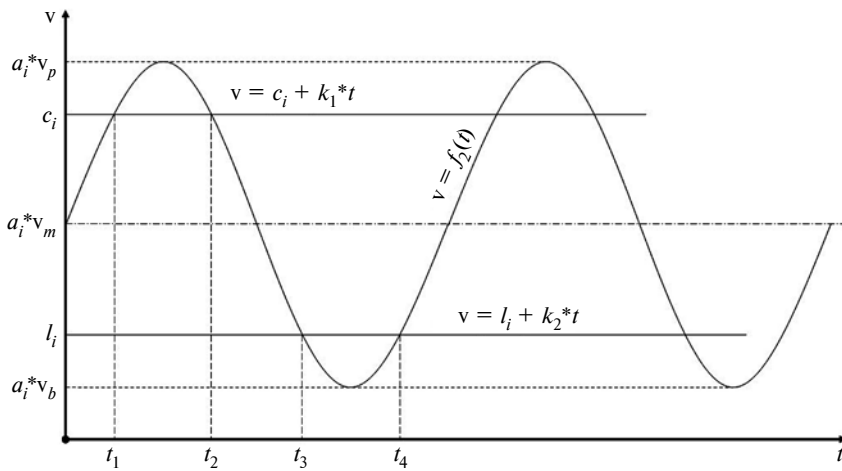


Рис. 5. Графическая интерпретация рассматриваемой фирмы

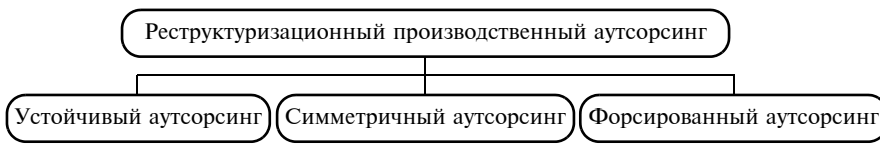


Рис. 6. Разновидности реструктуризационного производственного аутсорсинга

мического эффекта от проведения данной оптимизации.

Прежде чем перейти к методике, предложим подход к классификации аутсорсинга, основанный на цикличности экономического развития.

Графическая интерпретация рассматриваемой фирмы, неспособной удовлетворить возросший спрос на интервале $(c_i, \alpha_i v_p)$ и генерирующей убытки при $[\alpha_i v_b, l_i]$, показана на рис. 5. Здесь $v = f_2(t)$ — функция максимального объема спроса на выпускаемую фирмой машиностроительную продукцию; $v = c_i + k_1 t$ — функция производственной мощности фирмы; $v = l_i + k_2 t$ — функция уровня безубыточности фирмы; $k_1 = k_2 = 0$.

Представим следующий подход к классификации реструктуризационного производственного аутсорсинга. Модель 1 — "симметричный аутсорсинг": применение аутсорсинга одинаково направлено как на увеличение производственной мощности, так и на снижение точки безубыточности предприятия ($\alpha_i v_p - c_i > 0$ и $l_i - \alpha_i v_b > 0$). Модель 2 — "форсированный аутсорсинг": применение аутсорсинга направлено на увеличение производственной мощности предприятия ($\alpha_i v_p - c_i > 0$ и $l_i - \alpha_i v_b \approx 0$). Модель 3 — "устойчивый аутсорсинг":

применение аутсорсинга направлено на снижение уровня безубыточности предприятия ($\alpha_i v_p - c_i \approx 0$ и $l_i - \alpha_i v_b > 0$). Визуально предло-

женный подход к классификации реструктуризационного аутсорсинга представлен на рис. 6.

Если фирма не способна удовлетворить возросший спрос на пике экономического цикла, т.е. $\alpha_i v_p - c_i > 0$, и/или имеет уровень безубыточности выше объема потребления на дне экономического цикла, т.е. $l_i - \alpha_i v_b > 0$, то применение реструктуризационного производственного аутсорсинга является целесообразным.

Фирма мотивирована оптимизировать собственное производство, так как увеличение производственной мощности до значения $\alpha_i v_p$ позволяет, во-первых, получить дополнительную прибыль, а во-вторых, стабильно удерживать заданную долю рынка на каждой фазе экономического цикла. Снижение значения точки безубыточности до $\alpha_i v_b$ повышает устойчивость предприятия к спадам деловой активности.

Экономическая оценка оптимизации машиностроительного предприятия посредством применения реструктуризационного аутсорсинга осуществляется с помощью форму-

Таблица 2

№	Формула	Примечания
1	$v = f_1(t) = v_m + a \sin(bt)$	v — смещение значения объема рынка от положения тренда; v_m — положение тренда; a — разница между пиком или дном цикла и трендом; b — частота колебания; t — время
2	$\begin{cases} c_i < \alpha_i v_p \\ l_i > \alpha_i v_b \end{cases}$	c_i — производственная мощность i -й фирмы; l_i — уровень безубыточности i -й фирмы
3	$\begin{cases} E_1 = \int_{t_1}^{t_2} (f_2(t)) dt - c_i(t_2 - t_1) \\ E_2 = l_i(t_4 - t_3) - \int_{t_3}^{t_4} (f_2(t)) dt \end{cases}$	E_1 — экономический эффект от применения аутсорсинга, характеризуемый увеличением производственной мощности предприятия; E_2 — экономический эффект от применения аутсорсинга, характеризуемый снижением уровня безубыточности предприятия
4	$\begin{cases} E_1 = x \left(\int_{t_1}^{t_2} (f_2(t)) dt - c_i(t_2 - t_1) \right) \\ E_2 = x \left(l_i(t_4 - t_3) - \int_{t_3}^{t_4} (f_2(t)) dt \right) \end{cases}$	x — количество экономических циклов, которое фирма преодолела с момента завершения реструктуризации
5	$\begin{cases} E_1 = \sum_{j=1}^x \left(\int_{t_1}^{t_2} (f_2(t)) dt - c_i(t_2 - t_1) \right) \\ E_2 = \sum_{j=1}^x \left(l_i(t_4 - t_3) - \int_{t_3}^{t_4} (f_2(t)) dt \right) \end{cases}$	—

лы 3. Из этого выражения видно, что предложенная экономическая оценка ограничена продолжительностью одного цикла. Поэтому, с учётом того, что в настоящей работе рассматриваются абстрактные рынок и фирма, дополним формулу 3 переменной, равной количеству экономических циклов, которое предприятие преодолело с момента завершения реструктуризации (выражение 4).

Предложенный подход к экономической оценке оптимизации машиностроительного предприятия посредством применения реструктуризационного производственного аутсорсинга основан на достаточно большом количестве допущений, однако разработанная методика представляет научный интерес в связи с тем, что дальнейшие исследования в данной области будут связаны с расширением границ допущений, в частности, например, предположим, что каждый экономический цикл индивидуален (такое условие незначительно, но приближает модель к реальной ситуации), тогда экономическая оценка оптимизации будет осуществляться с помощью формулы 5.

Рассуждая касательно развития предложенного подхода, можно выделить следующие направления, позволяющие, с одной стороны, существенно расширить теоретическую базу научной дисциплины "теория

моделирования использования ресурсов"⁷, а с другой — повысить практическую значимость разрабатываемых методических подходов. Во-первых, расширение границ допущений и, как следствие, разработка математических моделей и инструментальных средств, применение на практике которых позволят повысить конкурентоспособность отечественных машиностроительных предприятий; во-вторых, изучение теорий экономических циклов и применение элементов данных теорий с целью более полноценного понимания механизмов работы рынка и формирования инструментов макроэкономической политики; в-третьих, усиление тематической формализации, в том числе, путём использования теории колебаний, с целью разработки количественных показателей и их применения в электронной экономике (в некоторой научно-практической литературе встречается также термин "цифровая экономика").

Литература

1. Burns A.F., Mitchell W.C. Measuring Business Cycles // National Bureau of Economic Research. 1946.

⁷ Фархутдинов И.И., Исавнин А.Г. Теоретические аспекты производственных форм сорсинга // Журнал "Экономический анализ: теория и практика". Январь, 2019. Т. 18. Вып. 1. С. 108—120.

2. Орлова И.А. Теоретические основы исследования экономической цикличности // Журнал "Вопросы экономики и права". 2015. № 84. С. 46—49.
3. Румянцев С.Ю. Проблема движения экономической материи и механизм экономического цикла // ПСЭ. 2012. № 1. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/problema-dvizheniya-ekonomicheskoy-materii-i-mehanizm-ekonomicheskogo-tsikla>
5. Тупчиенко В.А., Кривцова М.К. Ключевые теории экономического цикла // Финансовая аналитика: проблемы и решения. 2014. № 3.
6. Зыченко И.А. Классификации теорий экономических циклов // Вестник Московского государственного областного университета. 2013. С. 13—17.
7. Баранов И.А. Типологизация экономических циклов и модельный инструментарий их исследования // Российское предпринимательство. 2014. № 5 (251). С. 20—26.
8. Котляров И.Д. Сущность аутсорсинга как организационно-экономического явления // Компетентность. 2012. № 5 (96). С. 28—35. URL: <http://www.asms.ru/upload/iblock/f56/f56d1cc81c4c912798d272d533aa7ee0.pdf>
9. Рыбина С.И. Применение аутсорсинга для повышения эффективности деятельности предприятия: зарубежный опыт, российская практика // Молодёжь и наука: Сборник материалов VIII Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных, посвящённой 155-летию со дня рождения К.Э. Циолковского [Электронный ресурс]. — Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2012. — URL: <http://elibr.sfu-kras.ru/bitstream/handle/2311/7839/s005-287.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
10. Гуслистая А. Проблемы аутсорсинга в неконкурентной среде [Электронный ресурс]. URL: http://www.mirkin.ru/_docs/_dumnaya/artGuslistaya.pdf
11. Блинов С. Рынок легковых авто может вырасти на 47 % за год. URL: <https://expert.ru/2017/04/12/ryinok-legkovyih-avtomozhet-vyirasti-na-47-za-god/>

УДК 629.113:339.137.2

АКТУАЛИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОНИТОРИНГА КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЕЙ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Д-р техн. наук КОЗЛОВСКИЙ В.Н., кандидаты техн. наук АЙДАРОВ Д.В., ПАНЮКОВ Д.И., ШАКУРСКИЙ М.В., ШАНИН С.А.
Самарский ГТУ, Поволжский ГУ сервиса, КамАЗ
(846 278-44-60)

Представлены результаты анализа и разработки современного аналитического комплекса количественных показателей качества новых автомобилей в эксплуатации.

Ключевые слова: стратегический менеджмент, качество, автомобильная промышленность, мониторинг качества.

Kozlovskiy V.N., Aydarov D.V., Panyukov D.I., Shakursky M.V., Chanin S.A.
ACTUALIZED COMPLEX OF INDICATORS OF CAR QUALITY MONITORING IN OPERATION

The article presents the results of the analysis and development of a modern analytical complex of quantitative indicators of the quality of new cars in operation.

Keywords: strategic management, quality, automobile industry, quality monitoring.

Высокотехнологичное, наукоёмкое машиностроение в общем и автомобилестроение в частности являются сегодня одними из ключевых отраслей мировой экономики. Именно здесь формируется значительная доля точек роста, в том числе в области конкурентоспособности, качества, модернизации и развития систем менеджмента качества (СМК).

Проводя анализ действующих в настоящее время у национальных автопроизводителей систем менеджмента качества в сравнении с ландшафтами СМК мировых лидеров, невольно приходишь к выводу об отсутствии комплексных решений аналитических задач измерения ка-

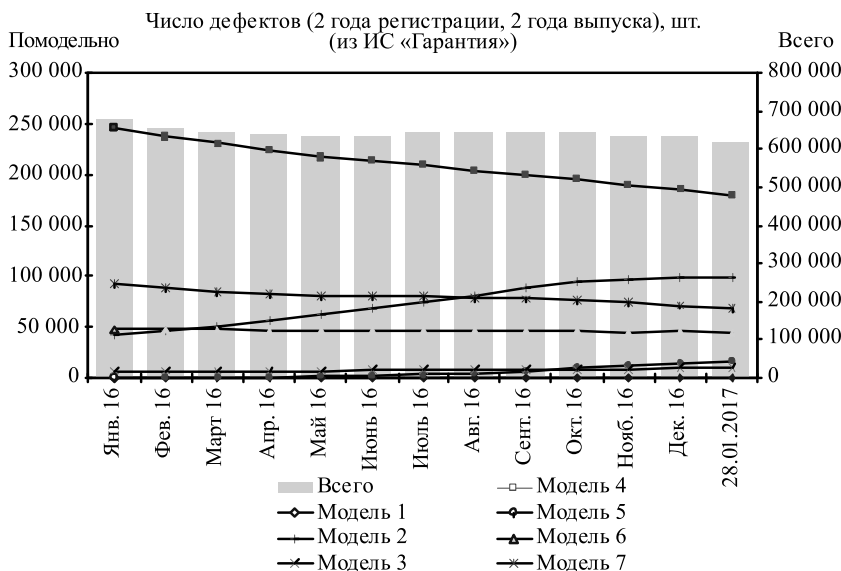


Рис. 1

чества продукции в эксплуатации. Получается, что в нашей практике все перечисленные важнейшие задачи по-прежнему решаются поэтапно и отдельно в рамках сложившейся жёсткой функциональной системы управления на предприятиях. Поэтому вполне очевидно, что перспективы развития СМК на национальных автосборочных предприятиях напрямую связаны с комплексным рассмотрением задач мониторинга, анализа и вскрытия проблем качества продукции и их решения.

В этом плане комплексность решения задач в области качества должна определяться таким важным фундаментальным аспектом новой системы управления, как возможность сравнительного анализа достижений в области инжинирингового управления конкретного автосборочного предприятия с соответствующими достижениями других предприятий на конкурентном рынке. Это как раз то, что можно назвать бенчмаркингом в техническом управлении.

Одна из ключевых задач перевода СМК отечественных автосборочных предприятий на новый уровень развития — разработка и реализация новой измерительной системы оценки качества выпускаемой продукции на послепродажном этапе жизненного цикла. Для решения этой задачи требуется провести кри-

тический анализ и выработать решения в области создания новой группы индексов, наиболее адекватно отражающих аспекты измерительного процесса оценки качества автомобильной техники в эксплуатации с точки зрения актуальности для всех участников процесса — производителя и потребителя продукции, а также с точки зрения обеспечения логичности и адекватности технического бенчмаркинга соответствующих продуктов и процессов.

Результаты анализа сложившейся деятельности национальных автосборочных предприятий в области мониторинга качества автомобилей в эксплуатации позволяют выделить ряд важных аспектов, отражающих существующую практику вопроса. Рассматривая используемые на российских автосборочных предприятиях количественные показатели качества и инструментарий соответствующего анализа, следует отметить, что они вполне адекватно вписывались в традиционные СМК, в которых оценка качества собственной продукции проводилась фактически без сравнения с качеством продукции конкурентов. И в этом прослеживается в чистом виде историческая парадигма развития технического управления на наших предприятиях, когда и легковые, и грузовые автомобили производились предприятиями-монополиста-

ми. Также исторически знаменателем, к которому приводились абсолютные показатели качества автомобилей в эксплуатации для определения приведённых значений, служил гарантийный парк. И в общем, до какого-то времени такой компромиссный вариант был оправдан.

Рассмотрим проблемные стороны мониторинга качества автомобилей в эксплуатации, исходя из выделенного выше аспекта гарантийного парка на примере (рис. 1—3).

На рис. 1 представлены кривые, отражающие общее (по всему модельному ряду) и частное (по каждой модели) число дефектов автомобилей одного из ведущих национальных автопроизводителей по дате выпуска с учётом двухлетней (гарантийный период) эксплуатации. На рис. 2 показаны кривые, отражающие изменение гарантийного парка автомобилей, рассчитанные по конкретным методикам, в том же анализируемом периоде (b — по числу автомобилей, зарегистрированных в специализированной информационной системе автодилеров; v — по числу отгруженных автомобилей в течение двух лет; z — усреднённый гарантийный парк, определяемый с учётом даты выпуска автомобилей и соответствующим учётом двухлетнего пребывания в парке), а на рис. 3 — соответственно кривые, отражающие соответствующие приведённые к объёму гарантийного парка (по рассматриваемым методикам) уровни дефектности автомобилей в гарантийный период эксплуатации. Пересчёт может быть произведён и для индексов затрат на устранение дефектов автомобильной техники в эксплуатации.

Анализ полученных данных показывает, что существует целый ряд методик оценки уровня гарантийного парка, которые между собой не коррелируются. Вследствие указанного выше многообразия не связанных между собой методик подсчёта гарантийного парка получается, что использование в качестве знаменателя приведения объёма гарантийного парка не создаёт предпосылок для получения надёжного и адекватного результата анализа качества автомобилей в эксплуатации.

Следующим аспектом, логично вписывающимся в блок обоснования необходимости разработки новой группы показателей качества, является современное требование международных стандартов, например ISO 9001:2015, связанное с проведением анализа изменения показателей дефектности как в гарантийный, так и в постгарантийный период эксплуатации автомобильной техники, чего как раз сделать невозможно исходя из идеологии и понимания показателей гарантийного парка. Также особенно важным в настоящее время следует считать аспект, отражающий уровень стабильности продаж автомобильной техники. В условиях плавного изменения гарантийного парка соответствующий приведённый уровень дефектности ведёт себя адекватно. Но в случае резких изменений продаж приведённый показатель становится непредсказуемым. Например, когда в условиях кризиса объёмы выпуска продукции резко сокращаются, возникает парадоксальная ситуация, связанная с фиксируемым при мониторинге неоправданно высоким уровнем качества продукции вследствие недостаточного существенного снижения уровня дефектности на новых автомобилях из-за снижения объёмов выпуска и продаж (числитель). При этом знаменатель (гарантийный парк) ведёт себя более статично. И наконец, приведём два заключительных аспекта блока обоснования необходимости решения рассматриваемой задачи. Это аспект достоверности гарантийной базы автомобилей, проблема которой заключается в отсутствии технической возможности полноценного учёта всех автомобилей, находящихся в гарантийном периоде эксплуатации из-за того, что существуют целые системы корпоративных клиентов, у которых автомобили могут находиться, например, на консервации в течение достаточно длительного времени. При этом естественно, что в дилерских системах, при проведении ремонтных работ, учёт они никак не проходят, а в общем корпоративном учёте автомобилей, находящихся в гарантии на автосборочном

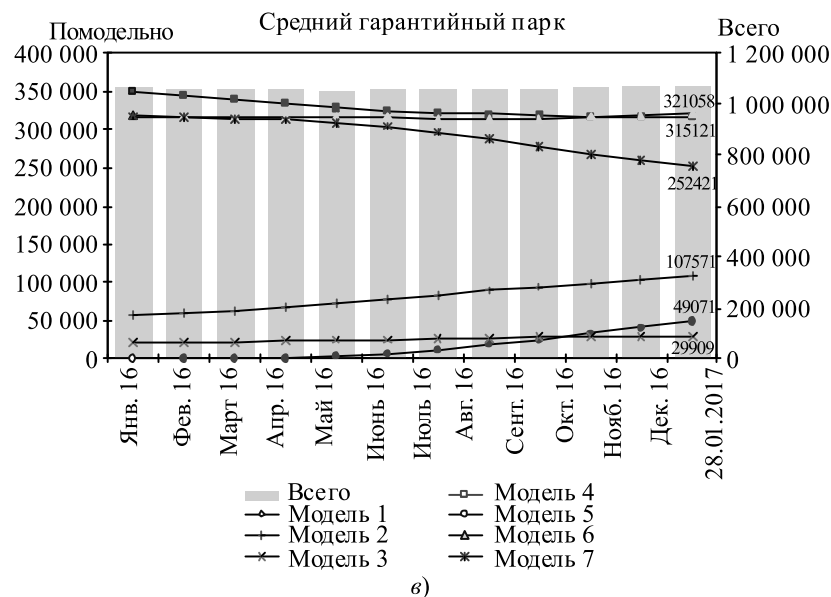
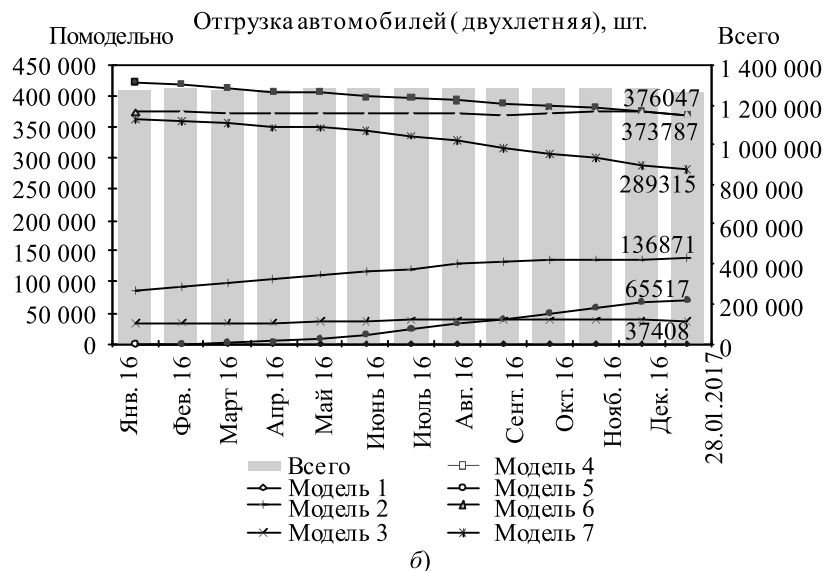
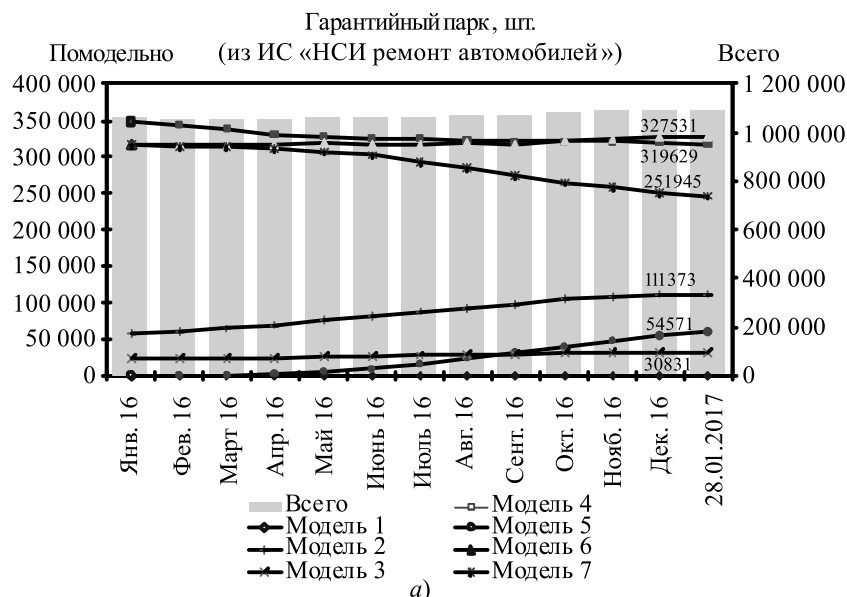
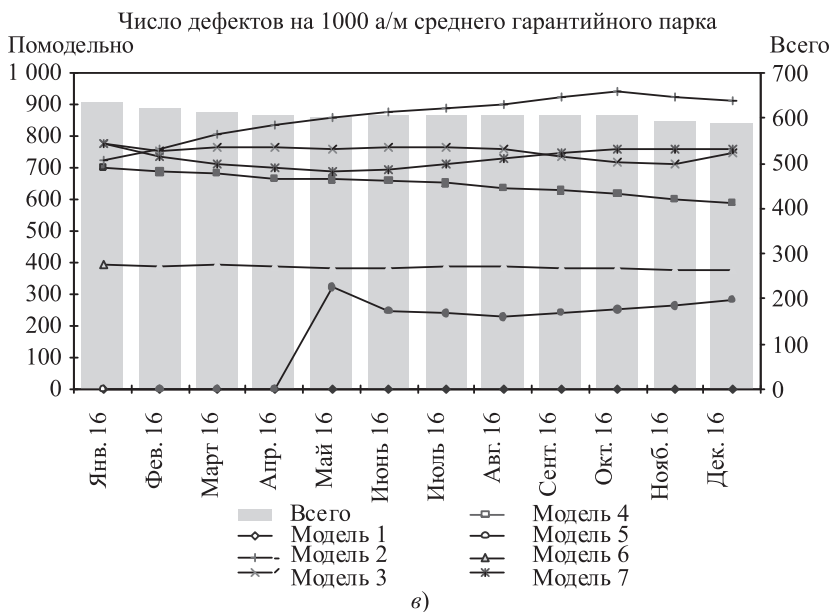
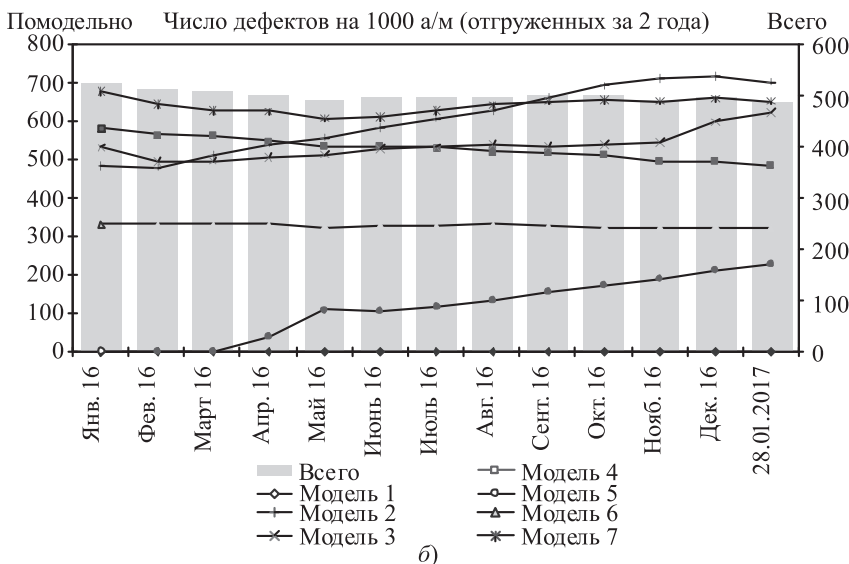
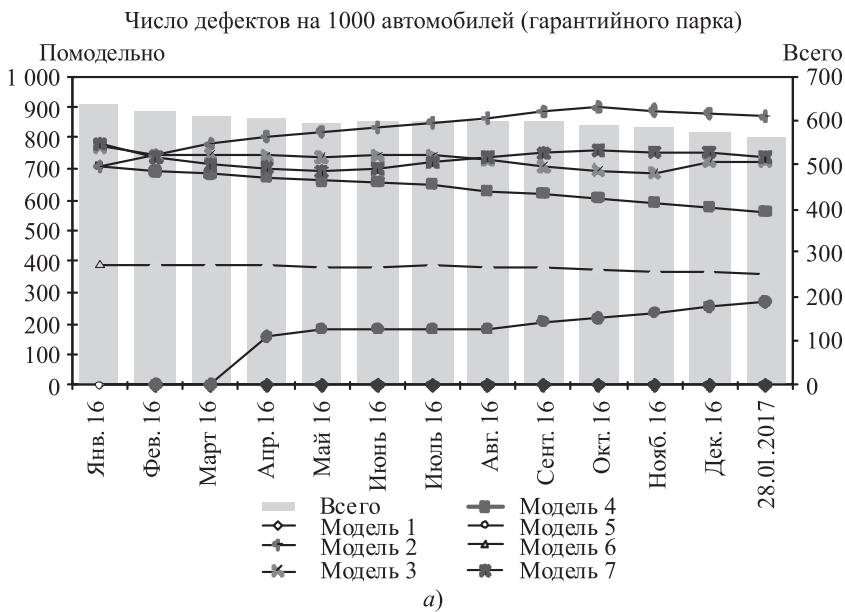


Рис. 2



предприятию, они, как правило, присутствуют.

Последний аспект из блока обоснования заключается в актуальности используемых индексов мониторинга качества продукции в эксплуатации исходя из необходимости решения задачи технического бенчмаркинга. Рассмотрим результаты нашего исследования потребительских индексов удовлетворённости качеством автомобилей в эксплуатации.

На верхней диаграмме (рис. 4) представлена оценка зависимости жалоб потребителей в первый год и в первые три года эксплуатации, приведённая к 1000 (Е‰), для десяти известных автомобильных брендов, работающих на российском рынке. На основе усреднения показателей получена прямая тренда, разделяющая плоскость на две области "старение хуже чем в среднем" и "старение лучше чем в среднем". Анализ диаграммы чётко определяет предпочтительный для потребителей уровень дефектности для первых четырёх брендов, работающих в области "старение лучше чем в среднем". Вполне очевидно (нижняя часть рисунка), что надёжность является фундаментом общей оценки качества. Высокий её уровень важен для потребителей. Потребитель понимает под высоким уровнем надёжности отсутствие проблем, обездвиживающих автомобильную технику или существенно снижающих безопасность её эксплуатации. В практике такие проблемы называю блокирующими, поскольку они делают невозможным полноценное использование АТС. При этом ухудшение надёжности является первой из причин низкой воспринимаемой потребителями ценности качества продукции и ведёт к исключению марки с конкурентного рынка. При этом высокий уровень надёжности не является гарантом высокой потребительской оценки удовлетворённости продуктом.

Комплексные выводы по результатам проведённого анализа представлены на рис. 5 и заключаются в необходимости разработки и реализации целой системы индексов мониторинга качества автомобилей в эксплуатации, адекватно отража-

Рис. 3

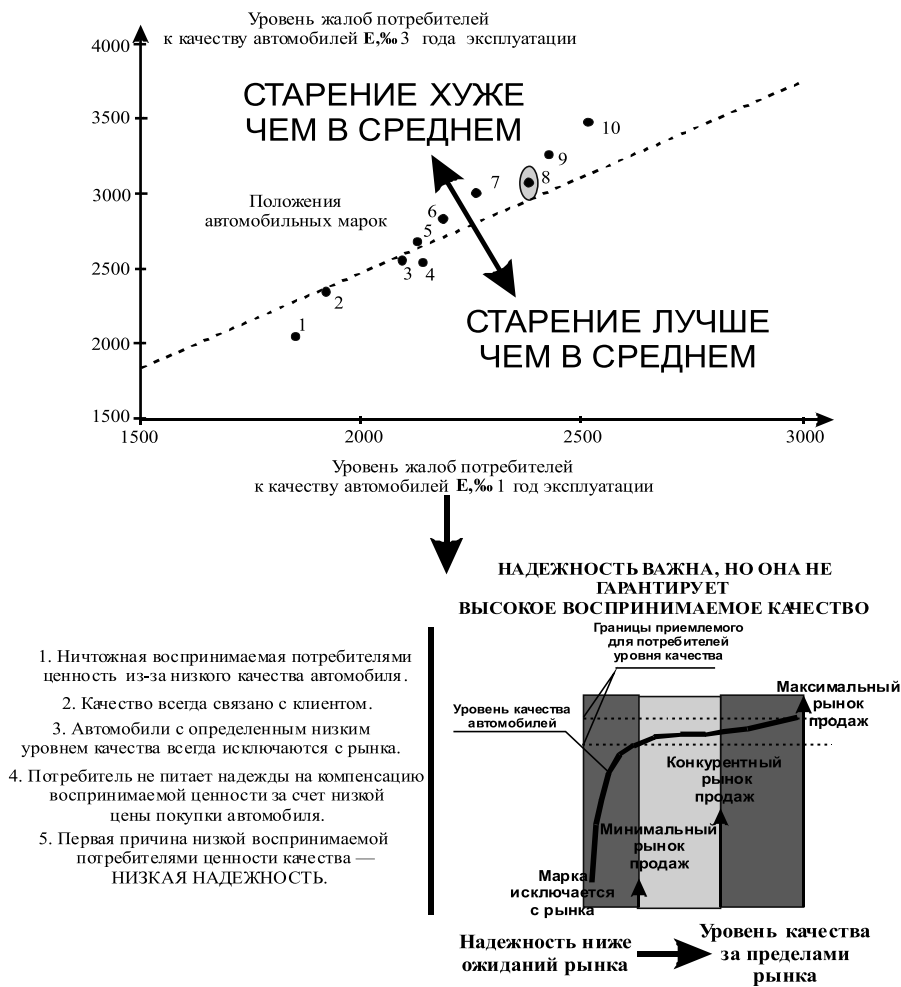


Рис. 4

ющих потребительское мнение о качестве продукции.

Из анализа комплексных выводов вполне очевидно, что система показателей качества автомобилей должна отражать уровень дефектности, надёжность, затраты на эксплуатацию, уровень жалоб потребителей. Также очевидно, что решение задачи по обеспечению сравнительной оценки показателей качества собственной продукции и продукции конкурентов должно опираться на применение методологии международной практики мониторинга качества автомобилей. Тем самым создаются предпосылки для повышения уровня адекватности соответствующих процессов национальных автопроизводителей к современным требованиям отрасли.

Логика рассуждений здесь довольно простая. Как можно использовать наши показатели, представленные выше, при проведении бенч-

маркинга качества с автомобилями других производителей? Никак! Или точнее, это очень сложно сделать, т.к. мы до сих пор не работаем в системе уже общепринятых в мировом автопроме показателей. И на сегодняшний день, чтобы сравнивать уровень качества собственной продукции с качеством конкурентов, нужно делать сложный автономный пересчёт, поскольку в корпоративных специализированных информационных системах показатели нового уровня мониторинга не стандартизированы и не внедрены в практику. Вот почему нужны новые показатели, которые будут хорошо транслироваться по отношению к показателям лидеров мирового автопрома. Однако также очевидно и то, что разработка и реализация системы новых показателей качества автомобильной техники в эксплуатации должна проводиться с учётом существующей отраслевой практи-

ки и некоторой специфики отечественного автопрома.

Именно поэтому целью настоящего исследования является улучшение процесса мониторинга качества автомобилей на послепродажном этапе жизненного цикла за счёт разработки и совершенствования методик и инструментария системы мониторинга качества автомобилей в эксплуатации.

Задачи исследования охватывают вопросы разработки системы показателей оценки качества автомобилей в эксплуатации с учётом международной практики процесса мониторинга и отраслевой специфики процессов и продуктов национальных автопроизводителей.

Разработанная нами в виде пирамиды научно-практическая концепция процесса мониторинга качества автомобилей в эксплуатации, адекватно отвечающая вызовам современности, представлена на рис. 6. Действительно, исходя из полученных комплексных выводов (см. рис. 5), решение задачи по мониторингу качества должно проводиться по основным уровням пирамиды: базовое качество; долговечность и атрибуты качества продукции; несоответствия ожиданиям потребителей; идентификация бренда с точки зрения качества. При этом, как было указано выше, обеспечение высокого уровня надёжности очень важно, но при этом не гарантирует высокого уровня оценки воспринимаемого потребителями качества автомобилей (удовлетворённость потребителей).

Переходя к международной практике мониторинга качества автомобилей в эксплуатации, необходимо выделить количественный индекс *GMF (garanty metod factory)*, который в настоящее время является своего рода опорной точкой организации методологии соответствующего измерительного процесса для многих предприятий автомобильной промышленности, в том числе в таких компаниях, как "Дженерал Моторс", "Рено", "Ниссан" и др. Таким индексом является показатель уровня дефектности автомобилей в эксплуатации по месяцу, группе месяцев

эксплуатации (K%), приведённый на 1000 автомобилей:

$$K_i\% = \frac{\sum_{j=1}^M Q_j}{N} \times 1000,$$

где Q_j — число дефектов, поломок, отказов для каждой из j -й системы автомобилей в целом, за i месяцев эксплуатации; N — общее число автомобилей, имеющих соответствующую (анализируемую) дату произ-

водства (выпуска) и i месяцев эксплуатации.

Следует обратить внимание на то, что международный индекс не отягощён базой гарантийного парка и рассчитывается только исходя из числа дефектов на автомобилях с определённой датой выпуска, имеющих некоторую границу эксплуатации (3, 6, 12, 24, 48 месяцев). Важным аспектом приведения системы количественных показателей мониторинга качества автомобилей в эксплуатации отечественных предприятий к идеологии индекса K% является и то, что международные маркетинговые институты, такие как ADAC, "JD Power", "Ipsos", MICA и др., проводящие рыночные исследования в области качества, также используют соответствующую методологию. В настоящее время, с учётом потребности нашего автопрома в таких исследованиях, этот аспект является весьма важным для обеспечения устойчивости процесса стратегического позиционирования брендов и марок автомобилей на конкурентном рынке.

Принимая во внимание отечественную практику работы, выделим несколько важных проблем, препятствующих прямому применению показателя *GMF*.

Во-первых, в отечественных производственных системах до сих пор работает принцип выталкивания объекта производства. А у западных конкурентов действует принцип вытягивания, т.е. позаказная сборка автомобилей. И если напрямую применить показатель *GMF*, то в базе нужно учитывать дату выпуска автомобилей. В нашем случае этого делать нельзя, так как будет значительное искажение результата, связанное с тем, что существенный объём продукции может определяться определённое время храниться на площадках перед продажей (рис. 7).

Получается, что для обоснованного применения показателя базу расчёта необходимо несколько усложнить, переведя оценку качества от даты производства к дате продажи автомобилей, т.е. расчёт необходимо проводить только по проданным автомобилям по исследуемой дате производства. Естественно, что при этом будет фиксироваться опреде-

Качество и его ценность для потребителей

1. Значение воспринимаемой ценности качества для потребителя — "Сколько потребитель готов заплатить?"
2. Цена продукта может определяться оборудованием, дизайном, комфортом и т.д., при этом качество имеет наиболее значимую для потребителей ценность!
3. Необходимо слушать и слышать потребителей.
5. Качество легче измерить в процессе проектирования или производства, чем четко понять какое качество нужно потребителям.

ПОТРЕБИТЕЛЬ РЕШАЕТ, ЧТО ТАКОЕ КАЧЕСТВО, А НЕ АВТОПРОИЗВОДИТЕЛЬ



В чем ценность воспринимаемого потребителями качества автомобилей?

**Ожидания основной группы потребителей:
"ЧУВСТВО УВЕРЕННОСТИ ПРИ ПОКУПКЕ НОВОГО АВТОМОБИЛЯ"**

ГАРАНТИРОВАННОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ВСЕХ ФУНКЦИЙ
УВЕРЕННОСТЬ В МАШИНЕ И ЧУВСТВО БЕЗОПАСНОСТИ
ОТСУТСТВИЕ ПОЛОМК
УВЕРЕННОСТЬ В ФИНАНСОВОМ АСПЕКТЕ ЗАТРАТ НА ЭКСПЛУАТАЦИЮ
(НИКАКИХ НЕПРЕДВИДЕННЫХ ЗАТРАТ)
УВЕРЕННОСТЬ В ХОРОШЕЙ ЦЕНЕ ПРИ ПЕРЕПРОДАЖЕ
ОТСУТСТВИЕ РИСКОВ АВАРИИ (ДТП) ПРИ ПОЛОМКАХ

УВЕРЕННОСТЬ И ЧУВСТВО УДОВЛЕТВОРЕНИЯ ОТ ПРАВИЛЬНОГО ВЫБОРА!



КОМПОНЕНТЫ КАЧЕСТВА, ВОСПРИНИМАЕМЫЕ ПОТРЕБИТЕЛЯМИ

**КАЧЕСТВО = РЕПУТАЦИЯ БРЕНДА+РЕПУТАЦИЯ МОДЕЛИ+ГАРАНТИЯ+СЕРВИС+
 +НАДЕЖНОСТЬ И ОТСУТСТВИЕ ПОЛОМК+"ХОРОШЕЕ СТАРЕНИЕ"
 (НЕЗНАЧИТЕЛЬНЫЙ ИЗНОС МЕХАНИЧЕСКИХ УЗЛОВ
 НЕЗНАЧИТЕЛЬНЫЙ ВИДИМЫЙ ИЗНОС ЛИЦЕВЫХ ДЕТАЛЕЙ,
 ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ)**

Рис. 5



Рис. 6

лённая временная граница, определяющая приемлемость или допустимость оценки качества. И, если исходить из полученных данных по продажам автомобилей (см. рис. 7), то оценка качества автомобилей, например, после первого месяца эксплуатации, с уровнем адекватности равной 80 %, получается только через 60 дней от даты выпуска автомобилей, а адекватность показателя, соответствующая уровню 90 %, достигается только через 90 дней от даты выпуска.

Данный аспект хорошо прослеживается на рис. 8. В качестве примера здесь представлены результаты серии пересчётов показателя качества K‰ для автомобилей рассматриваемой продукции (модель 2), одного из крупнейших автопроизводителей в России. Расчёт проведён в динамике, начиная с первой точки 31.06.18, для автомобилей, произведённых в январе 2018 г. Процесс накопления данных до требуемой полноты прослеживается точками пересчёта рассматриваемого показателя качества, выполненного в течение последующих 11 отчётных периодов (месяцев анализа). Из графиков видно, что для трёхмесячного периода эксплуатации достижение уровня адекватности показателя K‰, соответствующего 90 %, может быть получено только после шести месяцев анализа данных. Приближающаяся к 100 % адекватность K‰ может быть получена через 12 месяцев непрерывного анализа качества автомобилей.

Для наших конкурентов — "западных" автосборочных предприятий вопросы оценки качества продукции становятся актуальными после как минимум трёх месяцев эксплуатации. Так, например, у компании "Рено" целевые индексы выстраиваются относительно периода не менее шести месяцев эксплуатации, а у "Ниссана" не менее 12, а лучше 24 месяцев эксплуатации. Для нас же, в силу специфики, очень важно обеспечить анализ качества уже в первые недели эксплуатации.

Из вышеизложенного получается, что перспективный базовый показатель качества, обеспечивающий решение целого ряда важных задач в существующей системе мониторин-

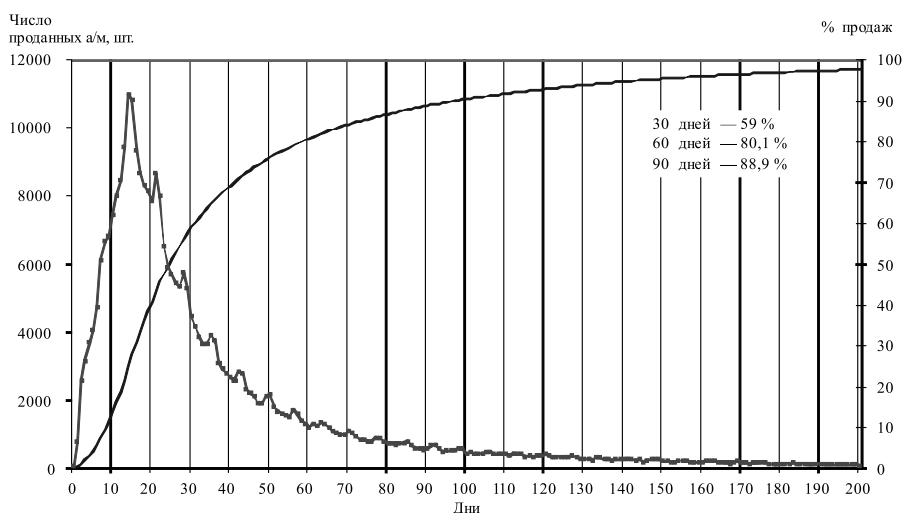


Рис. 7

Уровень дефектности по модели 2 (три месяца эксплуатации), с учетом даты продажи, K‰

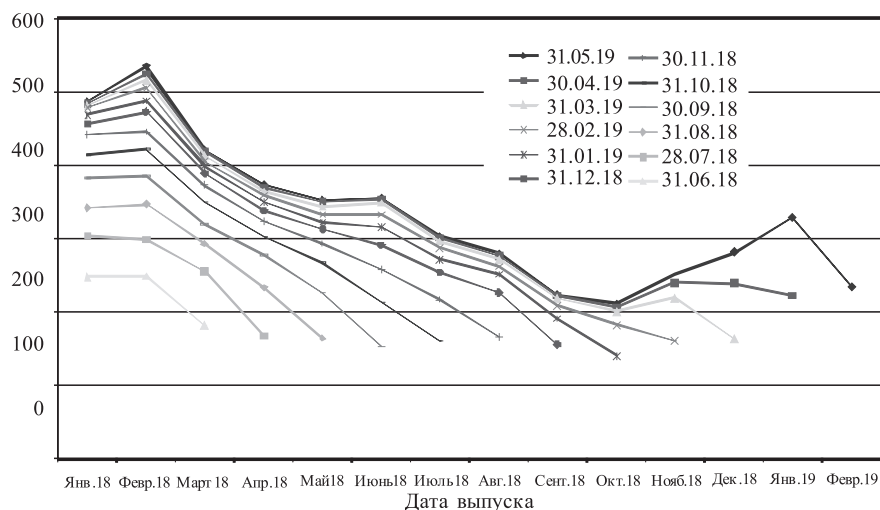


Рис. 8

га качества продукции автомобилестроения, обладает недостатком, связанным с недостаточным уровнем оперативности, что для практики отечественных автосборочных предприятий не является приемлемым. Отсюда вырастает задача, связанная с разработкой в дополнение к основному показателю, оперативного индекса, обеспечивающего возможность измерения качества автомобилей уже с первых дней эксплуатации.

В качестве дополнительного статистического показателя предлагается оперативный индекс уровня тревожных сигналов из гарантии (ТСГ).

Практика показывает, что чаще всего всплески дефектов вследствие недостаточного уровня качества сборки автомобилей или производства автокомпонентов проявляются в первые несколько месяцев эксплуатации. Получается, что ТСГ представляют собой совокупность показателей, отражающих число отказов по каждой из позиций кодификатора дефектов в течение первых недель эксплуатации автомобилей.

На рис. 9 представлена диаграмма тревог. В случае резкого увеличения числа дефектов по первым неделям эксплуатации автомобилей с заданной датой выпуска, с трёхкратным превышением границы допустимого

уровня, объявляется тревога по данной номенклатуре. При этом допустимый и граничный уровни устанавливаются нормативами с учётом данных из гарантии за прошлые периоды, и с учётом целевых показателей к качеству автомобилей в эксплуатации. Таким образом, уровни определяются усреднением эксплуатационных показателей по отказам, по каждой из позиции, в период допустимой стабильности.

Оценка ТСГ проводится по числу дефектов, зарегистрированных за отчётную неделю (по дате регистрации дефектов) относительно среднего значения за предыдущие 10 недель. Формула для его расчёта имеет следующий вид:

$$ТСГ^{n-mis} = \frac{D_{отч.нед}^{n-mis}}{D_{сред}^{n-mis}} \geq 3,$$

где $ТСГ^{n-mis}$ — показатель тревожных сигналов по дефектам в гарантии; $D_{отч.нед}^{n-mis}$ — число дефектов за отчётную неделю, рассчитывается по дате регистрации дефекта (с понедельника по воскресенье); $D_{сред}^{n-mis}$ — среднее число дефектов за предыдущие 10 недель; $n-mis$ — период гарантийной эксплуатации автомобиля, на котором выявлены дефекты. Рассматриваются следующие периоды (0—3 месяца, 3—6 месяцев, 6—12 месяцев).

Ещё одним важным аспектом, определяющим специфику отечественного автомобилестроения, является наличие системы предпродажной подготовки с целым комплексом инструментов по обеспечению готовности автомобилей к эксплуатации. У многих наших конкурентов понятия предпродажной подготовки уже не существует. Для нашей специфики в соответствии с государственными и собственными регламентами это по-прежнему важный процесс. То есть переход на систему новых показателей мониторинга качества должен сопровождаться разработкой индекса, характеризующего качество продукции на предпродажном этапе.

Исходя из всего вышеизложенного, в дополнение к ТСГ представляем новый наиболее полный и адекватный комплекс показателей мониторинга автомобилей в эксплу-



Рис. 9

тации, определяющий прогрессивную в настоящее время методологию процесса измерения качества (см. рис. 4) и учитывающий отечественную отраслевую специфику.

Уровень дефектов по группе месяцев анализа на 1000 проданных автомобилей MIS (К%) рассчитывается по формуле

$$К\%_{B}(MIS) = 1000 \times \sum_{i=0}^{i=MIS} k_i,$$

где k_i — коэффициент, отражающий отношение числа отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа; MIS — месяц гарантии (*month in service*), т.е. число месяцев между датой постановки автомобиля на гарантию.

"Нулевой" месяц в гарантии (0 mis) начинается с момента постановки автомобиля на гарантию и имеет продолжительность до конца текущего календарного месяца. С начала следующего календарного месяца — 1 mis и т.д.

Число блокирующих, приводящих к невозможности эксплуатации автомобилей отказов на 1000 автомобилей по группе месяцев анализа MIS (R%) проводится по формуле

$$R\%_{B}(MIS) = 1000 \times \sum_{i=0}^{i=MIS} r_i,$$

где r_i — коэффициент, отражающий отношение числа блокирующих отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа; MIS — месяц гарантии (число месяцев между датой продажи устройства и датой открытия регистрации документов на ремонт).

Показатель ремонтпригодности $Z\%$ определяет уровень затрат на

устранение отказов по автомобилям с установленным сроком эксплуатации.

Расчет показателя уровня затрат на устранение отказов в эксплуатации на 1000 автомобилей по группе месяцев анализа cv (Z%), проводится по формуле

$$Z\%_{B}(MIS) = 1000 \times \sum_{i=0}^{i=MIS} z_i,$$

где z_i — коэффициент, отражающий отношение затрат на устранение отказов к числу проданных автомобилей по каждому из месяцев, входящих в группу анализа; MIS — месяц гарантии (число месяцев между датой продажи устройства и датой открытия регистрации документов на ремонт).

Уровень отказов, выявленных на предпродажной подготовке (ППП) P представляет собой отношение числа отказов, выявленных на этапе ППП, а также всех отказов, выявленных при перегоне автомобиля, при проведении технического обслуживания до проведения ППП с проставлением отметки в сервисной книжке к числу автомобилей, прошедших ППП (N_p), имеющих определенную дату выпуска, приведенный к 1000 автомобилей ($P\%$):

$$P\%_{i} = 1000 \times \frac{\sum_{i=1}^n Y}{N_p},$$

где Y — число отказов на автомобилях известного месяца производства, выявленных на предпродажной подготовке.

Таким образом, в результате исследования выделены ключевые проблемы из практики организации системы мониторинга качества новых автомобилей в период гарантийной эксплуатации, характерные для отечественных автопроизводителей. Обоснован и предложен новый комплекс количественных показателей качества автомобилей в эксплуатации, у которого отсутствуют выделенные ранее недостатки. Предложенный комплекс успешно реализован на ряде отечественных предприятий-автопроизводителей.

Работа подготовлена при поддержке гранта Президента РФ НШ-2515.2020.8



УДК 629.331 + 631.372

НОВЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ ОБЛИК АВТОМОБИЛЕЙ И ТРАКТОРОВ КАК СПОСОБ ПРЕОДОЛЕНИЯ КРИЗИСНЫХ ЯВЛЕНИЙ В ОТЕЧЕСТВЕННОМ МАШИНОСТРОЕНИИ

Д-р техн. наук ДЗОЦЕНИДЗЕ Т.Д.,
кандидаты техн. наук КОЗЛОВСКАЯ М.А., ЗАГАРИН Д.А.
РГАУ—МСХА имени К.А. Тимирязева, НАМИ
(dtengiz@yandex.ru)

Управление себестоимостью внутри межотраслевого баланса и привязка объема производства к объему конечного спроса позволят создать автомобили и тракторы нового технического облика как способ преодоления кризисных явлений в отечественном машиностроении в условиях отсутствия самостоятельного воспроизводства. При этом создаются предпосылки для возрождения и развития производства компонентов, а предполагаемый общий экономический эффект превысит 140 млрд руб. в год.

Ключевые слова: технический облик автомобилей и тракторов, самостоятельное воспроизводство, преодоление кризисных явлений в машиностроении, производство компонентов.

Dzotsenidze T.D., Kozlovskaja M.A., Zagarin D.A. THE NEW TECHNICAL CONTENT OF AUTOMOBILES AND TRACTORS AS A WAY TO OVERCOME THE CRISIS IN DOMESTIC ENGINEERING

Cost management within the intersectoral balance and linking production to the volume of final demand will make it possible to create automobiles and tractors of a new technical content as a way to overcome crisis phenomena in domestic engineering in the absence of independent reproduction. At the same time, prerequisites are created for the revival and development of component production, and the estimated overall economic effect will exceed 140 billion rubles in year.

Keywords: technical content of automobiles and tractors, independent reproduction, to overcome the crisis in domestic engineering, component production.

Замедление мировой экономики, отмечаемое во второй половине 2019 года, идущие торговые и санкционные войны, нестабильность на фондовых рынках, колебания валютных курсов предвещали масштабный кризис в будущем. Однако объявленная Всемирной организацией здравоохранения пандемия COVID-19 вызвала определённую и по сути похожую реакцию правительств стран мира, приведшую к остановке целых отраслей, нарушению экономического взаимодействия между странами и регионами. Отрасли экономики пострадали по-разному, но машиностроительные предприятия всех уровней передёла в полной мере ощутили на себе резкое снижение или отсутствие конечного спроса.

Можно привести несколько примеров.

В Китае даже в условиях жёстких карантинных мер полной остановки промышленного производства не случилось. Производство пассажирских автомобилей за первый квартал 2020 года упало более чем в два раза по сравнению с аналогичным периодом 2019 года и вышло на уровень кризисных 2008—2009 гг. Производство тракторов плавно снижалось с 2016 года, но убыстрение темпа кризисных явлений нивелировало показатели роста в отрасли за последние 10 лет [1].

В Европейских странах закрываются предприятия из-за отсутствия спроса, растёт безработица. Компания "Рено" оказалась на грани остановки, но разработала план "трансформации" в рамках Альянса "Рено"—"Ниссан"—"Мицубиси" [2]. Немецкий автопром старается преодолеть трудности путём создания глобальных альянсов. Например, "Фольксваген", помимо покупки китайских производителей электротехнического оборудования, заключил соглашение с концерном "Форд" об обмене технологиями в области выпуска автомобилей для разных рыночных ниш, в том числе в деле создания электрокаров и систем автономного управления [3]. Правда, настораживает то, что такие меры применялись и раньше, а успешных примеров такого рода альянса почти нет. О кризисных явлениях в американской экономике сообщается довольно часто. Наряду с падением продаж продукции машиностроительных отраслей отмечаются скачкообразные изменения на фондовых рынках и неоднозначные действия финансовых структур [4].

В нашей стране кризисные явления имеют свою специфику, обусловленную тем, что автомобильная промышленность и сельскохозяйственное машиностроение не являются отраслями, способными к самостоятельному воспроизводству. Например, трудно спорить с тем, что мероприятия по импортозамещению [5, 6] не были реализованы в полной мере. Что касается автомобильной промышленности, то президент Группы ГАЗ В.Н. Сорокин, говоря о локализации автокомпонентов, отметил, что "...Ни один автомобиль в России не может быть выпущен без импортных компонентов. А некоторых критически важных систем — тормозных, рулевых и так далее, в России просто нет, компетенции утеряны" [7]. Предложения Группы ГАЗ по восстановлению отрасли производства компонентов поддержаны не были. В сельскохозяйственном машиностроении отмечаются свои особенности. Из-за низкого уровня импортозамещения и локализации, а также из-за того, что часть техники и оборудования полностью иностранного происхождения, или имеет импортные комплектующие, основным фактором риска называется нестабильность курса рубля, изменяющаяся чуть ли не в ежедневном режиме. Об этом говорит,

в том числе, генеральный директор "Квернеланд Групп СНГ" (разработка, производство и сбыт сельскохозяйственной техники, г. Липецк) Р. Цизак: "...Если меры, направленные на сдерживание COVID-19, влияют непосредственно на сроки производства, логистику, доставку, то девальвация рубля — это главный удар по спросу со стороны аграриев" [8, 9].

Необходимо отметить, что правительства стран прилагают определённые усилия по преодолению кризисных явлений. Например, во Франции выделяют более 8 млрд евро на поддержку автомобильной промышленности: будут стимулировать продажи, поддержат инновационные разработки, а граждане, купившие гибридный или электрический автомобиль, получают от государства 2 тыс. евро [10]. В правительстве Германии обсуждается вопрос об увеличении уже существующих стимулирующих программ при продаже электромобилей на 1,5 тыс. евро, а для гибридов — на 750 евро. Кроме того, могут быть введены "базовые премии" при покупке экономичных автомобилей и снижена ставка НДС. Если такая программа будет принята, то действовать она будет до конца 2020 года [11]. Председатель Правительства Российской Федерации М.В. Мишустин представил разработанный "Общенациональный план действий, обеспечивающих восстановление занятости и доходов населения, рост экономики и долгосрочные структурные изменения", в котором касательно машиностроительных отраслей акцент сделан на обеспечение занятости. Механизм реализации: поддержка импортозамещения и расширение госзакупок. Будет докапитализирован Фонд развития промышленности (ФРП) [12].

Нетрудно заметить, что в большинстве своём предлагаются финансовые меры поддержки производства, продаж и стимулирования спроса. Можно сказать, что аналогичные меры принимались и раньше в том или ином объёме, но даже при растущих продажах не удавалось преодолеть кризис перепроизводства. Нужны другие меры, что особенно актуально для российской автомобильной промышленности и сельскохозяйственного машиностроения.

Цель настоящего исследования — сформулировать подходы преодоления кризисных явлений в отраслях отечественного машиностроения путём разработки нового технического облика автомобилей и тракторов.

Недостаточность принимаемых мер финансового характера можно объяснить следующим образом. В существующей парадигме экономического развития в машиностроительных отраслях в качестве оборотного капитала используется заёмный капитал. Как правило, речь идёт о банковских кредитах, причём разной стоимости в зависимости от страны и проводимой в этой стране экономической политики. Принимаются меры поддержки производства и финансовые власти направляют средства в банки. Однако последние не спешат кредитовать предприятия или корпорации, которые из-за кризиса остановили производство и не имеют выручки. К тому же у них уже имеются существенные задолженности перед кредиторами разного уровня. Можно привести примеры, когда в такой ситуации корпорации обращались к властям страны за гаранти-

ями банковских кредитов. Так поступил "Крайслер" в 1979 году [13], "Форд", "Дженерал моторс" и тот же "Крайслер" в 2008 году [14]. Но это трудный процесс, и когда "Форд" отказалась от помощи правительства, мобилизовав все ресурсы и используя новую продуктивную линейку, деловым сообществом этот шаг был воспринят как весьма удачный [15].

Решения, принимаемые властями нашей страны для поддержки автомобильной промышленности, являются своевременными, но даже они не в состоянии поменять парадигму развития отрасли, сформированную в начале 2000-х гг. и реализуемую по сей день. Введение на территории страны режима "промышленной сборки" автомобилей и тракторов, другой продукции машиностроительных отраслей, а также вступление во Всемирную торговую организацию происходило при соответствующем экономическом и политическом обосновании. Разрабатывались и другие предложения [16—18], но они широко не дискутировались. Не всем была очевидна недостижимость вновь поставленных целей в автомобильной промышленности и сельскохозяйственном машиностроении. За прошедшее время предпринимались попытки по трансформации заданной парадигмы развития от программы "промсборка-2" до заключения специальных инвестиционных контрактов (СПИК). Выработаны меры по государственной поддержке при обязательстве производителя по осуществлению локализации производства техники и компонентов, вплоть до освоения технологических операций, наряду с использованием компонентов российского производства. Кроме того, стимулируется спрос, финансируются научно-исследовательские работы предприятий при участии вузовской науки и т.д. Преодолеть кризисные явления не удаётся, как и смягчить их последствия.

С нашей точки зрения основным препятствием является то, что отечественная автомобильная промышленность и сельскохозяйственное машиностроение утратили способность к самостоятельному воспроизводству. Потеря производства компонентов привела к тому, что производители не в состоянии самостоятельно сформировать технический облик приходящей на смену серийным образцам новой продукции, без учёта особенностей использования номенклатуры изделий, выпускающихся за рубежом. Это хорошо видно на примере рынка подшипников. Понятно, что иностранные производители полнокомплектной техники и компонентов подшипники завозят. Они же обеспечивают вторичный рынок и поставку запчастей. Локализация подшипников по полному циклу лишена смысла, нужно иметь свою отрасль. Однако более чем три четверти рынка сегодня — подшипники импортного происхождения, в том числе в виде комплектующих для сборочных производств [19]. На рынке отмечается большая доля контрафактной продукции. За последнее время с рынка ушли когда-то крупные отечественные производители: ОАО "Самарский ПЗ" и ОАО "Десятый подшипниковый завод" (г. Ростов-на-Дону).

Другой пример, подтверждающий приведённую выше цитату [7], — грузовой автомобиль "Садко Некст 4×4" (GAZ C42A43), который появился на рынке не

так давно и оснащён компонентами следующих производителей: ZF/"Саке" (рулевое управление, гидросилнитель руля и сцепление), LUK (гидравлический привод сцепления), SKF (подшипники, системы смазки), "Орликон Грациано" (компоненты трансмиссии), "Рубена" (резинотехнические компоненты), "Симрит" (уплотнители), "Спайс" (карданная передача), CSA (регулируемая рулевая колонка), "Теннеко" (амортизаторы), "Вабко" (тормозная система), "Таката" (ремни безопасности), "Дельфи" (климатическая система и система вентиляции), "Эдша" (дверная арматура), "Броуз" (электрические стеклоподъёмники), "Кикерт" (замки дверей). И это не полный перечень, хотя производство некоторых компонентов и локализовано [20].

Следовательно, в рамках действующей парадигмы развития не происходит передачи технологий. Более того, трудно понять, кто, кому и на каких условиях передаст какие-то технологии? А кто в таком случае является "принимающей" стороной? Как обстоят дела при этом с интеллектуальной собственностью? Как управлять себестоимостью, чтобы в заданных условиях фискальной политики можно было рассчитывать на конкурентоспособные цены на рынке? Ответы можно сформулировать следующим образом. Локализация в том виде, в каком мы это наблюдаем, является разновидностью импорта. Из-за постоянного роста количества импортных комплектующих или компонентов управлять себестоимостью не удаётся. И это тогда, когда глобальные игроки всегда смогут демпинговать на рынке, объём которого не является для них решающим. Более того, имеются примеры, когда из-за кризисных явлений разного рода принимаемое решение закрыть производство и уйти с рынка никак не зависит от уровня локализации, объёма инвестиций или государственной поддержки.

Надо сказать, что производители пытаются выработать свои предложения по преодолению кризисных явлений в машиностроении.

Например, Группа ГАЗ выводит на рынок антикризисный пакет поддержки клиентов *"ГАЗ помогает"*, предназначенный для стимулирования развития продаж коммерческих автомобилей в нашей стране. В рамках этого пакета за счёт компании будут: осуществляться программа по утилизации автомобилей, реализовываться программы фирменного кредитования, помощи на дороге, предусмотрены различные скидки, содействие льготному лизингу и т.п. [21].

Среди мер, предлагаемых Ассоциацией "Росспецмаш", можно отметить следующие: расширение госзакупок специализированной техники, внедрение механизма субсидирования скидок, обнуление на время кризиса всех налогов и сборов во внебюджетные фонды для зарплат менее 25 тыс. руб., обнуление акцизов на производство топлива и т.д. [22].

Предлагаемые меры наверняка полезны, но требуют серьёзных финансовых ресурсов, организационных усилий и времени. При этом, как уже отмечалось выше, по сути, мало что меняется. По нашему мнению, преодолению кризисных явлений в отраслях отечественного машиностроения могут способствовать два основных подхода: управление себестоимостью внутри межотрас-

левого баланса и минимизация ущерба от поддержки резервных (недогруженных) мощностей при привязке объёма производства к объёму конечного спроса.

Рассмотрим вкратце каждый из этих подходов. Управление себестоимостью внутри межотраслевого баланса подразумевает использование в максимально возможном количестве серийно выпускаемых компонентов, которые, со своей стороны, применяются при создании новых изделий или поставляются на вторичный рынок. В качестве примера можно привести использование изначально автомобильных дизелей или силовых агрегатов на сельскохозяйственной технике после ухода с рынка производителей двигателей для тракторов, комбайнов и другой техники. Часто стоимость силового агрегата составляет треть стоимости всей машины, что уже немало. Можно использовать компоненты трансмиссии, ходовой части, найти решения по унификации оборудования кабин и т.п. Межотраслевой баланс учитывает освобождение от двойного налогообложения, а наращивание количества компонентов стимулирует организацию производства или его расширение в других отраслях, что приведёт к созданию дополнительных рабочих мест. При этом инновационная деятельность направлена исключительно на уменьшение себестоимости и повышение качества продукции.

При реализации такого подхода возможно снижение цены изделия для конечных покупателей, что также подстегнёт промежуточный спрос со стороны тех, которые покупают именно компоненты. И так по всей производственной цепочке. Под повышением качества продукции подразумевается не столько рост показателей комфортности, что можно обеспечить по запросу с вводом различных опций, а инновационное развитие функционала изделия, например, автомобилей и тракторов, нацеленного на повышение эффективности. В этом случае можно говорить о разработке нового технического облика машин.

Конечный спрос или покупка потребителем техники для использования по назначению, в нашем случае, определяется для того, чтобы производить "столько, сколько нужно". При этом резервные (недогруженные) мощности необходимо поддерживать, так как это может оказаться менее затратным, чем создавать новые производства при быстром росте конечного спроса. А на этот рост можно повлиять ещё и тем, что в рамках приведённого выше подхода можно реализовать не только "эксклюзивные изделия", но и машины с разным масштабом тиражирования. В этом случае необходимо изучить и знать потребности не только фокус-групп потребителей, отличающихся по возрасту, социальному положению, роду деятельности, интересам и вкусам, но и ориентированных на общественно значимые цели и задачи, обусловленные, например, климатическими и географическими факторами. Необходимо заметить, что конечный спрос очень чувствителен к новой совокупности потребительских качеств, что, со своей стороны, также влияет на технический облик изделий.

Приведём примеры проектов по созданию автомобилей и тракторов, технический облик которых опре-



Рис. 1. Ходовой макетный образец автомобиля по проекту "Бурка"



Рис. 2. Эскиз автомобиля из семейства "Дивизион" с грузовой платформой и одинарной кабиной



Рис. 3. Эскиз автомобиля из семейства "Дивизион" с укороченной грузовой платформой и кабиной с дополнительной однорядной секцией на 3 пассажирских места



Рис. 4. Эскиз автомобиля из семейства "Дивизион" ("Бурка-2") в грузопассажирской версии

делялся согласно описанным выше подходам. Научно-исследовательские работы по этим проектам велись непосредственно авторами настоящей статьи, факультативно и в инициативном порядке.

Пример первый — проект "Дивизион" — новое семейство многофункциональных трёхосных автомобилей малой размерности с колёсной формулой 6×6 в виде грузовых, грузопассажирских и пассажирских автомобилей, в том числе специализированных, пригодных для эксплуатации на дорогах общего пользования и по бездорожью в различных климатических зонах. Данный проект является развитием проекта "Бурка" ("Проект 334X"). Ходовой макетный образец показан на рис. 1. Проект был реализован с использованием машинокомплекта иностранного производства в цельнометаллическом кузове, изготовленном из штампованных деталей разных автомобилей-доноров [23—25]. Однако за последние годы проект был переработан и автомобили семейства "Дивизион" выполнены с использованием серийно выпускаемых компонентов отечественного производства, а кабина (кузов) имеет каркасно-панельную конструкцию (рис. 2—4). Элементы внешней формы и интерьера будут изготовлены из полимерных, в том числе композиционных материалов. Трансмиссия разрабатывается с применением деталей и элементов серийного производства, но ведётся работа и по созданию гидромеханической передачи ("автомата"). Подвеска всех трёх мостов идентичная, независимая, пружинная, на поперечных рычагах. Иными словами, модуль ведущего моста используется в качестве средней и задней осей. Редуктор среднего моста — проходной, а третья ось выполнена отключаемой. Некоторые технические характеристики автомобиля по проекту "Дивизион" в модификации с одинарной кабиной приведены в табл. 1. После определения расчётной себестоимости образца "Бурка" и изучения реакции публики на выставках был организован опрос по переписке (около 4 тыс. адресов) в масштабах всей страны среди организаций, связанных с транспортными работами в той мере, в какой функционал машины был бы реализован с максимально возможной эффективностью.

Полученные результаты позволили сделать следующие выводы: рыночная ниша пуста, прямых аналогов по функциональному назначению и совокупности новых потребительских качеств в продаже не имеется; автомобили, которые могут быть отнесены к "аналогам", не соответствуют объёму новых потребительских качеств или трудно считать конкурентоспособными по цене; такое состояние рынка прогнозируется на ближайшие 5—6 лет. Иными словами, на весь срок выпуска (на рыночный цикл) до первой модернизации изделия. Конечный спрос может быть обеспечен потребителями, подпадающими под госзакупки, направленные на развитие различных отраслей хозяйствования; частными предпринимателями, в том числе производителями сельхозпродукции; муниципалитетами малых городов, районных центров и поселений с учётом наличия модификаций (по предварительным оценкам — до 2000 машин в год); организациями для активного отдыха, спортивных клубов, туристичес-

кой деятельности; промышленными предприятиями (например, опрос золотопромышленников восточных регионов страны показал потребность в 1200 машин в год); потребителями транспортных средств социальной сферы: школьный автобус, санитарный автомобиль, другой транспорт специального назначения; покупателями на экспортных рынках ближнего и дальнего зарубежья. При организации мелкосерийного производства по технологии стапельной сборки, начальный выпуск (первый год) может составить до 500 машин с

Таблица 1

Наименование показателя	Значение
Колёсная формула	6×6, с отключаемой задней осью
Грузоподъёмность, кг	3000
Снаряжённая масса, кг	3200
Полная масса, кг	6200
Габаритные размеры, мм	6300 × 2200 × 2400
База, мм	2510 + 1060
Колея, мм	1800
Двигатель	Дизель ЯМЗ-53443, Евро-5
Максимальная мощность, кВт (л.с.)/при частоте, мин ⁻¹	109 (148)/2300
Максимальный крутящий момент, Н·м/при частоте, мин ⁻¹	490/1200—2100
Трансмиссия	Механическая (или автоматическая) коробка передач, одноступенчатая раздаточная коробка
Максимальная скорость, км/ч	100

Таблица 2

Наименование показателя	Значение
Тип трактора	Универсально-пропашной, колёсный, полноприводный, интегральной схемы, тягового класса 2 т, со всеми управляемыми колёсами
Масса эксплуатационная, кг, не более	7000
Двигатель	Дизель ЯМЗ-53443 (Евро-5)
Агрегатная база (сборочные единицы, мосты, системы управления, колёса, шины и др.)	Отечественного производства
Трансмиссия	Автоматическая, с переключением передач без разрыва потока мощности
Скорость движения, км/ч	0,1...40
Колея	Изменяемая, не менее двух значений
Грузоподъёмность навесных устройств, т, не менее: переднее заднее	2,5 3,5
Валы отбора мощности	Передний и задний независимые, двухскоростные
Кабина	Каркасно-панельной конструкции, шумо- и виброизолированная



Рис. 5. Вариант художественного облика колёсного трактора по проекту "Интегра"

расчетом расширения производства до 1000—1500 машин в год. Такой подход позволит не только сформировать рыночную нишу, но и постепенно её расширять, сохранив некоторую дефицитность машин. При таком подходе к моменту модернизации изделия и введения модификаций, можно рассчитывать на скачкообразный рост производства с приемлемым уровнем рентабельности.

Второй пример — проект "Интегра" — колёсный полноприводный трактор интегральной схемы класса тяги 2 т или, иными словами, универсально-пропашной колёсный сельскохозяйственный трактор общего назначения средней мощности (рис. 5). Он способен работать с комбинированным оборудованием, навешиваемым на переднюю и заднюю навеску и выполняющим несколько операций за один проход; может использоваться в разных отраслях хозяйствования и стать основой отечественного машинно-тракторного парка, заменив близкие по классу импортные аналоги; имеет машина и экспортный потенциал.

Анализ истории создания тракторов такого класса и со схожим функционалом показывает, что определённые шаги в этом направлении предпринимались в нашей стране и за рубежом начиная с 1950-х гг. Можно сказать, что процесс продолжается и сегодня. Самыми значимыми шагами следует признать создание и серийное производство интегрального трактора ЛТЗ-155 на Липецком тракторном заводе [26]. Позже на ПО "Уралвагонзавод" был создан и запущен в серийное производство трактор интегральной схемы РТМ-160 [27]. В силу разных причин упомянутые тракторы в настоящее время не выпускаются. Однако трактор класса тяги 2 т иностранного происхождения "ant4135F" выпускается на базе АО "Ковровский электромеханический завод" (АО "КЭМЗ") во Владимирской области с августа 2018 года [28]. Проект предусматривает глубокую локализацию машины иностранного производства (СПИК) с прогнозом на конечный спрос в 2020 году — 650 единиц, и с выходом в 2022 году на программу выпуска в 1000 единиц.

Трактор по проекту "Интегра" комплектуется серийными дизелем и трансмиссией отечественного производства, ведущий управляемый мост — от серий-

ного грузового автомобиля, установлен спереди и сзади, передняя ось поддрессорена, применяется навесное оборудование серийного производства. Кабина выполнена с большой площадью остекления, так как рабочее место оператора поворачивается, и необходимо обеспечить круговую обзорность. Конструкция кабины [29, 30], а также её оснащение соответствуют современным требованиям. В табл. 2 приведены некоторые технические характеристики трактора. Конечный спрос на тракторы предлагаемого технического облика может составить до 6 тыс. единиц в год при условии, что цена на новое изделие будет сопоставима со стоимостью трактора семейства МТЗ-82 при большей эффективности в эксплуатации. Производство новой техники можно организовать путём загрузки существующих зарезервированных (недогруженных) мощностей или же в виде межотраслевой кооперации по принципам, предложенным ранее [31, 32].

В заключение следует подчеркнуть, что сформулированные в настоящей статье подходы, а именно управление себестоимостью внутри межотраслевого баланса и привязка объёма производства к объёму конечного спроса, позволят создать автомобили и тракторы нового технического облика, которые помогут преодолеть кризисные явления в отечественном машиностроении в условиях отсутствия самостоятельного воспроизводства. Это создаст предпосылки для возрождения и развития производства компонентов, а предполагаемый общий экономический эффект превысит 140 млрд руб. в год.

Литература

1. Последствия экономической блокады в Китае [Электронный ресурс]. URL: <https://spydell.livejournal.com/684065.html> (дата обращения 01.05.2020).
2. Альянс Renault-Nissan-Mitsubishi запланировал большие изменения [Электронный ресурс]. URL: https://speedme.ru/posts/id-27950-cv8wxy5we6t9esyfgvth?utm_referrer=https%3A%2F%2Fzen.yandex.com (дата обращения 27.05.2020).
3. Правление Volkswagen одобрило альянс с Ford [Электронный ресурс]. URL: https://letnews.ru/pravlenie-volkswagen-jdjbriilo-alyans-s-ford/?utm_referrer=https%3A%2F%2Fzen.yandex.com (дата обращения 02.06.2020).
4. Дембинская Н. Минус два триллиона: американский пузырь начинает сдуваться [Электронный ресурс]. URL: <https://ria.ru/20200530/1572196674.html> (дата обращения 30.05.2020).
5. План мероприятий по импортозамещению в автомобильной промышленности Российской Федерации / Утверждён приказом Минпромторга России от 31 марта 2015 г., № 648.
6. План мероприятий по импортозамещению в отраслях сельскохозяйственного и лесного машиностроения / Утверждён приказом Минпромторга России от 31 марта 2015 г., № 659.
7. Вадим Сорокин: Ни один автомобиль в России не может быть выпущен без импортных компонентов [Электронный ресурс]. URL: <https://nazarur.ru/vadim-sorokin-ni-odin-avtomobil-v-rossii-ne-mozhet-byt-vypushhen-bez-importnykh-komponentov/> (дата обращения 27.05.2020).
8. Акулиничев А. Как пандемия коронавируса изменит сельское хозяйство: пять последствий // Рынок АПК. — 2020. — № 5 (199). — С. 10—12.
9. Ганенко И. АПК под влиянием. Стресс-факторы 2020 года могут отрицательно сказаться не только на аграриях, но и на бизнесе поставщиков средств производства [Электронный ресурс]. URL: <http://www.agroinvestor.ru/analytics/article/33642-apk-pod-vliyaniem-stress-faktory-2020-goda-mogut-otritsatelno-skazatsya-ne-tolko-na-agrariyakh-no-i/> (дата обращения 06.05.2020).
10. Макрон заявил о масштабной господдержке французского автопрома [Электронный ресурс]. URL: www.svoboda.org/a/30637234.html (дата обращения 27.05.2020).
11. Минэкономики Германии предложило премировать покупателей авто [Электронный ресурс]. URL: https://rossaprimavera.ru/news/92f348c2?utm_referrer=https%3A%2F%2Fzen.yandex.com (дата обращения 04.06.2020).
12. Бутрин Д. Экономика за здорово живешь. В плане правительства впервые главное — не расходы // Коммерсантъ. — № 97 от 03.06.2020. — С. 1.
13. Якокка Л. Карьера менеджера: Пер. с англ. / При участии У. Новака; Общ. редакция и вступ. ст. С.Д. Медведева. — М.: Прогресс, 1991. — 384 с.
14. Лутц Б. Парни из гаража против зануд-финансистов: Борьба за душу бизнеса / Боб Лутц; Пер. с англ. — М.: Альпина Паблишер, 2012. — 274 с.
15. Губский А. "Это было не чудо — это была стратегия" — Алан Маллалли, генеральный директор Ford Motor Company // Ведомости. — 07.10.2010. — № 189 (2887).
16. Амамура К. Перспективы российского автомобилестроения при современной политике Минпромэнерго // Журнал ААИ. — 2005. — № 4. — С. 10—14.
17. Дзоенидзе Т.Д. Перспективы развития российского автопрома // Металлург. — 2005. — № 8. — С. 5—10.
18. Дзоенидзе Т.Д. Концепция национальной программы "Создание новой экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России // Вестник машиностроения. — 2008. — № 10. — С. 80—84.
19. Ввоз в страну подшипников растёт [Электронный ресурс]. URL: <https://marketing.rbc.ru/articles/11130/> (дата обращения 12.12.2019).
20. Садко Некст 4×4. Технические характеристики [Электронный ресурс]. URL: <https://trucksreview.ru/gaz/gaz-sadko-nekst-4h4-tehnicheskie-harakteristiki.html> (дата обращения 01.06.2020).
21. Алексеев Г. Транспортной отрасли прибавят ГАЗа [Электронный ресурс]. URL: <https://www.kommersant.ru/doc/4364652> (дата обращения 02.06.2020).
22. Медведева А. Ассоциация "Росспецмаш" предложила комплекс мер по поддержке промышленности [Электронный ресурс]. URL: <https://www.agroxxi.ru/selhoztehnika/novosti/associacija-rosspecmash-predlozila-kompleks-mer-po-podderzhke-promyshlennosti.html> (дата обращения 28.05.2020).
23. Дзоенидзе Т.Д., Козловская М.А., Журавлев А.В. Опыт создания специализированных автомобилей полной массы 6 т для развития сельских территорий // Технология колёсных и гусеничных машин — Technology of Wheeled and Tracked Machines. — 2015. — № 6. — С. 22—29.
24. Шелепенков М.А. Опытная "Бурка" Тенгиза Дзоенидзе // Грузовик Пресс. — 2014. — № 1. — С. 28—33.
25. Трёхосный грузопассажирский автомобиль с колесной формулой 6×6 [Текст]: пат. № 92266 на промышленный образец, Рос. Федерация: МКПО 12-08 // Дзоенидзе Т.Д., Москвинов А.Б., Логинов К.Ю., Кабанин П.А., Левшин А.Г., Галкин С.Н., и др., всего 11 человек, заявл. 09.01.2014; опубл. 16.04.2015. — 6 с.
26. Дурманов А.С. Далёкое прошлое и недалёкое будущее... Из истории создания тракторов интегральной схемы в России. — Липецк: ООО "Липецкая печатная компания", 2014. — 320 с.
27. Окунев Г.А., Кокорин А.Ф., Андронов В.А., Кузнецов Н.А. Показатели эффективности тракторов типа РТМ-160 // Тракторы и сельхозмашины. — 2006. — № 9. — С. 5—6.
28. Ростех приступил к серийной сборке новой тракторной техники во Владимирской области [Электронный ресурс]. URL: <https://rostec.ru/news/rostekh-pristupil-k-seriynoy-sborke-novoy-traktornoy-tekhniki-vo-vladimirskoj-oblasti/> (дата обращения 21.08.2018).
29. Кабина колёсного трактора. Патент 178477 Рос. Федерация на полезную модель, МПК В62D 33/06 (2006/01) // Дзоенидзе Т.Д., Загарин Д.А., Шкель А.С., Козловская М.А., Бугаев А.М., Журавлёв А.В., Родченков Д.А. заявл. 24.07.2017; опубл. 04.04.2018. Бюл. № 10.
30. Основание кабины и кузова транспортного средства. Патент 180237 Рос. Федерация на полезную модель, МПК В62D 33/00 (2006/01) // Дзоенидзе Т.Д., Загарин Д.А., Шкель А.С., Козловская М.А., Бугаев А.М., Журавлёв А.В. заявл. 05.07.2017; опубл. 06.06.2018. Бюл. № 16.
31. Загарин Д.А. Организация и функционирование малых форм хозяйствования в промышленности по сетцентрическому принципу (постановка задачи) // Труды НАМИ. — 2016. — № 264. — С. 102—115.
32. Загарин Д.А. Разработка концепции промышленной площадки сетцентрического типа регионального покрытия // Труды НАМИ. — 2016. — № 265. — С. 36—43.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ТРИЦИКЛА С НАКЛОНЯЮЩИМСЯ ОСТОВОМ НА СКЛОНЕ

ПИЦХЕЛАУРИ Ш.Н.

Горский ГАУ (shota.pitskhelauri.92@mail.ru)

Рассматриваются вопросы повышения курсовой устойчивости трицикла на склонах. Применены теоретические и экспериментальные методы исследований, математическая модель исследуемого объекта.

Ключевые слова: колёсные машины, трицикл, курсовая устойчивость, угол наклона остова, центр масс, горизонталь склона.

Pitskhelauri Sh.N.

INQUIRY OF THE PROCESS COURSE 'S MOVEMENT OF A TRICYCLE WITH A LEANING SKELETON ON THE SLOPE

In this investigation we consider the problem of increasing the course stability of the tricycle on the slopes. The theoretical and experimental methods were applied as well as the mathematical model of the investigated object

Keywords: wheeled vehicles, tricycle, course stability, frame tilt angle, overturning, slope horizontal.

В последние годы возрос интерес к малым транспортным средствам, что связано с их экономичностью, компактностью, лёгкостью, доступной ценой. Интересны в этом отношении и трициклы (трёхколёсные мотоциклы). Однако у трициклов классической конструкции есть серьёзный недостаток — недостаточная устойчивость против опрокидывания и курсовая устойчивость.

Особенно опасно движение трицикла по склону, где совокупность конструктивных и эксплуатационных факторов данной колёсной машины создаёт отклоняющий момент, который, в свою очередь, ухудшает курсовую устойчивость и трицикл стремится уйти с заданного курса. Неустойчивое курсовое движение возникает под действием боковых сил и изменяет направление движения, изменяя курсовую ориентацию трицикла. Энергия, затрачиваемая боковыми силами, теряется безвозвратно, и в результате отклонения считаются необратимыми. Изменяется курсовой угол φ , и без дополнительного воздействия на рулевое управление колёсная машина не может возвратиться к заданному курсу движения.

Если рассматривать движение трицикла вдоль горизонталей склона, то нарушение устойчивости движения, выраженное как отклонение его продольной оси от заданного курса движения, т.е. курсовое отклонение, возникнет при действии на него следующих факторов: составляющий силы тяжести, парал-

лельной опорной поверхности; перераспределение нормальных нагрузок по бортам (колёса борта, находящегося выше по склону нагружены меньше, чем колёса, расположенные ниже по склону); бокового увода эластичных шин и недостаточного сцепления шин с опорной поверхностью, которое, в свою очередь, будет вызывать сползание; а также ряд других причин.

Эффективным способом повышения курсовой устойчивости трицикла на склонах является наклон его кузова в сторону возвышенности (вертикальное выравнивание остова). Однако каковы бы ни были теоретические предположения, толь-

ко практика может показать, насколько они обоснованы.

Объектом настоящих исследований выбран трицикл классической компоновки XY250ZH китайского производства, на котором был смонтирован оригинальный механизм, наклоняющий кузов трицикла относительно ведущего моста влево и вправо. Для опытного объекта проводились следующие виды исследований: математическое моделирование, имитационное моделирование, натурные испытания.

Имея математическую модель курсового угла $\varphi = [2VtG\sin\alpha h]/(KL^2)$ [4] и учитывая наклон остова трицикла в сторону возвышенности склона, получаем смещение центра масс в сторону возвышенности склона, при котором увеличивается расстояние от оси симметрии трицикла до прямой, соединяющей центры контактов колеса нижнего по склону. Здесь восстанавливающий момент (M_B) будет возрастать по отношению к отклоняющему моменту ($M_{откл}$) (рис. 1).

Таким образом, учитывая перемещения центра масс, получим $\varphi = [2VtG\sin\alpha f(B/2 - d)]/(KL^2)$, где V — скорость движения трицикла; t — время, через которое определяется курсовой угол; f — коэффициент сопротивления качению; h — расстояние от центра масс до опорной поверхности по нормали; K — коэффициент сопротивления уво-

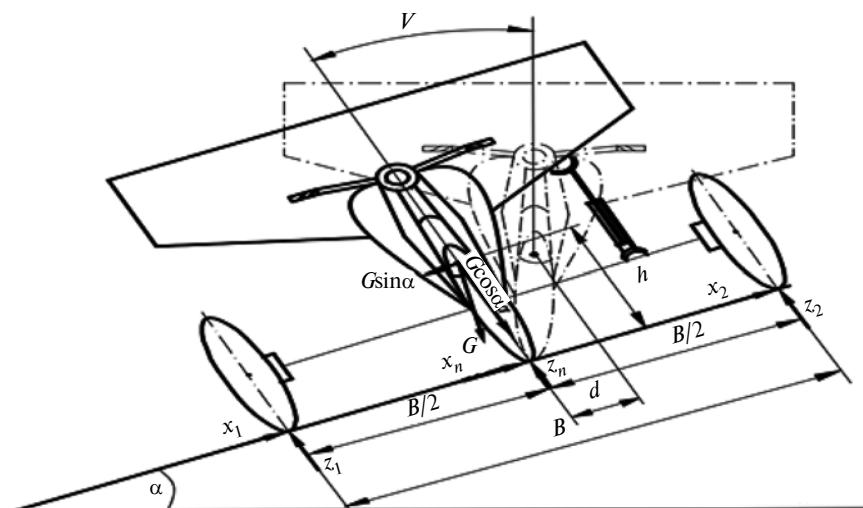


Рис. 1. Схема сил и реакций, действующих на трицикл при движении в поперечном направлении склона:

Z_1, X_1 — реакции, действующие на заднее нижнее колесо; Z_2, X_2 — реакции, действующие на заднее верхнее колесо; Z_n, X_n — реакции, действующие на переднее колесо; a, b, h — координаты центра масс; G — сила тяжести; $G\sin\alpha, G\cos\alpha$ — составляющие силы тяжести; h — расстояние от центра масс до опорной поверхности по нормали; v — наклон остова трицикла; d — перемещение центра масс от продольной оси трицикла в сторону возвышенности склона

ду; L — продольная база трицикла; $d = (h - h_0)\sin\nu$ — перемещение центра масс от продольной оси трицикла в сторону возвышенности склона; ν — наклон остова трицикла.

Если остов трицикла наклонен на угол ν в сторону возвышенности склона, промежуточные параметры примут определённые значения: $h_0 = (r_2a + r_1b\cos\nu)/L$ и $d = (h - h_0)\sin\nu$. Здесь h_0 — высота расположения оси наклона остова. При наклоне кузова на угол ν центр масс переместится в сторону возвышенности склона на расстоянии $d = [h(ar_1 + br_2\cos\nu/L)]\sin\nu$, где r_1 , r_2 — радиус качения переднего и заднего колеса.

С помощью математической модели курсового угла определён характер траектории движения объекта в поперечном направлении склона (вдоль горизонталей склона) и величина его отклонения от заданного направления (курсовой угол). Задаваясь параметрами, в том числе конструктивными, входящими в физическую модель, были определены отклонения от заданного курса движения (горизонталей склона) и определены оптимальные их значения, с точки зрения обеспечения наилучшей курсовой устойчивости колёсной машины.

Проведённые натурные испытания подтвердили, что сохранение вертикального положения остова трицикла на склоне повышает его курсовую устойчивость, а также устойчивость против опрокидывания. Ниже приведены и сопоставлены результаты аналитических решений, экспериментальные данные и данные имитационного моделирования, отклонений трицикла от заданной горизонтали склонов различной крутизны с различными углами наклона остова.

На рис. 2 показаны результаты аналитических решений, экспериментальные данные и данные имитационного моделирования. Как видим, отклонения трицикла с *естественным* положением остова от горизонтали на склоне $0,209$ рад. по данным имитационного моделирования в конце пути составляют $7,5$ м. Отклонения трицикла по результатам математического расчёта в конце пути составляют $4,5$ м, а по экспериментальным данным — $11,4$ м.

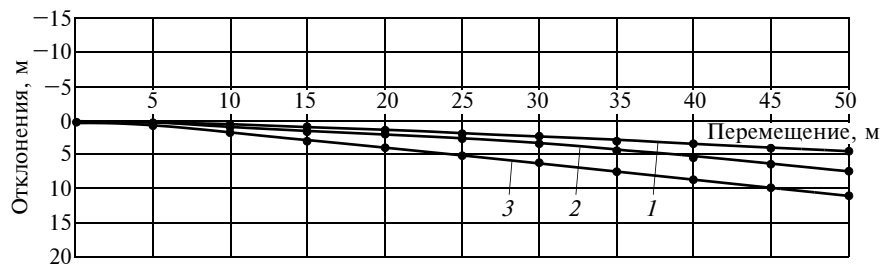


Рис. 2. Отклонение трицикла с естественным положением остова от заданной горизонтали склона: 1 — имитационное моделирование; 2 — математическое моделирование; 3 — натурные испытания

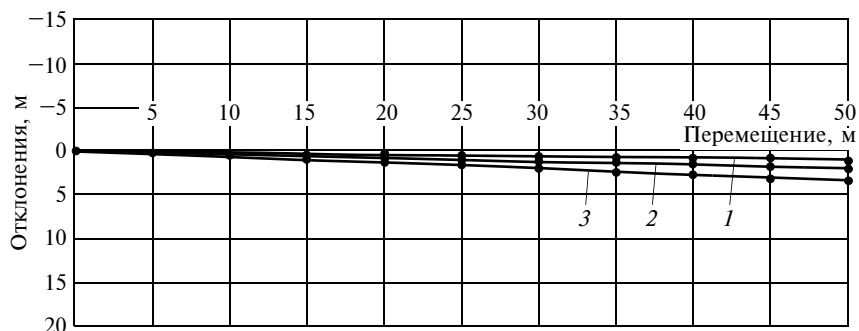


Рис. 3. Отклонение трицикла с вертикальным положением остова от заданной горизонтали склона: 1 — имитационное моделирование; 2 — математическое моделирование; 3 — натурные испытания

Результаты аналитических решений, экспериментальные данные и данные имитационного моделирования приведены на рис. 3. Отклонения от горизонтали склона трицикла с *вертикальным* положением остова на $0,209$ рад. по данным математического моделирования в конце пути составляют 2 м. Отклонения трицикла по результатам имитационного моделирования в конце пути составляют 1 м, а по экспериментальным данным — $3,3$ м.

Аналогичные исследования проводились и для склона $0,104$ рад с различными углами наклона остова, которые также показали эффективность и целесообразность применения механизма наклона остова с целью повышения курсовой устойчивости движения. Таким образом, прослеживается чёткая тенденция уменьшения отклонения от заданной горизонтали склона трицикла при выравнивании его остова.

Исследование процесса курсового движения трицикла показало эффективность и целесообразность применения механизма наклона остова с целью повышения курсовой устойчивости. Так, при движении по склону крутизной $0,209$ рад. разница отклонений между движением

трицикла с естественным положением остова и вертикальным составила $80,5$ %, а при движении по склону $0,104$ рад. при вертикальном положении остова 85 %. Результаты выполненных исследований позволяют оптимизировать конструктивные параметры трицикла при движении вдоль горизонталей склонов за счёт обоснованного выбора углов наклона остова трицикла, с целью достижения максимальной курсовой устойчивости транспортного средства.

Литература

1. Льянов М.С. Улучшение эксплуатационных свойств колёсных тракторов за счёт повышения их курсовой устойчивости на склонах. Диссертация на соискание уч. ст. к.т.н., Владикавказ, 1991. — 201 с.
2. Амельченко П.А. Колёсные тракторы для работы на склонах / П.А. Амельченко, И.П. Ксенович, В.В. Гуськов, А.И. Якубович — М.: Машиностроение, 1978. — 248 с.
3. Льянов М.С. Трицикл с изменяемой геометрией конструкции — основа создания специальной системы активной безопасности / М.С. Льянов, Э.К. Гутиев, А.О. Зокоев // Известия ФГБОУ ВПО "Горский ГАУ". Т. 51, ч. 3. — Владикавказ, 2014. — С. 179—183.
4. Lyanov M.S., Pitskhelauri S.N., Bakhchiev M.O. Mathematical Model of the Course Stability of a Tricycle on a Slope. Engineering Computation. 2018. No. 8 (2). Vol. 35. P. 3272—3282.

О РАДИУСЕ ЭЛАСТИЧНОГО КОЛЕСА

Канд. техн. наук ДИК А.Б.

Германия (alexander.dick@web.de)

Рассмотрено влияние методик расчёта радиуса шин, как силового плеча на силовой и мощностной баланс колеса в тяговом, тормозном и ведомом режимах. Основное внимание уделено вопросам величины возникающих в процессе применения разных методик погрешностей. Приведены примеры некорректного использования динамического радиуса колеса как силового плеча. Представлены сравнительные результаты погрешностей при расчётах процессов работы колеса с эластичной шиной в тормозном, тяговом, свободном и ведомом режимах.

Ключевые слова: пневматическая шина, сопротивление качению, тормозной режим, тяговый режим, свободный режим, номинальный радиус, статический радиус, динамический радиус, кинематический радиус, проскальзывание, деформация колеса.

Dick A.B.

ABOUT THE ELASTIC WHEEL RADIUS

The influence of methods for calculating the radius of tires as a power shoulder on the power and power balance of the wheel in traction, brake and driven modes is considered. The main attention is paid to the magnitude of errors that occur during the application of different methods. Examples of incorrect use of the dynamic radius of the wheel as a power arm are given. Comparative results of errors in the calculation of the processes of operation of a wheel with an elastic tire in brake, traction, free and driven modes are presented.

Keywords: pneumatic tire, rolling resistance, brake mode, traction mode, free mode, nominal radius, static radius, dynamic radius, kinematic radius, slip, wheel deformation.

Нагруженное радиальной нагрузкой эластичное колесо радиуса в геометрическом смысле не имеет. В то же время в теории качения эластичного колеса понятие радиуса является одним из центральных. Что же понимается под радиусом эластичного колеса?

Для упрощения рассмотрим прямолинейное равномерное качение нагруженного постоянной радиальной нагрузкой колеса по плоской недеформируемой опорной поверхности, без бокового увода и без развала. В основополагающей работе Б.С. Фалькевича [4] эластичное колесо характеризуется главным образом тремя радиусами: r_0 — номинальный (конструктивный) радиус, равный наружному радиусу ненагруженного колеса; r_d — динамический радиус, равный расстоянию от центра колеса до опорной поверхности (для неподвижного колеса этот радиус называется статическим, в данном случае не представляет интереса); r_k — кинематический радиус (радиус качения), равный расстоянию от центра колеса до мгновенного центра вращения.

Динамический радиус r_d меньше номинального радиуса r_0 на величину радиальной деформации колеса ΔZ , согласно выражению 1 (в табл. 1). Кинематический радиус определяется соотношением 2. Кинематический радиус в значительной мере зависит от режима качения и изменяется от $r_k = 0$ при буксовании без поступательного движения ($V = 0$; $\omega > 0$) до $r_k = \infty$ при

скольжении заторможенного до блока колеса ($V > 0$; $\omega = 0$).

Принципиально будем различать три режима качения колеса, в зависимости от направления потока мощности в системе "колесо—автомобиль" (рис. 1): *ведущий режим*: мощность от колеса сообщается автомобилю; *тормозной режим*: мощность от автомобиля сообщается колесу; *свободный режим*: поток мощности между колесом и автомобилем отсутствует.

Свободный режим качения реализуется при подводе к колесу крутящего момента, равного по величине моменту сопротивления качению. Подводимая к колесу мощность при этом полностью расходуется на преодоление сопротивления качению. В *ведомом режиме качения* к колесу не подводится ни крутящий, ни тормозной момент. В этом режиме мощность отводится от автомобиля и расходуется на преодоление сопротивления качению и на проскальзывание. По существу, это частный случай тормозного режима.

Номинальный r_0 , динамический r_d и радиус качения в ведомом режиме r_{k0} можно определить по справочным данным изготовителей шин, например [24—32], в которых для каждой шины для стандартных условий приводятся, кроме других, следующие параметры: наружный диаметр шины, из которого следует величина номинального радиуса; статический радиус, который для твёрдой опорной поверхности практически равен динамическому радиусу; длина обката, как расстояние, на которое перемещается ведомое колесо за 1 оборот, из которого следует радиус качения в ведомом режиме.

Статический радиус и длина обката приводятся для максимальной несущей способности шины (нормальной нагрузки) в соответствии с нагрузочным индексом ("load-index"). Длина обката при этом определяется при качении колеса в *ведомом режиме, без увода и развала, со скоростью 60 км/ч* [36].

На рис. 2 представлены в качестве примера полученные по справочным данным фирмы "Континенталь" [25] значения радиуса качения в ведомом режиме r_{k0} и динамического радиуса r_d различных легковых шин в зависимости от номинального радиуса r_0 , для указанных выше стандартных условий. Здесь следует отметить, что как радиус качения в ведомом режиме,

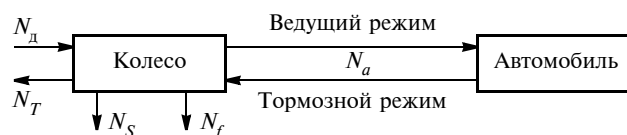


Рис. 1. Схема потоков мощности в системе "колесо—автомобиль".

$N_d = M_k \omega$ — мощность, сообщаемая колесу от двигателя и трансмиссии; $N_T = M_T \omega$ — мощность, отводимая к тормозному механизму; $N_f = M_f \omega$ — мощность, расходуемая на преодоление сопротивления качению; $N_s = R_x V_s$ — мощность, расходуемая на проскальзывание колеса относительно опорной поверхности (скоростные потери); $N_a = R_x V$ — мощность, сообщаемая автомобилю (ведущий режим) или отводимая от автомобиля (тормозной режим); M_k/M_T — крутящий/тормозной момент; M_f — момент сопротивления качению; R_x — продольная реакция; V_s — скорость проскальзывания

№	Формула	Примечание
1	$r_d = r_0 - \Delta_z$	—
2	$r_k = \frac{V}{\omega}$	V — скорость поступательного перемещения центра колеса; ω — угловая скорость вращения колеса
3	$r_{k0} = \frac{2}{3}r_0 + \frac{1}{3}r_d$	—
4	$r_{k0} = r_0 - \frac{1}{3}\Delta_z$	—
5	$r_{k0} = r_0 - K_z\Delta_z$	K_z — коэффициент учёта радиальной деформации
6	$K_z = \frac{r_0 - r_{k0}}{\Delta_z} = \frac{1 - \frac{r_{k0}}{r_0}}{1 - \frac{r_d}{r_0}}$	—
7	$S = \frac{V_s}{V_b}$	V_s — скорость проскальзывания; V_b — базовая скорость
8	$V_s = \omega r_{s0} - V$	r_{s0} — радиус качения колеса без проскальзывания
9	$S = \frac{V_s}{V} = \frac{R_x V_s}{R_x V} = \frac{N_s}{N_a}$	—
10	$S = \frac{V_s}{V} = \frac{\omega r_{kc}}{V} - 1 = \frac{r_{kc}}{r_k} - 1$	—
11	$S_d = \frac{r_d}{r_k} - 1$	—
12	$S_{rk0} = \frac{r_{k0}}{r_k} - 1$	—
13	$S_d = \frac{r_d}{r_{kc}} S + \frac{r_d - r_{kc}}{r_{kc}}$	—
14	$S_{rk0} = \frac{r_{k0}}{r_{kc}} S + \frac{r_{k0} - r_{kc}}{r_{kc}}$	—
15	$R_x = C_S S$	C_S — коэффициент сопротивления проскальзыванию или "жёсткость" проскальзывания
16	$R_x = C_S \left(\frac{r_{kc}}{r_d} S_d + \frac{r_{kc} - r_d}{r_{kc}} \right) = C_{Sd} S_d + R_{xл0}$	$C_{Sd} = C_S \frac{r_{kc}}{r_d}$ — "жёсткость" проскальзывания (через динамический радиус); $R_{xл0} = C_S \frac{r_{kc} - r_d}{r_{kc}}$ — величина касательной реакции при нулевом проскальзывании (через динамический радиус)
17	$R_x = C_S \left(\frac{r_{kc}}{r_{k0}} S_{rk0} + \frac{r_{kc} - r_{k0}}{r_{kc}} \right) = C_{Sr_{k0}} S_{rk0} + R_{xrk0}$	$C_{Sr_{k0}} = C_S \frac{r_{kc}}{r_{k0}}$ — "жёсткость" проскальзывания (через радиус качения в ведомом режиме); $R_{xrk0} = C_S \frac{r_{kc} - r_{k0}}{r_{kc}}$ — величина касательной реакции при нулевом проскальзывании (через радиус качения в ведомом режиме)
18	$\frac{r_{kc}}{r_{k0}} = \frac{1}{1 + \frac{R_z f}{C_{Sr_{k0}}}} = \frac{1}{1 + \frac{f}{\eta_s \varphi}}$	R_z — радиальная нагрузка на колесо; f — коэффициент сопротивления качению; $C_{Sr_{k0}}$ — "жёсткость" проскальзывания (через радиус качения в ведомом режиме); $\eta_s = \frac{C_{Sr_{k0}}}{R_z \varphi}$ — удельная "жёсткость" проскальзывания; φ — коэффициент сцепления
19	$M_k \omega = R_x V + R_x V_s + M_f \omega$	—
20	$R_x r_{kc} = M_k - M_f$	—
21	$-R_x V = M_t \omega + R_x V_s + M_f \omega$	—
22	$-R_x r_{kc} = M_t + M_f$	—
23	$\eta_k = \frac{R_x V}{M_k \omega} = \frac{M_k - M_f}{M_k} \frac{r_k}{r_{kc}}$	—

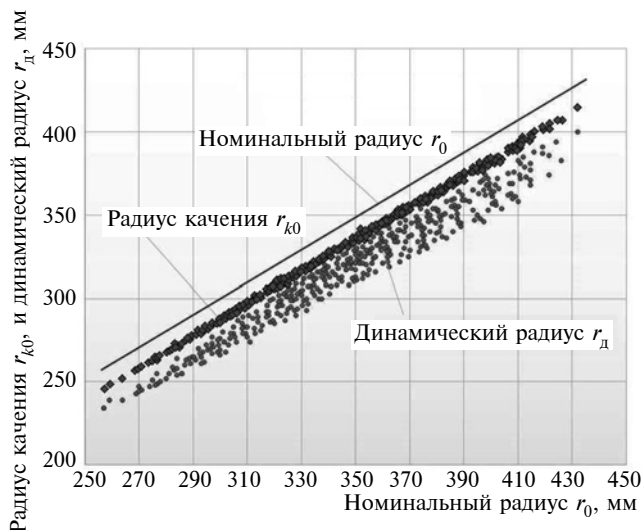


Рис. 2. Радиус качения r_{k0} и динамический радиус r_d при стандартных условиях (по данным фирмы "Континенталь" [25] для 421 различных шин с посадочным диаметром обода от 13 до 24 дюймов и высотой профиля от 25 до 100 %)

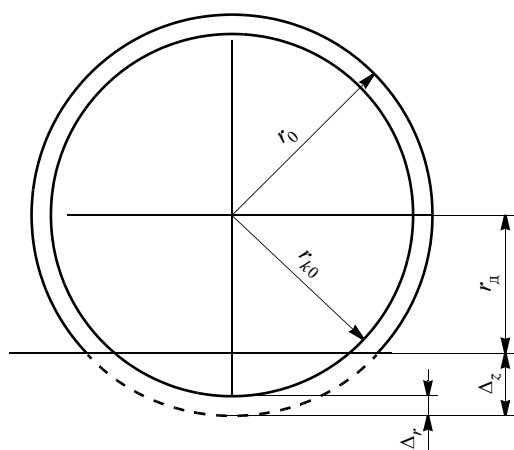


Рис. 3. К определению коэффициента $K_z = \frac{\Delta_r}{\Delta_z}$

так и динамический радиус коррелируют с номинальным радиусом, но радиус качения значительно теснее. В качестве примера в табл. 2 представлены средние значения относительных радиусов r_{k0}/r_0 и r_d/r_0 различных изготовителей шин. На основании этих дан-

ных можно отметить, что при стандартных условиях величина радиуса качения однозначно больше динамического радиуса. Это не совсем соответствует утверждению Б.С. Фалькевича о том, что радиус качения катящегося без скольжения колеса примерно равен его динамическому радиусу [4, с. 21].

Такое предположение, что радиус качения в ведомом режиме непосредственно связан с величиной радиальной деформации и при этом численно равен динамическому радиусу, ещё иногда встречается в литературе, например [10].

В "Википедии" [36] со ссылкой на работу G. Rill [20] приводится приближённое выражение 3, связывающее радиус качения в ведомом режиме с номинальным и динамическим радиусом, согласно которому величина радиуса качения r_{k0} на 2/3 обусловлена величиной номинального радиуса и на 1/3 величиной динамического радиуса. Радиус качения в ведомом режиме r_{k0} здесь представляется состоящим из двух компонентов: *статическая компонента*, обусловленная величиной номинального радиуса; *динамическая компонента*, обусловленная радиальной деформацией колеса.

Аналогичное двухкомпонентное представление радиуса качения в ведомом режиме предлагается и в работах А.И. Федотова [5–7], с той лишь разницей, что динамическая компонента здесь определяется как нелинейная функция радиальной нагрузки на колёса, а не радиальной деформации. Параметры, определяющие протекание этой функции, получаются по результатам обработки соответствующих экспериментальных данных измерений радиуса качения при вариации нагрузки на колесо и давления в шине, что весьма трудоёмко и не всегда представляется возможным. Например, если "под рукой" нет стенда для испытаний шин или шинного тестера.

Поэтому остановимся более подробно на методике определения динамической компоненты радиуса r_{k0} через радиальную деформацию. Учитывая, что $r_d = r_0 - \Delta_z$, где Δ_z — радиальная деформация колеса, преобразуем выражение 3 к следующему выражению 4 или, в более общей форме, к выражению 5. То есть в соответствии с этой предпосылкой радиус качения в ведомом режиме меньше номинального радиуса на определённую долю от радиальной деформации (рис. 3). Для оценки величины этого коэффициента восполь-

Таблица 2

Шины (изготовитель, назначение, число)	Высота профиля, %	Посадочный диаметр обода	$\frac{r_{k0}}{r_0}$, %	$\frac{r_d}{r_0}$, %	Источник
"Континенталь" (легковые, 421 шина)	25–100	13–24"	95,8	91,3	[25]
"Континенталь" (грузовые, 52 шины)	45–100	15–24"	96,9	92,8	[24]
"Бриджсоун" (легковые, 59 шин)	30–55	16–20"	97,1	93,5	[27]
"ГудЙир" (грузовые, 47 шин)	45–100	17,5–24"	97	92,8	[32]
"Мишлен" (грузовые, 163 шины)	45–100	9–24"	97,2	92,5	[26]
"Клебер" (тракторные, 92 шины)	65–100	16–42"	94,6	89,5	[31]

зуемся опять же справочными данными изготовителей шин.

Из выражения 5 получаем выражение 6. Полученные на основе приведённых в табл. 2 данных значения коэффициента учёта радиальной деформации представлены в табл. 3. На основании этих данных можно отметить, что величина коэффициента K_z для всех представленных в табл. 3 шин превышает приведённое в "Википедии" значение $K_z = 1/3$. Из этого следует, что выражение 3 количественно не совсем корректно. Кроме того, значение коэффициента K_z ещё в значительной мере зависит от высоты профиля шины и ряда других конструктивных параметров. Так, например, для легковых шин фирмы "Континенталь" коэффициент K_z лежит в пределах: от $K_z = 0,40$ — для полнопрофильных шин (высота профиля 100 %); до $K_z = 0,65$ — для низкопрофильных шин (высота профиля 25 %).

"Универсальная" формула 3 для определения радиуса качения в ведомом режиме, таким образом, *к сожалению, малоприменна*. Но при некоторых обстоятельствах такое двухкомпонентное представление радиуса качения может всё-таки оказаться полезным. Например, если отсутствуют соответствующие экспериментальные данные, а радиус качения в модели автомобиля нужен, то можно предложить следующий способ приближённого определения текущего значения радиуса $r_{к0}$:

1. Из справочных данных изготовителя шины взять соответствующие данные: наружный диаметр шины D_0 , статический полудиаметр r_c , длину обката L .

2. По этим параметрам определить стандартные значения: номинального радиуса $r_0 = D_0/2$, динамического радиуса $r_d = r_c$; радиуса качения в ведомом режиме $r_{к0} = \frac{L}{2\pi}$.

3. Определить значение коэффициента учёта ради-

$$\text{альной деформации для этой шины: } K_z = \frac{1 - \frac{r_{к0}}{r_0}}{1 - \frac{r_d}{r_0}}.$$

4. Полагая далее величину этого коэффициента для данной шины в первом приближении постоянной, определить через соответствующее значение радиальной деформации шины (из модели автомобиля) текущее значение радиуса качения: $r_{к0} = K_z \Delta_z$.

То есть, используя стандартные данные изготовителя шины, можно, таким образом, приблизительно оценить величину радиуса качения в ведомом режиме при других, нестандартных условиях.

Использование радиальной деформации в качестве параметра, определяющего динамическую компоненту радиуса качения, при этом имеет то преимущество по сравнению с радиальной нагрузкой, что в этом случае отпадает необходимость коррекции от давления в шине. Нелинейность зависимости радиуса $r_{к0}$ от нагрузки на колесо даётся в этом случае за счёт нелинейности зависимости радиальной деформации от нагрузки (см., например, [16]).

Нагружение эластичного колеса касательной силой принципиально сопровождается изменением его радиуса качения, которое принято характеризовать таким безразмерным параметром, как относительное проскальзывание в соответствии с выражением 7. Скорость проскальзывания по выражению 8 определяется как разница между действительной скоростью поступательного движения колеса и скоростью движения такого же колеса с той же угловой скоростью, но без проскальзывания.

Режим качения колеса без проскальзывания ($V_S = 0$; $S = 0$) (режим "нулевого" проскальзывания), определяемый значением радиуса качения r_{s0} , в литературе трактуется по-разному. Так, в работе J. Bradley и R.F. Allen [11], впервые получивших экспериментальные зависимости между продольной реакцией и проскальзыванием для тормозящего колеса, величина проскальзывания определялась как: $S = \frac{V - \omega r_d}{V} = 1 - \frac{r_d}{r_k}$. Касатель-

ная реакция и проскальзывание при этом считались положительными. Аналогичное определение проскальзывания, но для ведущего режима, даётся и Б.С. Фаль-

кевичем в работе [4 с. 29]: $S = \frac{\omega r_d - V}{\omega r_d} = 1 - \frac{r_k}{r_d}$. Ка-

чение без проскальзывания при этом его определе-

нии имеет место при равенстве радиусов качения и динамического радиуса ($r_k = r_d$), т.е. в ведущем режиме.

В ряде работ [2, 3, 5, 6, 7, 13, 14, 17, 18, 21] за режим качения без проскальзывания принимается ведомый режим, который, однако, часто именуется режимом свободного качения. Так, например, в SAE J670e [21] проскальзывание дефинируется по отношению к *свободно катящемуся* колесу ("*straight free-rolling tire*"), где под этим понимается *качение нагруженного нормальной нагрузкой колеса без воздействия крутящего или тормозного момента, без увода и развала* [21 р. 38]. То есть *ведомый* режим. В этом случае проскальзывание дефинируется по принципу: есть момент (тормозной или крутящий) — есть и проскальзывание, а нет момента — нет и проскальзывания.

В других работах, как например [1, 8, 9] полагается, что проскальзывания эластичного колеса вызывается касательной реакцией в площадке контакта, по при-

Таблица 3

Шины (изготовитель, назначение)	Коэффициент учёта радиальной деформации K_z (средние значения)
"Континенталь" (легковые)	0,483
"Континенталь" (грузовые)	0,431
"Бриджсоун" (легковые)	0,446
"ГудЙир" (грузовые)	0,417
"Мишлен" (грузовые)	0,373
"Клебер" (тракторные)	0,514

нцию: есть сила (касательная реакция) — есть и проскальзывание, нет силы — нет и проскальзывания. То есть качение колеса без проскальзывания при этом имеет место в свободном режиме качения ($R_x = 0$).

Попытка анализа различных подходов к определению нулевого проскальзывания приводится в работе [22], однако здесь рассматривается главным образом качение колеса по деформируемой поверхности. Отметим также, что выражения для проскальзывания в разных источниках могут отличаться не только определением режима "нулевого" проскальзывания (числитель), но и тем, какая скорость принимается в качестве базовой (знаменатель).

Некоторые известные из литературы варианты определения проскальзывания представлены в табл. 4. Примечание: $\max[\omega r_{k0}; V]$ означает, что в качестве базовой скорости берётся или ωr_{k0} или V , смотря по тому, какая скорость выше. Такое разнообразие в определении проскальзывания приводит не только к его неоднозначности, но и несопоставимости характеристик проскальзывания, полученных при различных методах его определения. Поэтому рассмотрим различные варианты определения проскальзывания более подробно.

Для классификации возможных вариантов используем следующие критерии: режим нулевого проскальзывания; базовая скорость. По режиму нулевого

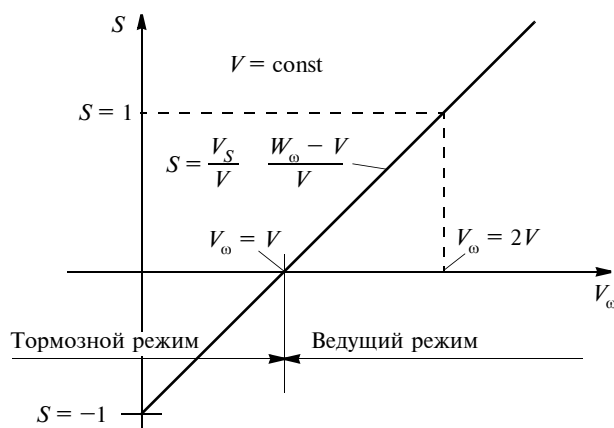


Рис. 4. Зависимость величины проскальзывания от "окружной" скорости колеса, при базовой скорости, равной скорости поступательного движения центра колеса

проскальзывания при этом возможны три варианта ($r_{s0} = r_d$ — радиус качения при нулевом проскальзывании равен динамическому радиусу; $r_{s0} = r_{k0}$ — радиус качения при нулевом проскальзывании равен радиусу качения в ведомом режиме; $r_{s0} = r_{kc}$ — радиус качения при нулевом проскальзывании равен радиусу качения в свободном режиме), а по базовой скорости — 2 варианта ($V_B = V$ — базовая скорость равна скорости поступательного движения центра колеса; $V_B = V_\omega$ — базовая скорость равна "окружной" скорости колеса).

"Окружная" скорость используется в качестве базовой, как правило, для определения проскальзывания в ведущем режиме, что удобно для расчётов, поскольку диапазон его изменения при этом лежит в пределах от 0 до 1. Однако в тормозном режиме при такой базовой скорости проскальзывание может варьировать в пределах от 0 до $-\infty$, что не совсем практично и к тому же не имеет физического смысла.

Если же в качестве базовой скорости принять скорость поступательного движения V , то проскальзывание можно представить в виде выражения 9 как отношение мощности проскальзывания N_s к величине мощности, передаваемой (или отводимой) от колеса к автомобилю N_s , независимо от режима качения, тормозной или ведущий (см. рис. 1).

Для заблокированного колеса $S = -1$, т.е. вся отводимая от автомобиля мощность расходуется на проскальзывание. В ведущем режиме мощность проскальзывания N_s может теоретически неограниченно возрастать и проскальзывание $S \rightarrow \infty$, но практически — лишь до предела, обусловленного мощностью двигателя. Графически это можно представить в виде зависимости величины проскальзывания от "окружной" скорости колеса $V_\omega = \omega r_{s0}$ при движении с постоянной скоростью (рис. 4).

Остаётся ещё определиться с режимом нулевого проскальзывания. Из "мощностного" определения проскальзывания следует, что: $S > 0$, когда мощность от колеса передаётся автомобилю; $S < 0$, когда мощность отводится от автомобиля; $S = 0$, когда мощность от колеса не передаётся и не отводится от автомобиля, вся

Таблица 4

Тормозной режим		Ведущий режим		Режим нулевого проскальзывания	Источник
Формула	Диапазон изменения	Формула	Диапазон изменения		
—	—	$\frac{\omega r_d - V}{\omega r_d}$	0...1	Ведущий, $r_{s0} = r_d$	[4]
$\frac{V - \omega r_d}{V}$	0...1	—	—		[11]
$\frac{V - \omega r_{k0}}{V}$	0...1	—	—		[2, 3]
$\frac{V - \omega r_{k0}}{V}$	0...1	$\frac{\omega r_{k0} - V}{\omega r_{k0}}$	0...1		[5, 6, 7, 16]
$\frac{\omega r_{k0} - V}{V}$	-1...0	$\frac{\omega r_{k0} - V}{\omega r_{k0}}$	0...1	Ведомый, $r_{s0} = r_{k0}$	[18, 23]
$\frac{\omega r_{k0} - V}{V}$	-1...0	$\frac{\omega r_{k0} - V}{V}$	0...∞		[19, 21, 33, 34]
$\frac{\omega r_{k0} - V}{\max[\omega r_{k0}; V]}$	-1...0	$\frac{\omega r_{k0} - V}{\max[\omega r_{k0}; V]}$	0...1		[15]
$\frac{V - \omega r_{kc}}{V}$	0...1	—	—	Свободный, $r_{s0} = r_{kc}$	[8, 9, 12]
$\frac{V - \omega r_{kc}}{V}$	0...1	$\frac{\omega r_{kc} - M}{\omega} r_{kc}$	0...1		[1]

мощность расходуется на преодоление сопротивления качению.

То есть нулевое проскальзывание имеет место в свободном режиме качения и выражение для определения проскальзывания принимает вид 10. Такое определение проскальзывания не только имеет вполне определённый физический смысл, но и следующие преимущества для использования в модели колеса как элемента автомобиля: независимо от режима качения (ведущий, тормозной) используется одно и то же выражение; нулевое проскальзывание соответствует нулевой касательной реакции, т.е., нет смещения нуля в характеристике проскальзывания.

Как же проявляется такое различие в определении проскальзывания? Для этого рассмотрим те же три варианта с различным нулевым проскальзыванием: нулевое проскальзывание определяется *через динамический радиус* по выражению 11; нулевое проскальзывание определяется *через радиус качения в ведомом режиме* по выражению 12; если нулевое проскальзывание определяется *через радиус качения в свободном режиме*, то по выражению 10.

Выражая радиус качения из формулы $r_k = \frac{r_{kc}}{1+S}$, получаем после подстановки в 11 и 12 следующие выражения 13 и 14, связывающие проскальзывания S_d и $S_{r_{k0}}$ с проскальзыванием S . Учитывая, что $r_{k0} > r_{kc}$ и $r_d < r_{kc}$, получим для свободного режима качения ($S = 0$), $S_d = \frac{r_d}{r_{kc}} - 1 < 0$; $S_{r_{k0}} = \frac{r_{k0}}{r_{kc}} - 1 > 0$, т.е. проскальзывание, определяемое *через динамический радиус, отрицательно*, а *через радиус качения в ведомом режиме — положительно*. Графически зависимости 13 и 14 представлены на рис. 5.

Для заблокированного, полностью скользящего колеса все три варианта дают одинаковый результат $S_d = S_{r_{k0}} = S = -1$. Но по мере возрастания величины S значения расходятся: $S_{r_{k0}}$ возрастает быстрее, а S_d медленнее. Это приводит к различному протеканию характеристики проскальзывания (*зависимости касательной реакции от величины проскальзывания*). Для

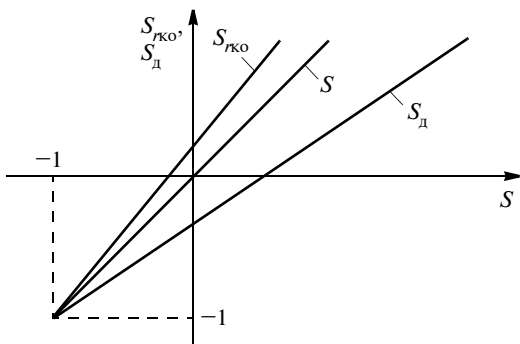


Рис. 5. Зависимость проскальзывания S_d (через динамический радиус) и $S_{r_{k0}}$ (через радиус качения в ведомом режиме) от проскальзывания S (через радиус качения в свободном режиме)

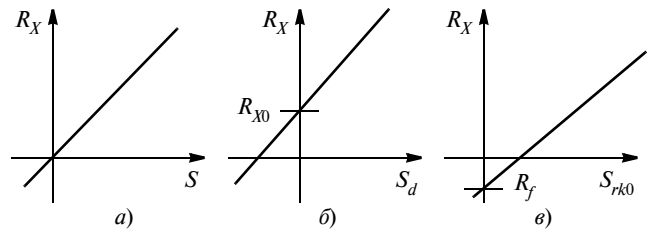


Рис. 6. Начальные участки характеристики проскальзывания при различных вариантах его определения:

а — через радиус качения в свободном режиме; б — через динамический радиус; в — через радиус качения в ведомом режиме

начального, практически линейного участка (рис. 6, а) этой характеристики можно записать в виде выражения 15.

$$\text{Выражая } S \text{ из 13 как } S = \frac{r_{kc}}{r_d} S_d + \frac{r_{kc} - r_d}{r_{kc}}, \text{ получаем}$$

для начального участка характеристики проскальзывания (*через динамический радиус*) выражение 16, рис. 6, б. Аналогично для проскальзывания *через радиус качения в ведомом режиме* выражение 17, рис. 6, в.

Учитывая, что $r_{k0} > r_{kc} > r_d$, получаем следующее соотношение "жёсткостей" проскальзывания: $C_{S_d} > C_S > C_{S_{r_{k0}}}$. Количественно это различие обусловлено соотношением радиусов качения в свободном и ведомом режимах, а также динамического радиуса. При этом радиус качения в ведомом режиме и динамический радиус можно оценить по справочным данным изготовителей шин (для стандартных условий). Так, используя представленные в табл. 2 данные, получаем, что динамический радиус лежит в пределах $r_d = (0,95...0,96)r_{k0}$.

Отношение радиуса качения в *свободном режиме* к радиусу качения в *ведомом режиме* получим, используя выражения 15 и 17. Приравняв значения касательной реакции R_x из 15 и 17, а также учитывая, что величина касательной реакции в ведомом режиме равна силе сопротивления качению $R_x = -R_z f$, получим выражение 18.

Коэффициент сопротивления качению автомобильных шин на асфальтобетонном покрытии, согласно "Википедии" [35], лежит в пределах $f = 0,011...0,015$. Удельная "жёсткость" проскальзывания для легковых радиальных шин [8] составляет $\eta_s = 16...18$. Коэффициент сцепления примем равным $\varphi = 0,8$. При этом получаем, что радиус качения в свободном режиме, согласно выражению 18, лежит в пределах $r_{kc} = (0,9988...0,9992)r_{k0}$. Если принять во внимание, что длина обката по справочным данным изготовителей шин даётся с погрешностью $+1,5-2,0\%$, то можно отметить, что количественно различие в величинах радиусов качения в *свободном* и *ведомом* режимах лежит в пределах погрешности измерения и практического значения не имеет. *Чего нельзя сказать в отношении динамического радиуса: здесь различие существенно больше.*

Также практически не отличаются значения "жёсткости" проскальзывания, определяющие крутизну

нарастания характеристики проскальзывания в начале координат, для вариантов с нулевым проскальзыванием через радиус качения в ведомом и свободном режиме:

$$C_{S_{r_{к0}}} = C_S \frac{r_{к0}}{r_{к0}} = (0,9988...0,9992) C_S. \text{ Для варианта с нулевым проскальзыванием, определённым через динамический радиус, это различие более существенно } C_{S_{r_{д}}} = C_S \frac{r_{к0}}{r_{д}} = (1,04...1,06) C_S. \text{ Таким образом, хотя принципиально величину проскальзывания целесообразно определять через радиус качения в свободном режиме, т.е. как } S = \frac{\omega r_{к0}}{V} - 1, \text{ но без особой погрешности здесь можно вместо радиуса качения } r_{к0} \text{ использовать } r_{к0}.$$

Рассмотрим теперь ещё так называемый *силовой радиус колеса*, численно равный плечу действия продольной реакции. В соответствии со схемой потоков мощности в системе "колесо—автомобиль" (см. рис. 1) можно записать выражение 19 для *мощностного баланса колеса в ведущем режиме качения*. Учитывая, что $V_S = V_{\omega} - V = \omega r_{к0} - V$, из формулы 19 получаем выражение 20 для *силового баланса колеса в ведущем режиме*. Аналогично можно записать выражение 21 для *мощностного баланса колеса в тормозном режиме качения* и выражение 22 для *силового баланса колеса в тормозном режиме*.

Из *мощностного баланса* колеса следует, что *силовое плечо действия продольной реакции численно равно радиусу качения в свободном режиме*. Это также не совсем соответствует представленной в работе Б.С. Фалькевича схеме сил и моментов, действующих на ведущее колесо [4, с. 19], где в качестве силового радиуса принимается его динамический радиус. Из *мощностного баланса* 19 с учётом формулы 20 можно получить выражение 23 для коэффициента полезного действия колеса в ведущем режиме.

И это выражение не совсем соответствует формуле Б.С. Фалькевича [4, с. 22], где скоростные потери определяются соотношением кинематического и динамического радиусов. Использование динамического радиуса при этом приводит к завышенным значениям продольной реакции и коэффициента полезного действия, практически, однако малосущественным.

Наиболее существенна замена радиуса качения в свободном режиме на динамический радиус, сказывается на динамических свойствах колеса при воздействии переменной радиальной нагрузки. Здесь имеет значение не столько величина радиуса, сколько скорость его изменения при изменении нагрузки. Поскольку *динамический радиус реагирует на изменение радиальной нагрузки значительно сильнее радиуса качения*, то использование динамического радиуса может приводить к совершенно нереалистическим результатам, в особенности в области малых проскальзываний.

Если ещё учесть, что различные системы регулирования (*ABS, ESP* и т.п.) на современных автомобилях в качестве входной информации применяют угловую

скорость колеса и соответствующий радиус качения, то и здесь *использование динамического радиуса приводит к существенным ошибкам*.

Литература

1. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: учебник для вузов по специальности "Автомобили и автомобильное хозяйство" / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. — М.: Машиностроение, 1989. — 240 с.
2. Петров М.А. Работа автомобильного колеса в тормозном режиме / М.А. Петров. — Омск: Зап.-Сиб. кн. Изд-во, 1973. — 224 с.
3. Петров М.А. Взаимодействие автомобильного колеса с опорной поверхностью: учебное пособие / М.А. Петров. — Омск, СибАДИ, 1979. — 71 с.
4. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля / Б.С. Фалькевич. — М.: Машгиз, 1963. — 239 с.
5. Федотов А.И. Основы теории эксплуатационных свойств колёсных транспортных средств: учебник для аспирантов направления подготовки 23.06.01 — техника и технология наземного транспорта / А.И. Федотов. — Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. — 254 с.
6. Федотов А.И. Математическое моделирование процессов функционирования автомобиля: учебное пособие для аспирантов / А.И. Федотов, А.В. Бойко. — Иркутск: Изд-во ИРНИТУ, 2016. — 101 с.
7. Федотов А.И. Повышение эффективности работы антиблокировочных систем при колебаниях нормальной нагрузки на колёсах автомобиля: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Александр Иванович Федотов. — Москва, 1986. — 166 с.
8. Дик А.Б. Расчёт стационарных и нестационарных характеристик тормозящего колеса при движении с уводом: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Александр Борисович Дик. — Омск, 1988. — 213 с.
9. Ечевистов Ю.А. Торможение автомобильного колеса на твёрдой дороге / Ю.А. Ечевистов, А.К. Найдёнов // Автомобильная промышленность. — 1971. — № 6. — С. 24—26.
10. Пинаев П.В. Исследование возможности установки колёс меньшего диаметра на автомобиль ГАЗ-С41R13 / П.В. Пинаев, Л.А. Бердников // Безопасность колёсных транспортных средств в условиях эксплуатации. Материалы 106-й международной научно-технической конференции. — Иркутск, 2019. — С. 25—29.
11. Bradley J. Factors Affecting the Behaviour of Rubber-Tyred Wheels on Road Surfaces / J. Bradley, R.F. Allen // Proceedings of the Institution of Automobile Engineers. — London, 1930. — Vol. 25. P. 63—92.
12. Zeranski P. Übertragung tangentialer Umfang- und Seitenkräfte am Luftreifen / Paul Zeranski // Kraftfahrzeugtechnik. — 1972. — No. 11. — P. 334—337.
13. Mitschke M. Dynamik der Kraftfahrzeuge (eBook, PDF) / Manfred Mitschke, Henning Wallentowitz. — Springer Vieweg, — Wiesbaden, 2014. — RL: https://books.google.de/bos/okabout/Dynamik_der_Kraftfahrzeuge.html?id=II0eBQAQBAJ&printsec=frontcover&source=kp_read_button&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
14. Sayers M. Standard Terminology for Vehicle Dynamics Simulations / Michael Sayers. в The University of Michigan Transportation Research Institute (UMTRI). — 1996. — 14 p. — URL: <http://hosting.umons.ac.be/html/mecara/grasmech/standardterminologyforvehicledynamicsimulation.pdf>
15. Schramm D. Fahrzeugtechnik. Technische Grundlagen aktueller und zukünftiger Kraftfahrzeuge / Dieter Schramm, Benjamin Hesse, Niko Maas, Gregor Hiesgen und Michael Unterreiner. — De Gruyter Oldenbourg, 2016. — 409 p. — URL: <https://books.google.de/books?id=EK1VDwAAQBAJ&pg=PP1&lpq=PP1&dq=Schramm+Hesse+Maas+Unterreiner+Fahrzeugtechnik.+Technische+Grundlagen+aktueller+und+zukünftiger+Kraftfahrzeuge+source=bl&ots=G9CCNm9cs2&sig=ACfU3U10GOOmInugz54p-bcmz9KFqS33kg&hl=de&sa=X&ved=2ahUKewjsmufCg9boAhVVxMQBHYg-DIM4ChDoATAGegQICxhAq#v=onepage&q=Schramm%20Hesse%20Maas%20Unterreiner%20Fahrzeugtechnik.%20Technische%20Grundlagen%20aktueller%20und%20zukünftiger%20Kraftfahrzeuge&f=false>
16. Der Kraftschluss mit der Fahrbahn — Ingenieur-Buch / S. Breuer, A. Rohrbach-Kerl. — Springer Fachmedien. — Wiesbaden, 2015. — P. 7—16. URL: https://www.ingenieur-buch.de/media/blfa_files/9783658094744-Leseprobe.pdf
17. Gnadler R. Umfangskraftverhalten von Pkw-Reifen bei unterschiedlichen Fahrbahnzuständen / Rolf Gnadler, Hans-Joachim Unrau, Hart-

- mut Fischlein, Michael Frey // ATZ, 9/1996. — P. 458–466. — URL: https://www.fast.kit.edu/download/DownloadsFahrzeugtechnik/ATZ_96_10_Umfangskraftverhalten.pdf
18. Ferhadbegovic B. Entwicklung und Application eines instationären Reifenmodells zur Fahrdynamiksimulation von Ackerschleppern. — Diss. Universität Stuttgart. — 2008. — 184 p. — URL: <http://opus.uni-hohenheim.de/volltexte/2012/651/>
 19. Mechanics of Pneumatic Tires / Ed. By Samuel K. Clark. — U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards. — Ann Arbor, 1971. — 853 p. URL: <https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc13166/m1/3/>
 20. Rill G. Fahrzeugdynamik / Dr.-Ing. G. Rill. — Fachhochschule Regensburg, 2001. — 123 p. URL: <https://docplayer.org/19948379-Fachhochschule-regensburg-fahrzeugdynamik.html>
 21. SAE J670e Jan 2008 / SAE International. Surface Vehicle Recommended Practice. — 73 p. URL: https://kupdf.net/download/sae-j670-2008-pdf_58fec8bcd0d60d80c959e2_pdf
 22. Schreiber M. Kraftstoffverbrauch beim Einsatz von Ackerschleppern im besonderen Hinblick auf CO₂-Emissionen. — Diss. Universität Hohenheim, 2006. — 196 p. — URL: <https://d-nb.info/1027352685/34>
 23. The Pneumatic Tire — U.S. Department of Transportation. 2006. — 707 p. — URL: https://www.nhtsa.gov/staticfiles/safecar/pdf/PneumaticTire_HS-810-561.pdf
 24. Nutzfahrzeugreifen Technischer Ratgeber. — Continental-Tires. — 63 p. — URL: <https://blobs.continental-tires.com/www8/servlet/blob/553324/a524e8d247d5fd1714f2db2dc6cf730c/technischer-ratgeber-2018-de-download-data.pdf?dl=t>
 25. Reifen-Ratgeber 2019–2020. — Continental Tires. — 133 p. — URL: <https://blobs.continental-tires.com/www8/servlet/blob/378072/c92cd48d8f2e2d560f7ca2e2af021abb/reifen-ratgeber-pkw-2019-2020-data.pdf>
 26. Technische Broschüre Michelin Nutzfahrzeugreifen. — 83 p. — URL: <https://lkw.michelin.de/content/download/8882/199248/Technische%20Brosch%C3%BCre%20Lkw%20DACH-min.pdf>
 27. Technischer Ratgeber Version 2006. — Bridgestone Deutschland GmbH. — 114 p. — URL: http://www.bridgestone-haendler.de/downloads/dokumente/technische-ratgeber/PatternDigest_GER.pdf
 28. Technischer Ratgeber 2017/2018 — Grasdorf-Räder. — 153 p. — URL: https://grasdorf-rad.eu/wp-content/uploads/11493_Inhalt_Technischer-Ratgeber_AB-min.pdf
 29. Technischer Ratgeber Landwirtschaftsreifen 2008/2009 — Continental Tires. — 62 p. — URL: http://www.adk.bg/pdf/Continental_selskostopanski.pdf
 30. Technischer Ratgeber Industrie / MPT / EM-Reifen. — 118 p. — URL: <https://docplayer.org/23478164-Technischer-ratgeber-industrie-mpt-em-reifen.html>
 31. Technische Reifendaten Landwirtschaft — Kleber. — 72 p. — URL: <https://landwirtschaft.kleber-reifen.de/content/download/60/3431/file/190407%20BA%20KLE%20DE%202019.pdf>
 32. Technisches Handbuch Lkw- Busreifen Goodyear-Dunlop. — 19 p. — URL: https://www.dunlop.eu/dunlop_dede/Images/Technisches-Handbuch-Lkw-03-2013.pdf
 33. Wikipedia. — URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Schlupf#Rad>
 34. Wikipedia. — URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Slip_ratio
 35. Wikipedia. — URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Rollwiderstand>
 36. Wikipedia. — URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Abrollumfang#Rad>



ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.1.07

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ "ЛАДА КАЛИНА"

МОРОЗОВ А.А., канд. техн. наук СМИРНОВ Д.Н.
Владимирский ГУ (910. 773-95-60)

Рассматривается изменение технического состояния тормозной системы автомобилей по параметру удельной тормозной силы. В результате составляется математическая модель расчёта параметров технического состояния тормозной системы.

Ключевые слова: надёжность, техническое состояние, математическая модель, рабочая тормозная система, контуры тормозной системы.

Morozov A.A., Smirnov D.N. MATHEMATICAL MODEL OF CALCULATION OF PARAMETERS OF TECHNICAL CONDITION OF CAR BRAKING SYSTEM LADA KALINA

The change in the technical condition of the braking system of cars according to the specific braking force parameter is considered. As a result, mathematical model of calculation of parameters of technical state of braking system is compiled.

Keywords: reliability, technical condition, mathematical model, working brake system, contours of brake system.

Согласно статистическим данным ГИБДД по аварийности более 70 % всех ДТП, возникающих по причине неисправностей автомобилей, приходится на отказы тормозной системы, рулевого управления и передней подвески. Предотказное состояние этих систем, характеризующееся граничными значениями параметров их технического состояния, зачастую приводит к потере устойчивости и управляемости автомобиля. Эксплуатация таких машин сопряжена с высоким риском, поэтому поддержание данных систем в технически исправном состоянии в течение всего периода эксплуатации автотранспортных средств — одно из важнейших условий снижения аварийности. Разработка эффективной системы оценки работоспособности транспортных средств, базирующейся на комплексном подходе к диагностированию систем безопасности автомобиля, представляется весьма актуальной задачей, так как позволит контролировать их фактическое техническое состояние и прогнозировать оставшуюся безопасную наработку.

Согласно ГОСТ 33997—2016 для оценки эффективности торможения автотранспортного средства при проверках на роликовых стендах используют следующие диагностические параметры: удельная тормозная сила и относительная разность тормозных сил колёс оси. Для достижения поставленных целей в исследованиях предпочтение отдано удельной тормозной си-

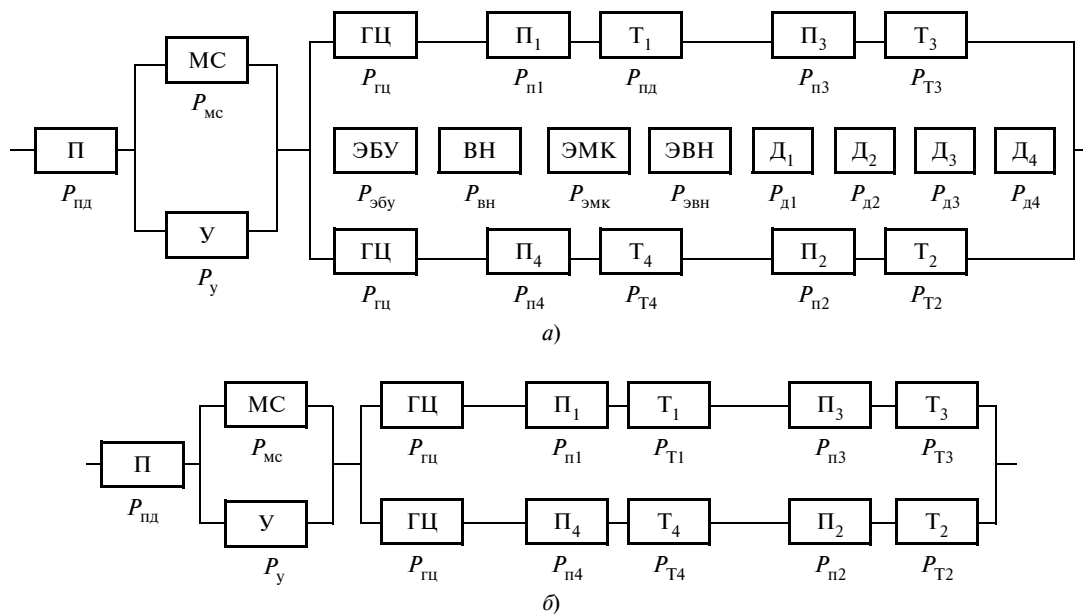


Рис. 1. Структурная схема двухкантовой тормозной системы автомобиля "Лада Калина":

a — с работоспособной АБС; *б* — в случае отказа АБС; П — педаль; МС — механическая связь; У — усилитель; ГЦ — главный тормозной цилиндр; ЭБУ — электронный блок управления АБС; ВН — возвратный насос; ЭВН — электродвигатель возвратного насоса; ЭМК — электромагнитные клапаны; П_{*i*} — тормозной привод колеса (рабочий цилиндр с трубопроводом); Т_{*i*} — тормозной механизм колеса; Д_{*i*} — датчик угловой скорости колеса совместно с ротором

ле, так как данный показатель эффективности торможения в большей степени соответствует требованиям информативности, однозначности, стабильности и т.д.

В рамках исследований был проведён анализ теоретической надёжности тормозной системы автомобиля "Лада Калина", который будет использован в дальнейшем для нахождения фактической вероятности безотказной работы системы. Для количественной оценки надёжности тормозной системы была определена вероятность их безотказной работы. Для условий функционирования тормозной системы по схеме (рис. 1) $P(t)$ определяется выражением:

$$P_{\text{общ}} = (P_{\text{пд}}(1 - (1 - P_{\text{мс}})(1 - P_{\text{у}}))) \times (1 - [1 - (1 - P_{\text{гц}}P_{\text{пi}}^2P_{\text{Ti}}^2)] \times [1 - P_{\text{эбу}}P_{\text{вн}}P_{\text{эмк}}P_{\text{эвн}}P_{\text{дi}}^2]),$$

где $P_{\text{общ}}$ — общая вероятность безотказной работы всей системы; $P_{\text{пд}}$ — вероятность безотказной работы органа управления (педали); $P_{\text{мс}}$ — вероятность безотказной механической связи; $P_{\text{у}}$ — вероятность безотказной работы усилителя; $P_{\text{гц}}$ — вероятность безотказной работы главного тормозного цилиндра; $P_{\text{пi}}$ — вероятность безотказной работы тормозного привода колеса (рабочий цилиндр с трубопроводом); P_{Ti} — вероятность безотказной работы тормозного механизма; $P_{\text{эбу}}$ — вероятность безотказной работы электронного блока управления; $P_{\text{вн}}$ — вероятность безотказной работы возвратного насоса; $P_{\text{эмк}}$ — вероятность безотказной работы электромагнитных клапанов; $P_{\text{эвн}}$ — вероятность безотказной работы электродвигателя возвратного насоса; $P_{\text{дi}}$ — вероятность безотказной работы датчиков скорости вращения колеса.

Обработка результатов эксплуатационных наблюдений (выполнялись на станции технического обслуживания автомобилей ООО "Автотракт-Владимир", г. Владимир) позволила установить теоретические законы распределения случайной величины наработок на отказ элементов тормозной системы. Так, наработки на отказ передних тормозных колодок, тормозных дисков, задних тормозных колодок, тормозных барабанов, вакуумных усилителей тормозов, а также главного тормозного цилиндра хорошо согласуются с нормальным законом распределения. Все результаты обработки эксплуатационной надёжности узлов и деталей тормозной системы автомобиля отображены на рис. 2 в виде кривых, представляющих зависимость вероятности безотказной работы от наработки.

Установление теоретических законов распределения случайной величины необходимо для получения функциональной зависимости между вероятностью безотказной работы конкретного элемента системы и его наработкой. На рис. 2 показана также кривая распределения общей вероятности безотказной работы по наработке с обязательным учётом плановых технических воздействий.

Теперь, когда установлена закономерность изменения общей вероятности безотказной работы тормозной системы и удельной тормозной силы от наработки, несложно определить математическую зависимость, связывающую эти два параметра. В данном случае целесообразно воспользоваться теорией корреляционно-регрессионного анализа.

С использованием математического аппарата среды *Matlab 7.0* получено уравнение парной регрессии для каждого участка "волны" отказов с различной интенсив-

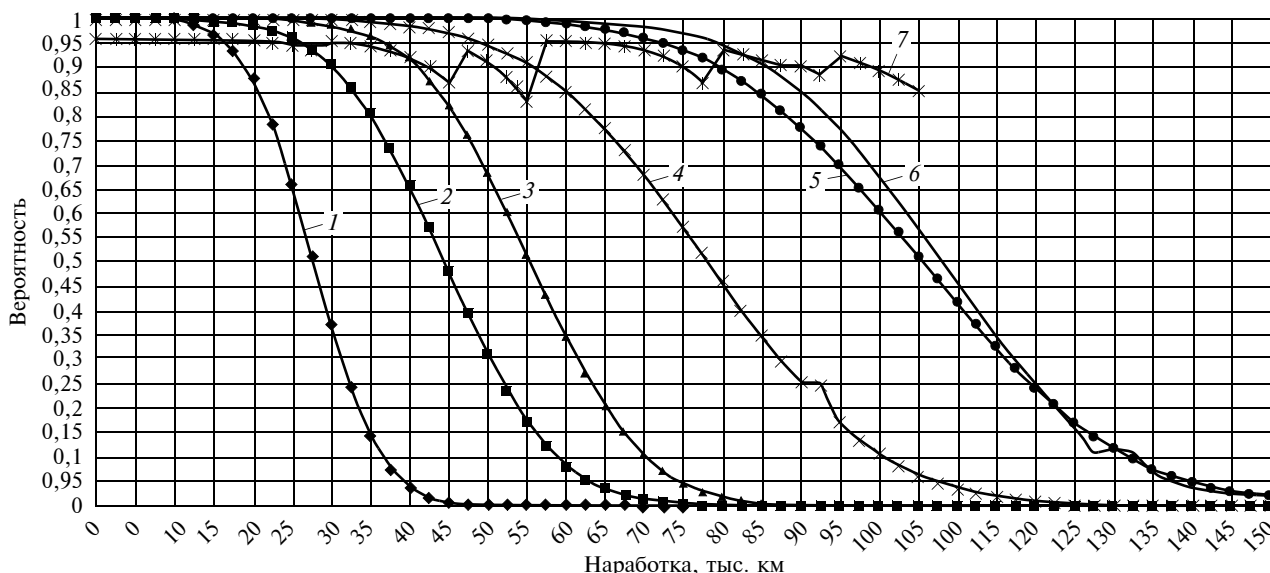


Рис. 2. Динамика изменения вероятности безотказной работы элементов тормозной системы автомобиля "Лада Калина":

1 — передняя тормозная колодка; 2 — тормозной диск; 3 — задняя тормозная колодка; 4 — тормозной барабан; 5 — вакуумный усилитель; 6 — главный тормозной цилиндр; 7 — тормозная система в целом

ностью изменения удельной тормозной силы (функция вида $P = f(\gamma)$). Это показанные на рис. 3–7 кривые общей вероятности безотказной работы тормозной системы:

$$P_1 = -0,6456\gamma^2 + 0,8626\gamma + 0,6722;$$

$$P_2 = 0,7374\gamma + 0,5149;$$

$$P_3 = 12,2383\gamma^2 + 11,8291\gamma + 3,6936;$$

$$P_4 = -7,5514\gamma^2 + 8,9936\gamma - 1,7267;$$

$$P_5 = -2,7672\gamma^2 + 3,3843\gamma - 0,096,$$

где P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 — общая вероятность безотказной работы тормозной системы соответственно на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й и 5-й "волне" отказов; γ — мгновенное значение диагностического параметра — удельная тормозная сила. (На рисунках точками обозначены исходные данные, кривой — аппроксимирующая функция, прямыми — заданные вероятности безотказной работы.)

Анализ зависимости вероятности безотказной работы от удельной тормозной силы на первой "волне" отказов (рис. 3) показывает, что значение удельной тормозной силы для вероятности безотказной работы, равной 0,95, должна быть не менее 0,542 при этом допустимое значение, которое прописано в ГОСТ 33997—2016, составляет не менее 0,5 [1], а в ГОСТ Р 51709—2001 не менее 0,53. Для второй "волны" отказов (рис. 4) значение удельной тормозной силы для вероятности безотказной работы, равной 0,95, должно быть не менее 0,59. Можно заметить, что на второй "волне" отказов значение удельной тормозной силы несколько больше, чем на первой "волне" отказов. Объясняется это тем, что вероятность безотказной работы входящих в тормозную систему элементов снижается с увеличением наработки на отказ и те технические воздействия, которые выполняют для поддер-

жания тормозной системы в технически исправном состоянии (на данном интервале выполняют замену передних тормозных дисков) хоть и поднимают величину удельной тормозной силы до значения 0,59, но на величине общей вероятности безотказной работы системы это отражается кратковременно и практически через пару тысяч километров пробега её значение падает ниже 0,95. Таким образом, увеличение значения диагностического параметра до 0,59 (наблюдаемое ужесточение) отражает "подизношенность" элементов

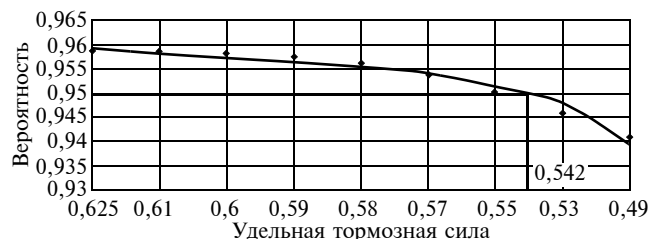


Рис. 3. Зависимость вероятности безотказной работы тормозной системы от удельной тормозной силы на наработке от 0 до 27,5 тыс. км

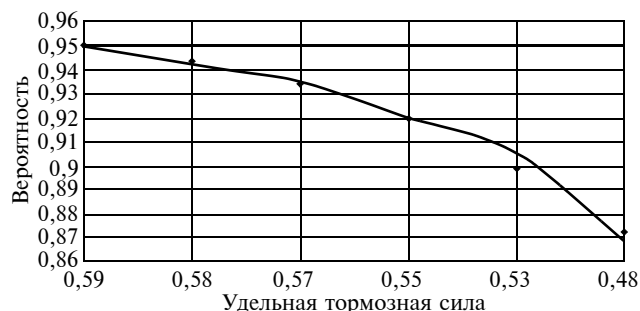


Рис. 4. Зависимость вероятности безотказной работы тормозной системы от удельной тормозной силы на наработке от 30 до 45 тыс. км



Рис. 5. Зависимость вероятности безотказной работы тормозной системы от удельной тормозной силы на наработке от 47,5 до 55 тыс. км



Рис. 6. Зависимость вероятности безотказной работы тормозной системы от удельной тормозной силы на наработке от 57,5 до 77,5 тыс. км

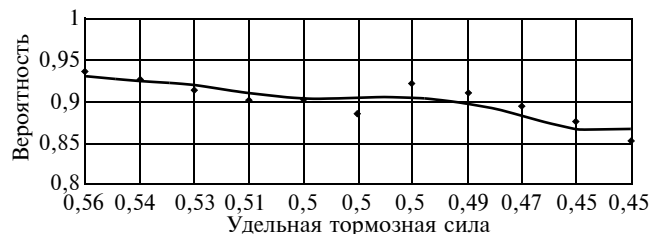


Рис. 7. Зависимость вероятности безотказной работы тормозной системы от удельной тормозной силы на наработке от 80 до 105 тыс. км

тормозной системы, другими словами, для обеспечения вероятности безотказной работы на уровне 0,95 необходимо повышение допустимого значения удельной тормозной силы до 0,59.

На третьей "волне" отказов (рис. 5) изначальная вероятность безотказной работы равна 0,927 при величине удельной тормозной силы 0,57. Данная "волна" отказов характеризуется как непродолжительная ввиду малого интервала (менее 10 тыс. км), но достаточно значимая. И значимость её заключается в том, что она включает в себя отказы как передних, так и задних тормозных колодок, которые оказывают существенное влияние на безопасность дорожного движения.

На четвёртой "волне" отказов (рис. 6) вероятность безотказной работы равна 0,95 при величине удельной тормозной силы, равной 0,59. Достижение заданной

вероятности безотказной работы (0,95) обусловлено заменой передних и задних тормозных колодок, а также недавней заменой передних тормозных дисков.

На пятой "волне" отказов (рис. 7) изначальная вероятность безотказной работы равна 0,931 при величине удельной тормозной силы 0,56. Данная "волна" отказов является наиболее "тяжёлой", поскольку включает отказы передних и задних тормозных колодок, передних тормозных дисков, вакуумного усилителя тормозов, главного тормозного цилиндра. Эта "волна" отказов отображает накопившуюся "усталость системы", в связи с чем её вероятность безотказной работы не достигает заданного уровня 0,95.

В результате исследования определена общая динамика изменения диагностического параметра тормозной системы автомобиля — удельная тормозная сила по наработке в условиях эксплуатации. Полученная зависимость нашла функциональное отображение в виде математической модели дающей прогнозную оценку значения удельной тормозной силы. По результатам исследований и с помощью математического процессора программы *Matlab 7.0.1* авторами получены математические модели, которые позволяют определить общую вероятность безотказной работы тормозной системы автомобиля.

На основании полученных результатов можно дать заключение о фактическом техническом состоянии автотранспортного средства. Научно обоснованы нормативные значения диагностического параметра, используемого для оценки технического состояния тормозной системы автомобиля. Нормирование осуществлялось по методике, учитывающей закономерности изменения параметров по наработке при вероятности отказа 5 %. Допустимые значения составляют: на наработке 0 до 27,5 тыс. км, удельная тормозная сила — не менее 0,542; на наработке свыше 27,5 тыс. км, удельная тормозная сила должна быть не менее 0,59.

Литература

1. ГОСТ 33997—2016 "Колёсные транспортные средства. Требования к безопасности в эксплуатации и методы проверки". — М.: Стандартинформ, 2018.
2. Денисов И.В. Разработка методики управления техническим состоянием систем автомобиля, влияющих на безопасность дорожного движения: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 / Денисов Иван Владимирович. — Владимир, 2011 — 205 с.
3. Нуждин Р.В. Оценка тормозных свойств автотранспортных средств при инструментальной диагностике: Дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10 Владимир, 2000.
4. Руководство по эксплуатации, техническому обслуживанию и ремонту *LADA Kalina II*. — М.: Издательский Дом Третий Рим, 2014. — 320 с.
5. Технический регламент таможенного союза ТР ТС 018/2011 "О безопасности колёсных транспортных средств". Утверждён Решением Комиссии Таможенного союза от 9 декабря 2011 г. № 877.

УПРУГИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ШИНЫ СВЕРХНИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ. БОКОВЫЕ И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ

ГОНЧАРЕНКО С.В.; д-ра техн. наук ГОДЖАЕВ З.А., ПРЯДКИН В.И.; АРТЁМОВ А.В., ГОДЖАЕВ Т.З.

Воронежский ГЛТУ им. Г.Ф. Морозова, ФНАЦ "ВИМ" (vip16.vgltu@mail.ru, fic51@mail.ru)

Рассмотрены особенности экспериментальной оценки упругих свойств на примере тонкостенной шины сверхнизкого давления 1020S420-18 модели Бел-79 при воздействии боковых и тангенциальных нагрузок. Проведён анализ зависимостей боковой и тангенциальной деформации от соответствующих нагрузок и определены показатели жёсткости шины в боковом и окружном направлениях. Расчётно-экспериментальным путём определены зависимости крутильной жёсткости шины при различных радиальных нагрузках и давлениях воздуха в шине. В результате анализа характеристик жёсткости шины в боковом направлении определены зависимости угла бокового увода шины от боковой нагрузки и коэффициента сопротивления боковому уводу при различных радиальных нагрузках и давлениях воздуха в шине, а также величин стабилизирующего момента при тех же значениях нагрузок и давлений.

Ключевые слова: шина, деформация, давление, эксперимент, характеристика, зависимость, жёсткость, крутящий момент, боковой увод, коэффициент сопротивления боковому уводу, стабилизирующий момент.

Goncharenko S.V., Godzhaev Z.A., Pryadkin V.I., Artemov A.V., Godzhaev T.Z.

ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE ULTRA-LOW PRESSURE TIRE. LATERAL AND TANGENTIAL LOADS

The article describes the features of experimental evaluation of elastic properties on the example of a thin-walled ultra-low pressure tire 1020S420-18 model Bel-79 under the influence of lateral and tangential loads. The analysis of the dependences of lateral and tangential deformation on the corresponding loads is carried out and the tire stiffness indicators in the lateral and circumferential directions are determined. The dependences of the torsional stiffness of the tire at various radial loads and air pressures in the tire were determined by calculation and experiment. The analysis of the stiffness characteristics of the tire in the lateral direction is determined according to the angle of tyre slip from lateral load and resistance factor cornering under various radial loads and pressures tyre and values stabilizing at the same values of loads and pressures.

Keywords: tire, strain, pressure, experiment, characteristic, dependence, stiffness, torque, side pull, coefficient of resistance to side pull, stabilizing moment.

Высокая окружная эластичность шины сверхнизкого давления существенно снижает динамическую нагруженность трансмиссии транспортного средства при движении по неровностям различного профиля, улучшает взаимодействие с опорной поверхностью и уменьшает напряжённость в элементах шины [1, 2]. Однако высокая боковая эластичность шины приводит к ухудшению свойств управляемости транспортного средства, снижает чувствительность рулевого управления.

Цель данного исследования — определить и изучить упругие характеристики шин сверхнизкого давления

при воздействии боковых и тангенциальных нагрузок. В качестве объекта исследований выбрана шина размером 1020×420-18 модели Бел-79. Зависимости боковой деформации от воздействия боковой силы выявлялись при статическом режиме нагружения шины с использованием дополнительного приспособления к стенду СИБ 1-М [3, 4]. Оно представляет собой подвижную платформу на рельсовых направляющих, механизм силовой протяжки, состоящий из тягового винта и штурвала-гайки и динамометра боковой (тангенциальной нагрузки). В зависимости от направления приложения усилия каретка на рельсовых направляющих может быть установлена для приложения боковой либо тангенциальной нагрузки. На рис. 1 представлены схемы определения зависимостей деформаций шины от приложения боковой (а) и тангенциальной (б) нагрузки.

Испытания по определению боковой и тангенциальной жёсткости шины производились следующим образом. Подвижная платформа на рельсовых направляющих устанавливалась в горизонтальном направлении на стол стенда СИБ-1М. При этом центр платформы устанавливался по центру оси колеса. Подвижной кареткой стенда через тензозвено устанавливалась радиальная весовая нагрузка согласно нагрузочному ряду при заданном давлении воздуха в шине. При этом измерялась радиальная деформация шины. Далее вращением штурвала через динамометр задавалось боковое (тангенциальное) усилие и увеличивалось до наступления момента потери шиной сцепления с поверхностью платформы, и фиксировались боковые (тангенциальные) деформации до момента начала скольжения. Полученные экспериментальные зависимости деформации от боковой и тангенциальной силы представлены на рис. 2 и 3.

Анализ рис. 2 показывает, что боковая деформация шины нелинейно возрастает с увеличением боковой силы до момента потери шиной сцепления в боковом направлении. При этом величина радиальной нагрузки при заданном давлении практически не оказывает влияния на величину коэффициента боковой жёсткости. С увеличением радиальной нагрузки на шину увеличивается сила сцепления шины с поверхностью платформы. Боковая жесткость C_y шины определялась по формуле $C_y = P_y/h_y$ где P_y — боковая нагрузка на шину в кН; h_y — боковая деформация при соответствующей нагрузке P_y , м.

Пользуясь экспериментальными данными (см. рис. 2), построили зависимость изменения коэффициента боковой жесткости от относительной боковой нагрузки (рис. 4), которая определялась по формуле: $\varphi_y = P_y/G_z$, где G_z — вертикальная нагрузка, кН. Как видим, коэффициент боковой жёсткости шины сверхнизкого давления 1020×420-18 модели Бел-79 зависит от давления воздуха в шине. При этом увеличение вертикальной нагрузки влияет на коэффициент бокового сцепления шины с поверхностью платформы. С увеличением относительной боковой силы коэффициент боковой жёсткости снижается.

Пользуясь экспериментальными данными (см. рис. 3), построили зависимость изменения коэффициента

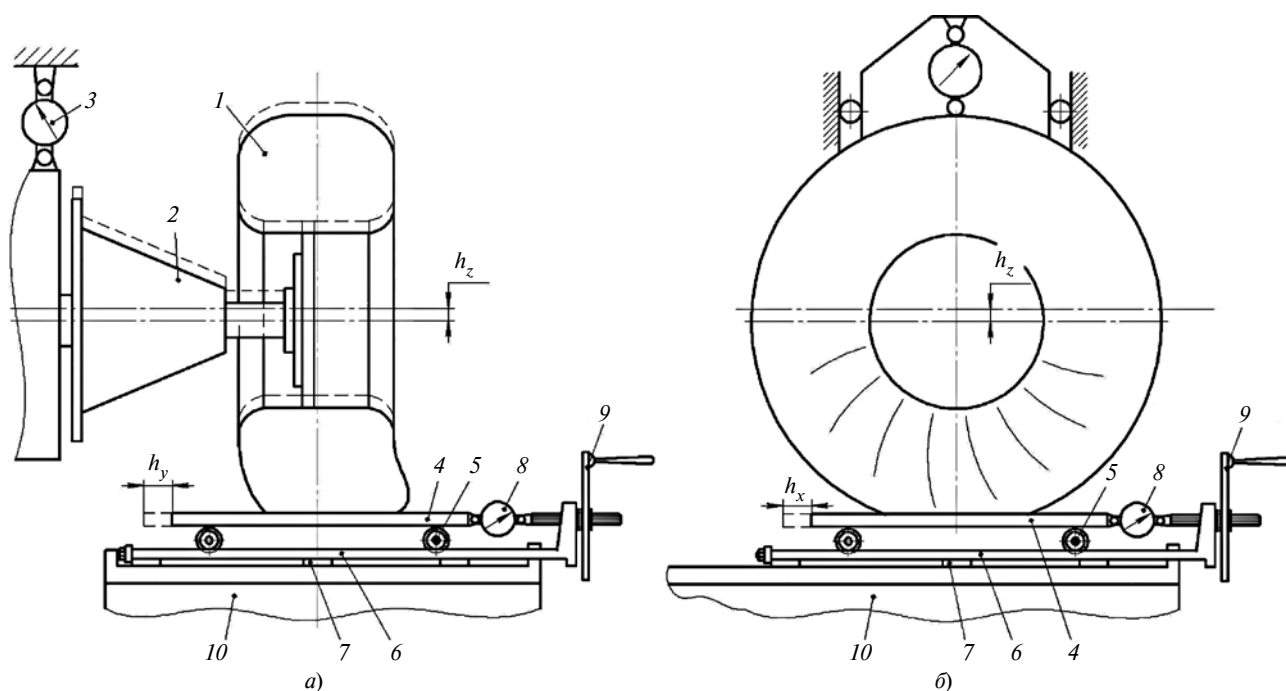


Рис. 1. Схема определения зависимостей деформаций шины от приложения боковой (а) и тангенциальной (б) нагрузки:

1 — испытуемая шина 1020×420-18; 2 — подвижная каретка стенда СИБ-1М; 3 — тензозвено весовой нагрузки; 4 — подвижная платформа; 5 — ролики подшипниковых опор платформы; 6 — рельсовые направляющие; 7 — опора выравнивающая; 8 — динамометр боковой (тангенциальной) нагрузки; 9 — штурвал-гайка силовой протяжки платформы; 10 — стол стенда СИБ-1М

коэффициента тангенциальной жёсткости от относительной тангенциальной нагрузки ($\varphi_y = P_x/G_z$), показанная на рис. 5. Анализ показывает, что тангенциальная деформация шины также линейно возрастает с увеличением тангенциальной нагрузки до момента потери шиной сцепления. Определялась тангенциальная жёсткость C_x шины по формуле $C_x = P_x/h_x$, где P_x — тангенциальная нагрузка на шину в кН; h_x — тангенциальная деформация при соответствующей нагрузке P_x , м.

Коэффициент тангенциальной жёсткости имеет явно выраженное максимальное значение для каждой нагрузки и давления воздуха [5, 6]. При снижении давления воздуха и вертикальной нагрузки максимум коэффициента тангенциальной жёсткости достигается в диапазоне $0,2 \leq P_x/G_z \leq 0,48$.

Крутильная жёсткость шины сверхнизкого давления представляет собой отношение крутящего момента к вызываемому им углу закручивания шины [7, 8].

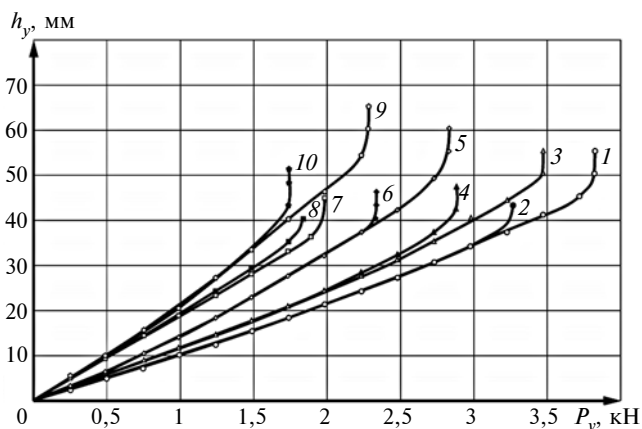


Рис. 2. Зависимость изменения боковой деформации шины 1020×420-18 от боковой силы при различных давлениях воздуха и нормальной нагрузке:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 4 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 4,25$ кН; 5 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 6 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 3,48$ кН; 7 — $P_w = 30$ кПа, $G_z = 4,17$ кН; 8 — $P_w = 30$ кПа, $G_z = 3,01$ кН; 9 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН; 10 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 2,45$ кН

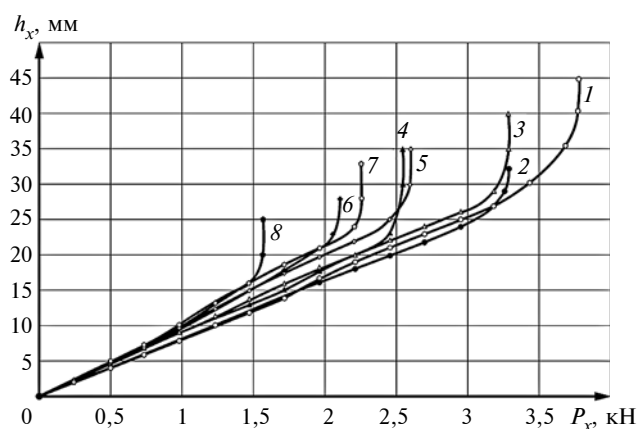


Рис. 3. Зависимость изменения тангенциальной деформации шины 1020×420-18 от тангенциальной силы при различных давлениях воздуха и нормальной нагрузке:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 4 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 4,25$ кН; 5 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 6 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 3,48$ кН; 7 — $P_w = 30$ кПа, $G_z = 4,17$ кН; 8 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 2,45$ кН

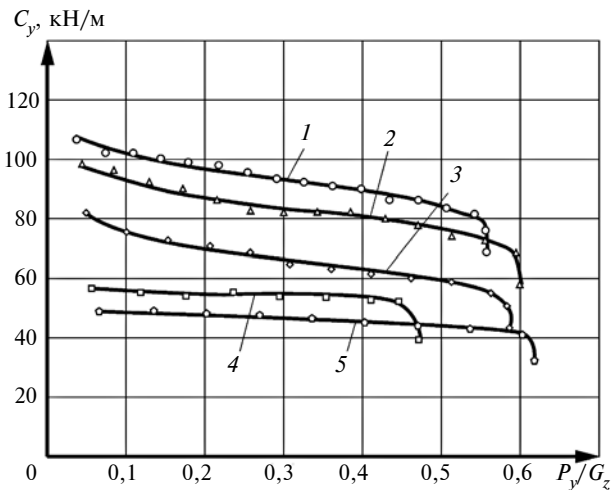


Рис. 4. Зависимость коэффициента боковой жёсткости от относительной боковой нагрузки:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 30$ кПа, $G_z = 4,17$ кН; 5 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

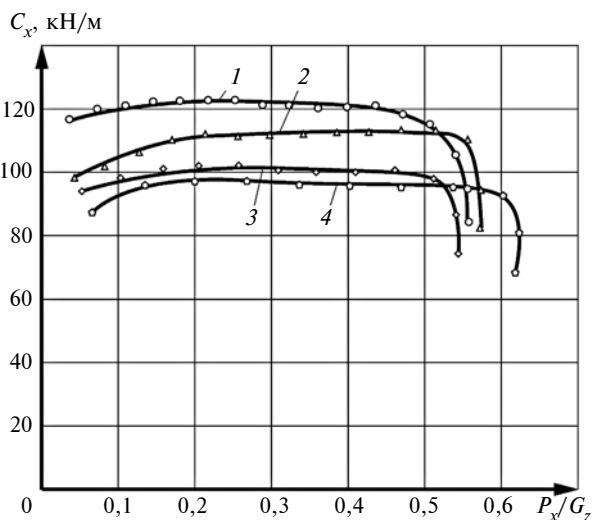


Рис. 5. Зависимость коэффициента тангенциальной жёсткости от относительной тангенциальной нагрузки:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

Снижение крутильной жёсткости шины обеспечивает плавность приложения крутящего и тормозного моментов, что приводит к снижению пиковых динамических нагрузок в трансмиссии [9–12].

Коэффициент крутильной жёсткости шины 1020×420-18 модели Бел-79 на нормированных значениях нагрузки и давления воздуха определялся по зависимостям угла закрутки шины от приложенного крутящего момента на стенде СИБ-1М. Зависимость коэффициента крутильной жёсткости от крутящего момента определялась по формуле $C_\beta = M_k/\beta$, где M_k — крутящий момент, приложенный к шине, кНм; β — угол закрутки шины [11]. Результаты определения зависимости угла закрутки данной шины от крутящего момента представлены на рис. 6. Как видим, угол за-

кручивания линейно увеличивается с возрастанием приложенного крутящего момента до потери шиной сцепления. С увеличением давления воздуха в шине и вертикальной нагрузки деформация также возрастает линейно.

Зависимость коэффициента крутильной жёсткости от относительной тангенциальной нагрузки представлена на рис. 7. Анализ этой зависимости показывает, что коэффициент крутильной жёсткости шины сверхнизкого давления 1020×420-18 модели Бел-79 зависит от давления воздуха в шине и радиальной нагрузки. Максимальные значения крутильной жёсткости достигаются в диапазоне $0,15 \leq P_x/G_z \leq 0,45$.

В рамках исследования упругих свойств шины при воздействии боковых нагрузок также исследовался

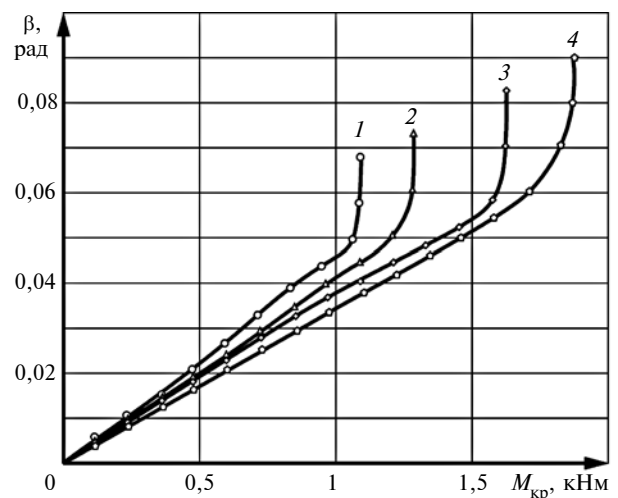


Рис. 6. Зависимость изменения угла закручивания шины от приложенного крутящего момента:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

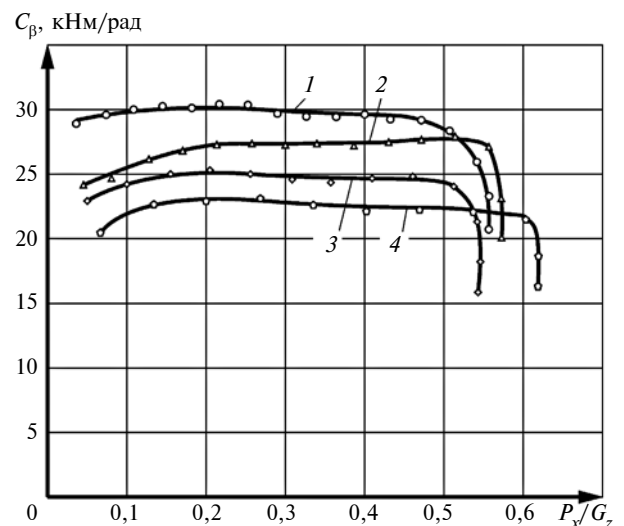


Рис. 7. Зависимость коэффициента крутильной жёсткости от относительной тангенциальной нагрузки:

1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

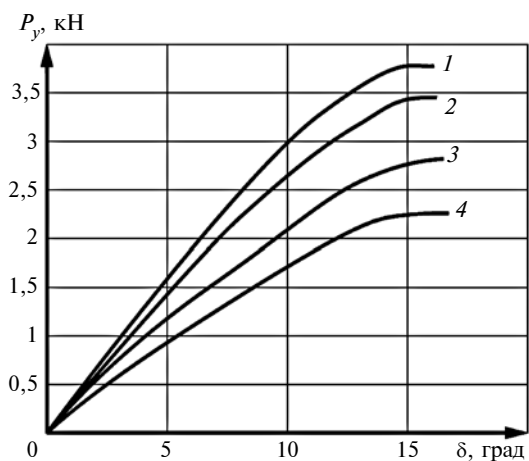


Рис. 8. Зависимость боковой силы от угла бокового увода:
 1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

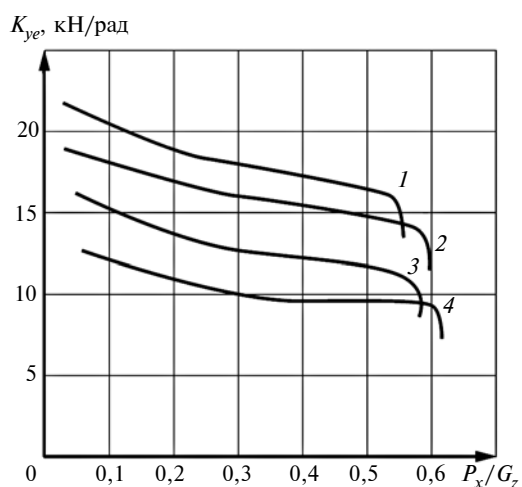


Рис. 9. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу от относительной боковой нагрузки:
 1 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН; 2 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 3 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 4 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН

боковой увод, оказывающий большое влияние на показатели управляемости транспортного средства. Оценивается он коэффициентом $K_{ув}$ сопротивления боковому уводу либо величиной угла бокового увода

$\delta_{ув} = \arctg\left(\frac{2h_y}{L}\right)$, где h_y — величина боковой деформации шины от боковой нагрузки при заданном давлении воздуха и радиальной нагрузке, мм; L — длина отпечатка контакта шины с опорной платформой при заданном давлении воздуха и радиальной нагрузке, мм.

Зависимость боковой силы от угла бокового увода колеса при различных вертикальных нагрузках и давлениях воздуха в исследованной шине представлена на рис. 8. Из графика видно, что боковая нагрузка практически линейно возрастает при увеличении угла увода до наступления момента потери шиной сцепления. При повышении давления воздуха и вертикальной нагрузки на колесо боковая сила при соответствующем угле увода также возрастает. При этом увеличение вертикальной нагрузки влияет на коэффициент бокового

сцепления шины с поверхностью платформы. С увеличением относительной боковой силы коэффициент боковой жёсткости снижается.

Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу шины $K_{ув} = \frac{dP_y}{d\delta_{ув}}$ от относительной боковой

силы представлена на рис. 9. В результате анализа этого графика установлено, что наибольший коэффициент сопротивления боковому уводу наблюдается при малых углах увода. При дальнейшем росте боковой силы коэффициент сопротивления боковому уводу $K_{ув}$ уменьшается. Также установлено, что с увеличением радиальной нагрузки на шину и давления воздуха в ней зависимости $K_{ув}$ от угла увода $\delta_{ув}$ эквивалентно увеличиваются.

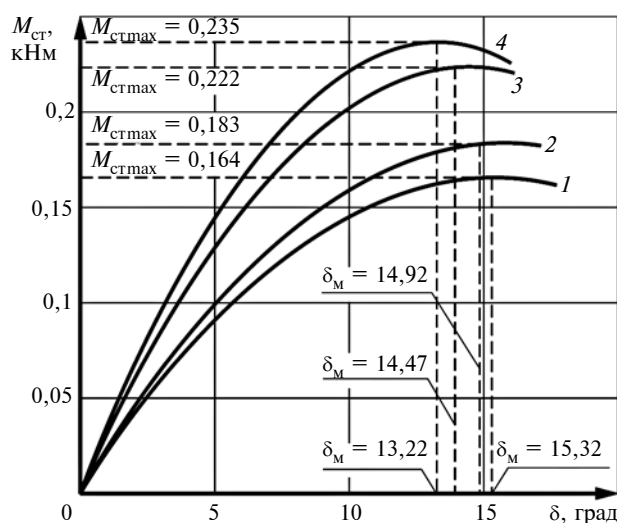


Рис. 10. Зависимость стабилизирующего момента от угла увода шины при различных давлениях воздуха и нормальной нагрузке:
 1 — $P_w = 20$ кПа, $G_z = 3,65$ кН; 2 — $P_w = 40$ кПа, $G_z = 4,78$ кН; 3 — $P_w = 60$ кПа, $G_z = 5,73$ кН; 4 — $P_w = 80$ кПа, $G_z = 6,77$ кН

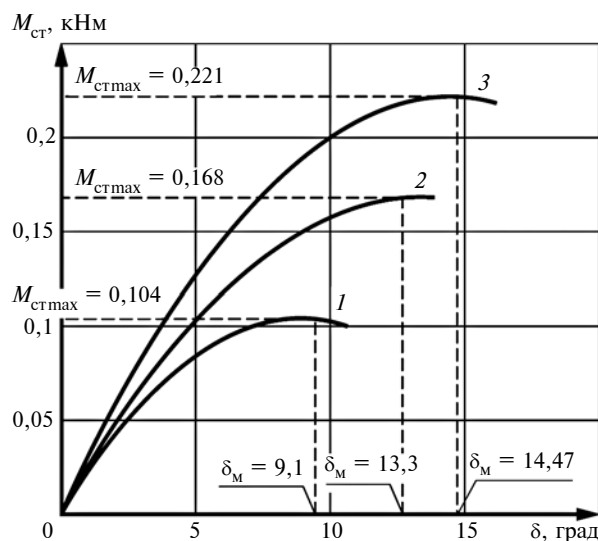


Рис. 11. Зависимость стабилизирующего момента от угла увода шины при давлении воздуха $P_w = 60$ кПа и различной нормальной нагрузке:
 1 — $G_z = 3,13$ кН; 2 — $G_z = 4,25$ кН; 3 — $G_z = 5,73$ кН

При качении пневматической шины и воздействии боковой силы вследствие образования боковой деформации возникает стабилизирующий момент шины, поворачивающий шину относительно вертикальной оси в сторону, противоположную направлению действия боковой силы. Этот момент вначале увеличивается с увеличением угла бокового увода δ_{yb} , затем, достигнув максимального значения, начинает снижаться. Приблизительно зависимости стабилизирующего момента шины от угла бокового увода может быть описана эмпирической формулой $M_{ст} = M_{ст\max}(2 - \delta/\delta_m)\delta/\delta_m$, где $M_{ст\max}$ — максимальное значение стабилизирующего момента, соответствующее углу увода δ_m . На рис. 10 и 11 представлены графические зависимости стабилизирующего момента шины 1020×420-18 модели Бел-79 при различных режимах нагружения.

Для шин низкого и сверхнизкого давления боковая жёсткость в диапазоне упругих деформаций, до потери сцепления с опорной поверхностью, незначительно зависит от радиальной нагрузки. При увеличении радиальной нагрузки с 2,0 до 6 кН при давлении воздуха в шине 60 кПа боковая жёсткость увеличилась всего на 18 %. Также установлено, что боковая жёсткость шины незначительно зависит от нормы слойности. Так, для шины с нормой слойности 2 модели "Кайман 38×18-16" боковая жёсткость меньше жёсткости четырёхслойной шины 1020×420-18 модели Бел-79 всего на 6—8 % при одинаковых нагрузках и давлениях воздуха. Но при этом радиальная жёсткость шины "Кайман" вдвое меньше жёсткости Бел-79. Большое влияние на боковую жёсткость шины оказывает внутреннее давление воздуха в ней. При увеличении давления воздуха с 20 кПа до 80 кПа боковая жёсткость увеличивается с 45 до 90 кН/м. Такое явное изменение жёсткости значительно влияет на управляемость мобильных средств, оборудованных данными шинами.

Тангенциальная жёсткость в диапазоне упругих деформаций также незначительно зависит от радиальной нагрузки и гораздо в меньшей степени, по сравнению с боковой жёсткостью. Однако при увеличении слойности с двух до четырёх тангенциальная жёсткость увеличивается на 22,5, 30 и 42 % при давлении воздуха в шине 20, 40 и 60 кПа соответственно. Зависимость тангенциальной жёсткости от давления воздуха значительна. При увеличении давления воздуха с 20 до 80 кПа тангенциальная жёсткость увеличивается на 24 %. Стабильный диапазон тангенциальной жёсткости для большинства шин сверхнизкого давления составляет $0,15 \leq P_x/G_z \leq 0,45$. В этом диапазоне шина имеет максимальное значение тангенциальной жёсткости и в наилучшей степени реализует касательную силу тяги и тяговый КПД мобильного средства имеет максимальное значение.

Значение боковой силы от угла увода имеет ярко выраженную нелинейную зависимость. Для всех зависимостей при номинальных нагрузках и давлениях воздуха предельные углы увода, при которых начинается боковое скольжение, составляют 12...15 градусов, в то время как для автомобильных шин предельный угол увода составляет 4...6 градусов. Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу от отно-

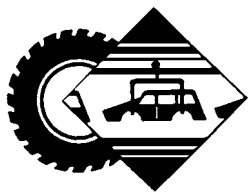
сительной боковой силы имеет две ярко выраженных зоны: в диапазоне $0,1 \leq P_y/G_z \leq 0,3$ коэффициент K_y снижается на 25...25 %, а в диапазоне $0,3 \leq P_y/G_z \leq 0,5$ имеет стабильное значение. При значениях относительной боковой силы в диапазоне $0,5 \leq P_y/G_z \leq 0,6$ начинается потеря устойчивости по сцеплению. Поэтому предельным значением при оценке параметров криволинейного движения мобильных средств на шинах сверхнизкого давления необходимо считать $P_y/G_z = 0,5$ и соответственно боковая сила не должна превышать $P_y \leq 0,5G_z$ нагрузки на шину.

Стабилизирующий момент при номинальных нагрузках и давлениях воздуха имеет максимумы в диапазоне углов увода $12^\circ \leq \delta \leq 15^\circ$, что в 3 раза больше автомобильных шин. Максимальные значения стабилизирующего момента значительно зависят от радиальной нагрузки на шину, при повышении нагрузки на шину от 3 до 6 кН, а при давлении воздуха в шине 60 кПа значение максимального стабилизирующего момента изменяется более чем вдвое.

Для получения высоких характеристик управляемости и устойчивости мобильных машин на шинах сверхнизкого давления необходима разработка систем рулевого управления, отличных от классических систем и обеспечивающих улучшенную чувствительность управления, увеличенные стабилизационные моменты для возвращения колеса в положение прямолинейного движения.

Литература

1. Кнороз В.И., Кленников Е.В. Шины и колёса. М.: Машиностроение. 1975.
2. Бойков В.П. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин / В.П. Бойков, В.Н. Белковский. — Москва: Агропромиздат, 1988. — 240 с.
3. Годжаев З.А., Измайллов А.Ю., Прядкин В.И. Выбор параметров шин сверхнизкого давления для мобильных средств химизации / З.А. Годжаев, А.Ю. Измайллов, В.И. Прядкин.
4. Гончаренко С.В., Прядкин В.И. Упругие характеристики шин сверхнизкого давления при различных режимах нагружения. Часть 2. Оценка тангенциальной жёсткости / С.В. Гончаренко, В.И. Прядкин // Каучук и резина. 2011. № 2. С. 23—25.
5. Eunhyek J., Kyongsu Y., Youngjin H. Estimation of the tire slip angle under various road conditions without tire—road information for vehicle stability control // Control Engineering Practice. 2019. Vol. 86. P. 129—143.
6. Hamid A., Ali J., Ahmad T., Ali Hadi. Development and evaluation of an in-situ tire testing facility with variable side slip angles // Journal of Terra mechanics. 2015. Vol. 59. P. 49—58.
7. Автомобильные шины (конструкция, расчёт, испытания, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.
8. Захаров С.П. Система испытаний шин [Текст] / С.П. Захаров. — М.: НТЦ "НИИШП", 2007. — 264 с.
9. Прядкин В.И., Зайцев С.Д., Стребленченко Л.С., Гончаренко С.В. Выбор рациональных режимов работы высокоэластичных шин сверхнизкого давления // Каучук и резина. 2010. № 1. С. 40—42.
10. Goncharenko S.V., Pryadkin V.I. Elastic characteristics of ultralow-pressure tyres under different loading regimes. part 1: vertical and lateral loads // International Polymer Science and Technology. 2011. Vol. 38. No. 12. P. 24—26.
11. Прядкин В.И. Транспортно-технологические средства на шинах сверхнизкого давления / В.И. Прядкин, В.Я. Шапиро, З.А. Годжаев, С.В. Гончаренко; М-во образования и науки РФ, ФГБОУ ВО "ВГЛУ". — Воронеж, 2019. — 492 с.
12. Годжаев З.А., Русанов А.В., Ревенко В.Ю. Метод построения эпюр касательных напряжений в зоне контакта буксующего колеса с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 39—47.



УДК 05.22.10

ТЕХНОЛОГИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ПОЛУОСИ

ДУБОВИК Е.А.

Донской ГТУ (dubovik1982@list.ru)

Рассматривается технология ремонтно-восстановительных работ по реновации полуоси легкового автомобиля на примере детали ВАЗ-2107.

Ключевые слова: восстановление, операции, полуось, ренодеталь, технология.

Dubovik E.A.

RECOVERY TECHNOLOGY OF SEMI-AXLE

The technology of repair and restoration work on the renovation of the semi-axle of a passenger car is considered using the example of VAZ-2107 parts.

Keywords: restoration, operation, axis, indetal, technology.

В заднем мосту легковых автомобилей ВАЗ классической компоновки и полноприводных (рис. 1) размещаются, как известно, главная передача и дифференциал, от которых крутящий момент к ведущим колёсам автомобиля передают полуоси. Деталь выполнена в виде сплошного вала, который своим фланцем жёстко связан с колесом, а шлицами — с шестернёй дифференциала. Передаваемый крутящий момент носит знакопеременный характер, вследствие чего со временем возникает деформация (погнутьость) фланца в местах крепления колеса.

Основными рабочими поверхностями полуоси являются: поверхность под сальник, торец фланца, поверхность шлиц. Условия работы этой детали диктуют необходимость, чтобы поверхность шлиц была с твёрдостью HRC 57...60. Полуось (рис. 2) относится к классу деталей "круглые стержни с фасонной поверхностью". Детали этого класса изготавливаются из конструкционных среднеуглеродистых и легированных сталей, высокопрочного чугуна. Рабочие поверхности в большинстве случаев подвергаются закалке токами высокой частоты или цементации с последующей закалкой и низкотемпературным отпускком.

В частности, полуось автомобиля ВАЗ-2107 изготавливают из стали 25ХГМ ГОСТ 4543—71 и цементируют на глубину 0,5—0,7 мм. После термической обработки получается твёрдость поверхностного слоя HRC 60...65 и твёрдость сердцевины HRC 35...45. Габаритные размеры детали: диаметр_{max} — 32 мм; длина — 512 мм, конструкция прочная. Шероховатость поверхности должна соответствовать $Ra = 0,32 \div 0,25$ мкм, остальные поверхности — $Ra = 1,25 \div 1,0$ мкм. Деталь симметрична относительно оси вращения.

Конструкция детали может быть признана технологичной, если она обеспечивает простое и экономичное изготовление и ремонт этой детали. Признаками технологичности конструкции детали "полуось" может являться доступность всех обрабатываемых поверхностей для механической обработки, конфигурация детали и материал, из которого она изготавливается. К признакам технологичности конструкции детали относится и возможность

применения прогрессивного вида исходной заготовки, близкой по форме и размерам к готовой детали, что увеличивает использование материала и сокращает объём механической обработки. Конфигурация детали и наличие унифицированных поверхностей позволяют применить совершенные и производительные методы восстановления и механической обработки. Технологичность конструкции детали может быть объективно оценена путём расчёта количественных показателей технологичности по ГОСТ 14.201—83, ГОСТ 14.204—73.

Анализ состояния изношенной детали начинают с установления причин потери работоспособности при эксплуатации машины. Для этого изучается конструкция сборочной единицы, в которую входит деталь, а также условия её работы. Полуось работает в условиях больших контактных нагрузок в сопровождении изгибающих усилий. Разрушительными факторами являются контактные нагрузки, изгиб и трение. В процессе работы происходит

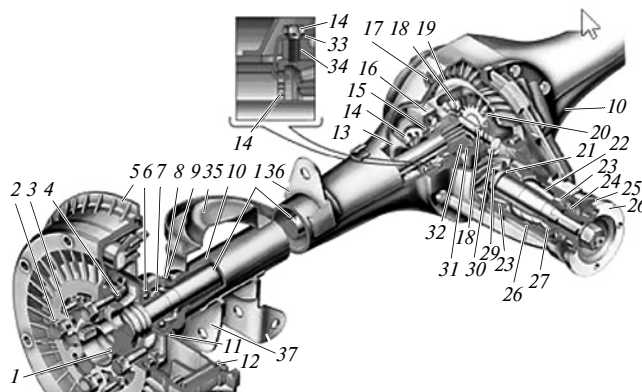


Рис. 1. Задний мост автомобиля ВАЗ:

1 — полуось; 2 — болт крепления колеса; 3 — направляющий штифт; 4 — маслоотражатель; 5 — тормозной барабан; 6 — подшипник полуоси; 7 — запорное кольцо; 8 — фланец балки заднего моста; 9 — сальник полуоси; 10 — балка заднего моста; 11 — пластина крепления подшипника; 12 — щит заднего тормоза; 13 — направляющая полуоси; 14 — регулировочная гайка; 15 — подшипник коробки дифференциала; 16 — крышка подшипника; 17 — сапун; 18 — сателлит; 19 — ведомая шестерня; 20 — шестерня полуоси; 21 — регулировочное кольцо ведущей шестерни; 22 — распорная втулка; 23 — подшипники ведущей шестерни; 24 — сальник ведущей шестерни; 25 — грязеотражатель; 26 — фланец; 27 — маслоотражатель; 28 — картер редуктора заднего моста; 29 — ведущая шестерня; 30 — ось сателлитов; 31 — регулировочная шайба; 32 — коробка дифференциала; 33 — болт крепления опорной пластины; 34 — опорная пластина гайки подшипника; 35 — опорные чашки пружин задней подвески; 36, 37 — кронштейны крепления деталей подвески



Рис. 2. Общий вид полуоси легкового автомобиля

№	Формула	Примечания
1	$K_d = f(K_n K_b K_{cc})$	K_d — коэффициент долговечности; K_n — коэффициент износостойкости, K_b — коэффициент выносливости; K_{cc} — коэффициент сцепляемости
2	$t = I_{max} + \Delta$	t — толщина наплавляемого металла; I_{max} — максимальный износ партии изношенных деталей; Δ — припуск на обработку
3	$h = z + 2z_b + u$	z — припуск, зависящий от способа наращивания; $2z_b$ — припуск на механическую обработку; u — величина износа
4	$L = (F_{вн} + F_n) \frac{n}{\pi D_{cp}} + 2z_b + z$	$F_{вн} + F_n$ — площадь поперечного сечения шлицевой впадины и изношенной части вала; D_{cp} — средний диаметр шлицевой поверхности; n — количество шлицевых впадин
5	$G_{pm} = \frac{I \alpha_n}{60}$	I — сила тока; α_n — коэффициент наплавки
6	$Q_{pm} = G_{pm} / \gamma$	γ — плотность расплавленного металла
7	$V = \frac{Q_{pm}}{0,785 d^2}$	d — диаметр проволоки
8	$S = (1,2 \dots 2,0) d$	—
9	$T_b = \frac{L}{V_n} i$	L — длина наплавки; V_n — скорость наплавки; i — количество слоев наплавки
10	$L = \frac{\pi D l}{S}$	D — диаметр наплавляемой детали; l — длина наплавляемой шейки; S — шаг наплавки
11	$V_{np} = \frac{0,1 I U}{d_{np}}$	I — сила тока; U — напряжение; d_{np} — диаметр проволоки
12	$V_n = \frac{0,785 d_{np}^2 V_{np} \eta}{h S \alpha}$	η — коэффициент перехода электродного материала в наплавленный металл; h — толщина наплавленного слоя (без механической обработки); S — шаг наплавки; α — коэффициент, учитывающий отклонения фактической площади сечения наплавленного слоя от площади четырехугольника с высотой h
13	$h = \frac{d_1 - d}{2}$	d_1, d — диаметр детали после и до обработки
14	$v = v_{табл} k_1 k_2 k_3$	$v_{табл}$ — табличное значение скорости резания; k_1 — коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; k_2 — коэффициент, зависящий от стойкости инструмента; k_3 — коэффициент, зависящий от отношения длины резания к диаметру
15	$n_r = \frac{1000 v}{\pi d_1}$	—
16	$V_\phi = \frac{\pi d n_\phi}{1000}$	—
17	$P_z = P_{табл} K_1 K_2$	$P_{табл}$ — табличное значение силы резания; K_1 — коэффициент зависящий от обрабатываемого материала; K_2 — коэффициент зависящий от скорости резания и переднего угла
18	$N_{рез} = \frac{P_z V_\phi}{6120}$	—
19	$N_{рез} \leq N_{дв} \eta$	$N_{дв}$ — мощность электродвигателя; η — КПД станка
20	$V_{рез}^{ск} = V_{рез}^{таб} K_1 K_2 K_3$	K_1 — коэффициент корректирования в зависимости от обрабатываемого материала металла; K_2 — коэффициент корректирования в зависимости от обрабатываемого материала фрезы; K_3 — коэффициент корректирования в зависимости от охлаждения
21	$n_p = \frac{1000 V_{рез}^{ск}}{\pi D_\phi}$	—
22	$S = \beta B$	β — коэффициент, определяющий долю ширины шлифовального круга; B — высота круга
23	$v_d = \frac{C_y d^k}{T^m t^{x_y} \beta^{y_y}}$	C_y — постоянная величина, зависящая от обрабатываемого материала, характера круга и вида шлифования; d — диаметр обрабатываемой поверхности; T — стойкость шлифовального круга; t — глубина шлифования
24	$T_0 = \frac{1000 h \gamma}{\varepsilon T S \eta}$	h — толщина наращиваемого слоя на сторону; γ — плотность осаждаемого металла; ε — электрохимический эквивалент осаждаемого металла; S — площадь хромирования; I — сила тока; η — выход металла по току
25	$T_n = \frac{K_{пз} (T_0 T_1)}{n_d n_n}$	$K_{пз}$ — коэффициент подготовительно-заключительного времени; T_1 — время на загрузку и выгрузку деталей; n_d — число деталей, одновременно наращиваемых в ванне; n_n — коэффициент использования ванны

износ шлицев полуоси (характер износа: шлицы изнашиваются по боковым поверхностям, наружный диаметр шлицевого конца не изнашивается) и зубьев шестерни, износ шейки вала под сальник.

Для обеспечения технических условий износ шлиц восстанавливают наплавкой, а шейку под сальник восстанавливают независимо от того, изношены они или нет. При повышенном износе шлицевого конца вместо восстановления наплавкой и дальнейшей обработки можно использовать дополнительно-ремонтных деталей. Самым эффективным по этому показателю является второй способ — дуговая наплавка в среде защитных газов.

Таким образом, принимаем следующие способы восстановления: для восстановления шлицев — дуговая наплавка в среде углекислого газа; для восстановления шейки под сальник — хромирование, железнение. Поясним это подробнее.

Рассмотрим, например, способ хромирование + шлифование. Применяя хромирование, можно обеспечить нанесение слоя металла до 0,3 мм. Что обеспечит доведение диаметра детали до размера на 0,2 мм больше чем номинальный размер. Для доведения детали до номинального размера, примем шлифование. Можно выбрать данный способ. Обоснование: износостойкость увеличивается в 1,67 раза, сцепление снизится на 20 %, долговечность повысится в 1,73 раза. Определяется данный способ с помощью коэффициента долговечности по формуле 1, представленной в табл. 1.

Трудоёмкость и энергоёмкость хромирования по сравнению с механической обработкой увеличивается втрое; во столько же снижается производительность. При восстановлении данного дефекта механической обработкой: износостойкость уменьшится в 1,5 раза, сцепление снизится на 10 % долговечность понизится в 1,7 раза. Трудоёмкость и энергоёмкость механической обработки по сравнению с хромированием уменьшится вчетверо. Производительность увеличивается в три раза. Сопоставив все данные отдаём предпочтение долговечности и надёжности, т.е. делаем выбор в пользу хромирования.

Для обеспечения надёжности крепления ступицы колеса к полуоси недопустимо уменьшение диаметра шлицевого соединения. Выбираем способ восстановления наплавкой слоя металла в среде углекислого газа и нарезкой резьбы номинального диаметра. Наплавка в среде углекислого газа является самым дешёвым способом наплавки и может обеспечить требуемую твёрдость до 300 НВ. Также она имеет наибольший коэффициент долговечности равный 0,85.

Из потенциально возможных способов восстановления по критериям применимости, долговечности и экономичности принимаем для 1 дефекта способ НУГ (наплавка в среде углекислого газа), для 2-х — хромирование, железнение которые рекомендуются при износе более 0,15 мм.

Наибольшее распространение при восстановлении автомобильных деталей получили сварка и наплавка в среде углекислого газа и аргона. При сварке в среде углекислого газа из сопла горелки, охватывающего поступающую в зону горения дуги электродную проволоку, вытекает струя газа, достаточная для оттеснения воздуха от реакционной зоны сварки. Защитные свойства струи зависят от физических свойств газа, в частности, от соотношения его плотности к плотности воздуха, Плотность углекислого газа достаточно высокая, приблизительно в 1,5 раза больше плотности воздуха, что позволяет обеспечить защиту реакционного пространства дуги от воздуха при относительно небольших расходах газа в струе. Исследованиями установлено, что расход, газа в объёме 10 л/мин уже обеспечивает достаточную защиту реакционного пространства.

Параметр	Диаметр детали, мм			
	10...20	20...30	40...50	90...100
Сила тока, А	70...90	85...110	110...180	100...300
Скорость наплавки, м/ч	40...45	40...45	30...35	70...80
Смещение электрода, мм	2...4	3...5	6...10	8...10
Шаг наплавки, мм/оборот	2,5...3,0	2,8...3,2	3,0...3,5	5,0...7,0
Вылет электрода, мм	7...10	8...11	10...15	20...27

Операционные (промежуточные) припуски и размеры определяются по тем поверхностям, обработка, которых осуществляется за более чем один переход. Без их определения невозможно правильно назначить размеры, обрабатываемые на отдельных операциях и технологических переходах, предшествующих окончательной обработке.

Без определения максимальных промежуточных припусков нельзя правильно назначить глубину резания. Правильный её выбор особенно важен для черновых переходов, так как режимы обработки, стойкость инструмента, производительность, энергозатраты во время механической обработки зависят от этого параметра. Расчёт припусков и операционных размеров производим в направлении обратном направлению обработки (от обработанной поверхности к исходной заготовке). Так как восстановление поверхностей с помощью механической обработки происходит за одну операцию, и не имеет промежуточных значений обработки, то расчетом припусков и операционных размеров можно пренебречь.

Толщина наплавляемого металла должна быть минимальной при условии, что после механической обработки наплавленного слоя на поверхности детали не остаётся в виде непрозрачных участков, пор или шлаковых включений. Толщина наплавленного металла равна максимальному износу плюс припуск на обработку (вычисляется по формуле 2).

При отсутствии данных по износу можно принять толщину наплавляемого металла равной 1 мм при диаметре детали менее 75 мм ($d = 50$ мм). Определяем величину наращиваемого слоя по формуле 3. При восстановлении изношенной шлицевой поверхности наплавкой с заплавлением впадин расчётную толщину наплавляемого слоя можно определить по формуле 4.

Режимы наплавки в CO_2 характеризуются силой сварочного тока, напряжением питания дуги, скоростью наплавки, вылетом и скоростью подачи проволоки, шагом наплавки, вылетом и смещением электрода, скоростью сварки, расходом углекислого газа. Режимы наплавки цилиндрических деталей толщина слоя до 1,0—1,2 мм (см. табл. 2). Силу тока при наплавке определяют в зависимости от диаметра детали.

Окончание в следующем номере

Литература

1. Кузнецов А.С. Техническое обслуживание и ремонт автомобиля: в 2 ч. Ч. 1: учебник для студентов учреждений проф. образования / А.С. Кузнецов. — 5 — е изд., стер. — М.: Издательский центр "Академия", 2017. — 368 с.
2. Ярошевич В.К. Технология производства и ремонта автомобилей: Учебник В.К. Ярошевич, А.С. Савич, В.П. Иванов. — Минск: Адукацыя і выхаванне, 2011. — 592 с: с ил.
3. Режимы резания металлов: справочник под редакцией Ю.В. Барановский. Изд. 4-е. перераб. и доп. М.: НИИТавтопром, 1995. — 456 с.
4. Косилова А.Г., Мещерякова Р.К. Справочник технолога-машиностроителя. Машиностроение. В 2-х томах, Том 1, 4-е издание, 1986. — 656 с.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фархутдинов И.И., Исавнин А.Г. — Экономическая оценка оптимизации машиностроительного производства на основе реструктуризационного ауторсинга с учётом цикличности экономического развития 1

Козловский В.Н., Айдаров Д.В., Паноков Д.И., Шакурский М.В., Шанин С.А. — Актуализированный комплекс показателей мониторинга качества автомобилей в эксплуатации 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Дзоценидзе Т.Д., Козловская М.А., Загарин Д.А. — Новый технический облик автомобилей и тракторов как способ преодоления кризисных явлений в отечественном машиностроении 13

Пицхелаури Ш.Н. — Исследование процесса курсового движения трицикла с наклоняющимся остовом на склоне 19

Дик А.Б. — О радиусе эластичного колеса 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Морозов А.А., Смирнов Д.Н. — Математическая модель расчёта параметров технического состояния тормозной системы автомобилей "Лада Калина" 28

Гончаренко С.В., Годжаев З.А., Прядкин В.И., Артёмов А.В., Годжаев Т.З. — Упругие характеристики шины сверхнизкого давления. Боковые и тангенциальные нагрузки 32

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Дубовик Е.А. — Технология восстановления полуоси 37

Главный редактор **Н.А. ПУГИН**

Зам. главного редактора **Р.В. Козырев**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Балабин И.В.** — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Бахмутов С.В. — д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"
Гируцкий О.И. — д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ
Гладков В.И. — канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"
Ковригин А.С. — зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"
Комаров В.В. — канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе
Коровкин И.А. — канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"
Котиев Г.О. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Круглов С.М. — зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"
Ксенович Т.И. — канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"
Мамити Г.И. — д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)
Марков В.А. — д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана
Сорокин Н.Т. — д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России
Тер-Мкртчян Г.Г. — д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"
Титков А.И. — канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"
Топалиди В.А. — канд. техн. наук, ТАДИ
Филимонов В.Н. — ответственный секретарь "АП"

Белорусский редакционный совет:

- Альгин В.Б.** — д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси
Егоров А.Н. — генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"
Захарик А.М. — канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"
Кухаренок Г.М. — д-р техн. наук, профессор БНТУ
Мариен П.Л. — д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси
Николаев Ю.И. — главный конструктор ОАО "МЗКТ"
Сазонов И.С. — д-р техн. наук, проф., ректор Белорусско-Российского университета (Могилёв)
Харитончик С.В. — д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*

Корректор *Сажина Л.И.*

Сдано в набор 09.08.2020. Подписано в печать 3.10.2020.

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 "Авансед солюшнз".

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

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"

Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (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 ПИ № 77-7184

Цена свободная.

Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных "Chemical Abstracts".

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.