

АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ РЕДУКТОРОВ ЭНЕРГОБЛОКОВ

В. В. Пиеничный, А. Ф. Сальников

*Пермский национальный исследовательский политехнический университет,
Пермь, Российская Федерация*

Исследуются редукторы энергоблоков. Проведён динамический анализ основных конструктивных элементов редукторов, представлены схемы редуктора с точками замеров. Выявлены предполагаемые причины повышенного износа поверхностей зубчатых зацеплений шевронной передачи. Приведены результаты исследования динамических взаимодействий по вибрационным характеристикам измерений уровня вибраций на подшипниковых узлах и элементах редукторов энергоблоков при их технологическом режиме работы. Для анализа частотного взаимодействия конструктивных элементов исследуемых редукторов использовались результаты модального анализа ранее проведённых исследований редуктора энергоблока. Отмечено, что для проведения вибродиагностического контроля был выбран третий класс машин – мощные первичные двигатели и другие машины с вращающимися массами, установленные на массивных фундаментах, жёстких в направлении измерения вибрации. Исследованы фазовые углы быстроходного и тихоходного вал-колёс с целью определения угла фазового смещения (крутильные колебания вал-колёс) на оборотных частотах и частотах зубчатого зацепления, что с позиции динамического анализа позволяет отследить траектории зацеплений в зубчатых парах разделённых колёс шевронной передачи. Проиллюстрированы схемы траекторий зацеплений зубчатых колёс при изгибных колебаниях вал-колёс. Представлены результаты исследований, подтверждающие нелинейную связь между уровнем осевых вибраций и углом смещения мгновенного фазового угла. Рекомендовано снизить уровень осевой вибрации, передаваемой от муфты, до 0,1–0,2 мм/с для устранения неравномерности износа в шевронной передаче; проводить конструктивные доработки быстроходного и тихоходного вал-колёс с повышением жёсткости между элементами шевронной передачи; эксплуатировать редукторы в пределах критических величин; своевременно проводить мониторинг технического состояния редукторов.

Ключевые слова: редуктор, колебание элементов редуктора, динамическое состояние, виброускорение, элементы шевронной передачи, фазовый угол.

Для цитирования: Пиеничный В. В., Сальников А. Ф. Анализ вибрационного состояния редукторов энергоблоков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 4. С. 96–106. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-96-106.

Введение

Проблема снижения затрат на ремонтно-восстановительные работы редуктора энергоблоков является актуальной задачей для любого предприятия энергетической отрасли. Решение данной проблемы заключается в установлении причин повышенного износа элементов зубчатого зацепления шевронной передачи. Объект исследования – редукторы энергоблоков. При отработке перспективных изделий обычно присутствуют новые элементы, которые вводятся с целью улучшения его характеристик, получения более высоких эксплуатационных качеств изделия или решения конкретных тактических задач. Эти элементы и конструктивные решения отличаются определённой новизной и требуют научного предвидения, основанного на изучении протекающих динамических процессов. Настоящее исследование направлено на выявление причин повышенного износа элементов зубчатого зацепления шевронной передачи редуктора энергоблоков, что позволит снизить затраты на осуществление ремонтно-восстановительных работ по ремонту редуктора.

Основные конструктивные характеристики редуктора

Редуктор предназначен для передачи мощности от приводного двигателя на рабочую машину. Корпус разделён по горизонтали и состоит из двух частей (1, 4). Вал-колесо редуктора 2 выполнено в виде сборной конструкции, диск с нарезанными зубьями насажен на вал с натягом. Вал-шестерня 6 представлен в виде цельной конструкции. Зубчатые сцепления выполнены

с шевронными зубьями. Все зубчатые сцепления отшлифованы. Масляные разбрызгиватели на зубчатом зацеплении и на выходе зубьев смазывают зубчатые колеса. Осевое усилие от муфт установки передаётся на упорный подшипник, расположенный на вал-колесе редуктора. Вал-колёса редуктора установлены на разъемные гидродинамические подшипники скольжения. Осевое усилие тихоходного вал-колеса принимается упорным подшипником (рис. 1).

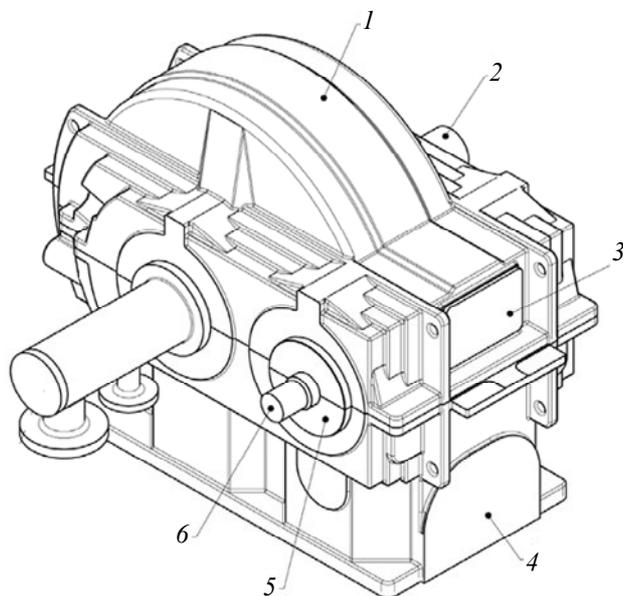


Рис. 1. Схема редуктора: 1 – верхняя часть корпуса; 2 – вал-колесо редуктора; 3 – инспекционное отверстие; 4 – нижняя часть корпуса; 5 – уплотнитель; 6 – вал-шестерня

На рис. 2, 3 приведён общий вид редуктора с точками замеров. При этом направление осей во всех точках замера принималось единым.

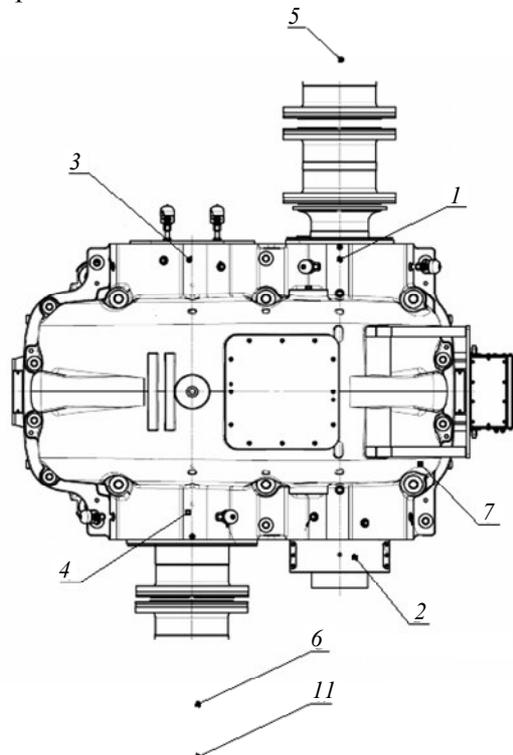


Рис. 2. Общий вид редуктора с точками замеров № 1–7, 11 (указанные точки замеров № 5, 6, 11 относятся к элементам корпуса редуктора и элементам энергоблока, которые не отражены на схеме)

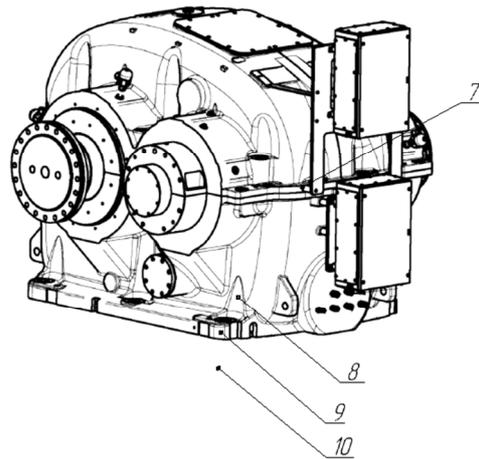


Рис. 3. Общий вид редуктора с точками замеров № 7–10 (указанная точка замера № 10 относится к фундаменту редуктора и не отражена на схеме)

Схема зубчатой пары с точками замеров проиллюстрирована на рис. 4.

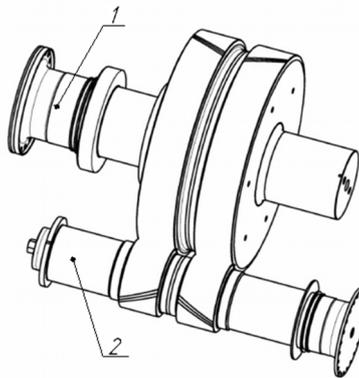


Рис. 4. Схема зубчатой пары с точками замеров: 1 – тихоходный вал-колесо; 2 – быстроходный вал-колесо

Оценка результатов замеров производилась согласно классификации машин по уровню вибрации. В соответствии с нормативной документацией [1] в таблице приведён уровень вибрации для машин различных классов.

Уровень вибрации для машин различных классов

Среднеквадратическая виброскорость, мм/с	Класс 1	Класс 2	Класс 3	Класс 4
0,28	Хорошо	Хорошо	Хорошо	Хорошо
0,45	Хорошо	Хорошо	Хорошо	Хорошо
0,71	Хорошо	Хорошо	Хорошо	Хорошо
1,12	Удовлетворительно	Хорошо	Хорошо	Хорошо
1,8	Удовлетворительно	Удовлетворительно	Хорошо	Хорошо
2,8	Неудовлетворительно	Удовлетворительно	Удовлетворительно	Хорошо
4,5	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно	Удовлетворительно	Удовлетворительно
7,1	Неприемлемо	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно	Удовлетворительно
11,2	Неприемлемо	Неприемлемо	Неудовлетворительно	Неудовлетворительно
18	Неприемлемо	Неприемлемо	Неприемлемо	Неудовлетворительно
28	Неприемлемо	Неприемлемо	Неприемлемо	Неприемлемо
45	Неприемлемо	Неприемлемо	Неприемлемо	Неприемлемо

Исходя из технических данных редуктора, для проведения вибродиагностического контроля был выбран класс 3 – мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, установленные на массивных фундаментах, относительно жёстких в направлении измерения вибрации.

Вибрационная диагностика редукторов энергоблоков

Проведённый ранее модальный анализ основных конструктивных элементов установки подтвердил, что собственные колебания тихоходного и быстроходного вал-колёс близки друг к другу. При этом первая мода тихоходного вал-колеса составляет 391 Гц, что соответствует критическим оборотам – 23 461 об/мин, вторая мода равна 782 Гц, а первая мода быстроходного вал-колеса составляет 781 Гц, что соответствует критическим оборотам вала – 46 920 об/мин, вторая мода равна 1 563 Гц. Следовательно, при действии вынуждающей силы от зубчатого зацепления колеса-шестерни и шевронной передачи с частотой колебания зубчатого зацепления, близкого к частоте 781 Гц, возможно возникновение окolorезонансного взаимодействия собственных колебания тихоходного вал-колеса на второй моде, а быстроходного вал-колеса на первой моде, что подтверждается при частотном анализе виброускорений, замеренных на подшипниках этих валов. Эти зубчатые частоты проявляются на всех редукторах и зависят только от величины нагрузки, передаваемой зубчатым зацеплением. При пересчёте амплитуды виброускорения на амплитуду виброперемещений для частот зубчатого зацепления величина относительного смещения точки зацепления зубьев для элементов шевронной передачи будет разной, поскольку траектории смещений будут не одинаковы и для пары зубчатого зацепления со стороны газотурбинного двигателя (ГТД) будут больше, чем на второй паре шевронных колес. Это является одним из основных факторов, влияющих на повышенный износ рабочих поверхностей зубчатых зацеплений шестерни. Схематично траектория зубчатого зацепления шестерни представлена на рис. 5.

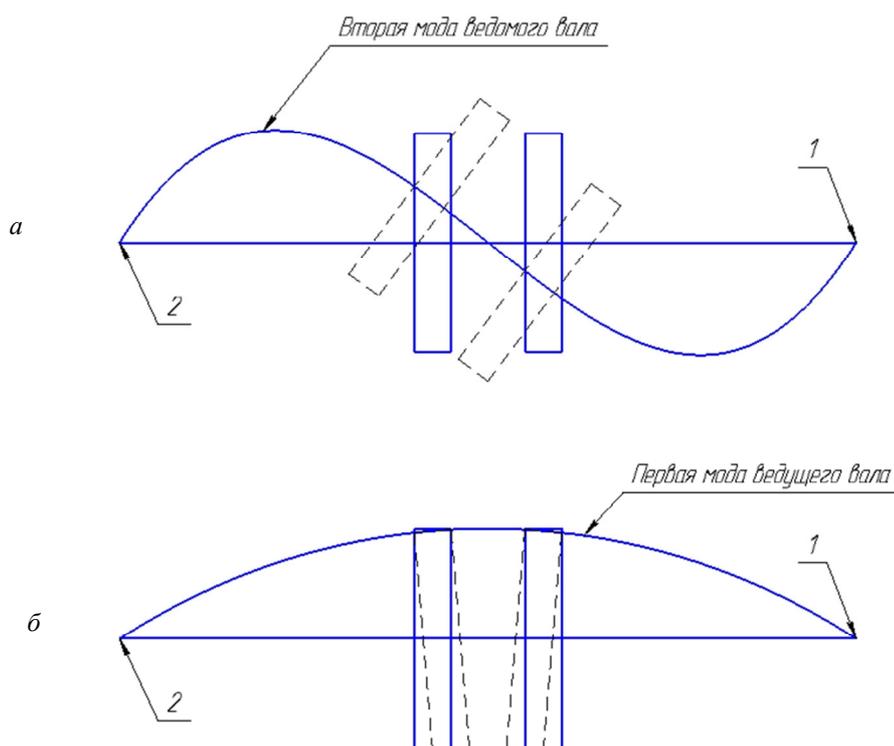


Рис. 5. Схема траекторий зацеплений зубчатых колёс при изгибных колебаниях вал-колёс: а – вторая мода ведомого вала; б – первая мода ведущего вала; 1, 2 – опоры подшипников

Согласно траекториям собственных колебаний вал-колёс относительно изменения движения поверхностей зубьев зацепления на полушевроне со стороны опоры № 1 с позиции газотурбинной установки (ГТУ) выше, чем на полушевроне со стороны опоры № 2 шевронной передачи. Однако величина относительных смещений пятна контакта по поверхности зубчатого зацепления достаточно мала, чтобы стать основной причиной неравномерного износа поверхности зубьев шестерни быстроходного вал-колеса. Необходимо проанализировать кинематику движения пятна контакта по поверхности зуба зацепления при условии возникновения осевых вибраций, передаваемых через муфту от ГТД.

Практические основы проведённых вибродиагностических исследований изложены в работах [2–8]. Физическая основа анализа динамического взаимодействия поверхностей зубчатых зацеплений шевронной передачи от осевых вибраций опирается на оценку изменения фазовых углов оборотных частот в зубчатом зацеплении, собственных колебаний вал-колёс от вынужденных колебаний, связанных с частотами зубчатых зацеплений, а также частот гармоник работы редуктора (оборотные частоты валов). Это сложная процедура многоуровневой параллельной обработки вибрационных сигналов с выявлением амплитудных смещений на одной и той же частоте как во времени, так и в жёстко фиксированный период (мгновенное значение фазового смещения). В качестве примера на рис. 6 приведена схема построения угловых фазовых смещений на подшипниках вал-колёс.

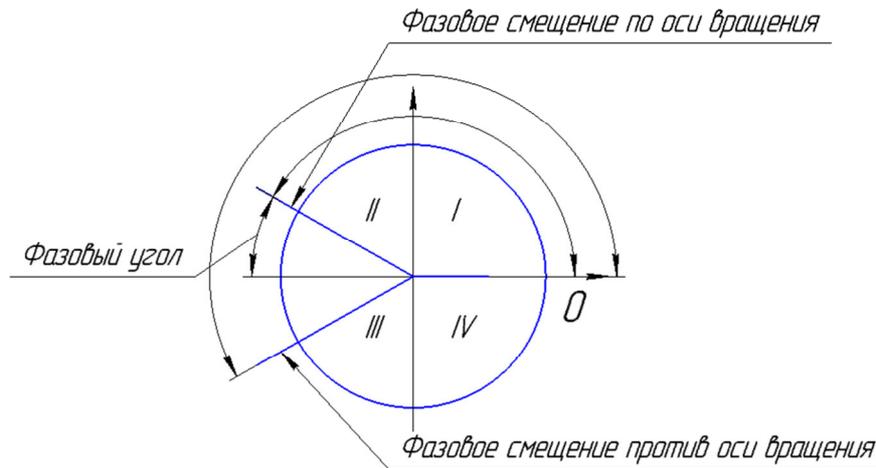


Рис. 6. Схема построения угловых фазовых смещений на подшипниках вал-колёс редуктора

Схема позволяет описать углы закрутки вал-колёс по их длине от силы зацепления в зубчатой передаче и проанализировать влияние колебаний вал-колёс при закрутке от этой силы на характер физических процессов зацепления элементов шевронной передачи и, наоборот, от силы зацепления на угол закрутки вала.

В качестве примера приведены схемы колебаний углов фазового смещения быстроходного и тихоходного вал-колеса редуктора в вертикальном (рис. 7, 8), горизонтальном (рис. 9, 10) и осевом (рис. 11, 12) направлениях.

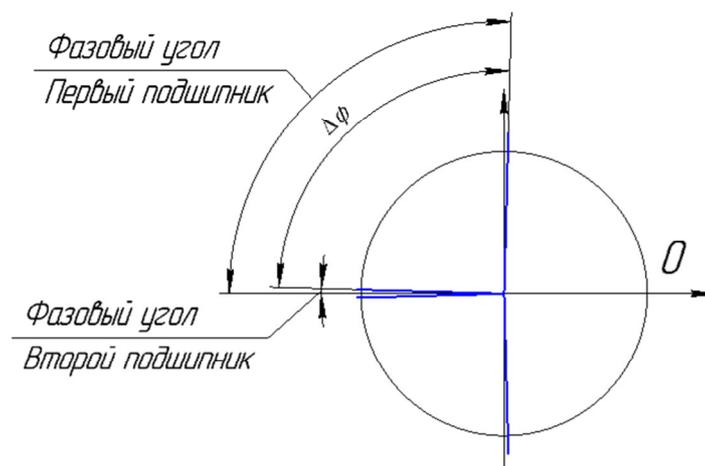


Рис. 7. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках быстроходного вал-колеса (вторая мода оборотной частоты 167 Гц) в вертикальном направлении

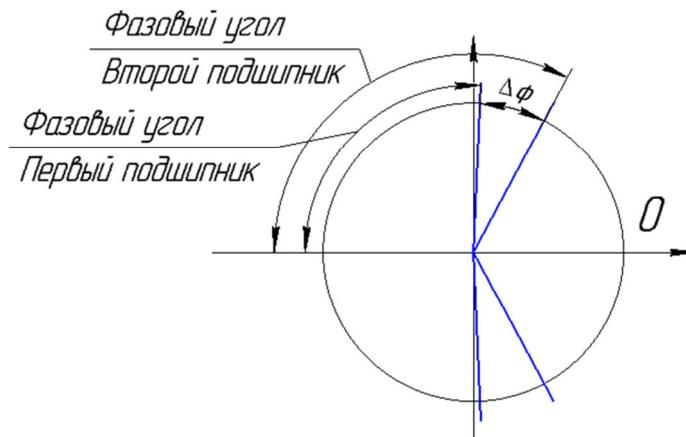


Рис. 8. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках тихоходного вал-колеса (вторая мода обратной частоты 50 Гц) в вертикальном направлении

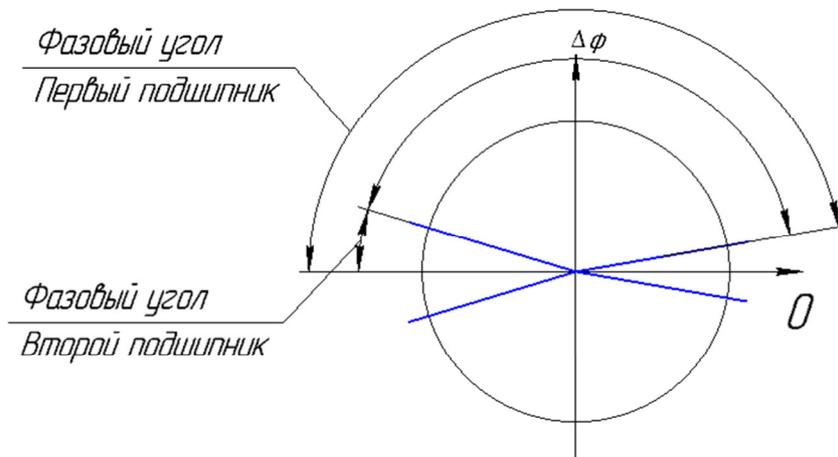


Рис. 9. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках быстроходного вал-колеса (вторая мода обратной частоты 167 Гц) в горизонтальном направлении

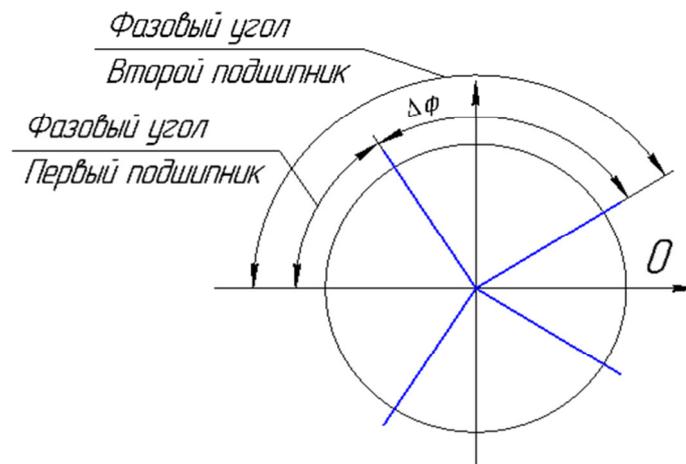


Рис. 10. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках тихоходного вал-колеса (вторая мода обратной частоты 50 Гц) в горизонтальном направлении

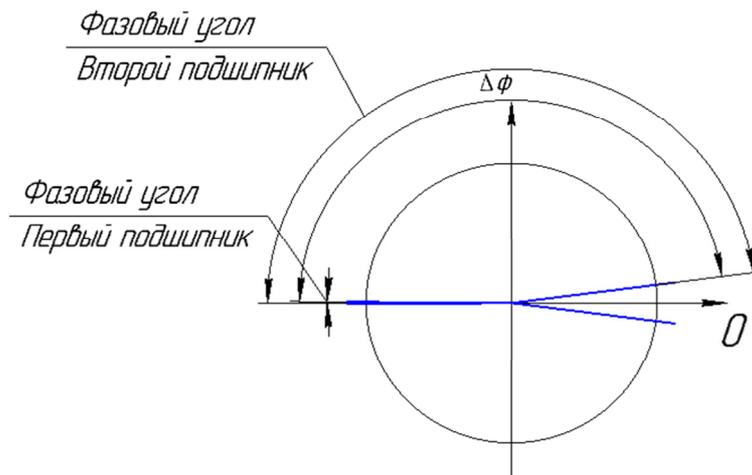


Рис. 11. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках быстроходного вал-колеса (вторая мода оборотной частоты 167 Гц) в осевом направлении

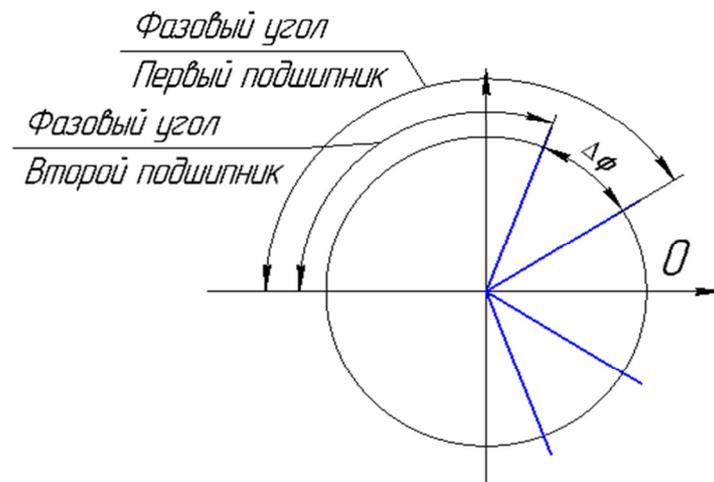


Рис. 12. Колебание угла фазового смещения на первом и втором подшипниках тихоходного вал-колеса (вторая мода оборотной частоты 50 Гц) в осевом направлении

В качестве примера на рис. 13 приведён пространственный характер мгновенного изменения угла закрутки по длине быстроходного вал-колеса (оборотная частота 167 Гц) в вертикальном направлении (см. рис. 7).

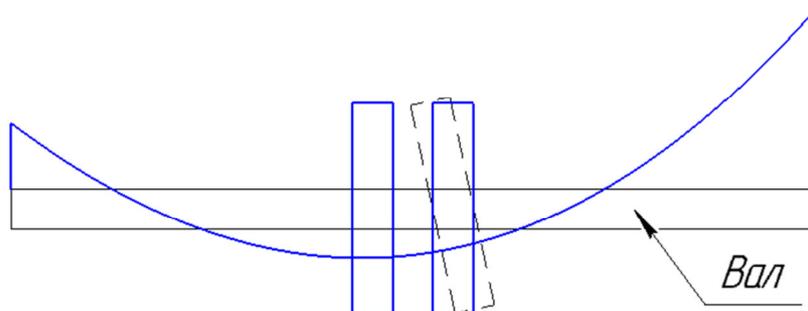


Рис. 13. Пространственный характер мгновенного изменения угла закрутки по длине вал-колеса

Проведённый анализ свидетельствует о неравномерности угла закрутки по длине вала, что приводит к неравномерному зацеплению зубьев шевронной передачи. Последнее связано с тем, что фазы угловых колебаний меняются во времени, разница углов фазового смещения приводит к изменению геометрии зацепления, следовательно, к силовому характеру работы зубьев шевронной передачи.

Анализ фазовых углов на оборотных частотах первой (быстроходного – 5 032 об/мин и тихоходного – 1 500 об/мин) и второй моды доказывает, что основной угол смещения по ходу и против хода смещения вал-колеса составляет 180° , что указывает на корректность выполнения условий зацепления колеса-шестерни. Однако при анализе мгновенных углов зацепления выявлено колебание углов фазового зацепления зубьев, которое в осевом направлении для первого подшипника быстроходного вал-колеса (оборотная частота – 83,54 Гц, соответствует 5 012 об/мин) редуктора составляет $78,9^\circ$, что на $34,8^\circ$ ниже, чем для второго подшипника ($113,7^\circ$). При этом для первого подшипника тихоходного вал-колеса (оборотная частота 25 Гц, соответствует 1 500 об/мин) колебание углов фазового зацепления составляет $169,6^\circ$, что на $146,6^\circ$ выше, чем для второго подшипника (23°).

Характер зацеплений элементов шевронной передачи (колесо-шестерня) за счёт колебания вал-колёс с учётом фазовых смещений по изгибным и продольным колебаниям приводит к неравномерности зацеплений зубьев как по высоте, так и по ширине. При этом в осевом направлении происходит изменение колебаний фазового угла, что подтверждает нелинейность зацепления зубьев колеса и шестерни между собой. Большие колебания по фазовому углу приводят к непостоянной нагрузке в зоне зацепления от зуба к зубу и по поверхности зубьев. Изменение характера зацепления между элементами зубьев в каждый момент времени неизбежно приводит к неравномерному износу.

Анализ результатов исследований подтверждает нелинейную связь между уровнем осевых вибраций и углом смещения мгновенного фазового угла. При снижении нагрузки с 22,5 до 3 МВт уровень осевых вибраций изменился незначительно. Это указывает на отсутствие влияния уровня нагрузки на осевые колебания, передаваемые муфтой. Следовательно, уровень осевой вибрации с нагрузкой связан только с колебанием фазового угла. Так, максимальные значения величины осевых колебаний фазового угла при нагрузке 22,5 МВт находятся в диапазоне от 161 до 173° , а при нагрузке 3 МВт составляют $131,1^\circ$. Влияние фазового угла приводит к динамическому дисбалансу вращения обоих вал-колёс. Максимальные значения амплитуды вибрации по виброскорости быстроходного вал-колеса (оборотная частота – 83,54 Гц, что соответствует 5 012 об/мин) реализуются на второй моде колебаний (167 Гц). Максимальные значения амплитуды вибрации по виброскорости тихоходного вал-колеса (оборотная частота – 25 Гц, что соответствует 1 500 об/мин) реализуются на второй моде колебаний (50 Гц). Это подтверждает условие о наведенном дисбалансе от осевых вибраций на быстроходном вал-колесе.

При сопоставлении величины уровня осевых вибраций на подшипниках редуктора точек замеров № 1–2 быстроходного вала и точек замеров № 3–4 тихоходного вала, а также их трансформации (№ 1–3, 2–4) можно судить о характере состояния зазоров между поверхностью вала и постели подшипника. При малых уровнях вибрации зазоры находятся в нормативном техническом состоянии. Это обусловлено характером передачи силовой нагрузки между вал-колесом и зубьями шестерни. При увеличении зазора происходит увеличение уровня вибрации по кинематической схеме зацепления.

Неравномерность фазового угла зацепления связана с осевой вибрацией, реализуемой от муфты, что может приводить к повышенному уровню вибрации в горизонтальном и вертикальном направлениях. Данный факт отмечается по результатам анализа всех редукторов. В осевом направлении на быстроходном вал-колесе зубчатое зацепление гасит осевые вибрации, что с учётом колебания фазового угла может приводить к неравномерному износу. При этом на редукторах наблюдается разброс характеристик.

Рекомендации для устранения неравномерности износа

1. Для устранения неравномерности износа в шевронной передаче необходимо снизить уровень осевой вибрации, передаваемой от муфты, связывающей ГТУ с редуктором, до уровня $0,1\text{--}0,2$ мм/с. Мероприятия по снижению уровня осевой вибрации от ГТУ могут включать в себя конструктивные и технологические операции (перекос осей быстроходного вала редуктора и вала свободной турбины, тепловые зазоры и т. д.).

2. Предусмотреть возможность проведения конструктивных доработок быстроходного и тихоходного вал-колёс с повышением жёсткости между элементами шевронной передачи, что позволит снизить величину разности линейных относительных перемещений пятна контакта на зубьях элементов шевронной передачи.

3. По уровню вибраций все редукторы могут эксплуатироваться до критической величины, равной 7,1 мм/с, а тревожное состояние агрегатов начинается с 4,5 мм/с. Для оценки остаточного ресурса необходимо провести анализ изменения среднеквадратичного значения по истечении времени от 6 до 12 мес. со времени последнего замера.

4. Для своевременного анализа технического состояния редукторов энергетических блоков следует предусмотреть эпизодический мониторинг не реже 1 раза в квартал либо установить дополнительные датчики вибраций на подшипниках быстроходного и тихоходного валов для постоянного мониторинга уровня вибраций.

Заключение

Основной причиной неравномерного износа шевронных колёс редукторов является динамическое взаимодействие ведущего и ведомого вал-колёс, которое характеризуется различием перемещений ведущего и ведомого вал-колёс, в том числе и фазовым смещением в процессе их колебаний. Приведены рекомендации для устранения неравномерности износа шевронных колёс редукторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *ГОСТ ИСО 10816-1-97*. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 1. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 1998. 14 с.
2. *СНиП 2.02.05-87*. Фундаменты машин с динамическими нагрузками (утв. Постановлением Государственного строительного комитета СССР от 16.10.1987 № 242). URL: <https://files.stroyinf.ru/Data1/2/2018/> (дата обращения: 01.02.2018).
3. *Иориш Ю. И.* Виброметрия. М.: Машиностроение, 1965. 773 с.
4. *Коллакот Р. А.* Диагностирование механического оборудования. Л.: Судостроение, 1980. 296 с.
5. *Диментберг Ф. М., Шаталов К. Т., Гусаров А. А.* Колебания машин. М.: Машиностроение, 1964. 308 с.
6. *Ширман А. Р., Соловьев А. Б.* Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. М.: Наука, 1996. 276 с.
7. *Карасев В. А., Ройтман А. Б.* Доводка эксплуатируемых машин. Виброакустические методы. М.: Машиностроение, 1986. 192 с.
8. *РД 34.21.306-96*. Методические указания по обследованию динамического состояния строительных конструкций сооружений и фундаментов оборудования энергопредприятий. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294847/4294847212.htm> (дата обращения: 01.02.2018).

Статья поступила в редакцию 04.08.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Пшеничный Вадим Валерьевич – Россия, 614990, Пермь; Пермский национальный исследовательский политехнический университет; аспирант кафедры ракетно-космической техники и энергетических систем; vadim483p@rambler.ru.

Сальников Алексей Федорович – Россия, 614990, Пермь; Пермский национальный исследовательский политехнический университет; д-р физ.-мат. наук; профессор кафедры ракетно-космической техники и энергетических систем; afsalnikov_1@mail.ru.



ANALYSIS OF VIBRATION STATUS OF POWER GENERATING UNIT REDUCERS

V. V. Pshenichnyy, A. F. Salnikov

Perm National Research Polytechnic University,
Perm, Russian Federation

Abstract. The reducers of power units are being studied. Dynamic analysis of the basic structural elements of reducers has been carried out. There have been found the possible causes of the increased wear of surfaces of toothed linkages of herringbone transfer. There are given the results of studying dynamic interactions by vibration characteristics of measuring the vibration level in bearing blocks and elements of reducers of power units at their technological operation mode. To analyze the frequency interaction of structural elements of the studied reducers there were used the results of modal analysis of earlier conducted researches of the reducer power unit. It has been stated that for conducting vibrodiagnostic control the third class machines were chosen due to their powerful primary engines, and other machines with rotating masses mounted on massive foundations, rigid in the direction of vibration measurement. Phase angles of high-speed and low-speed shaft wheels for the purpose of defining a corner of phase shift (torsional fluctuations of shaft wheels) at reverse frequencies and frequencies of toothed linkage have been studied. In terms of dynamic analysis it allows to trace trajectories of linkages in toothed couples of divided wheels of herringbone gearing. The diagrams of gear trajectories are illustrated for bending vibrations of the shaft-wheels. The research results confirming the nonlinear relationship between the level of axial vibrations and the displacement angle of instantaneous phase angle are presented. It has been recommended to reduce the level of axial vibration transmitted from the coupling to 0.1–0.2 mm/s for eliminating uneven wear in the chevron gear; carry out structural improvements to the high-speed and low-speed shaft-wheels with increasing rigidity between the elements of chevron transmission; operate gearboxes within critical values; timely monitor the technical condition of gearboxes.

Key words: reducer, fluctuation of reducer elements, dynamic status, vibration acceleration, elements of herringbone gearing, phase angel.

For citation: Pshenichnyy V. V., Salnikov A. F. Analysis of vibration status of power generating unit reducers. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;4:96-106. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-96-106.

REFERENCES

1. GOST ISO 10816-1-97. *Vibratsiya. Kontrol' sostoyaniya mashin po rezul'tatam izmerenij vibratsii na nevrashchayushchihsya chastyah. Part 1. Obshchie trebovaniya* [GOST ISO 10816-1-97. Vibration. Monitoring the condition of machines according to the results of measurements of vibration on non-rotating parts. Part 1. General requirements]. Moscow, Izd-vo standartov, 1998. 14 p.
2. SNiP 2.02.05-87 «*Fundamenty mashin s dinamicheskimi nagruzkami*» (utv. Postanovleniem Gosudarstvennogo stroitel'nogo komiteta SSSR ot 16.10.1987 № 242) [SNiP 2.02.05-87 “Foundations of machines with dynamic loads” (approved by the Decree of the State Construction Committee of the USSR No. 242 of October 16, 1987)]. Available at: <https://files.stroyinf.ru/Data1/2/2018/> (accessed: 01.02.2018).
3. Iorish Yu. I. *Vibrometriya* [Vibrometry]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965. 773 p.
4. Kollakot R. A. *Diagnostirovanie mekhanicheskogo oborudovaniya* [Diagnostics of mechanical equipment]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1980. 296 p.
5. Dimentberg F. M., Shatalov K. T., Gusarov A. A. *Kolebaniya mashin* [Machine vibrations]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 308 p.
6. Shirman A. R., Solov'ev A. B. *Prakticheskaya vibrodiagnostika i monitoring sostoyaniya mekhanicheskogo oborudovaniya* [Practical vibration diagnostics and monitoring of state of mechanical equipment]. Moscow, Nauka Publ., 1996. 276 p.
7. Karasev V. A., Rojzman A. B. *Dovodka ekspluatiruemym mashin. Vibroakusticheskie metody* [Fine-tuning of operated machines. Vibroacoustic methods]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 192 p.
8. RD 34.21.306-96. *Metodicheskie ukazaniya po obsledovaniyu dinamicheskogo sostoyaniya stroitel'nykh konstrukcij sooruzhenij i fundamentov oborudovaniya energopredpriyatij* [RD 34.21.306-96. Guidelines for the examination of the dynamic state of building structures of facilities and foundations of equipment of energy enterprises]. Available at: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4294847/4294847212.htm> (accessed: 01.02.2018).

The article submitted to the editors 04.08.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Pshenichnyy Vadim Valerievich – Russia, 614990, Perm; Perm National Research Polytechnic University; Postgraduate Student of the Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems; vadim483p@rambler.ru.

Salnikov Alexey Fedorovich – Russia, 614990, Perm; Perm National Research Polytechnic University; Doctor of Physico-Mathematical Sciences; Professor of the Department of Rocket and Space Engineering and Power Generating Systems; afsalnikov_1@mail.ru.

