

С. А. ГАВРИЛОВ, Н. Н. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, Ю. А. ДАКАЛО

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПАРАМЕТРЫ ИХ ВИБРАЦИЙ

Для эффективной вибродиагностики необходимы достоверные критерии в виде предельно допустимых уровней параметров вибраций, по которым производится оценка состояния механизма. Одним из объективных параметров нормирования вибрации зубчатых механизмов могут служить величины виброускорения и виброскорости. Приведены результаты экспериментальных исследований влияния локального повреждения зуба шестерни и эксплуатационных условий работы на параметры вибраций элементов трехступенчатого цилиндрического редуктора. Предметом анализа и обработки являются спектральные характеристики вибрационного сигнала, имеющие высокую чувствительность к изменению состояния зубчатых колес. Показано, что при разработке методик оценки и прогнозирования остаточного ресурса приводов при переходе от системы планово-предупредительных ремонтов к обслуживанию по фактическому состоянию, необходимо учитывать некоторые особенности проявления повреждений в вибросигналах, позволяющие получить дополнительные косвенные диагностические параметры для анализа.

Ключевые слова: зубчатая передача; редуктор; вибрация; локальное повреждение; спектр; зубцовая частота

С. О. ГАВРИЛОВ, М. М. ИШИН, А. М. ГОМАН, А. С. СКОРОХОДОВ, Ю. О. ДАКАЛО

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ УШКОДЖЕНЬ ЗУБЧАТИХ ПЕРЕДАЧ НА ПАРАМЕТРИ ЇХ ВІБРАЦІЙ

Для ефективної вибродіагностики необхідні достовірні критерії у вигляді гранично допустимих рівнів параметрів вібрацій, за якими проводиться оцінка стану механізму. Одним з об'єктивних параметрів нормування вібрації зубчастих механізмів можуть служити величини віброприскорення і віброшвидкості. Наведено результати експериментальних досліджень впливу локального пошкодження зуба шестерні і експлуатаційних умов роботи на параметри вібрацій елементів трьохступенчатого циліндричного редуктора. Предметом аналізу та обробки є спектральні характеристики вібраційного сигналу, що мають високу чутливість до зміни стану зубчастих коліс. Показано, що при розробці методик оцінки та прогнозування залишкового ресурсу приводів при переході від системи планово-попереджувальних ремонтів до обслуговування по фактичному стану, необхідно враховувати деякі особливості прояву пошкоджень у вібросигналах, що дозволяють отримати додаткові непрямі діагностичні параметри для аналізу.

Ключові слова: зубчаста передача; редуктор; вібрація; локальне пошкодження; спектр; зубцова частота

S. A. GAVRYLOV, N. N. ISHIN, A. M. GOMAN, A. S. SKOROKHODOV, J. A. DAKALO

STUDY OF IMPACT OF GEAR TRAIN DAMAGES ON PARAMETERS OF THEIR VIBRATIONS

Vibration diagnostics are widely used to monitor the state of gear drives and assess their life. Effective vibration diagnostics require reliable criteria in the form of maximum permissible levels of vibration parameters against which the condition of the mechanism is assessed. Vibration acceleration and vibration speed values can be one of objective parameters of vibration regulation of gear mechanisms. The results of experimental studies of the defect of gear tooth damage and operating conditions on the vibration parameters of the elements of a three-stage cylindrical gearbox are presented. The subject of analysis and processing are spectral characteristics of vibration signal, having high sensitivity to change of gear wheels state. It has been established that with the development of local defect vibration parameters change not only for damaged gear, but also for technically serviceable gears. The tests showed that when developing methods for estimating and predicting the residual life of drives during the transition from a preventive maintenance to condition based maintenance, it is necessary to take into account some features of the manifestation of damage in vibration signals, which allow obtaining additional indirect diagnostic parameters for analysis.

Keywords: gear drive; reduction gear; vibration; local damage; spectrum; tooth frequency

Введение. Поддержание функциональных свойств и безотказной работы машин в течение всего периода эксплуатации достигается за счет ремонтов и технического обслуживания. Рациональная система технического обслуживания и ремонта должна обеспечивать предупреждение всех видов отказов при наиболее полном использовании потенциальных сроков службы деталей и узлов оборудования. При этом на техническое состояние машины в той или иной мере оказывают влияние такие факторы, как тип и уровень системы технического обслуживания и ремонта, длительность и полнота ремонта, квалификация персонала, занимающегося обслуживанием, качество запасных частей и др. Действующая на большинстве промышленных предприятий система планово-предупредительных ремонтов (ППР) (preventive maintenance) при регулярном и полноценном выполнении предусмотренных мероприятий, в основном, обеспечивает необходимый уровень эксплуатационной надежности. В настоящее время применяются рекомендуемые усредненные нормативы межремонтных периодов для разных ви-

дов машин. Проблема системы ППР не только в том, что она требует большой трудоемкости профилактических работ и значительной численности ремонтного персонала, но и в том, что обслуживание через усредненные периоды не дает гарантии, что в межремонтный период в работе оборудования не произойдет отказов и поломок. Кроме того, ряд исследователей указывают на то, что разборка приработавшихся деталей в оборудовании приводит к снижению ресурса механизмов и увеличению количества отказов и аварий [1–3].

Важной задачей современного производства является переход от системы ППР к обслуживанию машин по фактическому состоянию (ОФС) (condition based maintenance), которое позволяет повысить надежность машин, снизить объем ремонтных работ и увеличить межремонтный ресурс, что в свою очередь приведет к снижению стоимости обслуживания оборудования.

Одним из основных условий применения ОФС

для технических систем является использование методов диагностики для оценки их текущего состояния. Для установления достоверных критериев, по изменению которых оценивается состояние механизма, необходимы данные о влиянии различных дефектов и неисправностей элементов редукторных узлов на параметры их вибраций.

Постановка задачи. Одним из основных механизмов, в большой степени определяющих динамические и эксплуатационные характеристики машины в целом, являются механические приводы на основе зубчатых передач. Для контроля состояния зубчатых приводов и оценки их ресурса хорошо зарекомендовал себя метод вибрационной диагностики [4, 5], который позволяет находить зарождающиеся дефекты, не требует сборки-разборки изделия, обеспечивает малое время диагностирования и возможность прогнозирования остаточного ресурса, характеризуется относительной простотой автоматизации съема, обработки и передачи измерительной информации.

В процессе эксплуатации машин происходит неизбежный износ трущихся поверхностей элементов зубчатых передач и подшипников. Увеличивающиеся при этом зазоры приводят к возрастанию ударных нагрузок, увеличению как общего уровня вибрации, в зависимости от вида повреждения элементов, лимитирующих надежность приводных зубчатых механизмов, так и спектральных составляющих вибраций в соответствующем частотном диапазоне [6, 7]. Следовательно, выявление зависимости изменения виброакустических параметров от увеличения зазоров в соединениях подвижных элементов (их износа) даёт возможность численной оценки технического состояния на момент снятия характеристик.

Эффективная вибродиагностика возможна только при наличии достоверных критериев в виде предельно допустимых уровней параметров вибраций, по которым производится оценка состояния механизма. Вместе с тем, сформулировать эти критерии в общем виде достаточно сложно даже для механизмов одного типа-размера. Одним из объективных параметров нормирования вибрации зубчатых механизмов могут служить величины виброускорения и виброскорости [7, 8].

Также необходимо отметить, что одной из основных тенденций развития методов диагностики и мониторинга технического состояния зубчатых передач на сегодняшний день является переход от периодической диагностики к непрерывному мониторингу технического состояния привода в эксплуатации с прогнозированием остаточного ресурса его критичных элементов. Существующие на современном этапе методики прогнозирования остаточного ресурса зубчатых передач, описанные в ряде нормативных документов, базируются на расчетных зависимостях, не учитывающих изменений условий работы элементов привода в процессе эксплуатации [9, 10]. Кроме того, действующие нормы расчета сроков службы оборудования предусматривают обеспечение прочности и износостойкости изделий при наиболее неблагоприятных режимах нагружения в за-

данных условиях эксплуатации, а также при минимальных уровнях механических характеристик конструкционных материалов, обеспечиваемых по нормативной документации. Фактические режимы нагружения при соблюдении правил эксплуатации, как правило, отличаются от расчетных, что обеспечивает резерв по остаточному ресурсу оборудования. Таким образом, при применении указанных методик прогнозный ресурс может оказаться существенно заниженным или завышенным. Поэтому важной задачей является исследование изменений параметров вибрации технически исправных элементов привода ввиду нарушения работоспособности других важных элементов и их влияния на остаточный ресурс.

Поэтому задачей данного исследования является оценка влияния неисправностей зубчатых механизмов в виде отсутствия части рабочей поверхности зуба на параметры вибрации как поврежденной зубчатой пары, так и технически исправных зубчатых колес редуктора при изменяющихся эксплуатационных условиях работы.

Объект и предмет экспериментальных исследований. Для изучения влияния отсутствия части зуба на изменение параметров вибрации были проведены натурные испытания на трехступенчатом редукторе с прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами с моделированием на зубчатом колесе $Z_2 = 44$ (рис. 1, 2) локального повреждения зуба различной степени развитости (повреждение 25%, 50% и 75% поверхности зуба и отсутствие зуба) при частоте вращения электродвигателя $n = 1430 \text{ мин}^{-1}$ и изменяющихся эксплуатационных условиях работы (без нагрузки, с нагружающим моментом $T = 9 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T = 18 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $T = 27 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при разном уровне смазки – нормальном, установленном инструкцией по эксплуатации редуктора, на 50% ниже нормального уровня масла, без масла).

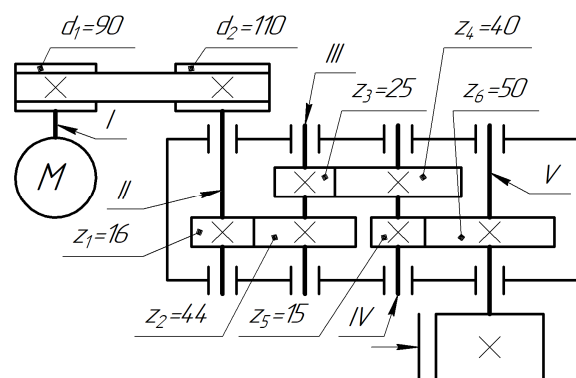


Рисунок 1 – Кинематическая схема редуктора

Предметом анализа и обработки являлись спектральные характеристики вибрационного сигнала, имеющие высокую чувствительность к изменению состояния зубчатых колес.

Для проведения испытаний использовался программно-аппаратный комплекс, в состав которого входят следующие элементы: компьютер типа «Notebook»; фотоэлектрический преобразователь

угловых перемещений ЛИР–158Б; пьезоэлектрический акселерометр модели AP-98. На входном и выходном валах редуктора были смонтированы инкрементные энкодеры – преобразователи угловых перемещений ЛИР–158Б. Для соединения преобразователя угловых перемещений с валом привода исследуемого объекта предусмотрено использование специальных соединительных муфт ЛИР–801. Установка акселерометра предусмотрена на горизонтальной поверхности корпуса (рис. 3) для измерения вибраций вдоль вертикальной оси.

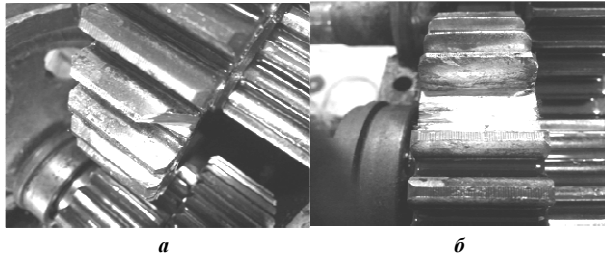


Рисунок 2 – Экспериментальные зубчатые колеса $Z_2 = 44$:
а – с локальным дефектом в виде отсутствия части рабочей поверхности зуба; б – без зуба



Рисунок 3 – Внешний вид испытательного стенда

Также возможно производить быструю переустановку датчика на магнитном основании на различ-

ные, в том числе неплоские поверхности корпуса исследуемого механизма. Для создания нагрузки на выходном валу редуктора использовался ленточный тормоз с комплектом грузов. Применение преобразователей угловых перемещений на входном и выходном валах привода дает возможность с высокой точностью определять частоты вращения входного и выходного вала.

Результаты измерений и обработки данных.

В качестве примера на рис. 4 приведены фрагменты спектров виброускорений в диапазоне частот 305–355 Гц при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2 = 44$, нормальном уровне смазки и нагружающем моменте $T = 18$ Н·м.

В табл. 1 приведены значения размаха виброскорости для всех режимов испытаний.

В результате анализа табл. 1 можно сделать вывод, что с увеличением нагрузки увеличиваются значения виброскорости. Увеличение степени повреждения зубчатого колеса не приводит к ярко выраженному увеличению значений виброскорости и отчетливо заметно только при отсутствии зуба. Изменение значений виброскорости при изменении уровня смазки носит случайный характер и находится в пределах статистической погрешности. В табл. 2 приведены значения виброскорости на зубцовых частотах f_{zi} и кратных им $m \cdot f_{zi}$ частотах при нагружающем моменте $T = 18$ Н·м и нормальном уровне смазки.

Анализ приведенных фрагментов спектров показал, что с увеличением степени развития локального дефекта происходит увеличение значений виброускорений не только на зубцовой частоте $f_{z1,2}$ и кратных ей частотах $m \cdot f_{z1,2}$ поврежденной шестерни, что ожидаемо [11, 12], но и на некоторых зубцовых и кратных им частотах технически исправных зубчатых колес. Аналогичные изменения наблюдались в рассматриваемом диапазоне частот также и на других режимах испытаний.

Таблица 1 – Значения виброскорости при различных условиях испытаний

Крутящий момент T , Н·м	Уровень смазки	Значения виброскорости v , м/с, при степени повреждения экспериментального зубчатого колеса				
		исправное колесо	25% длины зуба	50% длины зуба	75% длины зуба	зуб отсутствует
без нагрузки	нормальный	0,02086	0,02201	0,02143	0,01852	0,02231
	ниже уровня	0,01907	0,02272	0,02099	0,02286	0,02028
	без масла	0,01706	0,02343	0,02866	0,02238	0,02186
9	нормальный	0,02079	0,02973	0,02141	0,02272	0,02734
	ниже уровня	0,02196	0,02997	0,02323	0,02281	0,03101
	без масла	0,02419	0,02623	0,02235	0,02349	0,02944
18	нормальный	0,02519	0,02858	0,02466	0,04076	0,04213
	ниже уровня	0,02643	0,02991	0,02385	0,02504	0,04698
	без масла	0,02477	0,03095	0,02534	0,02989	0,04577
27	нормальный	0,03337	0,03293	0,02617	0,02885	0,04894
	ниже уровня	0,02669	0,03754	0,02966	0,03552	0,04652
	без масла	0,02689	0,02818	0,02556	0,0340	0,04080

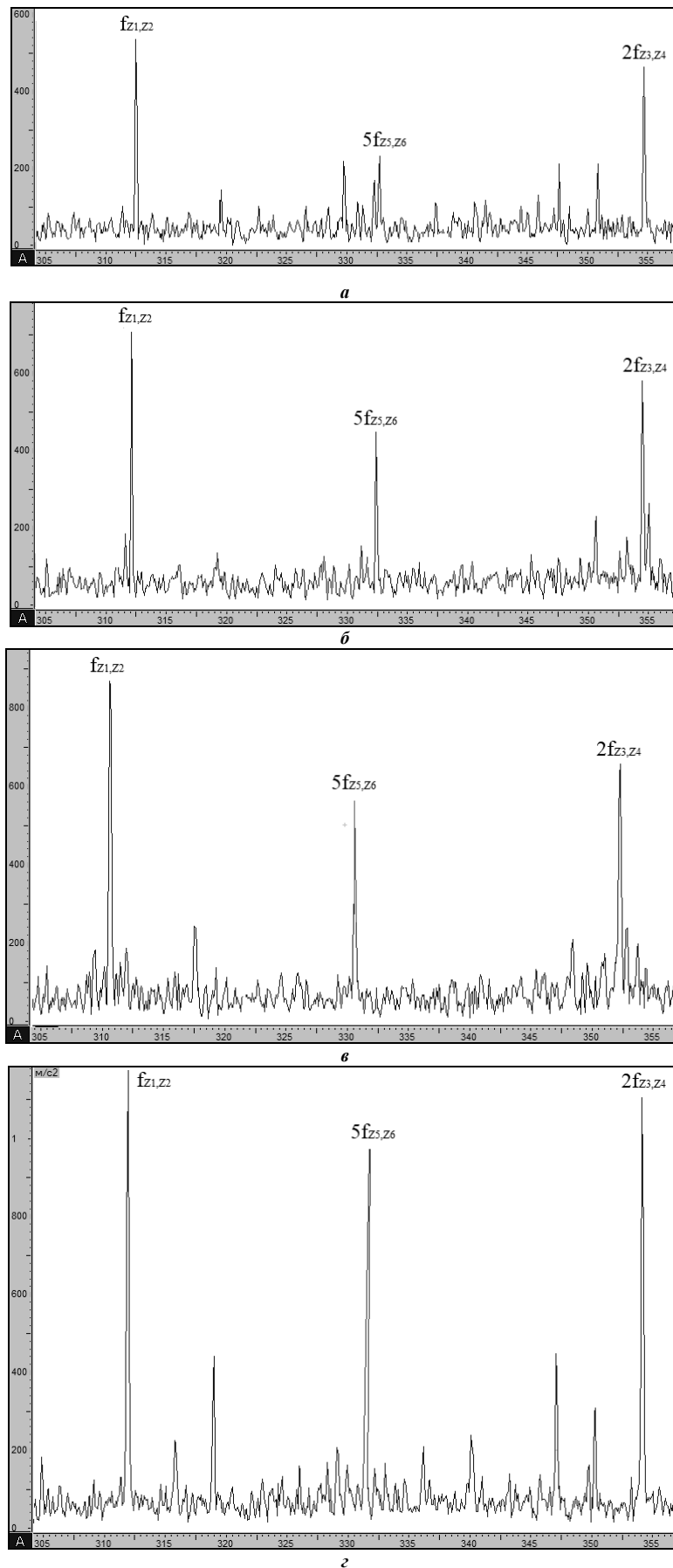


Рисунок 4 – Фрагменты спектров виброускорений в области зубцовых и кратных им частот при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2 = 44$ (нагружающий момент $T = 18$ Н·м, нормальный уровень смазки):
 а – целый зуб; б – повреждение 50% длины зуба; в – повреждение 75% длины зуба; г – без зуба

Таблица 2 – Значения виброускорений при различной степени повреждения зубчатого колеса $Z_2 = 44$, нагружающем моменте $T = 18$ Н·м и нормальном уровне смазки

Зубчатая пара (см. рис. 1)	Частота, Гц	Значения виброускорений a_i , m/s^2 , при степени повреждения экспериментального зубчатого колеса				
		исправное колесо	25% длины зуба	50% длины зуба	75% длины зуба	зуб отсутствует
Z_1/Z_2	$f_{Z_1,Z_2}=311,8$	0,533	0,683	0,711	0,862	1,175
	$2f_{Z_1,Z_2}=623,6$	0,394	0,363	0,387	0,402	0,513
	$3f_{Z_1,Z_2}=935,4$	0,887	1,121	0,499	0,493	0,469
	$4f_{Z_1,Z_2}=1247,2$	0,326	0,458	0,337	0,354	0,34
	$5f_{Z_1,Z_2}=1559$	0,109	0,057	0,07	0,105	0,067
Z_3/Z_4	$f_{Z_3,Z_4}=177,15$	0,208	0,373	0,354	0,378	0,448
	$2f_{Z_3,Z_4}=354,3$	0,464	0,547	0,581	0,652	1,105
	$3f_{Z_3,Z_4}=531,5$	0,25	0,395	0,207	0,356	0,357
	$4f_{Z_3,Z_4}=708,6$	0,254	0,230	0,41	0,49	0,677
	$5f_{Z_3,Z_4}=886,8$	0,257	0,225	0,238	0,253	0,391
Z_5/Z_6	$f_{Z_5,Z_6}=66,45$	0,041	0,052	0,098	0,053	0,008
	$2f_{Z_5,Z_6}=132,9$	0,053	0,035	0,044	0,034	0,026
	$3f_{Z_5,Z_6}=199,3$	0,040	0,082	0,042	0,058	0,043
	$4f_{Z_5,Z_6}=265,8$	0,128	0,321	0,291	0,262	0,409
	$5f_{Z_5,Z_6}=332,2$	0,24	0,429	0,449	0,563	0,974

Выводы.1. Проведенные испытания трехступенчатого цилиндрического редуктора с моделированием на одной из шестерен локального повреждения зуба показали, что с развитием локального дефекта происходит изменение параметров вибрации не только для поврежденной шестерни, но и для технически исправных зубчатых колес.

2. У технически исправных зубчатых колес рост параметров вибрации может отсутствовать на основной зубцовой частоте, но наблюдаться на некоторых кратных ей частотах.

3. Увеличение степени повреждения зубчатого колеса не приводит к ярко выраженному увеличению значений виброскорости, в отличие от виброускорений, и отчетливо заметно только при отсутствии зуба. Однако значения виброскорости увеличиваются с ростом нагрузки.

4. Изменение значений виброскорости при изменении уровня смазки носит случайный характер и находится в пределах статистической погрешности, т.е. изменение условий смазки в период между проведением технического обслуживания не влияет на результаты вибродиагностики.

Таким образом, при создании методик оценки и прогнозирования остаточного ресурса приводов при переходе от системы планово-предупредительных ремонтов к обслуживанию по фактическому состоянию, необходимо учитывать некоторые особенности проявления повреждений в вибросигналах, позволяющие получить дополнительные косвенные диагностические параметры для анализа.

Список литературы

- Хорешок А.А., Кудреватых А.В., Кузнецов В.В. Характеристика методов технического обслуживания горно-транспортного оборудования. *Труды международного научного симпозиума «Неделя горняка-2014»: Сборник статей.*

М.: Издательство «Горная книга», 2014. № 0В1. С. 48–61.

- Крутихин Д.Л. Методика оценки эффективности функционирования служб технического обслуживания и ремонта оборудования на промышленном предприятии. *Экономические науки.* 2011. № 10 (83). С. 129–132.
- Самарина В.П., Мартыросян А.Т. Методологические подходы к выбору стратегии ремонтов оборудования в контексте проблемы обеспечения экономической безопасности металлургических предприятий. *Вестник Евразийской науки.* 2018. № 6.
- Зубчатые передачи и трансмиссии в Беларуси: проектирование, технология, оценка свойств* / В.Б. Альгин [и др.]; под общ. ред. В.Б. Альгина, В.Е. Старжинского. Минск: Беларуская навука, 2017. 406 с.
- Барков А.В., Баркова Н.А. *Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ остаточного ресурса зубчатых передач в условиях эксплуатации. Неразрушающий контроль и диагностика.* 2014. № 2. С. 38–47.
- Ишин Н.Н. *Динамика и вибромониторинг зубчатых передач.* Минск: Беларус. навука, 2013. 432 с.
- Ишин Н.Н. [и др.] Оценка остаточного ресурса зубчатых передач в условиях эксплуатации. *Неразрушающий контроль и диагностика.* 2014. № 2. С. 38–47.
- Дакало Ю.А., Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С. Влияние неисправностей зубчатых механизмов на параметры их вибраций. *Вестник Брестского государственного технического университета. Машиностроение.* Брест: 2019. № 4(117). С. 13–17.
- Драган А.В., Парфиевич А.Н. Выявление локальных повреждений зубьев зубчатых колес многовальных приводов с использованием методов искусственного интеллекта. *Вестник Брестского государственного технического университета.* 2017. № 4. С. 27–31.
- Драган А.В., Парфиевич А.Н., Безобразов С.В. Использование нейросетевого детектора при акустической диагностике многовальных зубчатых приводов. *Неразрушающий контроль и диагностика.* 2017. № 2. С. 58–70.

References (transliterated)

- Horeshok A.A., Kudrevatyh A.V., Kuznecov V.V. Charakteristika metodov tehniceskogo obsluzhivaniya gorno-transportnogo

- оборудованија. Trudy mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma «Nedel' jagornjaka-2014»: Sbornik statej. M.: Izdatel'stvo «Gornajakniga», 2014, no. OV1, pp. 48–61.
2. Krutihin D.L. Metodika ocenkiy effektivnosti funkcionirovaniya sluzhb tehničeskogo obsluzhivaniya i remonta oborudovaniya na promyshlennom predpriyatii. *Jekonomicheskie nauki*. 2011, no. 10 (83), pp. 129–132.
 3. Samaryna V.P., Martyrosyan A.T. Metodologičeskiye podhody k vyboru strategyy remontov oborudovaniya v kontekste problem obespecheniya ekonomičeskoy bezopasnosti metallurģičeskyyh predpriyatij. *Vestnik Evrazijskoj nauki*. 2018, no. 6.
 4. *Zubchatye peredachi i transmissii v Belarusi: proektirovanie, tehnologija, ocenkasvoystv* / V.B. Al'gin [i dr.]; podobshh. red. V.B. Al'gina, V.E. Starzhinskogo. . Minsk: Belaruskaja navuka, 2017. 406 p.
 5. Barkov A.V., Barkova N.A. *Vibraciomaja diagnostika mashin i oborudovaniya. Analizvibracii: Uchebnoe posobie*. SPb.: Izd. centrSPbGMTU, 2004, 152 p.
 6. Genkin, M.D., Sokolova A.G. *Vibroakustičeskaja diagnostika mashin i mehanizmov*. M.: Mashinostroenie, 1987.
 7. Barkov A.V., Barkova N.A., Azovcev A.Ju. *Monitoringi diagnostika rotornyh mashin po vibracii*. S.-Peterb. Gos. morskotjehtn. un-t. SPb. :SPbGMTU, 2000. 159 p.
 8. Ishin N. N. *Dinamika I vibromonitoring zubchatyh peredach*. Minsk: Belarus. navuka, 2013. 432 p.
 9. Ishin N.N. [I dr.] Ocenka ostatochnogo resursa zubchatyh peredach v uslovijah jekspluatacii. *Nerazrushajushhij kontrol' I diagnostika*. 2014, no. 2. pp. 38–47.
 10. DakaloJ.A., Ishin N.N., Goman A.M., Skorohodov A.S. Vlijanie neispravnostej zubchatyh mehanizmov na parametry ih vibracij. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Mashinostroenie*. Brest, 2019, no. 4 (117), pp. 13–17
 11. Dragan A.V., Parfievich A.N. Vyjavlenie lokal'nyh povrezhdenij zub'ev zubchatyh koles mnogoval'nyh privodov s ispol'zovaniem metodov iskusstvennogo intellekta. *Vestnik Brestskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta*. 2017, no. 4, pp. 27–31.
 12. Dragan A.V., Parfievich A.N., Bezobrazov S.V. Ispol'zovanie nejrosetevogo detektora pri akustičeskoy diagnostike mnogoval'nyh zubchatyh privodov. *Nerazrushajushhij kontrol' i diagnostika*. 2017, no. 2, pp. 58–70.

Поступила (received) 05.05.2020

Відомості про авторів /Сведения об авторах /AbouttheAuthors

Гаврилов Сергій Олексійович (Гаврилов Сергей Алексеевич, Gavrylov Sergii Alekseevich) – кандидат технічних наук, директор ПСП «Полтава-Автокомплект», м. Горішні Плавні Полтавської обл., тел.: +380675308915; e-mail: p.avtokomplekt@ukr.net.

Ішин Микола Миколайович (Ишин Николай Николаевич, Ishin Nikolay Nikolaevich) – доктор технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник Науково-технічного центру «Кар'єрна техніка», м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-29-12; e-mail: nik_ishin@mail.ru.

Гоман Аркадій Михайлович (Гоман Аркадий Михайлович, Goman Arkadiy Mikhailivich) – кандидат технічних наук, доцент, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, начальник відділу, м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Скороходов Андрій Станіславович (Скороходов Андрей Станиславович, Skorokhodov Andrey Stanislavovich) – кандидат технічних наук, Об'єднаний інститут машинобудування НАН Білорусі, провідний науковий співробітник, м. Мінськ, Республіка Білорусь; тел.: (8017) 284-24-48.

Дакало Юрій Олександрович (Дакало Юрий Александрович, Dakalo Yuriy Aleksandrovich) – Брестський державний технічний університет, старший викладач, м. Брест, Республіка Білорусь; тел.: (+375-29) 823-80-64; e-mail: dakalo.ya@mail.ru.