

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СОСТАВНЫХ РОТОРОВ И МЕТОДИКА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ИХ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ

К. Ф. БОРЯК, А. В. СЕЛЮКОВ, В. И. СИЛКИН, В. А. КАЛАШНИК

Рассматриваются возможности практического применения полученной информации о дисбалансе составного ротора для проведения диагностики его технического состояния с учетом конструктивных особенностей.

Рассматриваются возможности практического применения полученной информации о дисбалансе составного ротора для проведения диагностики его технического состояния с учетом конструктивных особенностей.

Понятие составной ротор [1] применимо к вращающемуся изделию, имеющему отдельные подвижные конструктивные элементы с разными осями инерции вращения, которые при сборке должны быть состыкованы с главной геометрической осью. Однако при эксплуатации в рабочем положении инерционные оси вращения этих состыкованных элементов могут не совпадать с общей геометрической осью изделия. Типичным представителем составных роторов является карданный вал, который предназначен для передачи на расстояние большого крутящего момента от привода к рабочему вращающемуся элементу конструкции, расположенному с приводом несоосно. В зависимости от величины расстояния передаваемого крутящего момента карданные валы бывают двух- и трехопорные. Традиционный двухопорный карданный вал состоит из четырех частей, которые имеют одно шлицевое соединение и два шарнира Гука [2]. Две крайние части — это присоединительные фланец-вилки, две средние — соединительные трубы с вилками. Каждая из четырех частей имеет свою геометрическую и инерционную ось вращения, которые в процессе сборки карданных шарниров необходимо совместить путем центровки крестовин, а в соединительных трубах — с помощью шлицевой втулки. Нарушение этого главного условия приводит к возникновению эксцентриситета между осями и к динамической не-

уравновешенности карданного вала. Центровка осей достигается точной фиксацией стаканчиков 1 подшипников путем кернения либо при помощи стопорных колец 2, либо запорных крышек, которые прикрепляются болтами к вилкам шарнира (рис. 1).

Наличие осевого зазора (свободного хода крестовины) между торцами шипов крестовины и днищами стаканчиков является обязательным условием нормальной работы карданного шарнира. Величина свободного хода крестовины зависит от угла работы карданного шарнира γ . От угла γ зависит КПД шарнирного соединения, который резко уменьшается при увеличении угла γ (рис. 2).

Для оптимальной работы одинарного карданного шарнирного соединения угол γ не должен превышать 8° [3]. Если γ превышает 2° , то ресурс карданного шарнира резко уменьшается (рис. 3): при $\gamma = 6^\circ$ — на 19; 9 — на 28; 12 — на 34; 15 — на 38 %.

Конструктивно угол γ в одинарном карданном шарнире может достигать значения 35° . При превышении этого значения части шарнира начнут задевать друг за друга. Но и уменьшать угол γ до 0° недопустимо, так как это тоже приводит к его быстрому износу вследствие бринеллирующего воздействия игл подшипников на боковую поверхность шипа крестовины и запорных стакан-

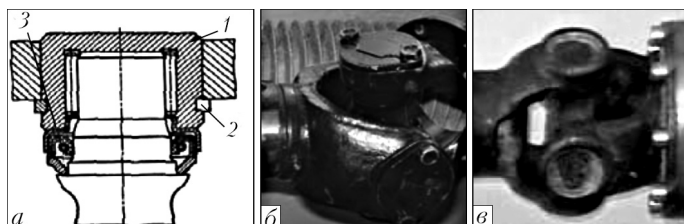


Рис. 1. Способы фиксации стаканчика подшипника карданного шарнира: а — при помощи стопорных колец; б — при помощи болтов; в — способом кернения

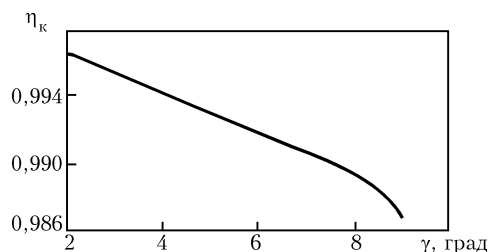


Рис. 2. Характер изменения КПД карданного шарнира в зависимости от угла γ

чиков (см. рис.1). Поэтому осевой зазор крестовины рекомендуется устанавливать в следующих пределах, мм: для карданных валов легковых автомобилей — 0,01...0,03; для вертолетов, грузовых автомобилей, железнодорожных вагонов, плавсредств — 0,025...0,05; для полноприводных автомобилей, дорожно-строительной и спецтехники — 0,04...0,08. Превышение этих допусков приводит к увеличению значений дисбаланса на обеих опорах, а при значительном износе игольчатых подшипников — к появлению у карданного вала знакопеременного дисбаланса. В то же время чрезмерная затяжка стаканчиков без осевого зазора может вызвать задиры торцов шипов и днища стаканчиков, а также перекося игол в подшипниках, их бринеллированию или питтингу (усталостному выкрашиванию соприкасающихся с иголками поверхностей, возникающее из-за высоких контактных напряжений), что, в свою очередь, создает высокое давление на шип крестовины. Для выставления осевых зазоров крестовины обычно используют стопорные кольца различной толщины в пределах 1,45...1,67 мм совместно с антифрикционными шайбами-прокладками из армированной стекловолокном пластмассы со спиральными канавками, которые укладывают между шипами крестовины и днищами стаканчиков игольчатых подшипников.

Практика изучения работы подшипников с зазорами показывает, что при увеличении количества оборотов вращения карданного вала из-за осевых зазоров может происходить смещение центра тяжести его средней части. Это происходит, когда неуравновешенные центробежные силы, вызванные остаточным дисбалансом карданного вала $F_{ц}$, превысят силы трения от статической реакции $P_{ст}$ от веса карданного вала, препятствующие осевому смещению крестовины в игольчатом подшипнике:

$$F_{ц} = D_{ост}\omega^2 > P_{ст} = \delta m_{кв}g, \quad (1)$$

где $D_{ост}$ — остаточный дисбаланс карданного вала; ω — частота вращения вала; δ — коэффициент трения.

Соотношение динамической нагрузки на подшипник $F_{ц}$ от неуравновешенных центробежных сил к статической реакции $P_{ст}$ от веса ротора называют коэффициентом неуравновешенности:

$$k_{нр} = F_{ц}/P_{ст} \quad (2)$$

Для обеспечения работы подшипника в наиболее оптимальном режиме необходимо, чтобы соотношение $k_{нр} < 1$ находилось в зоне эксплуатационных оборотов ротора. Для каждого конкретного типа ротора со своими эксплуатационными оборотами вращения этот коэффициент имеет предельные значения от 0,01 до 0,5. Когда наступает равенство $k_{нр} = 1$ подшипники карданного

вала начинают работать в неблагоприятном для них режиме знакопеременных нагрузок, что приводит к их быстрому износу. В результате, на практике можно часто наблюдать, как на определенных оборотах при раскрутке карданного вала он начинает стучать с периодичностью два или дребезжать с периодичностью четыре удара на одном обороте. Однако с дальнейшим повышением количества оборотов (при $k_{нр} > 1$) все стуки прекращаются, так как средняя часть вала под действием неуравновешенных центробежных сил $F_{ц}$ смещается в одну из сторон и там удерживается этой же силой. Чем больше смещение (эксцентриситет) средней части карданного вала, тем больше значение его дисбаланса, величину и угол которого можно определить при прокрутке вала на балансировочном станке.

Карданный вал широко применяется в машиностроении, авиации, военной технике, судоходном, автомобильном, железнодорожном и спецтранспорте. Именно такое универсальное свойство карданного вала, как соединение несоосно вращающихся частей конструкции, заставило проектировщиков и конструкторов установить достаточно жесткие требования к эксплуатации и техническому состоянию основных элементов конструкции карданного вала, нарушение которых изначально приводит к возникновению сильной вибрации, а впоследствии — к аварии.

Второго июля 2003 г. в районе аэропорта Анадырь (Россия) на 28 мин в режиме горизонтального полета на высоте 300 м и приборной скорости 200 км/ч потерпел аварию и сгорел вертолет Ми-8Т RA-24542 ФГУАП «ЧукотАвиа» Минтранса России. Для достоверности приведем дословно отрывок из заключения об авиационном происшествии [4] Государственной комиссии из Управления государственного надзора за безопасностью полетов: «причиной авиационного происшествия явилось сочетание следующих факторов:

1. Разрушение шипа ведущей крестовины карданного вала привода вентилятора в результате повышенного износа деталей крестовин и игольчатых подшипников в процессе их эксплуатации, которое могло быть следствием:

работы шарнира карданного вала в условиях повышенных динамических нагрузок (контроль величины излома осей в шарнирах карданного вала после замены главного редуктора в АТБ не предусмотрен технической документацией);

конструктивного несовершенства шарнирных узлов карданного вала, заключающегося в повышенном износе их деталей в фактических условиях эксплуатации;

эксплуатации крестовин и игольчатых подшипников, возможно, за пределами установленного ресурса (установить фактическую наработку крестовин и игольчатых подшипников кардан-

ного вала вертолета Ми-8Т RA-24542 не представилось возможным).

2. Попадание масла из разрушившихся масляных магистралей (агрегатов) на горячие детали двигателей и его воспламенение, приведшее к пожару в отсеке главного редуктора, который не был локализован применением системы пожаротушения вертолета.

Эксплуатация вертолета с повышенным износом деталей крестовин и игольчатых подшипников карданного вала привода вентилятора явилось следствием:

отсутствия в технической документации требований по контролю величины излома осей в шарнирах карданного вала после замены главного редуктора в эксплуатации (ремонтный бюллетень М1902-БР-Г-В от 11.12.1985 по контролю величины излома осей в шарнирах карданного вала не распространен на эксплуатацию);

отсутствия учета наработки деталей карданного вала в его паспорте и делах ремонта при выполнении ремонтов карданного вала на заводе ОАО «МАЗ-73ГА» в нарушение требований бюллетеня М2477 БЭ-Г от 19.03.1992;

отсутствия в эксплуатации технологии, позволяющей достоверно оценивать техническое состояние карданных валов привода вентилятора;

необеспечения надежного выявления износа в стаканах игольчатых подшипников существующей технологией ремонта карданных валов.

По данным Государственного центра «Безопасность полетов на воздушном транспорте», ранее также были зафиксированы случаи отказа привода вентилятора из-за разрушения шарниров, а также случаи повышенного износа крестовин и игольчатых подшипников, в том числе и в процессе эксплуатации до первого ремонта вертолета или с деталями первой категории». Комментарий к выводам Государственной комиссии может быть только один — факт отсутствия в технической документации [5] и научно-технической литературе [6] надежной методики диагностирования при выполнении ремонтных работ технического состояния карданных шарниров, определения степени износа игольчатых подшипников и шлицевого соединения действительно имеет место.

Карданный вал является сложным восстанавливаемым объектом техники различного назначения с периодом технического обслуживания (ТО), который в зависимости от наработки с начала эксплуатации (СНЭ): в авиации, спецтехнике и в судах устанавливается в моточасах, а в автомобильном и железнодорожном транспорте — по пробегу СНЭ в километрах. Например, согласно техническим условиям на карданный вал привода вентилятора ТУ8АТ-020 обязательная замена крестовин и игольчатых подшипников должна проводиться

после наработки 4500 моточасов, а также в пределах этого ресурса по техническому состоянию, определенному при ремонте карданного вала. При этом допускается повторное использование крестовин с глубиной лунок на шипах не более 0,05 мм, т. е. превышение максимально допускаемого осевого зазора крестовины (см. рис. 1) не допускается. Однако в тех же ТУ 8АТ-020 ничего не сказано о методике диагностирования степени износа крестовин и игольчатых подшипников без разбора карданных шарниров. Можно, конечно, разобрать карданный шарнир, провести инструментальные обмеры крестовин и обратно их запрессовать, но после любой разборки-сборки карданных шарниров потребуются в обязательном порядке последующая динамическая балансировка всего карданного вала в сборе на специальных балансировочных стендах. Кроме наличия специального технологического оборудования и инструмента, этот процесс разборки-сборки карданных шарниров требует еще высококвалифицированных специалистов с большим опытом работы, которые способны определять степень износа уплотнительных сальников 3, от которых существенно зависит значение коэффициента неуравновешенности $k_{нр}$, определяемого по формуле (2), а также подобрать соответствующий размер стопорных колец в зависимости от степени износа шипов крестовин (рис. 1, а), от которых, в свою очередь, зависит свободный ход крестовины, работа игольчатых подшипников и вся дальнейшая нормальная эксплуатация карданных шарниров. Наличие надежной методики технической диагностики позволяет решать задачи оптимизации последующего процесса проведения технического обслуживания, а именно — проводить ремонт деталей или их полную замену при восстановлении сложных объектов различной техники для повышения уровня их безотказной работы в процессе эксплуатации и минимизации затрат на само техническое обслуживание.

Впервые проведение технической диагностики по полученной информации о дисбалансе карданного вала, установленного на балансировочный станок без детальной разборки его шарниров и инструментальных замеров, стало возможным в 2006 г. благодаря выпуску балансировочного оборудования марки СДКБВМ серии «Баланс» украинской фирмой «КОМПРО» [7]. Отличительной особенностью оборудования [8] является не только запатентованная новая конструкция балансировочного станка [9, 15] и графо-аналитический метод уравнивания ротора [10], но и получение при измерениях новой дополнительной информации о дисбалансе для диагностики его технического состояния.

В простых моделях балансировочных станков [11] выводимая на экран монитора информация

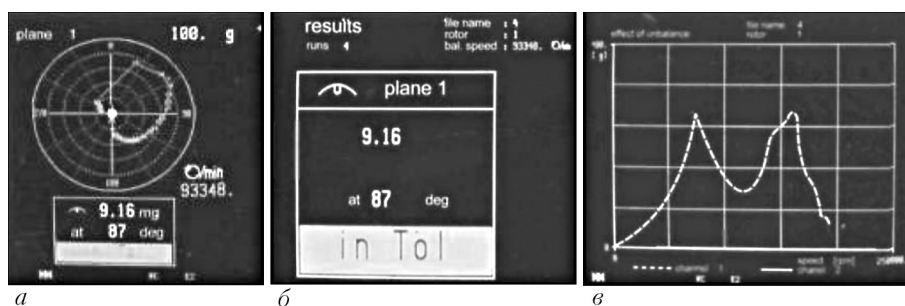


Рис. 3. Примеры вывода информации на экран монитора в балансировочных станках немецкой фирмы SCHENCK: *a* — векторная; *б* — цифровая; *в* — графическая индикация

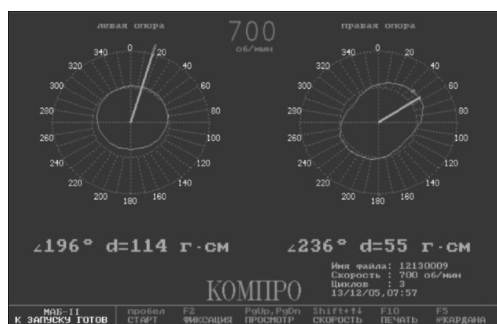


Рис. 4. Вывод информации на экран монитора в станках фирмы «КОМПРО»

по дисбалансу включает только два параметра — цифровое значение величины и угла дисбаланса, либо вес корректирующего груза и угол коррекции. В более сложных моделях балансировочных станков дополнительно на экран монитора выводится векторная (в полярных координатах) или графическая (в декартовых координатах) индикация — диаграмма измерения значений дисбаланса за все (или только предыдущий и последний) корректировочные шаги (рис. 3).

Однако для проведения диагностики технического состояния шарнирных узлов карданного вала этой информации явно недостаточно. В балансировочном оборудовании фирмы «КОМПРО» для удобства визуализации полученной информации о дисбалансе вместе с цифровой и векторной индикацией дополнительно на экран монитора выводятся эпюры распределения мгновенных значений центробежной силы, действующей по окружности (на 360°) на составной ротор в каждой плоскости коррекции дисбаланса (рис. 4).



Рис. 5. Эпюры распределения дисбаланса у карданного вала с нормальными геометрическими параметрами

Специалистами фирмы «КОМПРО» на основе проведенного анализа работы десяти балансировочных стендов, установленных в различных вагоноремонтных предприятиях Украины, разработана новая методика диагностирования технического состояния карданных валов. Анализ было подвергнуто более 20 тыс. компьютерных файлов с эпюрами распределения мгновенных значений центробежной силы от дисбаланса, которые сопоставлялись с соответствующим техническим состоянием балансируемых карданных валов. Эмпирическим путем было доказано, что по форме эпюры распределения дисбаланса можно судить о техническом состоянии геометрических параметров присоединительных фланцев и фланцевых вилок вала, степени износа игольчатых подшипников, крестовин, шлицевого соединения, наличие радиального и осевого биения у вращающегося карданного вала. Если найти условный центр эпюры, то он всегда смещается в сторону суммарного вектора дисбаланса вместе со всей эпюрой (рис. 5), но по мере уменьшения вектора дисбаланса центр эпюры всегда стремится совпасть с условным центром вращения ротора, а неправильная форма эпюры будет стремиться к форме круга. При идеальном состоянии геометрических параметров составных частей сбалансированный ротор при прокрутке на балансировочном стенде фирмы «КОМПРО» выдаст на экране эпюры в виде круга с центром в начале координат (рис. 5).

На рис. 6 приведены компьютерные файлы с характерными формами эпюр распределения мгновенных значений центробежной силы, действующей на карданный вал при оборотной частоте 700 об/мин.

Проведем по ним диагностику технического состояния представленных карданных валов по трем основным параметрам качества сборки карданных шарниров, которые определяют надежность и безотказность их дальнейшей СНЭ работы:

состояние геометрических параметров посадочных мест присоединительных фланцев с фланцевыми вилками;

состояние износа крестовин и игольчатых подшипников;

состояние износа шлицевого соединения.

У всех представленных карданных валов форма эпюр отлична от окружности, что свидетель-

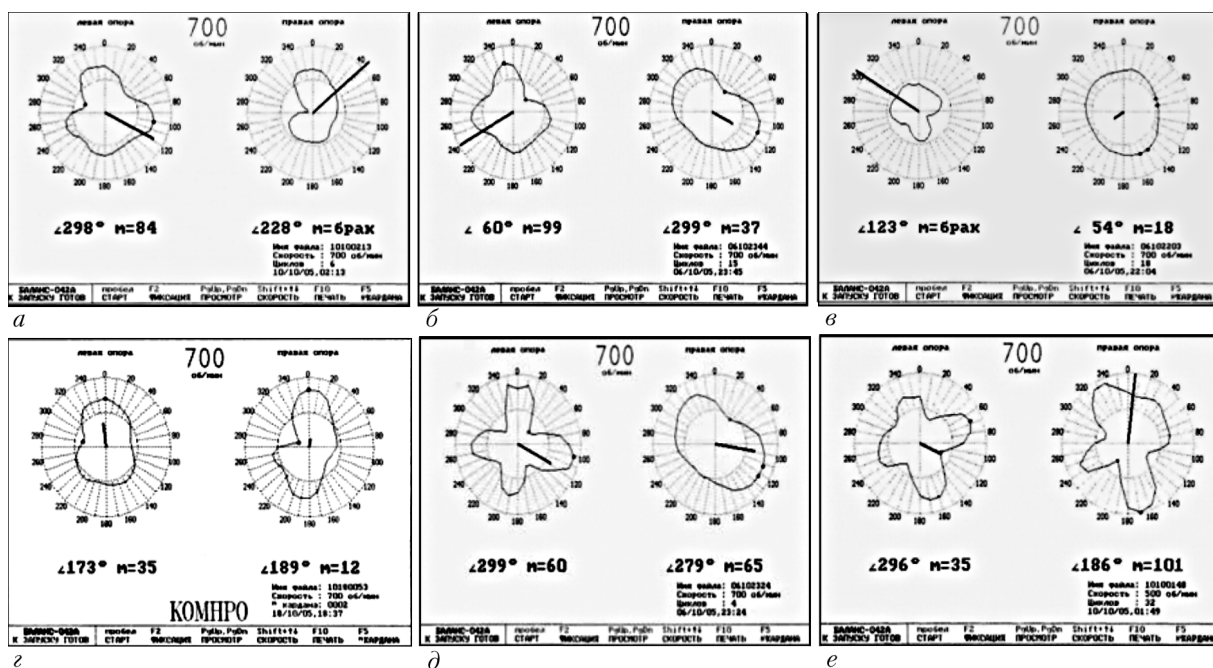


Рис. 6. Характерные формы эпюры распределения мгновенных значений центробежной силы, действующей на карданный вал при его динамической балансировке на стенде СДКБВМ производства фирмы «КОМПРО» (описание а–е см. в тексте)

ствует о нарушенных геометрических размерах посадочных мест присоединительных фланцев с фланцевыми вилками, за исключением правого фланца у вала рис. 6, в. Из этого следует, что у всех валов имеется осевое биение, которое можно измерить с помощью цифрового индикатора на магнитной стойке и сравнить с допускаемыми нормами [12]. В случае сильного износа крестовины или игольчатого подшипника форма эпюры будет похожа на «сердце» (рис. 6, а, г), «бабочку» (рис. 6, д, е) или «восьмерку» (рис. 6, з). Из этого следует, что свободный ход крестовин превышает допускаемые нормы, причем плоскость осевого смещения крестовины легко определить по углу, на котором мгновенное значение дисбаланса соответствует минимуму (впадины). Это объясняется тем, что в плоскости данного угла центробежная сила от дисбаланса, действующая на датчик, уменьшается из-за смещения крестовины. При небольших смещениях получается эпюра в виде «восьмерки» или «сердца», а при критических перемещениях крестовины образуется форма «бабочки».

Так, глядя на экран монитора и анализируя формы эпюр, слесарь-балансировщик сможет принять оптимальное технологическое решение о наиболее эффективном способе устранения дисбаланса или необходимости проведения капитального ремонта карданных шарниров. Например, на левой (рис. 6, а–г) и на правой опоре валов (рис. 6, б, д) достаточно уменьшить свободный ход крестовин шайбами-прокладками, а затем продолжить динамическую балансировку вала на стенде. В случае рис. 6, в, д, е на левых опорах и рис. 6,

а, г, е на правых, когда впадины эпюры близки к центру вращения — крестовины необходимо заменить вместе с подшипниками, в противном случае, сбалансировать вал не удастся вообще. В последних случаях попытка уменьшить дисбаланс вала корректирующими грузами большого веса приведет к возникновению знакопеременной центробежной силы и сильной его вибрации на определенной частоте, т. е. описанный выше случай наступления соотношения $k_{цр} = 1$ в диапазоне эксплуатационных скоростей вращения карданного вала.

В случае повышенного износа шлицевого соединения карданного вала возможны эпюры в форме «мальтийского креста» или «морской звезды» (см. рис. 6, е), а вращение вала на балансировочном станке сопровождается характерными повторяющимися ударами, что может вывести к выходу из строя измерительную аппаратуру. Поэтому прежде, чем установить карданный вал на балансировочный станок, рекомендуется специальным шаблоном проверить износ шлицевого соединения и при необходимости отреставрировать его до балансировки.

Выводы

Предложенная методика технической диагностики позволяет специалисту по балансировке после первой прокрутки карданного вала на предлагаемом балансировочном стенде:

выбрать оптимальное технологическое решение о наиболее эффективном способе устранения дисбаланса или необходимости проведения капитального ремонта карданных шарниров (замену

конкретных крестовин и подшипников, или устранение люфтов крестовин) или реставрацию шлицевого соединения;

осуществлять входной контроль новых, поступающих со склада, валов или качество выполненного ремонта;

значительно (в несколько раз) сократить время на его динамическую балансировку.

Например, использование предложенной методики диагностирования технического состояния карданных валов только на одном ремонтном предприятии УКРЗАЛІЗНИЦІ, в пассажирском вагонном депо «Одесса-Главная» с приписным вагонным парком эксплуатации в 364 шт., позволило сократить годовой объем закупки новых карданных валов на 60 шт. для замены при проведении ТО, а это, при средней стоимости карданного вала отечественного производства до 2 тыс. грн. или немецкого — до 4 тыс. грн., составило ощутимую экономию затратных средств, не считая дополнительной экономии от сокращения трудозатрат, заработной платы и вынужденных простоев транспортных средств. Это стало возможным за счет увеличения межремонтного пробега карданных валов: отечественного производства с 300 до 800 тыс. км, импортного с 500 тыс. км до 1 млн. км, т. е. довести уровень пробега карданных валов до установленных нормами [2].

Для авиации, военной техники, автомобильного и железнодорожного транспорта внедрение при проведении ТО предлагаемой методики технического диагностирования в комплекте с созданной компьютерной базой данных по различным видам применяемых составных роторов позволит не только существенно сократить затраты на ТО, но и с высокой степенью точности спрогнозировать остаточный ресурс, а самое главное, создать условия для продления технического ресурса этих дорогостоящих изделий и систем.

Важным инструментом для исследований самих процессов ТО сложных восстанавливаемых объектов техники, регламентированных системой ТО, является разработанная имитационная статистическая математическая модель процессов затрат и восстановления ресурса этих объектов [13, 14]. В случае с карданными валами основными параметрами показателей качества произведенного ТО, которые определяют надежность и безотказ-

ность их дальнейшей СНЭ работы, являются определение технического состояния геометрических параметров посадочных мест присоединительных фланцев с фланцевыми вилками, состояния износа крестовин и игольчатых подшипников, состояния износа шлицевого соединения.

1. *Боряк К. Ф., Калашник В. А., Силкин В. И.* Конструирование станков для динамической балансировки составных роторов с горизонтальной осью вращения. — Донецк: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ» // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. — 2007. — № 3(10). — С. 52–55.
2. *Валы карданные для железнодорожного транспорта.* ТУ У 35.2-310473221-001–2003.
3. *ГОСТ Р 52430–2005.* Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия.
4. *Рудаков В. А.* Заключение об авиационном происшествии с вертолетом МИ-8Т RA24542 / Письмо Минтранса РФ от 18.05.2004 № 22.15-613... на сайте Гос. службы Гражданской авиации Министерства транспорта Российской Федерации.
5. *Редукторно-карданные приводы вагонных генераторов пассажирских ЦМВ.* Руководство по ремонту. Р 4684 РВ. Гл. упр. по ремонту подвижного состава и производству запасных частей Министерства путей сообщений СССР, ЦКБ ЦВ МПС, 1986. — С. 190–199.
6. *Левит М. Е., Рыженков В. М.* Балансировка деталей и узлов. — М.: Машиностроение, 1986. — 248 с.
7. *Боряк К. Ф.* Итоги и планы предприятий и организаций отрасли. — Донецк: Технопарк ДонГТУ «УНИТЕХ» // Вибрация машин: измерение, снижение, защита. — 2006. — № (7)4. — С. 20–22.
8. *Боряк К. Ф., Калашник В. А., Силкин В. И.* Мифы и реальность о существующих методах настройки балансировочных станков // Там же. — 2007. — 9. — № 2. — С. 51–57.
9. *Пат. України 23039.* Балансувальний верстат / К. Ф. Боряк, В. О. Калашник, І. І. Петков, В. І. Силкін. — Бюл. № 6; Опубл. 10.05.2007.
10. *Пат. України 23039.* Спосіб балансування роторної деталі / К. Ф. Боряк, В. О. Калашник, І. І. Петков, В. І. Силкін. — Бюл. № 6; Опубл. 10.05.2007.
11. *Балансировочные станки.* Описание, характеристики и возможности. ИСО 2953-75.
12. *Яковлев В. И.* Справочник слесаря-монтажника / 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1983. — 454 с.
13. *Ленков С. В., Боряк К. Ф., Цыцарев В. М.* Математическая модель процессов затрат и восстановления ресурса группы объектов радиоэлектронной техники. — Киев: Вест. гос. ун-та информац.-коммуникац. технологий. — 2008. — № 1. — С. 47–56.
14. *Боряк К. Ф.* Исследование процесса технического обслуживания сложных восстанавливаемых объектов радиоэлектронной техники с помощью имитационной статистической модели. — Киев: Вест. инженер. академии Украины. — 2008. — № 2. — С. 25–28.
15. *Пат. РФ на полезную модель 72545.* Балансировочный станок / К. Ф. Боряк, В. А. Калашников, И. И. Петков, В. И. Силкин. — Бюл. № 11. Опубл. 20.04.2008.