

КОНТРОЛЬ ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ ВАЛОВ НА ОСНОВЕ ОБОБЩЕННОЙ МЕТОДИКИ АНАЛИЗА ДИНАМИКИ МГНОВЕННОГО ЦЕНТРА ВРАЩЕНИЯ

И.А. Осадчий,

преподаватель каф. радиотехники Военной академии Республики Беларусь,

А.Н. Вырский,

*заместитель директора по научно-исследовательской работе
Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш»*

В.И. Кардаков,

*профессор каф. тактики и вооружения радиотехнических войск факультета противовоздушной обороны
Военной академии Республики Беларусь, канд. техн. наук, доцент*

Статья посвящена проблеме повышения надежности машин. Приведены статистические данные о соотношении материальных затрат на их изготовление и эксплуатацию. Проведен анализ применения пьезоэлектрических датчиков для диагностики машин по параметрам вибраций. Представлена методика динамического контроля параллельности валов. Показан порядок проведения натурных испытаний агрегатов зерноуборочного комбайна в процессе его доводки. При проведении контроля вибраций клавишного соломотряса комбайна получена информация о положении мгновенного центра вращения его валов, что позволило определить их перекося и выработать рекомендации по доводке изделия.

Ключевые слова: параллельность валов, контроль вибраций, мгновенный центр вращения, методика вибрационного контроля.

The article is devoted to the problem of increasing the reliability of machines. The statistical data on the ratio of material costs for their production and operation are given. The analysis of the application of piezoelectric sensors for machines diagnostics on vibrations is carried out. The method of dynamic control of shaft parallelism is presented. The procedure for conducting field tests of combine harvester units during its operational development is shown. While monitoring the vibrations of the combine's oscillating straw rake, information was obtained about the position of the instantaneous center of rotation of its shafts, which has made it possible to determine their warp and develop recommendations for product refinement.

Keywords: shaft parallelism, vibration control, instantaneous center of rotation, vibration control technique.

Введение

В настоящее время одной из актуальных проблем промышленных предприятий является повышение надежности машин [1]. В связи с ростом требований к качеству продукции и гибкости производственных процессов характеристики машин постоянно улучшаются. Тем самым обеспечивается высокая конкурентоспособность выпускаемой продукции. Важную роль на пути повышения качества продукции играет ее доводка в процессе опытной эксплуатации. От качества выполнения данной операции существенно зависит безотказность работы машин в течение гарантийного срока эксплуатации и количество затрачиваемых средств. Проведение экспериментальных исследований при доводке новых или модернизируемых машин требует значительных затрат времени. Снижение эксплуатационных расходов в условиях растущей рыночной конкуренции – основной путь повышения рентабельности [2, 3]. Для некоторых предприятий всего несколько дней простоя может обернуться огромными затратами. Например, в Науч-

но-техническом центре комбайностроения (НТЦК) ОАО «Гомсельмаш» на экспериментальные исследования и доводку одного опытного образца зерноуборочного комбайна затрачивается от 1000 до 5000 н.ч. в год, так как необходимо обеспечить функционирование каждого из его узлов в составе всего комплекса.

Одним из путей совершенствования процесса доводки машин является повышение качества технического диагностирования объекта на этапе выходного контроля [4]. Использование современных методов и средств диагностирования позволяет значительно уменьшить трудоемкость и время ремонта и, таким образом, снизить эксплуатационные расходы. Следует отметить, что эксплуатационные расходы превышают расходы на изготовление в несколько раз (например, для самолетов в 5 раз, для автотранспорта в 7 раз, для станков в 8 раз и более) [1]. Поэтому без качественного выходного контроля рентабельность производства снижается. Только за счет внедрения средств диагностирования, например для энергетических установок, сокращаются трудоемкость и время ремонта более чем на 40 %, уменьшается расход топ-

лива на 4% и увеличивается коэффициент технического использования оборудования на 12% [1].

Правильный выбор технологии контроля технического состояния оборудования, имеющего вращающиеся элементы, делает возможным предотвращение нежелательных последствий и, таким образом, минимизирует финансовые потери, возникающие при повреждении оборудования. Среди множества методов технического диагностирования состояния машин широкое распространение получили методы на основе анализа вибраций [5-8]. Преимущества диагностирования механизмов и машин по параметрам вибрации очевидны. Прежде всего, это обеспечение безотказности работы, непрерывности технологического процесса, уменьшение вибрационных нагрузок на детали и узлы, повышение долговечности и снижение потребления энергоресурсов. Своевременное техническое диагностирование объекта позволяет предупредить о зарождающихся неисправностях, избежать аварийных ситуаций, эффективно спланировать техническое обслуживание. Статистическая обработка материалов вибрационных исследований (измерений) машин позволяет составлять карты распознавания неисправностей. По этим данным определяют признаки, которые характеризуют техническое состояние узла или механизма машины в целом или его отдельного элемента.

При контроле машин и оборудования, как правило, достаточно информации о величинах измеряемых параметров и зонах их допустимых отклонений. При диагностировании машин требуется дополнительная диагностическая информация для определения места возникновения неисправности, идентификации ее вида и оценки степени развития. Поэтому повышение качества методов технического диагностирования и контроля, а также эффективности применения средств виброизмерений является актуальной проблемой.

Сегодня в большинстве предприятий промышленности имеются простейшие средства виброизмерений – пьезоэлектрические акселерометры. Они получили широкое распространение за счет высоких метрологических характеристик, надежности и низкой стоимости. Обладая относительно малыми габаритами и весом, они практически не оказывают влияния на объекты, вибрацию которых надо измерить. Большая стабильность во времени, широкий температурный, амплитудный и частотный диапазоны, в которых могут работать пьезоэлектрические вибродатчики, сделали их незаменимыми при решении многих технических задач. Классическое применение таких вибродатчиков предполагает исследование различных параметров вибросигнала:

- среднеквадратическое значение виброскорости (виброускорения);
- виброперемещение и его фазовая составляющая;
- амплитуда вибрации на резонансной частоте объекта;
- частота и глубина модуляции мощности вибрации;
- амплитуда кепстральных компонентов и другие.

Анализ перечисленных параметров проводят с целью выявления диагностических признаков в соответ-

ствии с выбранной методикой. Сравнительный анализ методов диагностирования объектов по параметрам вибраций достаточно хорошо изложен в источнике [5]. На практике для получения полной картины о техническом состоянии объекта и принятия соответствующего решения иногда применяют несколько диагностических методов или их сочетание. Это, в свою очередь, требует наличия большего количества исходных данных или наличия дополнительного диагностического оборудования. Таким образом, повышение эффективности применяемых диагностических средств возможно за счет получения большего количества исходных данных по результатам измерения вибраций.

В источнике [9] предложена методика вибрационного контроля вращающихся механизмов, которая позволяет получить дополнительную диагностическую информацию при использовании двухполярных датчиков линейной вибрации. Данная методика является развитием классического метода графического представления вибраций в виде орбиты вала и метода кинематического анализа механизмов по анализу их мгновенного центра вращения [10, 11]. Применение методики вибрационного контроля возможно с одновременным использованием других методов контроля и диагностирования, причем на основе единой виброизмерительной базы. Это позволяет повысить достоверность контроля технического состояния объекта. На основе использования вышеназванной методики возможно определить:

- неравномерность колебаний вала в опорах подшипника;
- радиальную и угловую расцентровки вала, а также параллельность валов;
- наличие статического и динамического дисбаланса вала;
- прецессию вала;
- наличие неисправности подшипникового узла;
- неисправность опорной системы;
- неравномерность воздушного зазора;
- неравномерность крутильных колебаний вала и распределение их кинетической энергии.

Апробация методики [9] проведена на базе Научно-технического центра комбайностроения ОАО «Гомсельмаш» в ходе исследования виброколебаний опор коленчатых валов клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна КЗС-1218 [12]. Для проведения эксперимента использованы имеющиеся на предприятии технические средства (пьезодатчики, вспомогательное оборудование) и практический опыт инженерно-технического персонала предприятия. По результатам исследований выработаны рекомендации о допустимых отклонениях осей от параллельности и их перпендикулярности боковинам, разработаны рекомендации по регулировке элементов соломотряса. Однако не показана связь между отклонением осей коленвалов от их параллельности и положением их мгновенного центра вращения.

Целью данной работы является разработка алгоритма контроля вращающихся валов соломотряса на

основе использования обобщенной методики анализа динамики мгновенного центра вращения (МЦВ).

Основная часть

При эксплуатации комбайна возможно пространственное смещение осей вращения коленвалов, связанное с деформированием рамы комбайна в процессе движения, а также по причинам естественного износа узлов, ослабления крепежа, неравномерного распределения нагрузки. Это приводит к увеличению уровня вибраций и снижению ресурса соломотряса и элементов для его установки на раме комбайна. Также при работе комбайна возможно появление непараллельности осей вращения коленвалов, связанной с неидеальной динамической балансировкой валов. Даже при допустимых вибрациях каждого отдельно взятого вала величина непараллельности их осей вращения может оказаться неприемлемой. Для устранения непараллельности осей вращения коленвалов применяют методы, основанные на статических измерениях и расчете корректирующих значений [13-15].

Статическая балансировка может уравновесить деталь только относительно ее оси вращения, но не может устранить действие сил, стремящихся повернуть продольную ось [16]. Поэтому было предложено контролировать параллельность осей вращения коленвалов соломотряса в динамике, что позволило достигнуть эффекта, аналогичного динамической балансировке.

Общий алгоритм контроля параллельности осей вращений коленвалов заключается в следующем:

1. На каждой опоре вала закрепляются по два двухосных ортогонально расположенных пьезоэлектрических датчика ускорений (всего четыре пары датчиков) (рис. 1).

2. В каждой контрольной точке измеряются виброускорения в горизонтально-продольном, горизонтально-поперечном и вертикальном направлениях. Выходные сигналы датчиков записывают для каждой пары датчиков при условии вращения коленвалов I и II (рис. 1) с рабочей скоростью 190-195 об/мин.

3. Производится пересчет ускорений в перемещения. Полученные данные фиксируются с дискретом времени, который определен в 20 раз меньше, чем самый короткий период среди рассчитанных виброперемещений (в соответствии с теоремой Котельникова) [17].

4. Рассчитываются координаты МЦВ по выражениям, предложенным в источнике [9].

5. По методике, изложенной в источнике [19], рассчитывается требуемое количество наблюдений (866) для значений доверительной вероятности 0,95, коэффициента корреляции 0,8 и относительной погрешности 5%. Учитывая, что за одну минуту каждое измерение повторяется 190-195 раз, то для накопления статистических данных о положении МЦВ достаточно $866 / 190 \approx 5$ минут измерений. После накопления данных производят их дальнейшую статистическую обработку в соответствии с методикой [9].

6. Строятся траектории динамики МЦВ для каждой опоры коленвалов I и II. На рисунке 2 показано

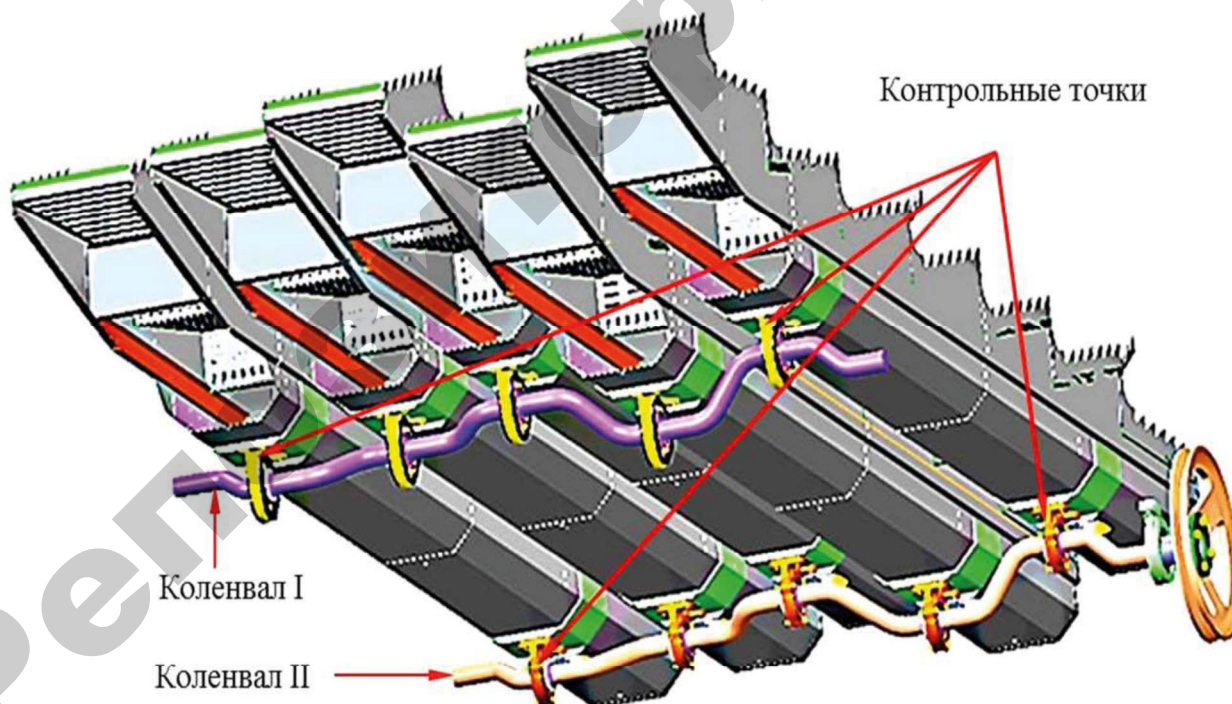


Рисунок 1. Контрольные точки измерения вибраций

взаимное положение условных валов вибронгруженного агрегата, а также положения их геометрических и инерциальных осей.

Центры эллипсов в точках M_{1l}, M_{1r} и M_{2l}, M_{2r} характеризуют положение инерциальных осей валов. На рисунке 2 видно, что в точках M_{1r}, M_{2r} положение геометрических и инерциальных осей не совпадает. Это свидетельствует о наличии угловой расцентровки валов. Экспериментально установлено, что для обеспечения нормальной работы клавишного соломотряса комбайна и допустимого уровня виброускорений на опорах коленвалов, допустимая угловая расцентровка вала клавишного соломотряса не должна превышать $\alpha = 0,5^\circ$.

7. Производится расчет параметров рассогласования Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry} , которые определяют разность угловых положений инерциальных и геометрических осей валов относительно друг друга

$$\begin{aligned} \Delta m_{lx} &= \Delta m_{1lx} - \Delta m_{2lx}; \\ \Delta m_{ly} &= \Delta m_{1ly} - \Delta m_{2ly}; \\ \Delta m_{ry} &= \Delta m_{1ry} - \Delta m_{2ry}; \\ \Delta m_{rx} &= \Delta m_{1rx} - \Delta m_{2rx}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\Delta m_{1lx} = x_{1l} - x_{1lr}$, $\Delta m_{1ly} = y_{1l} - y_{1lr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей левой опоры первого коленвала;

$\Delta m_{1rx} = x_{1r} - x_{1rr}$, $\Delta m_{1ry} = y_{1r} - y_{1rr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей правой опоры первого коленвала;

$\Delta m_{2lx} = x_{2l} - x_{2lr}$, $\Delta m_{2ly} = y_{2l} - y_{2lr}$, – разность положений инерциальной и геометрической осей левой опоры второго коленвала;

$\Delta m_{2rx} = x_{2r} - x_{2rr}$, $\Delta m_{2ry} = y_{2r} - y_{2rr}$ – разность положений инерциальной и геометрической осей правой опоры второго коленвала;

$(x_{1l}, y_{1l}), (x_{1r}, y_{1r})$ – координаты точек (МЦВ) M_{1l}, M_{1r} , определяющих положение инерциальной оси вращения первого коленвала в плоскостях левой и правой его опор соответственно;

$(x_{2l}, y_{2l}), (x_{2r}, y_{2r})$ – координаты точек (МЦВ) M_{2l}, M_{2r} , определяющих положение инерциальной оси вращения второго коленвала в плоскостях левой и правой его опор соответственно;

$(x_{1lr}, y_{1lr}), (x_{1rr}, y_{1rr})$ – координаты геометрического центра левой и правой опор первого коленвала соответственно;

$(x_{2lr}, y_{2lr}), (x_{2rr}, y_{2rr})$ – координаты геометрического центра левой и правой опор второго коленвала соответственно.

За счет оригинального подхода к измерению вибраций погрешность определения параметров рассогласования по формуле (1) будет зависеть только от непараллельности осей датчиков и отклонений датчиков от угла их установки (90°) в пределах каждой пары точек измерений. Данные требования являются стандартными [20], поэтому процесс установки вибродатчиков не вызывает особых затруднений.

8. Исходя из условия обеспечения нормальной работы соломотряса ($\alpha \leq 0,5^\circ$), величина рассогласований (невязок) Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry} не должна превышать удвоенного значения допустимой угловой расцентровки вала в эквиваленте

$$\Delta m = kL_b \operatorname{tg} 2\alpha = 1,08 \cdot 1,6 \cdot 0,017 = 0,03 \text{ м}, \quad (2)$$

где k – коэффициент, определяющий зависимость изменения положения инерциальной оси вращения коленвала от изменения положения его геометрической оси вращения (определяется экспериментально);

L_b – длина коленвала соломотряса (1,6 м);

2α – допустимый угол между геометрическими осями вращения коленвалов ($0,1^\circ$).

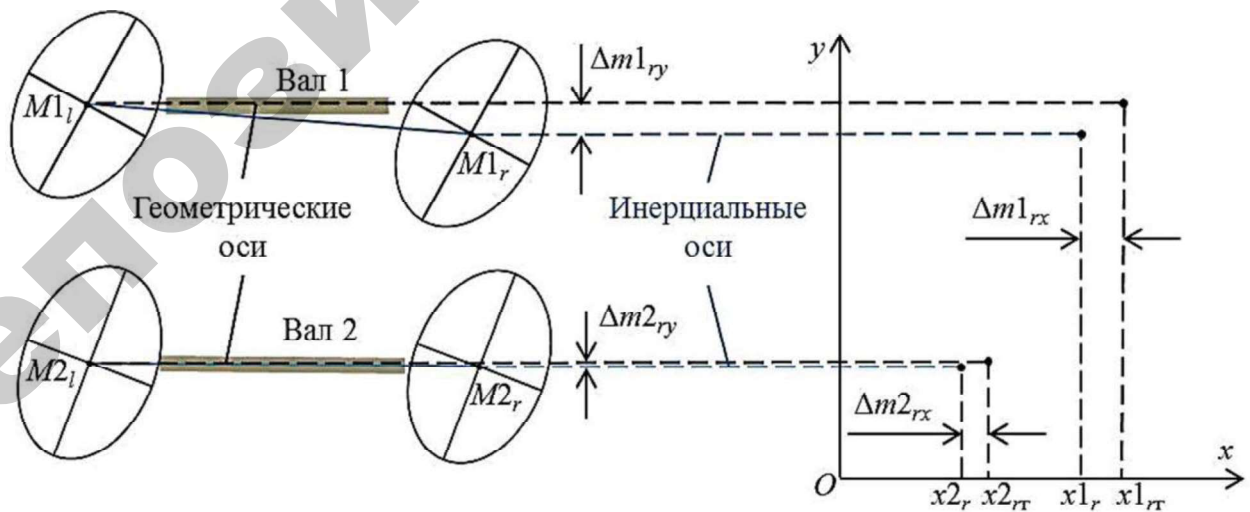


Рисунок 2. Взаимное положение валов вибронгруженного агрегата

Запишем условия допуска величины невязок Δm_{lx} и Δm_{ly} , Δm_{rx} и Δm_{ry}

$$\begin{aligned} |\Delta m1_{lx}| \& |\Delta m2_{lx}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{ly}| \& |\Delta m2_{ly}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{rx}| \& |\Delta m2_{rx}| \leq \Delta m/2; \\ |\Delta m1_{ry}| \& |\Delta m2_{ry}| \leq \Delta m/2. \end{aligned} \quad (3)$$

Условия (3) выступают в качестве критериев оценки технического состояния отдельно взятого коленвала. Если условия (3) не выполняются, тогда следует сначала выполнить центровку каждого вала в отдельности.

9. Рассчитываются поправочные коэффициенты $k1_{lx}$, $k1_{ly}$, $k1_{rx}$, $k1_{ry}$, $k2_{lx}$, $k2_{ly}$, $k2_{rx}$, $k2_{ry}$ для корректировки положений коленвалов соломотряса. Для этого определяют амплитуду среднего отклонения коленвалов (средней невязки)

$$\begin{aligned} \Delta \bar{m}_{lx} &= \frac{|\Delta m1_{lx}| + |\Delta m2_{lx}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{ly} &= \frac{|\Delta m1_{ly}| + |\Delta m2_{ly}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{rx} &= \frac{|\Delta m1_{rx}| + |\Delta m2_{rx}|}{2}; \\ \Delta \bar{m}_{ry} &= \frac{|\Delta m1_{ry}| + |\Delta m2_{ry}|}{2}. \end{aligned}$$

Далее определяют добавочные значения для Δm_{lx} , Δm_{ly} , Δm_{rx} , Δm_{ry}

$$\begin{aligned} \Delta m1'_{lx} &= |\Delta m1_{lx}| - \Delta \bar{m}_{lx}; \\ \Delta m2'_{lx} &= |\Delta m2_{lx}| - \Delta \bar{m}_{lx}; \\ \Delta m1'_{ly} &= |\Delta m1_{ly}| - \Delta \bar{m}_{ly}; \\ \Delta m2'_{ly} &= |\Delta m2_{ly}| - \Delta \bar{m}_{ly}; \\ \Delta m1'_{rx} &= |\Delta m1_{rx}| - \Delta \bar{m}_{rx}; \\ \Delta m2'_{rx} &= |\Delta m2_{rx}| - \Delta \bar{m}_{rx}; \\ \Delta m1'_{ry} &= |\Delta m1_{ry}| - \Delta \bar{m}_{ry}; \\ \Delta m2'_{ry} &= |\Delta m2_{ry}| - \Delta \bar{m}_{ry}. \end{aligned} \quad (4)$$

С учетом формулы (2), добавочные значения (4) пересчитывают в соответствующие поправочные коэффициенты $k1$ и $k2$

$$\begin{aligned} k1_{lx} &= \Delta m1'_{lx} / 2k; \\ k2_{lx} &= \Delta m2'_{lx} / 2k; \\ k1_{ly} &= \Delta m1'_{ly} / 2k; \\ k2_{ly} &= \Delta m2'_{ly} / 2k; \\ k1_{rx} &= \Delta m1'_{rx} / 2k; \\ k2_{rx} &= \Delta m2'_{rx} / 2k; \\ k1_{ry} &= \Delta m1'_{ry} / 2k; \\ k2_{ry} &= \Delta m2'_{ry} / 2k. \end{aligned} \quad (5)$$

10. Корректируются положения геометрических осей вращения коленвалов в новых координатах, учитывающих поправочные коэффициенты (5)

$$\begin{aligned} M1_{lr} &(x1_{lr} \mp k1_{lx}, y1_{lr} \mp k1_{ly}); \\ M1_{rr} &(x1_{rr} \mp k1_{rx}, y1_{rr} \mp k1_{ry}); \\ M2_{lr} &(x2_{lr} \mp k2_{lx}, y2_{lr} \mp k2_{ly}); \\ M2_{rr} &(x2_{rr} \mp k2_{rx}, y2_{rr} \mp k2_{ry}), \end{aligned}$$

где знак « \mp » выбирается, если величина частной невязки по соответствующей координате больше нуля.

В ходе выполнения экспериментальных исследований осей вращения коленвалов их параллельности удалось достичь за два цикла операций 1 – 10. Сложности с точной установкой коленвалов связаны с их достаточно большими размерами и расстоянием между ними. Также не удалось с первого раза выполнить настройку коленвалов по причине неточного экспериментального определения коэффициента k , который зависит не только от изменения положения геометрической оси вращения коленвала, но и от многих других факторов. Поэтому одним из дальнейших направлений исследований является определение совокупности факторов, влияющих на величину коэффициента k и получение его аналитического выражения.

В целом анализ экспериментальных данных позволил выявить новые диагностические признаки, характеризующие параллельность осей вращения коленвалов клавишного соломотряса зерноуборочного комбайна КЗС-1218 (условия (3)). Был выявлен перекос осей вращения коленвалов при их вращательном движении, выработаны рекомендации по доводке элементов клавишного соломотряса.

Заключение

Контроль параллельности осей вращения коленвалов возможен на основе использования обобщенной методики [9], которая позволяет дополнительно получить данные о динамике вращающегося объекта, в частности, определить положение инерциальной оси вращения вала. Анализ данной информации позволяет проводить динамическую балансировку валов

по одному из известных ранее методов, а также контролировать параллельность валов в динамике, что ранее не представлялось возможным, с использованием датчиков линейной вибрации.

Результаты экспериментальных исследований, проведенные в ОАО «Гомсельмаш», подтверждают возможность разработки частных методик контроля технического состояния, диагностирования, а также кинематического анализа вращающихся механизмов. В ходе контроля вибраций клавишного соломотряса был определен и устранен перекос коленвалов, выработаны рекомендации о допустимых отклонениях коленвалов от параллельности их осей вращения, выявлены причины повышенной вибрации на участках боковин очистки комбайна и опорах соломотряса (отклонения осей вращения коленвалов от перпендикулярности с боковинами очистки).

Положительный эффект от внедрения предложенной методики заключается в повышении качества контроля, которое выражается в сокращении времени на доводку элементов клавишного соломотряса. По предварительным расчетам экономия трудозатрат на доводку одного опытного образца зерноуборочного комбайна может составлять от 100 до 200 н.ч. в год (в зависимости от модели комбайна). Обобщенная методика является унифицированной для всех типов вибродатчиков с дипольным выходным сигналом. Возможность более широкого применения имеющегося виброизмерительного оборудования позволяет сократить расходы на закупку новых средств контроля технического состояния.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Баркова, Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования: учеб. пос./ Н.А. Баркова. – Спб.: СПбГМТУ, 2003. – 160 с.
2. Каталог продукции Bruel & Kjaer Vibro, 2010. – 61 с.
3. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М.: Машиностроение, 1996. – 276 с.
4. Карасев, В.А. Доводка эксплуатируемых машин. Вибродиагностические методы / В.А. Карасев, А.Б. Ройтман. – М.: Машиностроение, 1986. – 192 с.
5. Калинов, А.П. Анализ методов вибродиагностики асинхронных двигателей / А.П. Калинов, О.В. Браташ // Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. Энергетика: междунар. науч.-технич. журнал. – 2012. – №5. – С. 44-52.
6. Сидоров, В.А. Основные этапы развития и становления вибрационной диагностики / В.А. Сидоров // Вибрационная диагностика. – 2014. – №1. – С. 64-72.
7. Скворцов, О.Б. Современные тенденции развития стационарных систем контроля вибрации / О.Б. Скворцов // Вибрационная диагностика. – 2006. – № 2. – С. 10-14.
8. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации: учеб. пос. / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – Спб.: СПбГМТУ, 2004. – 156 с.
9. Осадчий, И.А. Методика вибрационного контроля вращающихся механизмов по динамике их мгновенного центра вращения / И.А. Осадчий // Сборник научных статей Военной академии Республики Беларусь. – 2018. – № 35. – С. 116-125.
10. Контроль состояния и диагностика машин. Вибрационный контроль состояния машин. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации: ИСО 13373-2:2005.
11. Бияров, Т. Основы динамики и вопросы устойчивости механизмов высоких классов и машин со многими степенями свободы: автореф. ... дис. докт. технич. наук. / Т. Бияров; Казахский гос. нац. университет им. Аль-Фараби, 1993. – 44 с.
12. Методика диагностики соломотряса зерноуборочного комбайна в процессе его доводки / И.А. Осадчий [и др.] // Агропанорама. – 2018. – № 3. – С. 5-9.
13. Улучшение качества обработки деталей путем проведения балансировки шлифовальных кругов в собственных опорах [Электронный ресурс] // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 1. – Режим доступа: http://www.diamech.ru/files/m_01_2005.pdf. – Дата доступа: 22.06.2020.
14. Сушко, Е.А. Из опыта работы на балансировочных станках / Е.А. Сушко // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 2. – С. 18-21.
15. Часто задаваемые вопросы по балансировке [Электронный ресурс] // Вибрационная диагностика. – 2005. – № 2. – Режим доступа: http://www.diamech.ru/files/m_02_2005.pdf. – Дата доступа: 22.06.2020.
16. Левит, М.Е. Балансировка деталей и узлов / М.Е. Левит, В.М. Рыженков. – М.: Машиностроение, 1986. – 248 с.
17. Котельников, В.А. О пропускной способности «эфира» и проволоки в электросвязи / В.А. Котельников // Собр. трудов. Радиофизика, информатика, телекоммуникации. – М.: ФИЗМАЛИТ, 2008. – Т. 1. – С. 90-109.
18. Марк, С. Справочник по пьезоэлектрическим акселерометрам и преусилителям / С. Марк, Р.Л. Торбен. – Дания: Глострун, 1987. – 187 с.
19. Косачев, И.М. Методики расчета интервальных оценок коэффициента корреляции пирсона зависимых случайных величин / И.М. Косачев, М.М. Касперович // Вестник Военной академии Республики Беларусь. – 2015. – № 3 (48). – С. 147-185.
20. Вибрация. Системы измерений вибрации вращающихся валов. Устройства для снятия сигналов относительной и абсолютной вибрации: ГОСТ ИСО 10817-1-2002. – М.: Стандартинформ, 2007. – Ч. 1. – с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 04.06.2020