

ОПЫТ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ КАРДАННЫХ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЕЙ МАЗ

М. Е. КИПНИС, Г. А. КОСТЮКОВИЧ, А. В. ПОПРУКАЙЛО

ОАО «Белкард»,
г. Гродно, Республика Беларусь, 230026
e-mail: maratkipnis@mail.ru; gsktb@belcard-grodno.com; ogt@belcard-grodno.com

А. С. ВОРОНЦОВ

УО «Гродненский государственный университет им. Янки Купалы»,
г. Гродно, Республика Беларусь, 230020; e-mail: a.voroncov@grsu.by

(Поступила в редакцию 12.04.2023)

Карданные передачи, предназначенные для передачи вращательного движения между агрегатами трансмиссий, отличаются многообразием конструктивных решений. Их характеристики влияют на уровень вибрации, шума, на надежность трансмиссии, устойчивость движения и маневренность автомобиля. Эффективность эксплуатации автомобильных трансмиссий в немалой степени зависит от параметров карданной передачи.

Отказы отдельных узлов карданной передачи при наличии существенного дисбаланса часто становятся причиной выхода из строя сопряженных с ней агрегатов автомобиля (например, редукторов ведущих мостов и коробок передач). Повышенная металлоемкость, виброактивность, недостаточная надежность отдельных элементов или узлов являются существенными недостатками многих конструкций карданных передач. Поэтому для современной техники актуальна проблема совершенствования конструкций карданных передач, повышения их надежности и эргономичности на базе новых конструкторских решений, оптимизированных по динамическим параметрам, применяемым материалам и технологиям изготовления.

В случае превышения длины двухопорных карданных валов, допустимой по условию критической частоты вращения, в конструкции применяется промежуточная опора. Узел промежуточной опоры воспринимает нагрузки от изгибных колебания, дисбаланса валов и осевых сил, возникающих в механизме изменения длины. В конструкциях карданных передач с промежуточной опорой крутящий момент передается через неподвижное шлицевое соединение, состоящее из шлицевого конца и сопрягаемого с ним фланца. При этом шлицевый конец является элементом, лимитирующим прочность карданной передачи.

В статье представлен анализ эксплуатации карданных передач с промежуточной опорой, проведены исследования причин разрушения шлицевого соединения промежуточной опоры. Показано, что по результатам исследований создана новая конструкция шлицевого соединения промежуточной опоры с увеличенной долговечностью и повышенным ресурсом.

Ключевые слова: карданная передача, промежуточная опора, отказ, разрушение, надежность, шлицы, шлицевый конец, исследования, испытания, крутящий момент, долговечность.

Cardan gears designed to transmit rotational motion between transmission units are distinguished by a variety of design solutions. Their characteristics affect the level of vibration, noise, transmission reliability, driving stability and vehicle maneuverability. The efficiency of operation of automobile transmissions to a large extent depends on the parameters of the driveline.

Failures of individual components of the cardan transmission in the presence of a significant imbalance often cause the failure of the vehicle's associated units (for example, gearboxes of drive axles and gearboxes). Increased metal consumption, vibration activity, insufficient reliability of individual elements or assemblies are significant drawbacks of many cardan gear designs. Therefore, for modern technology, the problem of improving the designs of cardan gears, increasing their reliability and ergonomics on the basis of new design solutions optimized in terms of dynamic parameters, materials used and manufacturing technologies is relevant.

If the length of the double-support cardan shafts is exceeded, which is permissible under the condition of the critical speed, an intermediate support is used in the design. The intermediate support unit perceives loads from bending vibrations, shaft imbalance and axial forces arising in the length change mechanism. In designs of cardan gears with an intermediate support, the torque is transmitted through a fixed spline connection, consisting of a splined end and a flange mating with it. In this case, the splined end is an element that limits the strength of the driveline.

The article presents an analysis of the operation of cardan gears with an intermediate support, studies of the causes of the destruction of the spline connection of the intermediate support are carried out. It is shown that, based on the results of the research, a new design of the spline connection of the intermediate support with increased durability and increased resource has been created.

Key words: cardan gear, intermediate support, failure, destruction, reliability, splines, splined end, research, testing, torque, durability.

Введение

Карданные передачи представляют сочленение одного или нескольких шарниров и трубчатых валов. Они компенсируют осевые перемещения, а также передают вращающий момент при постоянных или переменных углах. Существует большое число модификаций карданных передач. Различия их конструкций обуславливается спецификой эксплуатации или значениями передаваемых крутящих моментов [1].

В процессе эксплуатации карданная передача должна удовлетворительно функционировать в период установленного срока службы, т.е. соответствовать всем требованиям, вытекающим из особенностей ее использования. Каждая конструкция карданной передачи обладает определенной продол-

жительностью функционирования, под которой понимают долговечность или ресурс системы. Карданная передача должна иметь такую прочность на кручение, которая обеспечивает передачу вращающего момента без риска преждевременной поломки. При этом необходимо, чтобы их детали имели одинаковый ресурс. Габариты карданной передачи должны отличаться пропорциональностью для того, чтобы свести к минимуму действие динамических сил. Кроме того, конструкция карданной передачи должна обладать равнопрочностью и иметь такие размеры, при которых обеспечивается безопасная работа при максимальной частоте вращения [1–5].

Целью исследования статьи «Опыт повышения надёжности карданных передач автомобилей МАЗ» является проведение анализа и обобщение опыта проектирования и оптимизации конструкций карданных передач для большегрузных автомобилей различных колёсных формул, определение направлений работ по повышению надёжности узла промежуточной опоры, в том числе её лимитирующего элемента - шлицевого конца. Также в цель исследования статьи входит определения наиболее адекватных нагрузочных режимов, поиск путей повышения достоверности методик расчётов и испытаний карданных передач.

Основная часть

Открытое акционерное общество «Минский автомобильный завод» выпускает широкую линейку грузовой техники, среди которой особое внимание уделяется автомобилям-самосвалам с задней разгрузкой МАЗ-650118 (рис. 1).

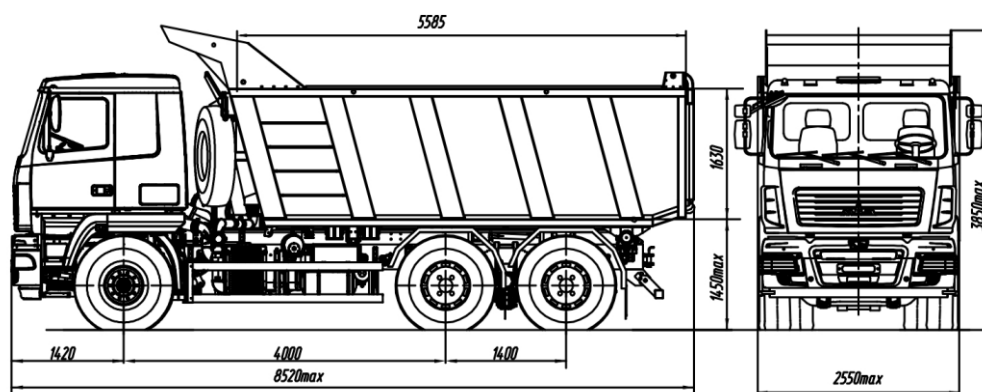


Рис. 1. Автомобиль МАЗ-650118

Эти машины грузоподъёмностью до 20 тонн предназначены для перевозки сыпучих промышленных и строительных грузов как по автомобильным дорогам, так и для эксплуатации в условиях бездорожья. Автомобили МАЗ-650118 имеют колёсную формулу 6×4 и уровень их совершенства во многом определяется надёжностью агрегатов трансмиссии, среди которых особое место занимает карданная передача привода среднего моста.

Карданная передача 650118-2205006-001 для данного транспортного средства спроектирована в научно-техническом центре Открытого акционерного общества ОАО «Белкард», г. Гродно, при этом производство компонента изначально было освоено на базе карданной передачи 63031—2205006-22, серийно выпускаемой предприятием (рис. 2). Самосвалы МАЗ-650118 хорошо зарекомендовали себя в Российской Федерации и в Республике Беларусь, в том числе на строительстве Петриковского ГОК, однако на определённом этапе карданная передача среднего моста оказалась «слабым звеном».

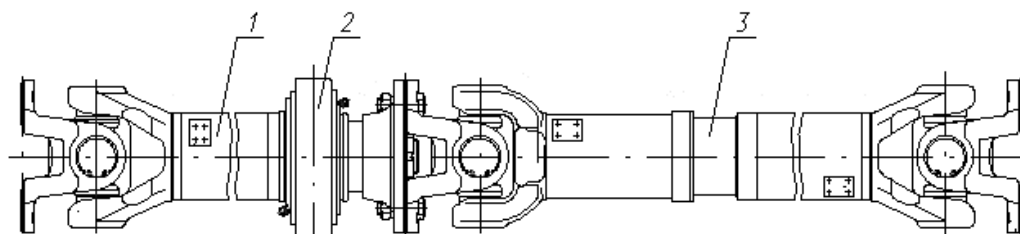


Рис. 2. Карданная передача грузовых автомобилей МАЗ-650118:

1 - промежуточный карданный вал; 2 – промежуточная опора; 3 – основной карданный вал.

Самосвалы МАЗ-650118 хорошо зарекомендовали себя в Российской Федерации и в Республике Беларусь, в том числе на строительстве Петриковского ГОК, однако на определённом этапе карданная передача среднего моста оказалась «слабым звеном».

На начальном этапе производства и эксплуатации автомобилей МАЗ-650118 отказы по рассматриваемому агрегату не отмечались. Однако после внедрения комплектации автомобилей с применением на них двигателей «Mercedes» с увеличенным крутящим моментом взамен силовых агрегатов ОАО «Ярославский моторный завод» возникли серьёзные проблемы, связанные с низкой надёжностью карданных передач 650118-2205006-001, которые выразились в поломке в гарантийный период шлицевого конца 63031-2202020 узла промежуточной опоры (рис. 3).

Поломка детали происходила на участке шлицев D16×56×65 ГОСТ 1139-80, при этом дефект был связан с массовыми рекламационными претензиями потребителя, а его устранение требовало достаточно высокой трудоёмкости ремонта машин (рис. 4).

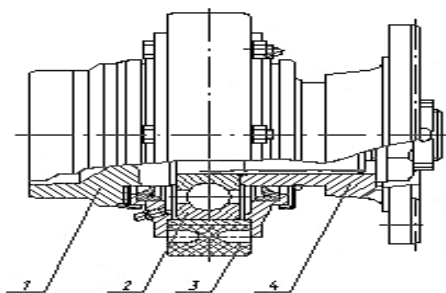


Рис. 3. Промежуточная опора карданной передачи 650118-2205006-001: 1 – шлицевый конец; 2 – шариковый подшипник; 3 – резиновый виброизолятор; 4 – соединительный фланец

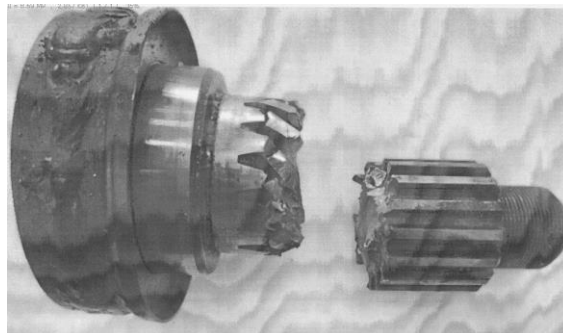


Рис. 4. Характерное разрушение шлицевого конца карданной передачи

С целью определения коренной причины отказа был проведен комплекс мероприятий по проверке качества изготовления и соответствия шлицевых концов требованиям конструкторско-технологической документации. В том числе, в центральной заводской лаборатории ОАО «Белкард», г. Гродно и в центральной заводской лаборатории главного металлурга ОАО «МАЗ» были проведены исследования микроструктуры, твёрдости и толщины закалённого слоя на фрагментах образцов разрушенных деталей. Исследования выполнялись в соответствии с требованиями СТБ 2307-2013 «Поверхностно-упрочнённые слои металлических деталей. Методы измерения толщины» и ГОСТ 9013-59 «Металлы. Метод измерения твёрдости по Роквеллу». При проведении работ применялось стандартно используемое испытательное оборудование и средства измерения (табл. 1).

Таблица 1. Испытательное оборудование и средства измерения

Наименование испытательного оборудования и средств измерений	Тип (марка)
Микроскоп	МИ-1
Микроскоп отсчётный	МПБ-2
Твердомер	ТК-2М
Гигрометр психометрический	ВИТ-1
Автоматический микротвердомер	LM 700 AM

Совместно проведенные исследования не выявили значительных отклонений от требований конструкторско-технологической документации (табл. 2).

Таблица 2. Результаты исследования

Глубина закалённого слоя	Металлографический метод	11,0...11,8
	Метод по заданной условной твёрдости	10,8...11,7
Твёрдость поверхности шлица, HRC		50...54
Твёрдость сердцевины, HB		229...255
Микроструктура закалённого ТВЧ слоя		мартенсит мелкоигольчатый, мартенсит среднеигольчатый, троостомартенсит

Шлифы для металлографического исследования вырезались по шлицевой части с выходом на место разрушения (рис. 5).



Рис. 5. Шлифы для исследования

В плоскости шлифа по границе разрушения структурных различий при проведении исследований не наблюдалось. Помимо металлографических исследований, проводилась проверка химического состава образцов, подвергшихся разрушению (рис. 6).



Рис. 6. Образцы разрушенных шлицевых концов

Результаты проверки серьёзных отклонений по химическому составу материала шлицевых концов также не выявили (табл. 3).

Таблица 3. Химический состав образцов, подвергшихся разрушению

№ образца	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
1	0,37	0,20	0,78	0,009	0,011	0,90	0,17	0,30
2	0,37	0,34	0,63	0,13	0,034	0,94	0,12	0,16
3	0,44	0,26	0,68	0,011	0,037	0,90	0,13	0,23
4	0,45	0,26	0,68	0,012	0,040	0,88	0,12	0,22
5	0,40	0,25	0,65	0,010	0,033	0,87	0,12	0,22
6	0,38	0,28	0,67	0,23	0,035	0,89	0,17	0,23

Как показали исследования, совместно проведенные специалистами конструкторских служб ОАО «МАЗ» и ОАО «Белкард», г. Гродно, коренной причиной отказов явилась недостаточная прочность шлицевого конца при работе карданной передачи в условиях возросших динамических нагрузок.

С целью повышения прочности была разработана конструкция шлицевого конца с заменой шлиц D16×56×65 ГОСТ 1139 (16 шлицев с прямобочным профилем) на шлицы 65×2,5 ГОСТ 6033-80 (24 шлица с эвольвентным профилем). Достигнутое за счёт этого увеличение критического диаметра с 50,6 мм до 58 мм позволило повысить расчётную прочность детали при кручении в 1,5 раза (рис. 7).



Рис. 7. Профиль шлицевого конца:

а – шлицы с прямобочным профилем; б – шлицы с эвольвентным профилем

Положительные результаты стендовых испытаний подтвердили результативность внедрённого изменения. Одновременно при проведении испытаний была выявлена целесообразность дополнительной оптимизации конструкции в части конфигурации перехода в опасном сечении детали: канавка для выхода шлифовального круга была заменена на радиусное сопряжение (рис. 8).

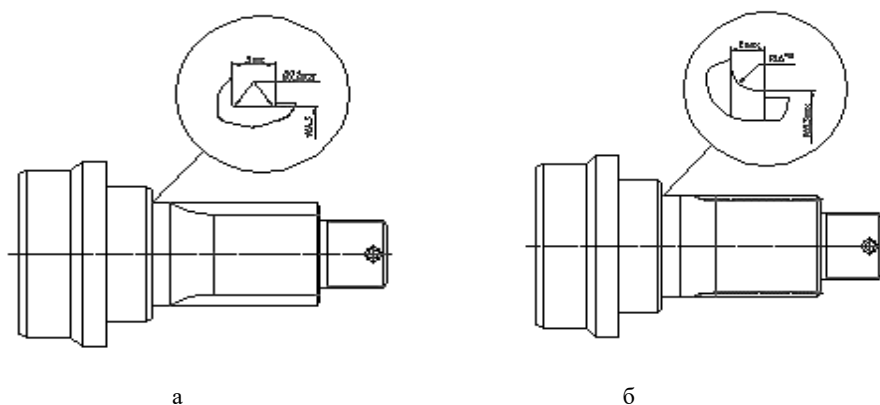


Рис. 8. Изменение конфигурации перехода в опасном сечении: а – канавка; б – радиусный переход

Результаты стендовых испытаний подтвердили правильность принятого решения. Контрольная проверка статической прочности при кручении усиленных карданных передач проводилась на стенде испытательного центра ОАО «МАЗ» (рис. 9).

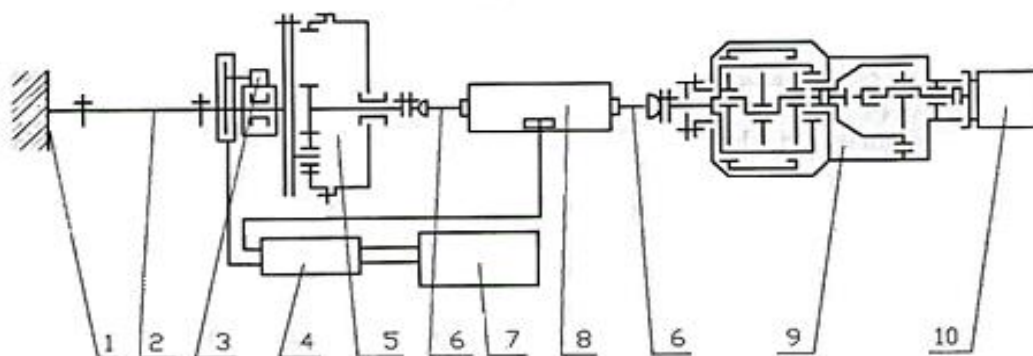


Рис. 9. Схема подключения датчиков и измерительных модулей при испытаниях карданного вала на статическую прочность при кручении: 1 – стойка; 2 – испытуемый карданный вал; 3 – датчик угла поворота; 4 – блок тензоусилителей KWS 501Д; 5 – планетарный редуктор; 6 – карданный вал; 7 – многоканальная измерительная система «DATRON МБЕР-10»; 8 – датчик крутящего момента; 9 – планетарный редуктор; 10 – электродвигатель

Испытания шлицевых концов проводилась в составе промежуточных карданных валов на 3 образцах. Все образцы показали идентичную зависимость величины крутящего момента от угла закручивания карданного вала (рис. 10).

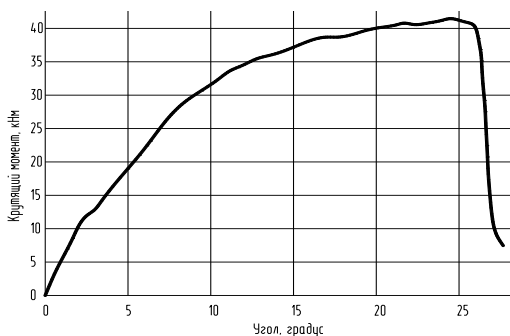


Рис. 10. Типовая зависимость величины крутящего момента от угла закручивания карданного вала

Результаты испытаний в испытательном центре ОАО «МАЗ» показали полное соответствие усиленных карданных валов требованиям конструкторской документации (табл. 4).

Таблица 4. Результаты испытаний на статическую прочность при кручении карданных валов производства ОАО «Белкард», г. Гродно

Номер образца		№1	№2	№3
Предел текучести, кН·м	по КД		22,7 min	
	фактическая	36,2	34,1	37,2
Предел прочности, кН·м	по КД		30,0 min	
	фактическая	41,8	40,5	42,6

Проверка химического состава образцов несоответствий материала шлицевого конца по марке стали также не выявила (табл. 5).

Таблица 5. Химический состав испытанных образцов

Номер образца	C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
1	0,38	0,28	0,68	0,009	0,029	0,92	0,28	0,23
2	0,39	0,27	0,70	0,004	0,015	0,93	0,18	0,20
3	0,40	0,27	0,71	0,004	0,018	0,94	0,18	0,20

Шлифы для металлографического исследования вырезались в поперечном сечении по шлицевой части, а также в продольном сечении с выходом на излом. По микрошлифам было установлено, что разрушение произошло вне зоны закалки ТВЧ. Проверка твёрдости и глубины упрочнённого слоя образцов, прошедших испытания, имела положительные результаты (табл. 6).

Таблица 6. Результаты исследования образцов, прошедших испытания

Номер образца	Глубина закалённого слоя ТВЧ, мм	Твёрдость поверхности шлица, HRC	Твёрдость сердцевины, HB
1	10,0	54,5–55,5	255
2	10,0	55,0–56,0	229
3	10,0	54,5–56,0	269

Последующим направлением работ по повышению запаса прочности явилось изменение материала и вида термообработки шлицевого конца: серийная марка материала сталь 40Х ГОСТ 4543-2016 с закалкой ТВЧ до твёрдости 46–56 HRC была заменена на хромокремнемарганцовую сталь 35ХГСА ГОСТ 4543-2016 с объёмной закалкой до твёрдости 42–52 HRC (табл. 7).

Таблица 7. Химический состав сталей 40Х и 35ХГСА

Марка стали	Массовая доля элементов, %			
	C	Si	Mn	Cr
40Х	0,36–0,44	0,17–37	0,50–0,80	0,80–1,10
35ХГСА	0,32–0,39	1,10–1,40	0,80–1,10	1,10–1,40

Результаты стендовых испытаний, проведенных в ОАО «Белкард» г. Гродно, показали, что величина разрушающего крутящего момента для шлицевых концов, изготовленных из стали 35ХГСА, при статическом скручивании составляет 50240...50760 Н·м. Данный показатель, на 20–25 % превышает аналогичную величину для шлицевых концов, изготовленных из стали 40Х (рис. 11). При этом характер типового графика нагружения полностью сохраняется (рис. 12).

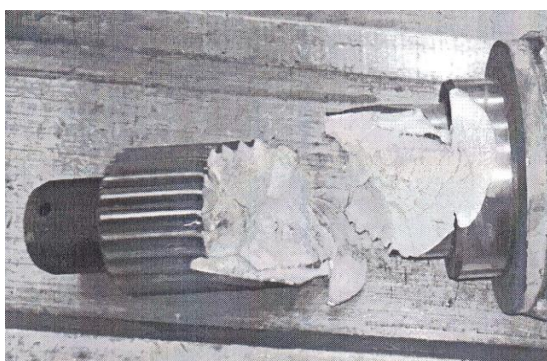


Рис. 11. Шлицевый конец из стали 35ХГСА, разрушенный при статическом скручивании

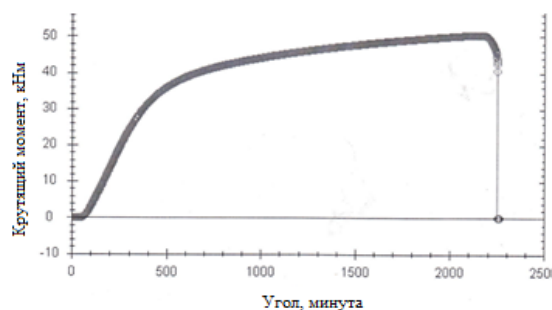


Рис. 12. Типовой график разрушения шлицевых концов из стали 35ХГСА

Проведенные исследования подтверждают, что изменение конструкции, материала и термообработки позволяет обеспечить требуемую прочность и долговечность узла промежуточной опоры карданной передачи.

Заключение

Таким образом, можно выделить следующие основные направления, реализация которых позволила решить проблему отказов карданных передач производства типа 63031-2205006-22 ОАО «Белкард» г. Гродно для автомобилей МАЗ-650118. Конструкторско-технологическими мероприятиями по повышению надёжности явились применение эвольвентного шлицевого соединения, оптимизация конструкции детали в части снижения негативного воздействия концентратора напряжения, изменение марки материала шлицевого конца в совокупности с использованием нового вида термообработки, повышение технологической дисциплины при выполнении операций механической, термической обработки. Результативность оперативно принятых мер подтверждена в последующей рядовой эксплуатации автомобилей с выходом на нулевой уровень дефектности.

Косвенным результатом проведенных работ стала разработка и применение конструкторской службой ОАО «Белкард» г. Гродно более жёсткой методики расчёта карданных передач, в том числе привода среднего моста, при подборе компонента для транспортного средства. Расчёт основан на опыте фирмы «KLEIN» и предполагает сопоставление крутящего момента, выдерживаемого карданным валом без остаточной деформации с общим крутящим моментом, действующим на карданную передачу. При этом учитываются кинематические и весовые характеристики автомобиля: передаточные числа, сцепной вес, радиус качения колеса, а также используется ряд специальных коэффициентов.

Данная методика не учитывает такие важные факторы, влияющие на долговечность, как угол в шарнире, частота вращения, степень загрузки, влияние загрязнений, температура и условия эксплуатации. Однако, как подтвердила практика, её применение с достаточной достоверностью позволяет прогнозировать работоспособность агрегата, тем самым снижая риск его недостаточной надёжности в составе автомобиля.

Полученный опыт применения комплексного подхода к решению проблемы позволяет провести аналогичные улучшения для карданных передач автомобилей семейства МАЗ-5336, а также применить его в дальнейших разработках автокомпонентов перспективных конструкций.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк. – Минск: Тэхналогія, 2006. – 409 с.
2. Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. – М., 1962. – 156 с.
3. Беркер, А. Х. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Беркер. – Л., 1984. – 464 с.
4. Иванов, С. Н. Трансмиссионные валы нового поколения / С. Н. Иванов // Автомобильная промышленность. – 1998. – № 11. – С. 23–27.
5. Иванов, С. Н. Карданные передачи ведущих валов трансмиссий машин и систем (конструкция, теория, расчёт, испытания, эксплуатация, ремонт) / С. Н. Иванов. – М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2014. – 232 с.
6. Иванов, С. Н. Анализ изгибающих моментов в карданных шарнирах двухшарнирного карданного вала / С. Н. Иванов, В. П. Мамаев, Р. М. Бояришкова // Вестник машиностроения. – 1982. – №9. – С. 15–18.