



МЕТОДИКА ВИБРАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ КАРДАННЫХ ВАЛОВ НА СТЕНДЕ «ВИК-4000»

К. Ф. БОРЯК, Э. А. ЗОРИЧ, В. А. КАЛАШНИК, В. И. СИЛКИН

Предложена методика проведения вибрационных испытаний на прочность карданных валов и оценки их технического состояния на стенде «ВИК-4000», основанная на анализе амплитудных спектров вибрационных процессов.

Procedure of vibration strength testing of cardan shafts and assessment of their technical condition in VIK-4000 testing facility, based on analysis of amplitude spectra of vibration processes, are evaluated.

В транспортной технике наименьшую долговечность имеют узлы механических трансмиссий. Одной из наиболее проблемных составляющих трансмиссии является карданная передача, долговечность которой в 1,5...2 раза меньше основных агрегатов [1]. Карданная передача вместе с соединяемыми агрегатами является сложной динамической системой. Анализ возникающих вибрационных процессов в этой механической системе показывает, что возмущающим воздействием в ней являются центробежные силы, возникающие в результате разбалансировки карданного вала вследствие его эксплуатационного износа. Установлено, что износу наиболее подвержены соединения «шип крестовины–игольчатый подшипник» и шлицевое соединение [2]. Проблема возникновения вибрационных процессов в первую очередь обусловлена детерминированными и случайными вибрационными динамическими нагрузками, постоянно действующими при эксплуатации, поэтому необходимо периодически проводить контроль прочности и наличия эксплуатационного износа деталей данных узлов.

В реальных условиях эксплуатации транспортных машин различного назначения (автомобилей, вертолетов, локомотивов, вагонов, морских судов) агрегаты механических трансмиссий подвергаются вибрационным динамическим нагрузкам. Следовательно, режим испытаний механических узлов на технологическом оборудовании целесообразно выбирать таким, чтобы он соответствовал реальным условиям эксплуатации. В автомобиле карданный вал, например, передает момент вращения от двигателя через коробку передач на задний мост, у вертолета — на лопасти основного пропеллера, а в железнодорожном вагоне соединяет между собой выходной вал редуктора и выходной вал подвагонного генератора через муфту сцепления. Каждый из перечисленных узлов трансмиссии в реальных условиях имеет

свою амплитуду и частоту вибраций, т. е. карданные валы находятся под воздействием переменных по амплитуде и частоте вибрационных нагрузок. Анализ статистики отказов показал, что обрывы карданных валов происходят в основном из-за резкого увеличения амплитуды действующих на них динамических нагрузок. Одной из причин разрушения карданных валов является возникновение резонанса. Анализ научно-технической литературы [3] показывает, что переменную по амплитуде динамическую нагрузку в режиме испытаний можно получить при возникновении явления резонанса. Так, например, автомобильная компания «Форд» (США) проводит форсированные испытания своих новых автомобилей на стендах с электродинамическими вибраторами направленного действия, используя резонансные режимы. Частота прикладываемых динамических воздействий составляет 10...40 Гц. Одним из результатов таких испытаний может быть появление усталостных трещин в конструкциях автомобиля. По ним определяют усталостную прочность деталей, а также ряд динамических характеристик: частоту собственных колебаний отдельных агрегатов, узлов и деталей, конструкции в сборе, а также форму и количество резонансных частот в рабочем диапазоне. Кроме того, известно, что применение резонансных режимов уменьшает энергетические затраты и значительно сокращает время проведения испытаний на прочность механических изделий.

Идея использования явления резонанса при испытаниях механических узлов на прочность нашла свое применение в конструкции стенда «ВИК-4000», разработанного фирмой «КОМПРО» (г. Одесса, Украина). При испытаниях реализовано циклическое прохождение заданного диапазона частот 0...66 Гц ($\approx 4000 \text{ мин}^{-1}$), в пределах которого находятся все возможные резонансные частоты карданного вала. Общий вид стенда показан на рис. 1.

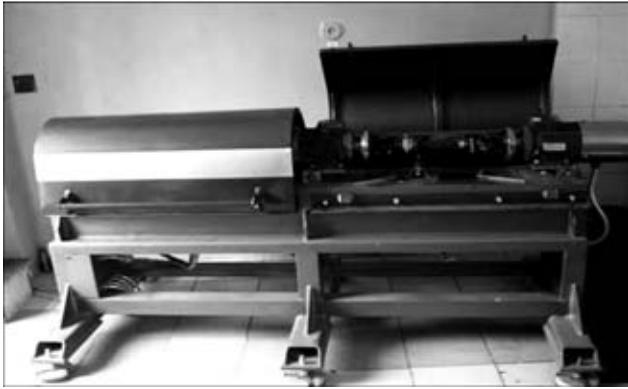


Рис. 1. Общий вид стенда «ВИК-4000»

В конструкции стенда «ВИК-4000» предусмотрены два режима испытаний — режим фиксированной и режим качающейся частоты. Режим фиксированной частоты позволяет выявить наличие резонансных частот, механические дефекты и ухудшение заданных характеристик изделия. В этом режиме возбуждаются механические колебания определенной частоты и амплитуды, которые постоянно воздействуют на испытуемое изделие. При этом частоту и амплитуду колебаний можно регулировать вручную. В режиме качающейся частоты проводится плавное изменение частоты возмущающего воздействия в заданном диапазоне частот, что позволяет автоматизировать процедуру испытаний. В этом режиме осуществляется циклическое прохождение заданного диапазона частоты вибраций путем изменения рабочих оборотов ($0 \dots 4000 \text{ мин}^{-1}$) от нижнего значения до верхнего предела и обратно [4]. При этом параметр, определяющий амплитуду вибраций во времени, остается постоянным. В качестве постоянного фактора, вызывающего вибрацию изде-

лия, служит его остаточный дисбаланс, величина которого, как известно, с изменением частоты оборотов остается постоянной. Особенностью стенда «ВИК-4000» является то, что оба режима виброиспытаний реализованы на одной конструктивной платформе. Испытания выполняются в два этапа: первоначально выявляются резонансы изделия при работе стенда в режиме фиксированной частоты; затем испытания продолжаются в режиме качающейся частоты.

Перед началом и в конце испытаний проверяют основные параметры изделия. В процессе испытаний регистрируются механические резонансы, определяются их параметры (частота и амплитуда), оценивается стабильность технических характеристик изделия. Таким образом, с использованием стенда имеется возможность искусственного создания самых невыгодных (критических) условий работы карданных валов, которые могут возникнуть при эксплуатации. Благодаря этому обеспечивается качественная и полная проверка вибропрочности валов.

В статье рассматривается предложенная авторами методика проведения неразрушающих вибрационных испытаний на прочность карданных валов на стенде «ВИК-4000» и оценки их технического состояния. Для оценки технического состояния механических узлов карданной передачи исследуемый вал на стенде должен вращаться без нагрузки. Наличие резонансных частот проверяется в процессе испытаний по резкому скачку (в несколько раз) амплитуды вибрации карданного вала в процессе прохождения диапазона рабочих частот, а также по появлению характерного шумового эффекта.

До начала испытаний проводится диагностика карданного вала на соответствие требованиям технических норм по ремонту и определению КПД шарнирной передачи. Из литературы [5] известно, что значение КПД для карданной передачи сильно зависит от угла излома шарниров. Поэтому для определения КПД шарнирной передачи осуществляется прокрутка карданного вала на стенде в двух его положениях: без излома оси шарниров и с изломом в 5° в соответствии с рекомендациями [5] их установки на транспортном средстве. По разнице в потреблении электроэнергии на прокрутку вала в двух разных положениях (0 и 5°) определяется соответствующее значение КПД шарнирной передачи для испытуемого вала. Результаты измерений выводятся на экран монитора ПК (рис. 2) и автоматически записываются в базу данных (БД) в файл, соответствующий конкретному номеру вала, чтобы затем их можно было сравнить с показаниями предыдущих измерений. Полученные значения остаточного дисбаланса вала сравниваются с допустимыми, и если они не превышают установленных норм, то переход ко

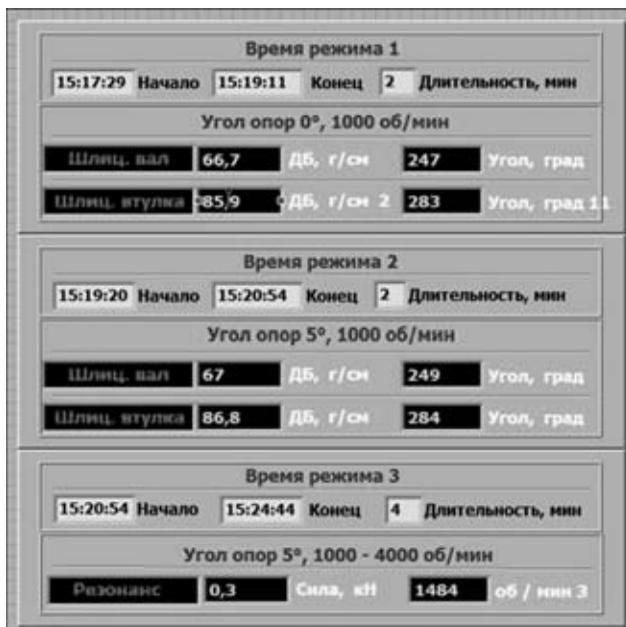


Рис. 2. Вид экрана ПК в режиме испытаний на этапе диагностики



второму режиму испытаний происходит автоматически.

Методика оценки технического состояния карданного вала заключается в следующем. В режиме качающейся частоты скорость вращения карданного вала циклически изменяется в пределах $0...4000 \text{ мин}^{-1}$. При этом постоянно измеряются в двух плоскостях значения центробежной силы, действующей на опорные шпиндели стенда. Длительность испытаний принята, исходя из расчета скорости изменения частоты 1 октава/мин с последующим округлением до целого, и заданного количества циклов качания. Обязательным условием проведения испытаний по методу качающейся частоты является соблюдение равенства времени разгона и торможения карданного вала при испытаниях (изменения частоты вибраций), которое обеспечивается программно. Согласно рекомендациям [6] количество циклов качания частоты для установленного рабочего диапазона ($700...4000 \text{ мин}^{-1}$) рекомендуется принять не менее 5, но при этом общая продолжительность самих испытаний должна равняться 25 мин. За один цикл качания (5 мин) карданный вал должен разогнаться от минимальной скорости 700 мин^{-1} до максимальной 4000 мин^{-1} и «тормозиться» в обратном порядке, проходя два раза за один цикл через диапазон возможных значений резонансных частот. В процессе испытаний карданного вала на вибропрочность в течение 25 мин измеряются и сравниваются с допустимыми значениями следующие параметры:

- эксплуатационный дисбаланс с учетом технологических допусков для присоединительных фланцев (г·см);
- динамическая нагрузка от карданного вала на подшипники качения выходного вала редуктора и вала подвагонного генератора (Н);
- амплитуда вибрации (радиальное биение) вала (мм);
- скорости вращения (частоты), на которых проявляются резонансные гармоники (мин^{-1});
- КПД карданной передачи при углах излома крестовин 0 и 5° (%).

Все испытания проходят в автоматическом режиме по заданному алгоритму, что позволяет исключить влияние работающего персонала на результаты испытаний. Возможность изменения углового положения крестовин относительно оси вращения позволяет имитировать его рабочее положение на транспортном средстве. Карданный вал считается выдержавшим испытания, если после воздействия вибрации он сохраняет значения своих характеристик (остаточного дисбаланса) в пределах, установленных техническими нормами по ремонту. Полученные результаты испытаний выводятся на экран монитора (рис. 3), заносятся в БД. Отчет о результатах испытаний также вы-

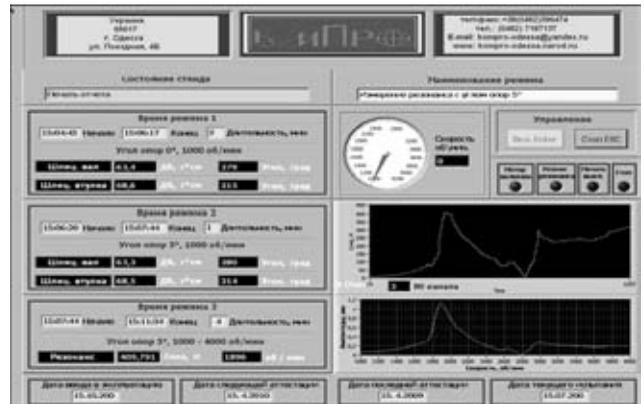


Рис. 3. Вид экрана монитора ПК

водится на принтер в форме технологического паспорта.

На экране монитора отображаются графики (спектры) зависимости амплитуды вибрации и величины динамической нагрузки на опорные шпиндели от числа оборотов вала. Возникновение резонанса проявляется в виде пиков на графиках, которые могут быть остроконечными либо растянутыми в зависимости от эффективности демпфирования вибраций шарнирной конструкции вала по отношению к возбуждающей резонанс центробежной силе. Благодаря этому по форме спектров можно судить о техническом состоянии шарниров и шлицевого соединения карданного вала.

Вибрация карданного вала — это фактически отклик механической системы на воздействие синусоидальной центробежной силы, вызванной дисбалансом вала при вращении, а величина амплитуды вибрации пропорциональна величине воздействующей силы. В идеале предполагается, что структура механической системы линейна. Для большинства вращающихся механических систем с малой величиной остаточного дисбаланса, и у которых отсутствуют гибкие соединения его частей, такое предположение представляется разумным. Например, если на испытательный стенд «ВИК-4000» установить «эталонный» карданный вал в положение без излома оси шарниров 0° (т. е. намеренно исключить шарниры из работы при вращении), то в измеренном спектре вибрации будет только одна гармоника (рис. 4). Но карданные валы в подавляющем большинстве случаев имеют гибкие соединения (шарниры Гукера) с несоосностью, именно поэтому их вибрационные характеристики, как правило, содержат несколько гармоник оборотной частоты в спектре вибрации.

Сильный износ шлицевого соединения увеличивает несоосность соединения частей вала («разболтанность»), в результате характер измеряемой вибрации еще больше будет отклоняться от синусоидального характера возбуждающей центро-



Рис. 4. Спектры вибрации вала при различном угле излома карданных шарниров 0 (1) и 5° (2) (A – амплитуда перемещения трубы вала)

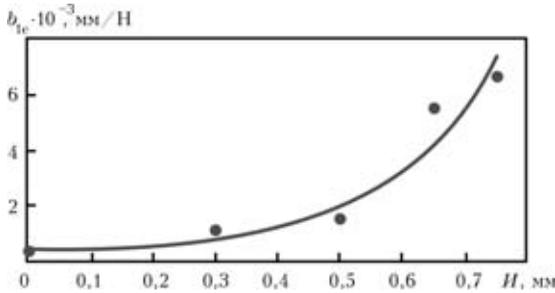


Рис. 5. Зависимость податливости шлицевого соединения b_{1c} от величины износа H

бежной силы. Структура самой механической системы будет приобретать нелинейный характер.

В работе [7] приведена зависимость изменения изгибной жесткости (податливости) шлицевого соединения карданных валов от степени их износа, полученная экспериментальным путем (рис. 5).

Из графика видно, что с увеличением износа податливость изгибу увеличивается нелинейно. В соответствии с этой зависимостью при увеличении износа от 0,3 до 0,75 мм (в 2,5 раза) податливость изгибу шлицевого соединения возрастает в 5 раз (с $1,02 \cdot 10^3$ до $4,86 \cdot 10^3$ мм/Н). Увеличение податливости изгибу шлицевого соединения приводит к изменению несоосности между осью вращения и геометрической осью карданного вала. Это, в свою очередь, приводит к резкому возрастанию остаточного дисбаланса у карданного вала и к появлению гармоник оборотной частоты в спектре вибрации.

На рис. 6 показаны спектры вертикальной составляющей виброскорости опоры вала карданной передачи и корпуса подшипника промежуточного карданного вала у автогрейдера ДЗ-98В3-2, полученные в работе [7] соответственно расчетным и экспериментальным путем.

Анализ спектров показывает, что для реальных карданных передач наряду с теоретическими (расчетными) пиками в спектре вибраций появляется множество боковых гармоник (пиков). Это является следствием наличия множественных разбалансировок элементов системы, наличия зазоров, появляющихся вследствие износа игольчатых

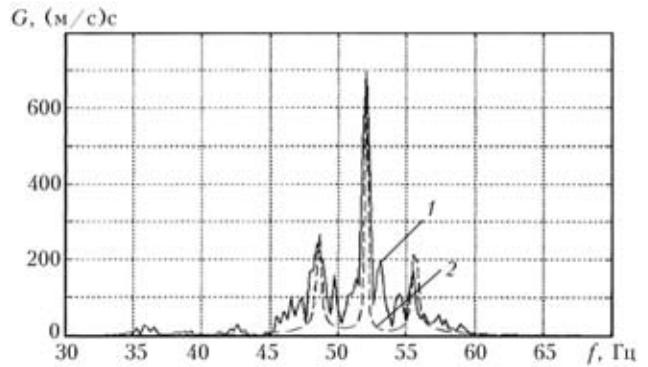


Рис. 6. Спектры вертикальной составляющей виброскорости опоры вала карданной передачи автогрейдера ДЗ-98В3-2 (при частоте вращения вала $\omega = 3120 \text{ мин}^{-1}$): 1 — экспериментальные данные; 2 — теоретические

подшипников, крестовин, шлицевого соединения. Поэтому, по-видимому, можно говорить о широкополосном вибрационном процессе, который возникает как в условиях реальной эксплуатации вала, так и при его испытаниях на стенде. Очевидно, чем меньше (в среднем) амплитуда спектра, тем более качественным является техническое состояние вала. Появление ярко выраженных пиков в спектре является признаком разбалансировки в элементах вала, существования зазоров в сочленениях и подшипниках. Поэтому в качестве определяющего параметра технического состояния карданной передачи целесообразно принять амплитуду и форму спектра вибрационных процессов. Если в спектре имеются ярко выраженные пики на тех или иных частотах, то по их величине и положению можно судить о разбалансировке и степени износа отдельных элементов карданной передачи.

На стенде «ВИК-4000» нами были проведены испытания карданных валов двух типов: трех валов МАБ-2 с различным остаточным дисбалансом и трех валов ТРКП с примерно одинаковым остаточным дисбалансом. В качестве определяющего параметра измерялась величина центробежной силы и соответствующая ей амплитуда вибрации опоры карданного вала. Полученные при испытаниях амплитудные спектры вибраций приведены на рис. 7 и 8.

Из приведенных графиков на рис. 7 видно, что для карданных валов с большим остаточным дисбалансом (кривые 2 — $D = 153$ и 3 — $D = 98$ г·см) возникают три гармоники — резонансных пика. Первый пик (на частоте 1080 мин^{-1}) характеризует состояние жесткости карданных шарниров, второй (центральный) пик (на частоте 1490 мин^{-1}) характеризует техническое состояние шлицевого соединения, третий (на частоте 2200 мин^{-1}) характеризует допущенные при сборке нарушения соосности карданных шарниров и свидетельствует о наличии излома в шлицевом соединении (при сильном износе) вала.

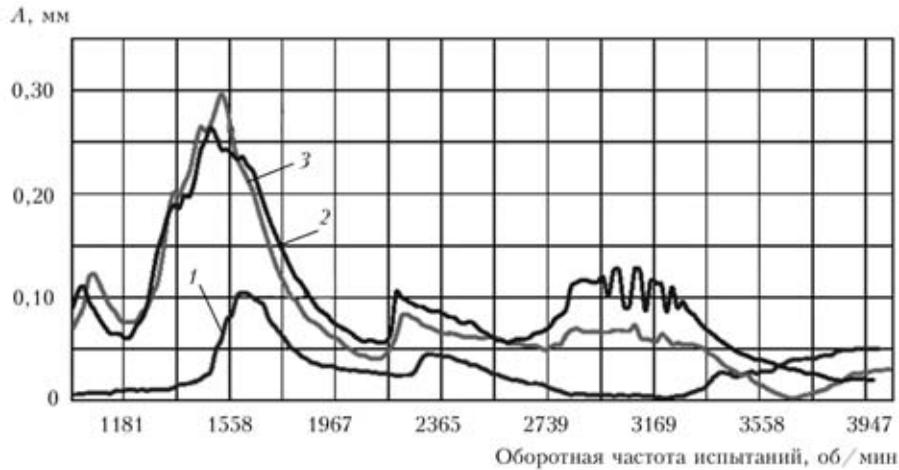


Рис. 7. Результаты испытаний валов марки МАБ-2 с различным остаточным дисбалансом: 1 — $D = 29$; 2 — 153; 3 — 98 г·см

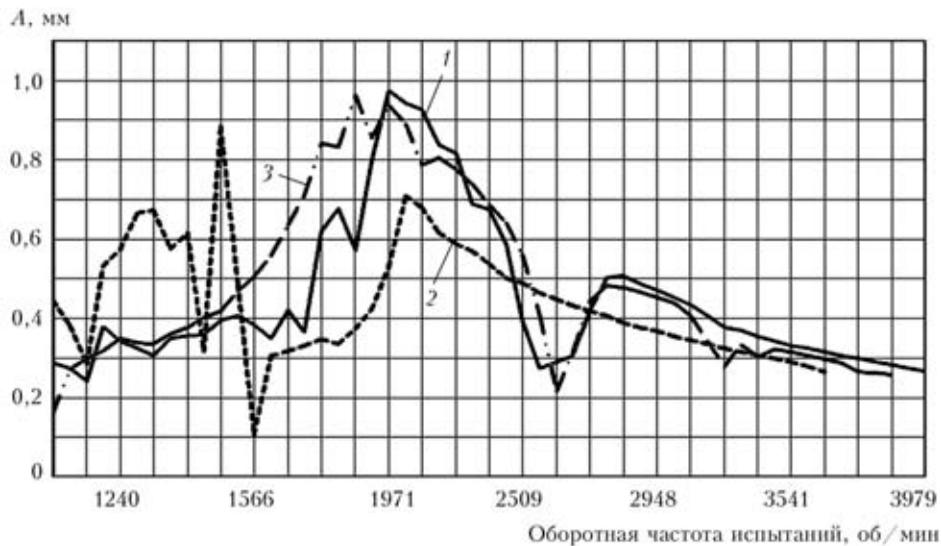


Рис. 8. Результаты испытаний валов ТРКП с одинаковым остаточным дисбалансом ($D = 22 \dots 25$ г·см): 1 — ТРКП1; 2 — ТРКП2; 3 — ТРКП3

Износ крестовин и подшипников существенно влияет на величину остаточного дисбаланса карданного вала, но значительно в меньшей степени по сравнению с износом шлицевого соединения. Основным видом износа крестовины и подшипника является образование вмятин на ведущих поверхностях шипов и корпуса подшипника, повреждения уплотнений и системы смазки (рис. 9) [2].

Таким видам износа крестовин и подшипников соответствуют первые пики в спектрах на рис. 6 и 7. Этому есть физическое объяснение. Эксплуатационный износ подшипников, крестовин и уплотнений уменьшает жесткость шарнирного соединения, что приводит к понижению пороговой величины центробежной силы, способной сдвинуть крестовины в шарнирах при вращении карданного вала. С уменьшением трения (демпфирования) в системе, которое противостоит воздействию центробежной силы, происходит снижение резонансной частоты при постоянстве мас-

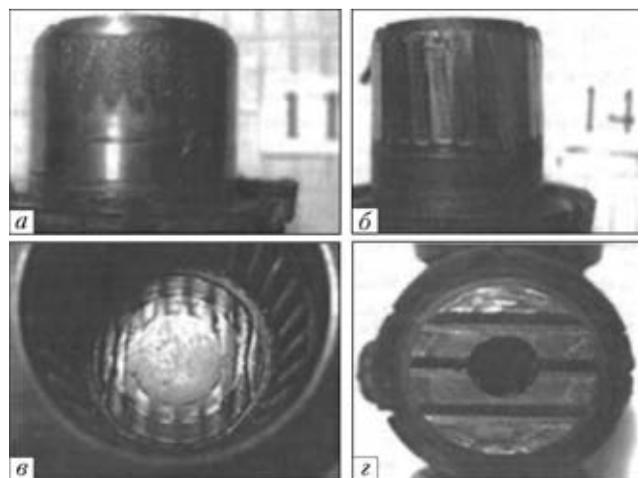


Рис. 9. Характерные повреждения элементов карданного шарнира: а — усталостное повреждение поверхности шипа; б — сколы и вмятины на шипах; в — задиры на дне корпуса подшипника, трещины; з — торцевые задиры на шипах



сы. На приведенном выше графике (рис. 7) с увеличением остаточного дисбаланса резонансные пики смещаются в сторону понижения оборотной частоты. Например, у карданного вала с большим остаточным дисбалансом ($D = 153$ г·см) центральный резонансный пик расположен на частоте 1520 мин^{-1} , а у карданного вала с малым остаточным дисбалансом ($D = 29$ г·см) соответствующий пик появляется на частоте 1610 мин^{-1} . При этом форма пика для валов с $D = 153$ г·см и с $D = 98$ г·см ближе к остроконечной, по сравнению с соответствующим пиком для вала с дисбалансом $D = 29$ г·см. В реальных условиях эксплуатации явление резонанса для карданного вала в диапазоне рабочих частот оборотов может возникать только в случае его неисправности. В исправном состоянии его собственная частота всегда лежит выше рабочего диапазона. Для карданного вала типа МАБ-2 собственная частота равна 138 Гц (или 8280 мин^{-1}), а для вала типа ТРКП она выше и равна 192 Гц (или 11520 мин^{-1}).

У новых карданных валов с нормированными установочными зазорами в шлицах и подшипниках крестовин с малым остаточным дисбалансом третий резонансный пик в их спектрах отсутствует (на рис. 7 это вал МАБ-2 с $D = 29$ г·см и на рис. 8 это валы ТРКП 1 и 3 с $D = 22 \dots 25$ г·см). Это свидетельствует о высокой степени жесткости карданных шарниров и шлицевого соединения у этих валов. Однако у карданных валов с большим износом подшипников и крестовин (на рис. 8 вал ТРКП 2) несмотря на малую величину остаточного дисбаланса ($D = 22$ г·см) имеется явно выраженный третий резонансный пик, что свидетельствует о низкой степени жесткости карданных шарниров.

Причем в диапазоне частот оборотов $1400 \dots 1600 \text{ мин}^{-1}$ наблюдается резкое скачкообразное и знакопеременное изменение амплитуды, которое вызвано большими перемещениями крестовин в подшипниках. Поэтому, несмотря на малую величину остаточного дисбаланса, для такого вала необходимо выполнить переборку карданных шарниров и устранить превышающие норму люфты.

Вывод

Использование современного вибрационного испытательного оборудования «ВИК-4000» открывает новые возможности проведения технической диагностики карданных валов, что можно считать еще одним шагом в развитии технологий безразборных методов оценки их технического состояния.

1. Пастухов А. Г. Повышение надежности карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники: Автореф. дис. ... д-ра. тех. наук — М.: ФГОУ ВПО «Московский государственный агроинженерный ун-т им. В. П. Горячкина», 2008. — 34 с.
2. Пастухов А. Г., Литвишко А. В. Анализ проявлений отказа агрегатов механических трансмиссий СХТ // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спец. випуск. — 2007. — № 2. — С. 165–168.
3. Левит М. Е., Рыженков В. М. Балансировка деталей и узлов. — М.: Машиностроение, 1986. — 248 с.
4. Приборы и системы для измерения вибрации, шума и удара. Справ. / Под ред. В. В. Клюева. — Т. 2. — М.: Машиностроение, 1978. — 139 с.
5. ГОСТ Р 52430–2005. Передачи карданные автомобилей с шарнирами неравных угловых скоростей. Общие технические условия. — 8 с.
6. ГОСТ 12997–84. Изделия ГСП. Общие технические условия.
7. Циенко А. Н. Метод оценки технического состояния карданных передач автогрейдеров: Автореф. дис... канд. техн. наук. — Воронеж. гос. архит.-строит. ун-т, 2008. — 17 с.

Гос. пред-тие «Науч. центр точного машиностроения»
Нац. косм. агентства Украины, Киев
Част. мал. пред-тие «КОМПРО», Одесса

Поступила в редакцию
20.04.2010