

Карданные валы в приводе бумагоделательных машин

С.Н. Вихарев^{1a}, В.П. Сиваков^{1b}, А.В. Вураско^{1c}

¹Уральский государственный лесотехнический университет, Сибирский тракт, 37, Екатеринбург, Россия

^a cbp200558@mail.ru, ^b cbp200558@mail.ru, ^c cbp200558@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-9387-1512>,

^c <https://orcid.org/0000-0002-9471-085X>

Статья поступила 22.12.2024, принята 11.01.2025

Предметом исследования статьи являются карданные валы в приводе бумагоделательных машин. Проведены теоретические и экспериментальные исследования карданных валов. При эксплуатации и проведении комплексных динамических испытаний бумагоделательных машин выявлена низкая надежность некоторых карданных валов в приводе. Исследованы радиальные и осевые силы, возникающие при работе карданного вала. Для правильной работы карданного вала необходимо соблюдение следующих условий: углы перекоса одинаковы; обе вилки средней части карданного вала лежат в одной плоскости; все части карданного вала лежат в одной плоскости. При увеличении разности углов перекоса карданного вала увеличивается радиальная сила, действующая на опоры привода и карданные шарниры. Причем эти силы действуют с частотами, равными удвоенной частоте вращения вала. Исследована неравномерность вращения карданного вала в зависимости от разности углов перекоса валов. Если приводной вал бумагоделательной машины подвижен по технологии, и вал вращается с помощью карданной передачи, как в случае с приводом сеткоповоротного вала, то при этом надо также соблюдать вышеперечисленные условия. Если эти условия не соблюдаются, то возрастают усилия в кардане, что ведет к снижению его надежности. При невыполнении условий правильной работы карданного вала за один оборот частота вращения два раза будет принимать минимальное и максимальное значение, т. е. возникает неравномерность вращения и перегрузка всех элементов карданного вала и подшипников сопрягаемых валов. В спектре колебаний карданной передачи резко увеличивается вторая гармоника оборотной частоты. Рекомендуется в приводе бумагоделательной машины заменить ненадежные карданные передачи на промежуточные валы, если приводные валы стационарны (не перемещаются в рабочем режиме по технологии). При этом обеспечить соосную установку цапф карданных валов в рабочем положении в приводах машин. При проектировании карданных передач в приводе необходимо обеспечить выполнение условий правильной их работы. При эксплуатации бумагоделательных машин рекомендуется провести тщательную выверку карданных валов в приводе. Диагностическим признаком неправильного монтажа или погрешности выверки положения карданной передачи является повышенная амплитуда вибрации подшипниковых опор на второй гармонике оборотной частоты. Результаты, полученные в статье, могут быть использованы при проектировании и эксплуатации бумагоделательных машин и других технологических и транспортных машинах.

Ключевые слова: карданный вал, привод, надежность, условия.

Cardan shafts in the drives of papermaking machines

S.N. Vikharev^{1a}, V.P. Sivakov^{1b}, A.V. Vurasko^{1c}

¹Ural State Forest Engineering University; 37, Siberian Tract St., Ekaterinburg, Russia

^a cbp200558@mail.ru, ^b cbp200558@mail.ru, ^c cbp200558@mail.ru

^a <https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>, ^b <https://orcid.org/0000-0002-9387-1512>,

^c <https://orcid.org/0000-0002-9471-085X>

Received 22.12.2024, accepted 11.01.2025

The article examines cardan shafts in the drive of papermaking machines. Theoretical and experimental studies of cardan shafts are carried out. During the operation and conduct of comprehensive dynamic tests of paper, the low reliability of some cardan shafts in the drive is revealed. The radial and axial forces that occur during the operation of the cardan shaft are investigated. For the correct operation of the cardan shafts it is necessary to observe the following conditions: the angles of the offset are equal; both forks of the middle part of the cardan shaft lie in one plane; all parts of the cardan shaft lie in one plane. With an increase in the difference in the angles of the skew of the cardan shaft, the radial force acting on the support of the drive and the cardan hinges. Moreover, these forces act with frequencies equal to the doubles of rotation of the shaft. The uneven rotation of the cardan shaft is investigated, depending on the difference in the angles of the bloom of the shafts. If the drive shaft of the papermaking machine is mobile according to the technology, and the shaft rotates using a cardan shaft, as is the case with the drive of the mesh hood, then the above conditions must also be observed. If these conditions are not respected, then efforts in the cardan increase, which leads to a decrease in its reliability. If the conditions for the proper operation of the cardan shaft for one revolution, the rotation frequency will take twice the minimum and maximum value, that is, there is a non-self-dimensionality of rotation and overload of all elements of the cardan shaft and bearings of the mating shafts. In the spectrum of co-lanes of the cardan shaft, the second harmonic of the reverse frequency increases sharply. It is recommended to replace unreliable cardan shafts with intermediate shafts if the drive shafts are stationary (are not moved in working mode according to technology). At the same time, ensure the alignment of the trunnions of the cardan shafts in the working position in the drives of the machines. When designing cardan shafts in the drive, it is necessary to ensure the fulfillment of the conditions for their proper operation. During the operation of papermaking machines, it is recommended to carry out a thorough reconciliation of the cardan shafts in

the drive. The diagnostic sign of improper installation or error in the reconciliation of the cardan shaft position is an increased amplitude of the vibration of bearing supports on the second harmonic of the revolutionary frequency. The results obtained in the article can be used in the design and operating of papermaking machines and other technological and transport machines.

Keywords: cardan shaft, drive, reliability, conditions.

Введение. В приводе бумагоделательных машин (БДМ) используют карданные валы. Карданные валы предназначены для передачи крутящего момента между валами, оси которых не лежат на одной прямой или, изменяют свое положение при работе БДМ. При эксплуатации и проведении комплексных динамических испытаний БДМ [1, 2] выявлена низкая надежность некоторых карданных валов в приводе БДМ. Так, например, надежность карданных валов резко уменьшилась после модернизации БДМ на некоторых предприятиях отрасли, при которой сеткоповоротный вал в сеточной части стал подвижным для передачи бумажного полотна из сеточной части в прессовую. В частности, на Окуловской бумажной фабрике, Сухонском целлюлозно-бумажном комбинате и других предприятиях срок службы карданных валов привода сеткоповоротного вала составил около 750 ч., что приводило к внеплановым простоям и значительному экономическому ущербу. Замена карданных валов на валы с большим допускаемым крутящим моментом не решила проблему повышения надежности карданного вала.

Надежность и проектирование карданных передач транспортных и технологических машин рассмотрены в работах С.М. Гайдара, И.Я. Дьякова, И.Г. Голубева и др. [3–19]. Кинематика карданных передач довольно хорошо освещена в работах [11, 20–24].

Цель статьи – исследование и разработка рекомендаций по повышению надежности карданных валов в приводе БДМ.

Теоретические исследования. Карданная передача передает крутящий момент от выходного вала редуктора к цапфе приводного вала БДМ. Эти элементы привода удалены друг от друга и расположены в разных плоскостях, которые изменяют свое положение по технологии производства бумаги на БДМ. Карданная передача в приводе, как правило, установлена по Z-образной схеме (рис. 1).



Рис. 1. Z-образная схема установки карданной передачи в приводе БДМ

Кинематическая схема карданного вала представлена на рис. 2.

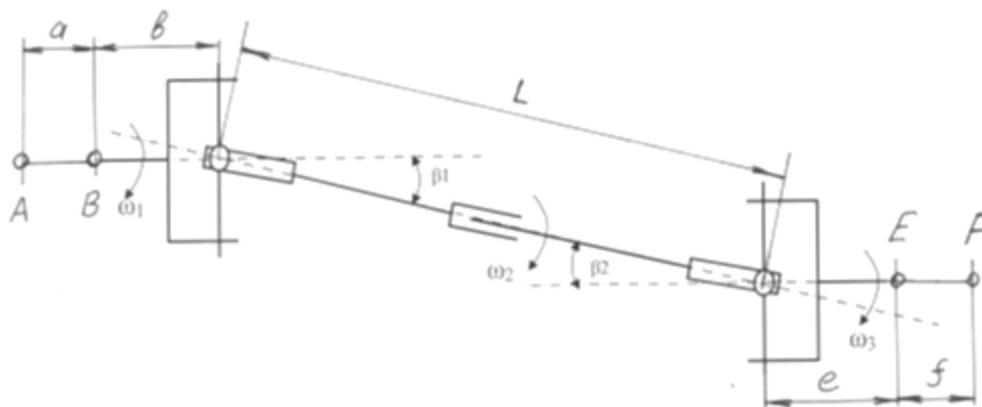


Рис. 2. Кинематическая схема карданного вала. А, В, Е, F – опоры вала

Исследованы радиальные силы, возникающие при работе карданного вала. Радиальные силы при углах перекоса $\beta_1 = \beta_2$ и угле поворота карданного вала $\alpha = 0^\circ$ в опорах:

$$\begin{aligned} A &= 0; & B &= 0; \\ E &= 0; & F &= 0. \end{aligned}$$

Максимальные значения радиальных сил при $\beta_1 = \beta_2$ и угле поворота $\alpha = 90^\circ$ в опорах можно определить по формулам:

$$A = M \frac{tg\beta_1}{a}; \tag{1}$$

$$B = M \frac{tg\beta_1}{a}; \tag{2}$$

$$E = M \frac{tg\beta_1}{f}; \tag{3}$$

$$F = M \frac{tg\beta_1}{f}; \tag{4}$$

где M – крутящий момент привода, a, f – расстояния между опорами выходного вала редуктора и опорами сеткоповоротного вала.

Максимальные значения радиальных сил на опорах карданного вала при $\beta_1 \neq \beta_2$ и угле поворота $\alpha = 0^\circ$ в опорах можно определить как:

$$A = M \frac{bcos \beta_1}{La} (tg \beta_1 - tg \beta_2); \quad (5)$$

$$B = M \frac{(a+b)cos \beta_1}{La} (tg \beta_1 - tg \beta_2); \quad (6)$$

$$E = M \frac{(e+f)cos \beta_1}{Lf} (tg \beta_1 - tg \beta_2); \quad (7)$$

$$F = M \frac{ec cos \beta_1}{Lf} (tg \beta_1 - tg \beta_2), \quad (8)$$

где b, e – расстояния от опоры до карданного шарнира.

Максимальные значения радиальных сил в опорах карданного вала при $\beta_1 \neq \beta_2$ и угле поворота $\alpha = 90^\circ$ в опорах можно определить по формулам:

$$A = M \frac{tg \beta_1}{a}; \quad (9)$$

$$B = M \frac{tg \beta_1}{a}; \quad (10)$$

$$E = M \frac{sin \beta_2}{f cos \beta_1}; \quad (11)$$

$$F = M \frac{sin \beta_2}{f cos \beta_1}. \quad (12)$$

Осевое усилие, возбуждаемое карданным валом, можно определить по формуле

$$S = \mu \frac{M cos \beta}{R}, \quad (13)$$

где μ – коэффициент трения в шлицевой передаче карданного вала, R – радиус профиля шлицев.

При углах перекоса $\beta_1 \neq \beta_2$ карданный вал передает вращение неравномерно. Причем амплитуда неравномерности вращения $\Delta\alpha$ увеличивается с увеличением разности углов перекоса (рис. 3).

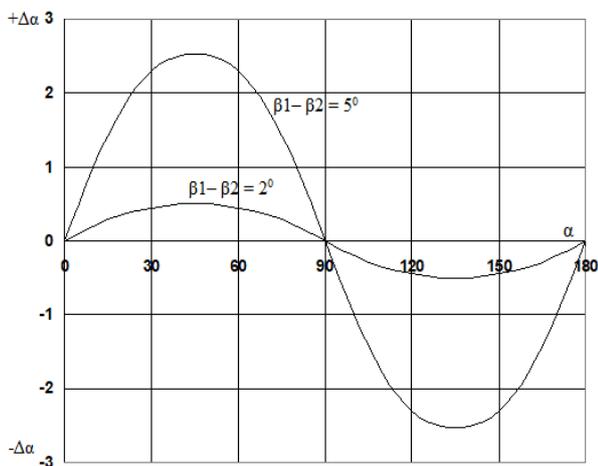


Рис. 3. Неравномерность вращения карданного вала

Мгновенный коэффициент полезного действия карданной передачи

$$\eta = N_{II} / N_3, \quad (14)$$

где N_{II} – мощность, затрачиваемая на преодоление сил полезного сопротивления, N_3 – передаваемая мощность карданной передачей.

Для правильной работы карданного вала необходимо соблюдение следующих трех условий:

1. Углы перекоса β_1 и β_2 одинаковы (рис. 4).
2. Обе вилки средней части карданного вала лежат в одной плоскости (рис. 5).
3. Все части карданного вала лежат в одной плоскости (рис. 6).

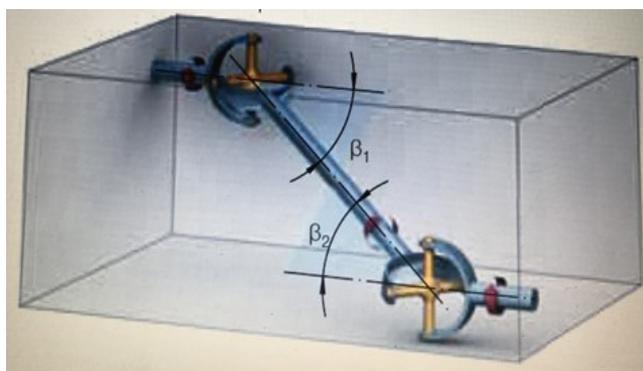


Рис. 4. Углы перекоса β_1 и β_2 карданного вала одинаковы

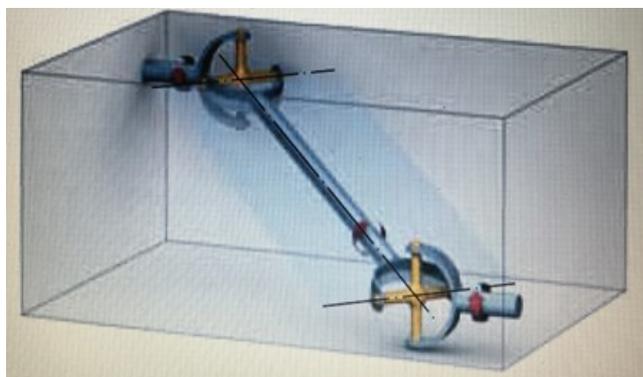


Рис. 5. Вилки средней части карданного вала лежат в одной плоскости

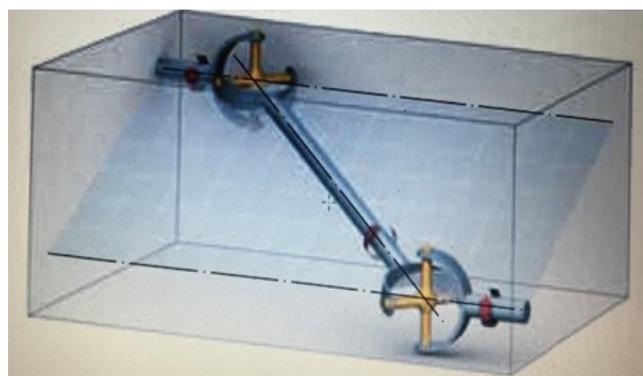


Рис. 6. Части карданного вала лежат в одной плоскости

Если опора АВ (см. рис. 2) подвижна, как в случае с приводом сеткоповоротного вала БДМ, то все эти три условия также надо соблюдать. То есть при перемещении сеткоповоротного вала при заправке бумажного полотна ось карданного вала и оси цапф сопрягаемых валов должны лежать в одной плоскости. При несоблюдении условий правильной работы карданного вала резко возрастают усилия в кардане, что приводит к уменьшению его надежности и к отказу.

При увеличении разности углов перекоса карданного вала увеличивается радиальная сила, действующие на опоры привода и карданные шарниры. Причем эти силы действуют с частотами, равными удвоенной частоте вращения вала.

Результаты и дискуссия. Если приводной вал БДМ подвижен по технологии производства, он вращается с помощью карданной передачи, как в случае с приводом сеткоповоротного вала, то при этом надо также соблюдать вышеперечисленные условия. Если эти условия не соблюдаются, то возрастают усилия в кардане, что ведет к снижению его надежности.

Фотографии положения карданного вала в приводе сеткоповоротного вала Сухонского целлюлозно-бумажного комбината после модернизации БДМ представлены на рис. 7 и 8.



Рис. 7. Фото карданного вала в вертикальной плоскости



Рис. 8. Фото карданного вала в горизонтальной плоскости

При невыполнении условий правильной работы карданного вала за один оборот частота вращения два раза будет принимать минимальное и максимальное значение, т. е. возникает неравномерность вращения и перегрузка всех элементов карданного вала и подшипников сопрягаемых валов. В спектре колебаний карданной передачи резко увеличивается вторая гармоника оборотной частоты.

Неравномерность вращения, т.е. колебания частоты вращения за один оборот вала определяется по формуле

$$\Delta n = n \cdot \sin \Delta\beta, \quad (15)$$

где n – частота вращения карданного вала, $\Delta\beta = \beta_1 - \beta_2$.

График зависимости мгновенного коэффициента полезного действия карданной передачи от длины карданной передачи и от разности углов перекоса валов для привода сеткоповоротного вала Сухонского целлюлозно-бумажного комбината показан на рис. 9.

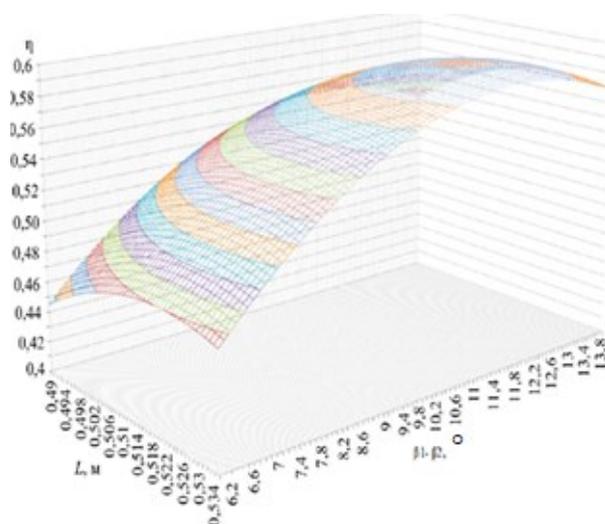


Рис. 9. График зависимости КПД карданной передачи от длины карданного вала и от разности углов перекоса валов применительно к приводу сеткоповоротного вала

Амплитуда вибрации корпуса приводного подшипника сеткоповоротного вала изменяются в зависимости от его положения в диапазоне 2,0–12,1 мм/с (рис. 10, табл.). Измерения проводились при помощи виброанализатора СД-12 фирмы «Васт» (г. Санкт-Петербург). Частотный диапазон этого анализатора составляет 0,5–25600 Гц. Динамический диапазон измерения виброскорости – 0,1–1000 мм/с. Неравномерность амплитудно-частотной характеристики этого прибора – $\pm 0,5\%$. При анализе параметров вибрации использовалась компьютерная программа «Vibro 12», разработанная этой же фирмой. Для измерения температуры карданного вала применялся пирометр Rayger ST25. Диапазон измерений температуры – 30–1200 °С. Пределы допускаемой основной относительной погрешности измерений – 1%. Выход интерфейса RS-232.

При перемещении сеткоповоротного вала от рабочего положения до максимального (100 мм) амплитуда вибрации возрастает более чем в 6 раз. Основная причина повышения амплитуды вибрации – воздействие карданного вала. Спектр вибрации корпуса приводного подшипника сеткоповоротного вала в поперечном

направлении БДМ Сухонского целлюлозно-бумажного комбината представлен на рис. 11.

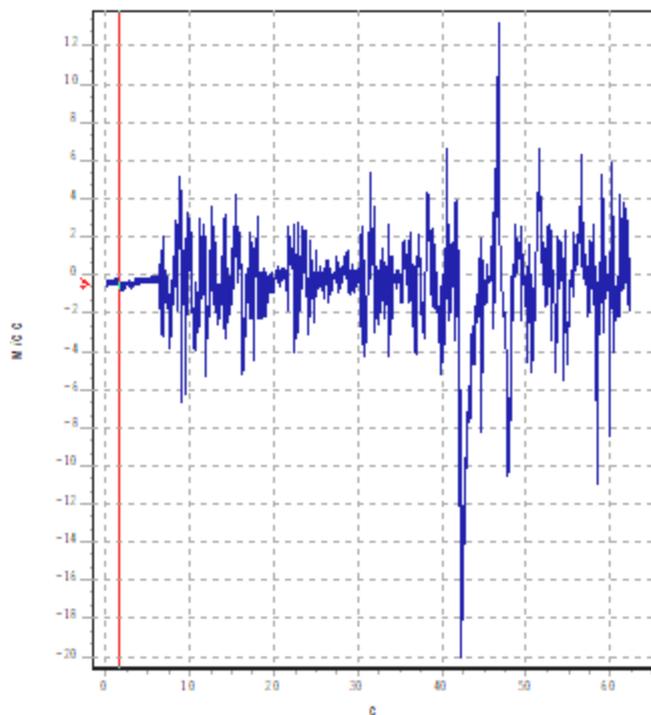


Рис. 10. Колебания корпуса приводного подшипника сеткоповоротного вала

Таблица. Амплитуда вибрации корпуса приводного подшипника сеткоповоротного вала и температура карданного вала

Перемещение сеткоповоротного вала, мм	Среднеквадратическое значение виброскорости по общему уровню, мм/с	Температура карданного вала, °С
0 (рабочее положение)	2,0	32
10	3,2	32
20	3,6	32
30	4,8	33
40	5,0	32
50	6,2	33
60	7,3	34
70	8,1	33
80	9,8	33
90	10,9	34
100	12,1	34

Температура карданного вала при перемещении его приводной точки изменяется незначительно (см. табл.) и лежит в пределах погрешности измерения. Температура карданного вала не может служить диагностическим признаком правильности его работы. Она повышается только при его критическом износе непосредственно перед отказом [19].

Спектр вибрации корпуса редуктора привода сеткоповоротного вала в поперечном направлении Сухонского целлюлозно-бумажного комбината представлен на рис. 12.

На спектрах вибрации имеются два основных пика с частотами 4,38 и 8,75 Гц. Эти частоты соответствуют

оборотной и второй гармонике оборотной частоты карданного вала. Как показано ранее, при невыполнении условий правильного положения карданного вала возрастает амплитуда второй гармоники оборотной частоты карданного вала. Следовательно, диагностическим признаком неправильной установки или погрешности выверки положения карданной передачи является амплитуда виброскорости подшипниковых опор по общему уровню или на второй гармонике оборотной частоты.

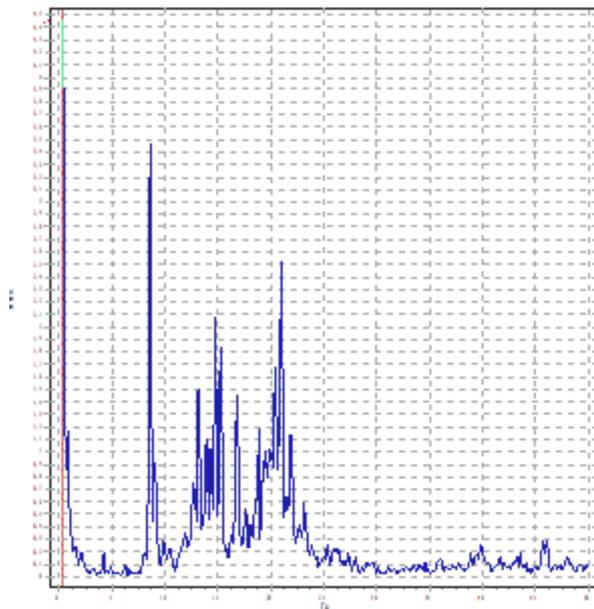


Рис. 11. Спектр вибрации корпуса приводного подшипника сеткоповоротного вала при максимальном его перемещении

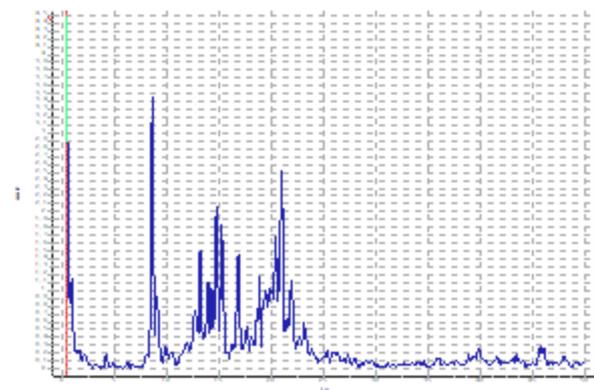


Рис. 12. Спектр вибрации корпуса редуктора привода сеткоповоротного вала

Амплитуда частоты 4,38 Гц приводного подшипника – 3,2 мм/с, редуктора – 0,2 мм/с, а частоты 8,75 Гц – соответственно, 6,3 и 3,5 мм/с.

Увеличение амплитуды вибрации при перемещении сеткоповоротного вала и повышенная амплитуда вибрации второй гармоники оборотной частоты указывает на неправильный монтаж и нарушение выверки карданного вала на БДМ Сухонского целлюлозно-бумажного комбината. Условия правильной работы карданного вала сеткоповоротного вала не выполняются, особенно при перемещении сеткоповоротного вала при заправке бу-

мажного полотна. При этом увеличиваются нагрузки на элементы карданного вала. Это является причиной низкой надежности карданного вала.

Рекомендуется провести правильную установку и тщательную выверку карданного вала. Для уменьшения $\Delta\beta$ и неравномерности вращения карданного вала рекомендуется:

- уменьшить величину хода сеткоповоротного вала при заправке бумажного полотна;
- увеличить длину карданного вала.

Также рекомендуется соосная установка цапф соединяемых валов карданными валами в приводе БДМ.

Заключение. В статье исследованы условия правильной работы карданных валов в приводах БДМ. Получены формулы для расчета радиальных и осевых сил, возникающих при работе карданного вала. Исследована неравномерность вращения и коэффициент полезного действия карданной передачи. Показано, что низкая надежность карданного вала в приводе сеткоповоротного вала БДМ Сухонского целлюлозно-бумажного комбината вызвана неправильным монтажом карданного вала и не соблюдением условий правильной его работы.

Рекомендуется при проектировании и эксплуатации привода БДМ:

- заменить ненадежные карданные передачи на промежуточные валы, если приводные валы стационарны (не перемещаются в рабочем режиме по технологии);

– если валы по технологии производства бумаги перемещаются, то обеспечить соосную установку цапф карданных валов в рабочем положении в приводах БДМ; обеспечить выполнение условий правильной работы карданных передач при изменении положения приводного вала БДМ;

– провести тщательную выверку карданных валов в приводе; при эксплуатации БДМ осуществлять мониторинг вибрации карданной передачи.

Температура карданного вала при перемещении приводной опоры изменяется незначительно и не может служить диагностическим признаком правильности его работы, поскольку повышается только при его критическом износе непосредственно перед отказом.

Диагностическим признаком неправильной установки или погрешности выверки положения карданной передачи является амплитуда виброскорости подшипниковых опор по общему уровню или на второй гармонике оборотной частоты.

После внедрения разработанных рекомендаций правильной установки и выверке карданных валов в приводе БДМ на предприятиях отрасли надежность этих валов увеличилась.

Результаты, полученные в статье, могут быть использованы при проектировании и эксплуатации БДМ и других технологических и транспортных машин.

Литература

1. Вихрев С.Н., Сиваков В.П., Сафронов Е.Г., Вихрева Ю.С. Динамические испытания машин – эффективный метод оценки их технического состояния // Вестн. Казан. технологич. ун-та. 2013. Т. 16, № 24. С. 102-104.
2. Ложкин Г.А., Мусихин В.Ф., Вихрев С.Н., Сиваков В.П., Санников А.А. Комплексные динамические испытания оборудования целлюлозно-бумажных производств // Целлюлоза. Бумага. Картон. 2006. № 11. С. 46-47.
3. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analysis of wear of the cardan cross the joints John Deetractor // Traktorii Pogonske Mašine. 2016. Vol. 21, № 1. P. 24-29.
4. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // Tractors and Power Machines. 2018. Vol. 23, № 1-2. P. 43-50.
5. Меновщиков В.А., Ереско С.П. Исследование и совершенствование игольчатых подшипников карданных передач транспортно-технологических машин. Красноярск: Изд-во Красноярск. гос. аграр. ун-та, 2006. 283 с.
6. Popov V.L. Contact mechanic und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. Berlin: Springer-Verlag, 2009. 328 p.
7. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. Berlin: Springer-Verlag, 2010. 362 p.
8. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths // Tribology International. 2007. Vol. 40, № 10-12. P. 1413-1422.
9. Pastukhov A.G., Degtyarev N.M., Zakharin A.V., Timashov E.P. Methodology and results of microstructural analysis of reinforced cardan crosses // Traktorii Pogonske Mašine. 2014. Vol. 19, № 2. P. 41-46.
10. Меновщиков В.А. Повышение работоспособности игольчатых шарниров карданных передач приводов транспортно-технологических машин: автореф. дис. д. техн. наук. Красноярск: Изд-во Красноярск. гос. аграр. ун-та, 2006. 36 с.
11. Малаховский Н.Э. Карданные передачи. М.: ООО «Издательство Машиностроение», 1952. 220 с.
12. Erokhin M.N., Leonov O.A., Kataev Yu.V., Melnikov O.M. Tightness and leakage in applying reinforced rubber sleeves to shafts // Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39, № 6. P. 459-462.
13. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G. Determining the tolerances in fitting for joints with interference // Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39, № 7. P. 544-547.
14. Makhovskaya Y.Y. Modeling of stationary frictional heating of a coated body // Journ. of Friction and Wear. 2019. Vol. 40, № 3. P. 258-265.
15. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. System approach to assessment of thermal stress of units of transmissions // Applied Engineering Letters. 2017. Vol. 2, № 2. P. 65-68.
16. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines // Traktorii Pogonske Mašine. 2017. Vol. 22, № 1-2. P. 31-38.
17. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Assessment of reliability of cardan joints based on analytical model of thermal stress // Tekhnichny Servis Agropromislovy, Lisoviy that Transport Kompleksiv. 2017. Vol. 8. P. 43-48.
18. Timashov E.P. Modeling of temperature condition of bearing mount assembly of the cardan joint // Innovation in Agrarian and Industrial Complex: Problems and Prospects. 2019. Vol. 2, № 22. P. 87-100.
19. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // Traktorii Pogonske Mašine. 2018. Vol. 23, № 1-2. P. 43-50.
20. Pastukhov A., Timashov E., Kravchenko I.N., Parnikova T. Adaptivity of thermal diagnostics method of mechanical transmission assemblies // Engineering for Rural Development. 2020. Vol. 3. P. 107-113.

21. Pastukhov A.G., Timashov E.P. A finite element method in the system of thermodiagnosics of joints of cardan transfers // Current Problems of Agroengineering in the 21st Century. 2018. Vol. 2. P. 373-378.
22. Кукушкин Е.В., Ереско Т.Т. Исследования коэффициента полезного действия карданной передачи // Актуальные проблемы авиации и космонавтики: материалы VI Международ. науч. конф., г. Красноярск, 13-17 апреля 2020 г. Красноярск: Изд-во Красноярск. ун-та, 2020. С. 377-379.
23. Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи // Решетневские чтения. 2017. Т. 1, Красноярск: Изд-во Красноярск. ун-та, 2017. С. 564-567.
24. Ереско С.П. Совершенствование методики расчета угла закручивания карданной передачи с использованием теоретических и экспериментальных исследований // Сибирский журнал науки и технологий. 2018. № 19 (4). С. 668-676.
- of Technical Sciences. Krasnoyarsk: Krasnoyarsk State Agrarian University, 2006. 36 p.
11. Malakhovskiy N.E. Cardan gears. Moscow: Mashinostroenie Publishing House, 1952. 220 p.
12. Erokhin M.N., Leonov O.A., Kataev Yu.V., Melnikov O.M. Tightness and leakage in applying reinforced rubber sleeves to shafts // Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39, № 6. P. 459-462.
13. Leonov O.A., Shkaruba N.Zh., Vergazova Yu.G. Determining the tolerances in fitting for joints with interference // Russian Engineering Research. 2019. Vol. 39, № 7. P. 544-547.
14. Makhovskaya Y.Y. Modeling of stationary frictional heating of a coated body // Journ. of Friction and Wear. 2019. Vol. 40, № 3. P. 258-265.
15. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. System approach to assessment of thermal stress of units of transmissions // Applied Engineering Letters. 2017. Vol. 2, № 2. P. 65-68.
16. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T.V. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines // Traktorii Pogonske Mashine. 2017. Vol. 22, № 1-2. P. 31-38.
17. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Assessment of reliability of cardan joints based on analytical model of thermal stress // Tekhnichny Servis Agropromislovy, Lisovythat Transport Kompleksiv. 2017. Vol. 8. P. 43-48.
18. Timashov E.P. Modeling of temperature condition of bearing mount assembly of the cardan joint // Innovation in Agrarian and Industrial Complex: Problems and Prospects. 2019. Vol. 2, № 22. P. 87-100.
19. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // Traktorii Pogonske Mashine. 2018. Vol. 23, № 1-2. P. 43-50.
20. Pastukhov A., Timashov E., Kravchenko I.N., Parnikova T. Adaptivity of thermal diagnostics method of mechanical transmission assemblies // Engineering for Rural Development. 2020. Vol. 3. P. 107-113.

References

1. Viharev S.N., Sivakov V.P., Safronov E.G., Vihareva Y.S. Dynamic testing of machines - an effective method for assessing their technical condition // Herald of Kazan Technological University. 2013. Vol. 16, № 24. P. 102-104.
2. Lozhkin G.A., Musikhin V.F., Vikharev S.N., Sivakov V.P., Sannikov A.A. Complex dynamic tests of the pulp and paper production equipment // Cellulose. Paper. Cardboard. 2006. № 11. P. 46-47.
3. Erokhin M.N., Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analysis of wear of the cardan cross the joints John Deer tractor // Traktorii Pogonske Masine. 2016. Vol. 21, № 1. P. 24-29.
4. Pastukhov A.G., Timashov E.P. Analytical model of temperature condition elementary interface of the cardan joint // Tractors and Power Machines. 2018. Vol. 23, № 1-2. P. 43-50.
5. Menovshchikov V.A., Eresko S.P. Research and perfection of needle bearings of cardan gears of transport-technological machines. Krasnoyarsk: Krasnoyarsk State Agrarian University, 2006. 283 p.
6. Popov V.L. Contact mechanic und Reibung. Ein Lehr- und Anwendungsbuch von der Nanotribologie bis zur numerischen Simulation. Berlin: Springer-Verlag, 2009. 328 p.
7. Popov V.L. Contact mechanics and friction. Physical principles and applications. Berlin: Springer-Verlag, 2010. 362 p.
8. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths // Tribology International. 2007. Vol. 40, № 10-12. P. 1413-1422.
9. Pastukhov A.G., Degtyarev N.M., Zakharin A.V., Timashov E.P. Methodology and results of microstructural analysis of reinforced cardan crosses // Traktorii Pogonske Masine. 2014. Vol. 19, № 2. P. 41-46.
10. Menovshchikov V.A. Increase of serviceability of the needle joints of the cardan gears of the drives of the transport-technological machines: Abstract of the dissertation ... Doctor