

УДК 6294.023

А. В. ПОПРУКАЙЛО, магистр технических наук, Г. А. КОСТЮКОВИЧ, кандидат технических наук, ОАО «Белкард», г. Гродно; Е. В. ОВЧИННИКОВ, доктор технических наук, Гродненский государственный университет им. Я. Купалы; Д. С. КАЛЫНОВ, ООО «Викон-Авто», г. Чкаловск, Российская Федерация

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ КАРДАННОГО ВАЛА ПРИВОДА ГЕНЕРАТОРА КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Рассмотрены карданные валы, компенсирующие осевые перемещения и передающие крутящий момент при постоянных или переменных углах между соединяемыми агрегатами. Показано, что карданные валы должны иметь такую прочность на кручение, которая обеспечивает передачу крутящего момента без риска преждевременной поломки. Рассмотрена актуальная проблема совершенствования карданных валов, повышения их надежности и эргономичности на базе новых конструкторских решений, оптимизированных по динамическим параметрам, применяемым материалам, технологиям изготовления, сборки и эксплуатации. Представлен системный подход к созданию карданного вала нового поколения для привода генератора кондиционирования воздуха пассажирских вагонов на основе исследований в области условий эксплуатации, технологии материалов, оптимального конструирования. Показано, что по результатам исследований создана конструкция карданного вала привода генератора кондиционирования воздуха пассажирских вагонов с повышенными техническими характеристиками, которая по своим параметрам не уступает лучшим зарубежным аналогам.

Введение. Карданные валы в качестве конструктивных элементов привода широко применяются в автотракторном машиностроении и используются в качестве привода между силовым агрегатом, установленным на раме, и осевой передачей, подвешенной на упругих элементах. Оптимальный выбор конструкции карданного вала и его рациональная компоновка во многом определяют технические и эксплуатационные характеристики машин и механизмов различного функционального назначения [1]. При этом возрастающие требования к транспортной технике, а именно повышению долговечности и качеству узлов транспортных средств, в частности карданных валов, требуют создания и внедрения более совершенных их конструкций. Важными особенностями конструкций карданных валов являются:

– шарнир, который обеспечивает необходимые требования по присоединению к сопрягаемым агрегатам и передачу крутящего момента при различных угловых положениях карданного вала, возникающих в процессе его установки и эксплуатации;

– механизм изменения длины (подвижное шлицевое соединение), который обеспечивает изменение длины карданного вала и передачу крутящего момента при его эксплуатации.

Шарнир и подвижное шлицевое соединение являются элементами, имеющими наибольшие зазоры и нагрузки, обусловленные действием крутящего момента и осевых сил, и во многом определяют долговечность карданного вала.

Карданные валы представляют собой сочленение одного или нескольких шарниров и трубчатых валов. Они компенсируют осевые перемещения, а также передают вращающий момент при постоянных или переменных углах между соединяемыми валами. Существует большое число модификаций карданных валов. Различия их конструкций обуславливаются спецификой эксплуатации или значениями передаваемых крутящих моментов.

Развитие конструкций карданных валов нашло их широкое применение в различных приводах подвижного состава железных дорог: тепловозах, локомотивах, рельсовых автобусах, автотрибах, путевых машинах, пассажирских вагонах и другой железнодорожной технике. Однако при проектировании и выборе карданного вала для обеспечения его оптимальной работы в приводах подвижного состава железных дорог необходим комплексный подход, учитывающий материаловедческие, конструкторские, технологические и эксплуатационные аспекты [1–4].

Основная часть. Большинство эксплуатируемых в странах СНГ пассажирских вагонов имеют автономное электроснабжение от подвагонных генераторно-приводных установок, состоящих из привода от оси колесной пары и генератора. Такой привод применяют для вращения генератора, питающего установку кондиционирования воздуха. Наиболее распространены в настоящее время генераторно-приводные установки с креплением генератора на кузове вагона и редукторно-карданным механизмом WBA-32/2, разработанным немецкой компанией Flender, а также его отечественными аналогами ДМИ-44 и другими производителями (рисунок 1).

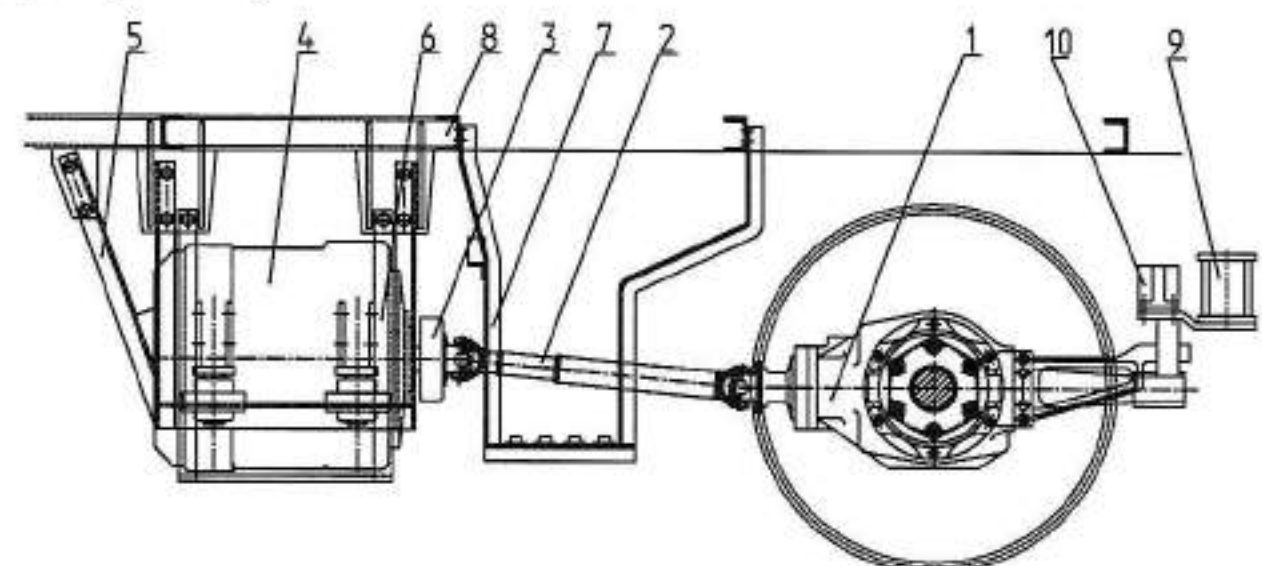


Рисунок 1 – Генераторно-приводная установка:
 1 – редуктор от средней части оси; 2 – карданный вал;
 3 – резинометаллическая муфта; 4 – генератор; 5 – подвесная рама;
 6 – предохранительная скоба; 7 – предохранительное приспособление;
 8 – рама кузова вагона; 9 – рама тележки;
 10 – опора

Эксплуатация привода типа WBA-32/2 выявила ряд существенных конструктивных недостатков, в первую очередь его низкую надежность. Статистические данные вагонных служб железных дорог показывают, что на долю этих генераторно-приводных установок приходится до 35 % всех неисправностей пассажирских вагонов, при этом 40 % из них возникают из-за разрушения элементов карданного вала. Отказы отдельных узлов карданного вала при наличии существенного дисбаланса часто становятся причиной преждевременного выхода из строя сопряженных с ним агрегатов (например, редуктора, муфты, генератора).

ОАО «Белкард» имеет достаточно большой опыт поставок карданных валов для комплектации приводов кондиционирования воздуха пассажирских вагонов. Системный анализ поставок и эксплуатации карданных валов от первой до пятой серии приводит к выводу, что основной причиной выхода их из строя является износ узлов и деталей, их составляющих. Статистика показывает, что более 80 % карданных валов выходят из строя в результате износа деталей на трение: подшипников, деталей уплотнений, шлицевых соединений, крестовин. Известно, что износ находится в прямой зависимости от скоростей, нагрузок, мощностей и режимов эксплуатации. В связи с этим возникла проблема: традиционно применяемые материалы и технологии себя исчерпали. Детали пар трения, изготовленные по традиционной технологии, не отвечают требованиям надёжности и долговечности. И это серьёзно препятствует совершенствованию и развитию новых конструкций [5–8].

В карданных валах ЖД1-4250010-06 шестой серии (рисунок 2), благодаря оптимальному использованию новых материалов и технологий, конструктивно решено множество технических проблем.

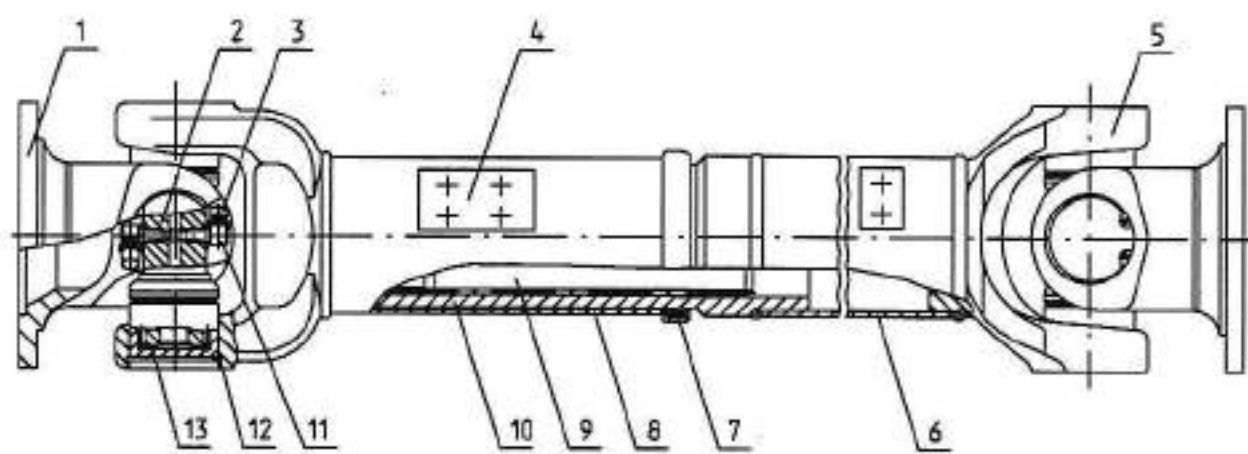


Рисунок 2 – Карданный вал ЖД1-4250010-06 шестой серии:
 1 – фланец-вилка; 2 – крестовина; 3 – колпачок масленки;
 4 – пластина балансировочная; 5 – вилка приварная;
 6 – труба карданного вала; 7 – кольцо уплотнительное;
 8 – труба телескопа; 9 – вилка скользящая; 10 – втулка шлицевая;
 11 – масленка; 12 – кольцо стопорное; 13 – подшипник игольчатый

Так как основными элементами карданного вала, во многом лимитирующими его работоспособность, являются шарнир, шлицевое соединение и элементы защиты, то и в конструкции нашло свое отражение комплексное решение этих задач.

С учётом проведённого анализа и исследований конструкция шарнира карданного вала подверглась значительным изменениям (рисунок 3).

Крепление подшипников в шарнире производится стопорными кольцами вместо болтов через крышки. Это даёт следующие преимущества:

– уменьшение веса карданной передачи за счёт ликвидации болтов, крышек, стопорных пластин, а

также за счёт оптимизации конфигурации вилок и их размеров;

– упрощение технологии изготовления деталей карданной передачи и снижение трудоёмкости их изготовления;

– снижение трудоёмкости сборки карданной передачи;

– возможность обеспечить в процессе сборки шарниров минимальных осевых зазоров в пределах (0,02–0,05) мм вместо существующих (0,1–0,22) мм, что позволяет обеспечить высокую точность при балансировке карданной передачи.

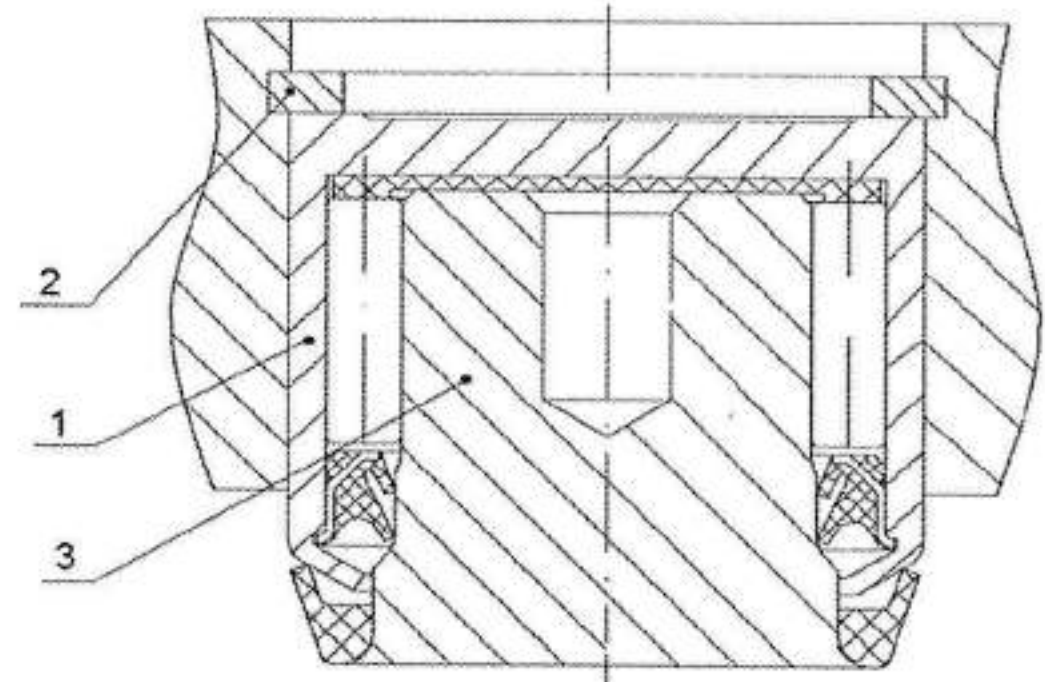


Рисунок 3 – Шарнир карданного вала:
 1 – подшипник игольчатый со встроенной полимерной шайбой;
 2 – стопорное кольцо; 3 – крестовина

Разработана принципиально новая конструкция подшипника шарнира. В конструкции применён ряд новых решений:

1 Подшипник выполнен со штампованным корпусом, что позволило при тех же габаритах подшипника повысить его грузоподъёмность и общую прочность шарнира за счёт увеличения диаметра шипа крестовины.

Между доньшком подшипника и торцом шипа крестовины устанавливается шайба из углеродонаполненного полиамида УПА-6/30. Критерием для применения в шарнирах карданных передач шайб из углеродонаполненного полиамида явились высокие физико-механические показатели углеродонаполненных полиамидов и применение их в качестве конструкционного и антифрикционного материала в различных узлах трения, работающих в условиях повышенных температур и нагрузок. Правильное конструктивное применение торцовых полимерных шайб позволяет обеспечить сохранение осевых зазоров в шарнирах в течение длительного периода эксплуатации.

2 Принципиально изменён подход к системе защиты подшипника. Вместо традиционной радиальной манжеты, работающей по цилиндрической поверхности, применено уплотнение нового типа. Это радиальное уплотнение с двумя рабочими кромками, которые работают по конусной поверхности шипа крестовины. Работа уплотнения по конусной поверхности, даже при износе рабочих кромок за счёт самоподжатия, обеспечивает качественное уплотнение подшипника. Эффект усиливает применение дополнительного торцового уплотнения. В качестве материала уплотнений применены резины с металлической арматурой. Применяемые в промышленности резиновые смеси не всегда выдерживают предъявляемые требования по износу

рабочих кромок и воздействию окружающей среды. Поэтому одним из направлений повышения надёжности является применение комбинированных уплотнений на основе полиуретановых композиций или других полимеров, обладающих высокими эксплуатационными свойствами.

3 Предусмотрена система смазки подшипника. Благоприятное соотношение смазки и трения снижает износ даже при использовании максимального угла шарнира 30° . Для обеспечения достаточного количества смазки внутри шипов крестовины предусмотрены полости для запаса смазки. Благодаря этому подшипник при обычных условиях эксплуатации не требует технического обслуживания. Для случаев нагрузок, которые делают целесообразным дозировку подшипников смазкой, это возможно сделать через пресс-маслёнку.

4 Принципиально изменена конструкция и технология изготовления крестовин шарниров карданных передач. Примером такой разработки является технология изготовления крестовин из стали пониженной прокаливаемости 60ПП, имеющей прокаливаемость более низкую, чем прокаливаемость стандартных конструкционных углеродистых сталей с равным содержанием углерода. Рассматриваемая технология объемно-поверхностной закалки была внедрена взамен технологии изготовления крестовин из легированных цементуемых сталей типа 20ХГНТР, при которой использовалась ступенчатая термообработка: предварительно механически обработанные крестовины подвергались цементации на глубину 1,5–2 мм, а затем закалывались в масле. Отпуск проводился при 200°C . Основным недостатком данного вида термической обработки применительно к крестовинам карданных передач, работающим на изгиб и кручение, является необходимость закалки на мартенсит на относительно большую глубину, достаточно высокие затраты и узкий диапазон применения крестовин по крутящему моменту. По общим требованиям после окончательной обработки крестовины карданных шарниров должны иметь твердость поверхностного слоя на цилиндрической поверхности шипов (61–67) HRC, на торцах шипов (61–66) HRC. Эффективная глубина поверхностного слоя после окончательной обработки не должна быть менее 0,8; 0,9; 1,6; 1,8 мм (в зависимости от типоразмера крестовины по крутящему моменту). При этом для получения высокой статической и усталостной прочности крестовин необходимо обеспечить наличие поверхностного высокопрочного закаленного слоя (глубина должна находиться в определенном соотношении с размерами упрочняемого сечения), упрочнение сердцевины, наличие остаточных сжимающих напряжений в поверхностных слоях деталей. Указанные требования были оптимально достигнуты с применением стали 60ПП именно благодаря применению объемно-поверхностной закалки при глубинном индукционном нагреве. Особенностями этого метода является то, что глубина нагрева до надкритических температур больше, чем требуемая толщина закаленного слоя (при этом упрочняемые элементы прогреваются насквозь), деталь прокаливается на меньшую

глубину, чем толщина нагретого слоя, и зона закалки на мартенсит определяется не глубиной нагрева, а прокаливаемостью стали. При этом участки детали, расположенные глубже мартенситной зоны, нагреваемые до надкритических температур, при охлаждении приобретают структуру троостита закалки и существенно упрочняются. Необходимость нагрева детали на большую глубину требует применения относительно низкой концентрации энергии в зоне нагрева: удельная мощность обычно составляет (0,05–0,2) кВт/см², скорость нагрева в области фазовых превращений находится в пределах (2–10) град/с, а время нагрева деталей (20–100) с. Это определяет относительно небольшие значения установленных мощностей индукционных установок, в среднем (0,1–0,2) кВт/см² [9].

Коренным образом изменилась конструкция шлицевого соединения карданного вала (рисунок 4).

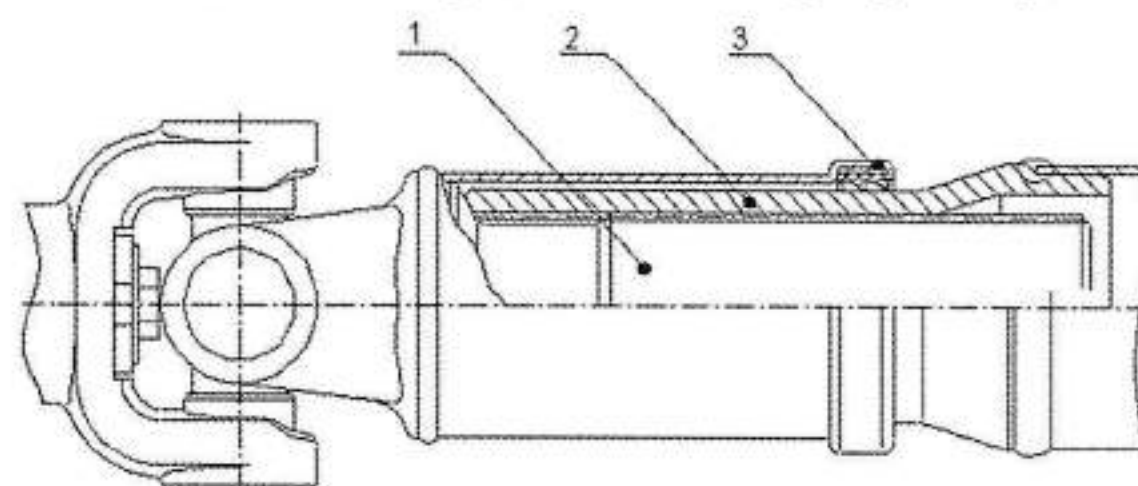


Рисунок 4 – Шлицевое соединение карданного вала с антифрикционным полимерным покрытием шлиц и телескопическим уплотнением:

1 – вилка скользящая; 2 – втулка шлицевая;
3 – телескопическое уплотнение

Как известно, одним из важнейших элементов, определяющих срок службы карданного вала, является именно шлицевое соединение, передающее крутящий момент и компенсирующее осевые перемещения при ее работе. Этот узел имеет наибольшие нагрузки крутящим моментом и осевыми силами. Износ шлицевого соединения приводит к нарушению центрирования шлицев, что вызывает вибрацию карданной передачи, отрицательно сказывающуюся на долговечности как самой карданной передачи, так и агрегатов автомобиля.

В отличие от традиционной технологии получения шлицев в конструкциях карданных валов шестой серии применены технология формообразования шлицев на вилках методом холодного пластического деформирования и технология нанесения полимерного антифрикционного покрытия на сопрягаемую втулку шлицевую.

Технология формообразования шлицев методом холодного пластического деформирования позволяет получить шлицы с высоким показателем микротвёрдости и шероховатости, что исключает последующие операции термической и механической обработок.

Нанесение полимерного покрытия на основе полиамида-11 на рабочие поверхности шлицев и наружную поверхность шлицевой втулки позволяет снизить коэффициент трения в паре и осевые усилия, возникающие при изменении длины карданного вала. Полиамид-11 является одним из наиболее прочных термопластов и имеет хорошие антифрикционные

свойства и износостойкость. Он стоек к воздействию влаги, масел и высоких температур, вызывающих искажение формы. Покрытие устраняет шум, возникающий при работе, и служит до некоторой степени демпфером возникающих колебаний. Применение полимерного покрытия шлицевого соединения исключает его периодическую смазку, проводимую примерно два раза в год, что снижает трудоемкость технического обслуживания. Кроме того, осевые усилия, воздействующие на подшипники соединяемых агрегатов, на 40 % меньше. Снижение на 40 % осевых усилий дает увеличение в 2–3 раза долговечности подшипников коробок передач и ведущих мостов [10].

Долговечность шлицевых соединений с покрытием Полиамид-11, с жидкостным азотированием, с антизадирным покрытием (фосфатированием) и без покрытия соответственно оценивается в следующем соотношении: 100 % – 50 % – 20 % – 10 %.

Результатом проведенных работ являются коррозионностойкие, износостойкие и не требующие технического обслуживания шлицевые соединения с высокой антизадирной способностью.

Также следует отметить, что применение антифрикционного полимерного покрытия значительно повышает долговечность уплотнений шлицевого соединения за счет одновременного нанесения покрытия на наружную поверхность шлицевой втулки.

Уплотнение конструктивно отличается от традиционно применяемых уплотнений шлицевых соединений. Уплотнение имеет 2–3 рабочие кромки и выполнено из полиуретановой композиции. Для полиуретановых композиций характерно высокое сопротивление разрыву и истиранию. По своим свойствам они превосходят другие эластомеры такой же твердости, например, резины. Полиуретановые композиции отличаются сравнительно хорошей стойкостью к маслам и прекрасной стойкостью к воздействию ультрафиолетовых лучей. Рабочие температуры полиуретановых уплотнений лежат в диапазоне от $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$, эластические свойства при этом практически не изменяются. Причем полиуретановые уплотнения имеют низкий коэффициент трения.

Все вышеперечисленные особенности шлицев, полученных методом холодного пластического деформирования, полиуретановых уплотнений в сочетании с покрытой полимером шлицевой втулкой гарантируют ресурс шлицевого соединения на весь срок службы транспортного средства.

Стендовые испытания карданных валов ЖД1-4250010-06 шестой серии были проведены в испытательном центре АО «НВЦ «Вагоны». Схема стендовой испытательной установки приведена на рисунке 5.

Ходовые динамико-прочностные испытания проводились на скоростном полигоне ФГУП ВНИИЖТ Белореченская – Майкоп Северо-Кавказкой железной дороги с достижением максимальной скорости 160 км/ч.

Подконтрольная эксплуатация опытно-промышленной партии карданных валов ЖД1-4250010-06 проводилась в пассажирских депо различных регионов Российской Федерации.

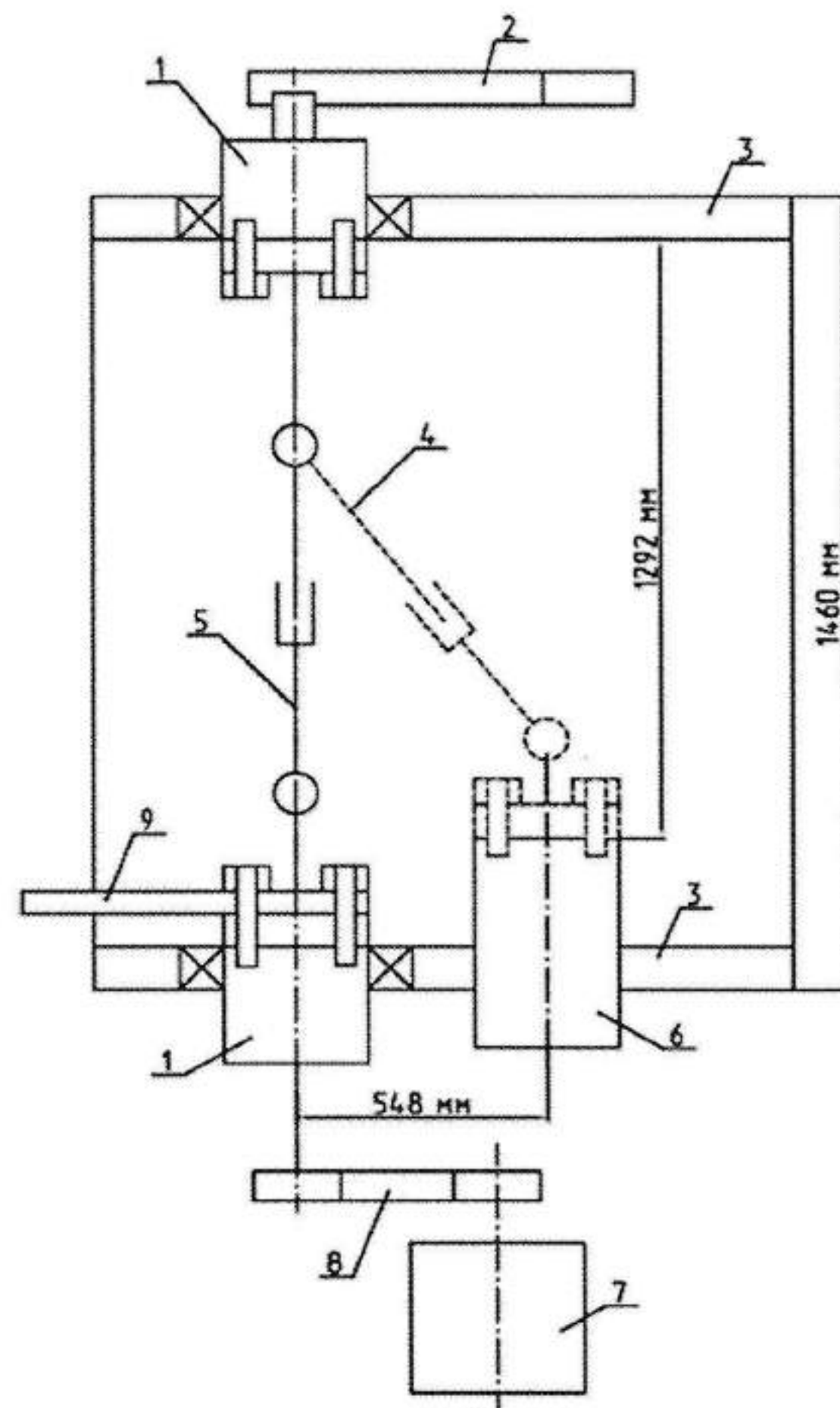


Рисунок 5 – Схема испытательной установки:
1 – подшипниковая опора; 2 – съемный рычаг; 3 – основание;
4 – кардан с отклонением 20° от центрального положения;
5 – кардан в центральном положении; 6 – неподвижная опора;
7 – электродвигатель; 8 – ременная передача; 9 – съемный фиксатор

Заключение. Таким образом, с учетом опыта эксплуатации и системного подхода к анализу основных элементов карданного вала создана конструкция нового поколения для привода генератора кондиционирования воздуха пассажирских вагонов.

Проведенные стендовые, динамико-прочностные испытания и подконтрольная эксплуатация опытно-промышленной партии карданных валов ЖД1-4250010-06 шестой серии показали значительное повышение прочностных характеристик и долговечности с пробегом вагонов до 1000000 миллиона километров и были рекомендованы для комплектации пассажирских вагонов.

Список литературы

- 1 Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк. – Минск : Тэхналогія, 2006. – 409 с.
- 2 Заславский, О. Я. Системный подход как метод исследования долговечности карданной передачи / О. Я. Заславский // Автомобильная промышленность. – 1981. – № 11. – С. 21–24.
- 3 Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев; под ред. А. А. Липгарта. – М. : Машгиз, 1962. – 156 с.
- 4 Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Беркер, И. Р. Вагнер, И. В. Вебстер [и др.]. – Л. : Машиностроение, 1984. – 463 с.

5 Методы создания конструкций карданных передач повышенного ресурса для наземных транспортных средств и сельскохозяйственной техники / Г. А. Костюкович, А. В. Попрукайло, Е. В. Овчинников [и др.] // Наука и техника. – 2003. – Т. 22, № 2. – С. 119–126.

6 Карданные передачи ОАО «Белкард» и перспектива развития их конструкций / Г. А. Костюкович, М. Е. Кипнис, С. А. Носов, В. А. Савельев // Труды НАМИ. – 2019. – № 3. – С. 43–52.

7 Карданные передачи грузовых автомобилей. Проблемы и решения / С. Н. Иванов, А. И. Козадаев, Б. Е. Поваров, И. В. Сокруто // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 11. – С. 12–15.

8 Яскевич, З. Ведущие мосты / З. Яскевич; пер. с польск. Г. В. Коршунова. – М. : Машиностроение, 1985. – 600 с.

9 Костюкович, Г. А. Технология изготовления крестовин карданных валов из стали пониженной прокаливаемости 60ПП / Г. А. Костюкович // Вестник Гродненского государственного университета им. Янки Купалы. Серия 2. Техника. – 2003. – № 1. – С. 68-75.

10 Особенности технологии полимерных покрытий шлицевых соединений карданных передач / Г. А. Костюкович, А. В. Попрукайло, А. С. Воронцов, Д. С. Калынов, // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 2(79). – С. 44–53.

Получено 10.09.2025

A. V. Paprukaila, G. A. Kastsjukovich, E. V. Auchynnika, D. S. Kalynov. Design features of the cardan shaft of the air conditioning generator drive of passenger cars.

Cardan shafts that compensate for axial displacement and transmit torque at constant or variable angles between connected components are examined. It is shown that cardan shafts must have torsional strength sufficient to ensure torque transmission without the risk of premature failure. The article examines the current problem of improving cardan shafts, increasing their reliability and ergonomics based on new design solutions optimized for dynamic parameters, materials used, manufacturing technologies, assembly and operation. A systematic approach to the creation of a new generation cardan shaft for driving an air conditioning generator in passenger cars is presented based on research in the field of operating conditions, materials technology, and optimal design. It has been demonstrated that, based on the research results, a design for a cardan shaft for a passenger car air conditioning generator drive with improved technical characteristics has been created, which, in terms of its parameters, is not inferior to the best foreign analogues.