УДК 621.833.65: 534

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

П.Ю. БРАНЦЕВИЧ, д-р техн. наук, доц.
Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, г. Минск, Республика Беларусь

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.; В.И. АДАШКЕВИЧ;
А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.; Т.С. ЛОГВИНЕЦ, магистр техн. наук
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Е.Н. БАЗЫЛЕВ, магистр техн. наук
Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, г. Минск, Республика Беларусь

С.И. ШЕСТОПАЛОВ; П.Н. МАКЕЕВ; С.В. ВИТЬКО
Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРОАКТИВНОСТИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ИМИТАЦИЕЙ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ

Эволюция автомобильной промышленности привела к тому, что традиционные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) постепенно уступают место электроприводу. Этот переход сопряжен с определенными инженерными трудностями, особенно в области проектирования и эксплуатации трансмиссий мобильных машин, т. к. ДВС и электропривод предъявляют принципиально разные требования к редукторам. В предлагаемом докладе проведен анализ актуальности исследований в области вибродиагностики износа высокоскоростных зубчатых передач, приведен пример экспериментального выявления износа зубчатого колеса при испытаниях на универсальном стенде с разомкнутым силовым контуром, а также аналитическое исследование, обосновывающее причины влияния износа на динамические нагрузки в зубчатом зацеплении. При диагностике повреждений применялись анализ дампа вибрационного сигнала, статистические характеристики вибрации и алгоритм синхронного усреднения. Рассмотрены также вопросы применения метода амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала для диагностики износа зубчатых пар.

Ключевые слова: *зубчатая передача, вибрация, техническое состояние, диагностика, синхронное усреднение, огибающая, спектр*

Введение. В последние годы развитие электромобилей (EV) изменило подходы в конструировании и диагностике транспортных средств. При одинаковой выходной мощности электродвигатели EV гораздо компактнее, чем типичные ДВС, при этом один из способов снижения массогабаритных параметров электродвигателя — увеличение его максимальной скорости вращения. В то время как для ДВС максимум частоты вращения находится в районе 5000–6000 мин$^{-1}$, двигатель EV работает в диапазоне 10 000–15 000 мин$^{-1}$. В 2021 году Tesla и Lucid выпустили Model S Plaid и Air соответственно, обе модели оснащены двигателями с максимальной скоростью вращения около 20 000 мин$^{-1}$. В 2025 году несколько компаний, включая BYD, Xiaomi и GAC, анонсировали EV с еще более высокоскоростными двигателями, превышающими 30 000 мин$^{-1}$ [1]. В проекте Speed4E, который финансируется Министерством экономики Германии под руководством Немецкого аэрокосмического центра, планируется исследовать влияние на динамику, эффективность и стоимость электродвигателя увеличения его скорости до 50 000 мин$^{-1}$ [2].

Редукторы представляют собой важную часть трансмиссии EV. Они выполняют функции, аналогичные коробке передач в автомобиле с ДВС. Так, примерно в 95 % EV китайского производства сегодня устанавливаются редукторы, способные работать на оборотах до 15 000–20 000 мин$^{-1}$ [3]. В 2024 году мировое производство редукторов для EV достигло приблизительно 18,26 млн единиц, а, по прогнозам, в течение периода 2025–2031 годов ожидается среднегодовой темп роста в 19,3 % [4].

Анализ публикаций показывает, что во время запуска, резкого ускорения и процесса рекуперативного торможения (характеризуемого работой обоих профилей зубчатого колеса) силовые агрегаты EV, включая редукторы и дифференциалы, подвергаются высоким мгновенным нагрузкам, что значительно увеличивает риск отказов по износу по сравнению с автомобилями с ДВС [5]. При этом основная причина отказа в коробках передач электромобилей — износ шестерен [6]. Сильный абразивный износ может уменьшить толщину зуба, что приводит к снижению жесткости зуба и уменьшению несущей способности, а также к изменению внутренней динамики зубчатого зацепления [7]. Поэтому мониторинг износа зубчатых передач является фундаментальной частью мониторинга состояния EV и имеет решающее значение для предотвращения экономических потерь и катастрофических отказов, что подтверждается публикациями в области вибрации и диагностики износа высокоскоростных зубчатых приводов [8, 9]. Следовательно, изучение механизма износа и его диагностика в условиях высоких скоростей и нагрузок актуально и имеет важное значение для повышения эксплуатационной безопасности EV.

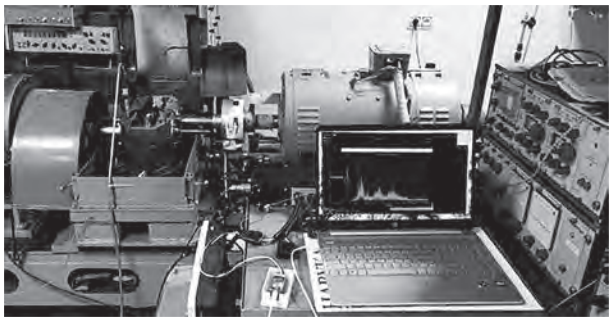


Рисунок 1 — Стенд для испытания зубчатых пар

Организация и проведение стендовых испытаний. Проверка выявления дефекта зубчатого колеса в стендовых условиях осуществлялась на универсальном стенде с разомкнутым силовым контуром Объединенного института машиностроения НАН Беларуси (рисунок 1).

Искусственная имитация степени контактного повреждения зубчатого колеса (износ) реализовывалась путем частичного срезания рабочего профиля зубьев шестерни.

Параметры зубчатой пары:
- число зубьев шестерни $z_1 = 40$, колеса $z_2 = 45$;
- нормальный модуль $m = 3$ мм;
- угол зацепления $\alpha_0 = 20°$;
- ширина венца шестерни и колеса $b_{w1} = b_{w2} = 10$ мм; ступицы $b_{c1} = b_{c2} = 20$ мм;
- степень точности передачи — 7-в;
- наибольшая вероятностная разность основного шага $\Delta t_0 = 20$ мкм.

Срезание части рабочего профиля (рисунок 2 *г*) осуществлялось в области вершины (см. рисунок 2 *а*) по всей ширине зуба (см. рисунок 2 *б*), в два этапа для подряд идущих зубьев (см. рисунок 2 *в*; таблица).

Срезание рабочего профиля осуществлялось на электроэрозионной установке.

Виброакселерометры устанавливались на подшипниковой опоре ведомого вала испытательного редуктора (рисунок 3).

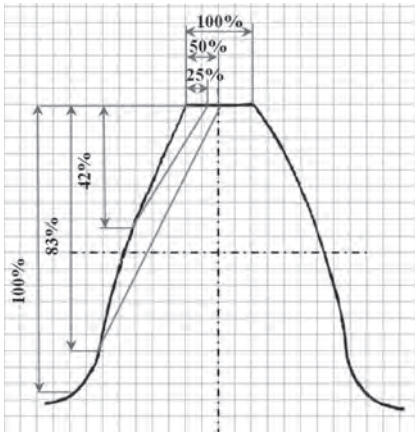
Нагрузка при испытаниях составляла 100 Н·м.

Виброграмма, показывающая величину виброускорений, генерируемых зубчатой парой при изменении степени повреждения рабочего профиля (степень повреждения 0, 1 и 2 соответствуют таблице), приведена на рисунке 4. На виброграмме хорошо просматриваются, за период одного оборота ведущей шестерни $z_1 = 40$, зоны зацепления неповрежденных зубьев, зубьев с начальной степенью повреждений (степень повреждения 1) и зубьев с повышенной степенью повреждений (степень повреждения 2).

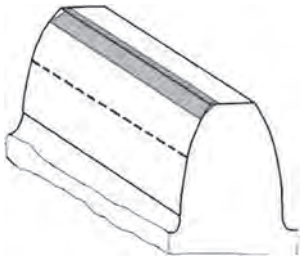
При этом на рисунке 4 *б* можно наблюдать отдельные импульсы вибрации при пересопряжении каждого из дефектных зубьев (виброграмма получена при небольшой частоте вращения, и имеет место затухание колебаний до момента вступления в зацепление следующего зуба).

Анализ рисунка 4 также показывает, что сигнал с датчиков виброускорения реагирует как на наличие в редукторе поврежденных зубчатых колес, так и на величину повреждения зубьев (при росте степени повреждения амплитуда виброимпульсов увеличивается).

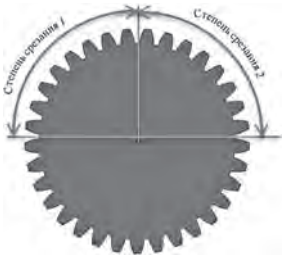
Аналитическая оценка динамической нагрузки при износе рабочего профиля зубчатого колеса. Ранее проводившиеся стендовые испытания прямозубых



а



б



в



г

Рисунок 2 — Срезание рабочего профиля зубьев:
а — срез части рабочего профиля в области вершины;
б — срез по всей ширине зуба; *в* — поэтапный срез профиля;
г — дефект на зубчатом колесе

Таблица — Параметры срезания рабочего профиля зубьев

Параметр	Степень срезания (цикл измерений)		
	0	1	2
Глубина среза Δa, мм	—	0,5	1,0
Высота среза Δh, мм	—	2,5	5,0
Количество зубьев n	—	10,0	10,0

зубчатых колес [10] позволили установить хорошо выраженную корреляционную зависимость между расчетными значениями внутренней динамической составляющей нагрузки в каждой паре зацепляющихся зубьев и экспериментально замеренными на подшипниковых узлах передачи амплитудами виброимпульсов a_u.

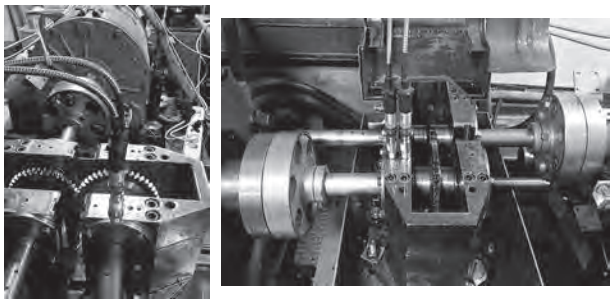
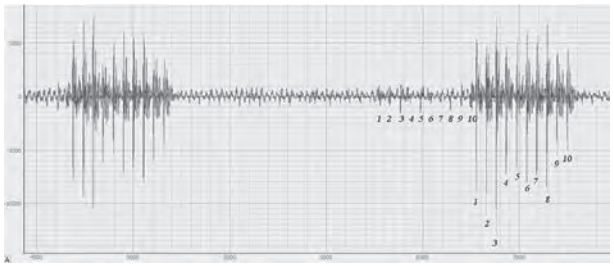


Рисунок 3 — Установка вибродатчиков



а



б

Рисунок 4 — Виброускорения, генерируемые зубчатой парой при изменении степени срезания рабочего профиля: *а* — частота вращения $n_1 = 900 мин^{-1}$; *б* — частота вращения $n_1 = 500 мин^{-1}$

При проведении исследований зубчатой передачи с имитацией износа зубьев (см. рисунок 2) имеет место кромочный удар на входе зубьев в зацепление (рисунок 5).

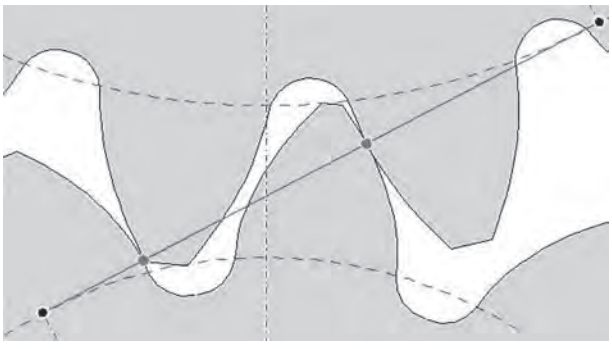
Для оценки величины внутренней динамической нагрузки U используется модифицированная полуэмпирическая формула

$$U = 0{,}248 \cdot V \cdot b_w \sqrt{\frac{a_w}{u}} \sqrt{(\Delta + \delta_c)}, \qquad (1)$$

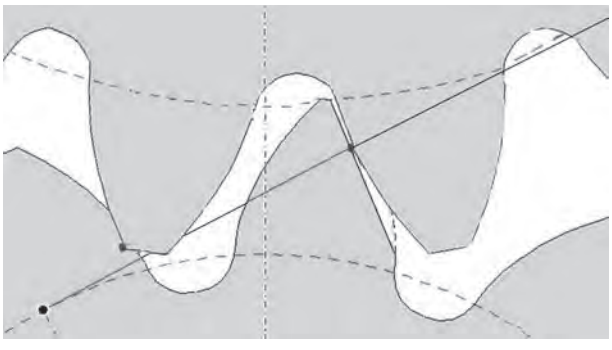
где Δ — разность основных шагов входящих в зацепление сопрягаемых зубьев (определяемых погрешностью изготовления), мкм; δ_c — деформация пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара, мкм; V — окружная скорость вращения ведущего колеса, м/с; b_w — ширина венца зубчатой передачи, мм; a_w — межосевое расстояние, мм; $u = z_2/z_1$ — передаточное число; z_1, z_2 — число зубьев шестерни, колеса.

В первом приближении можно принять, что отношения значений внутренней динамической нагрузки (U_1 и U_2) для различных величин погрешностей зацепления пропорциональны отношению амплитуд виброимпульсов (a_{u1} и a_{u2}):

$$\frac{U_1}{U_2} = \frac{\sqrt{\Delta_1 + \delta_{c1}}}{\sqrt{\Delta_2 + \delta_{c2}}} = \frac{a_{u1}}{a_{u2}}. \qquad (2)$$



а



б

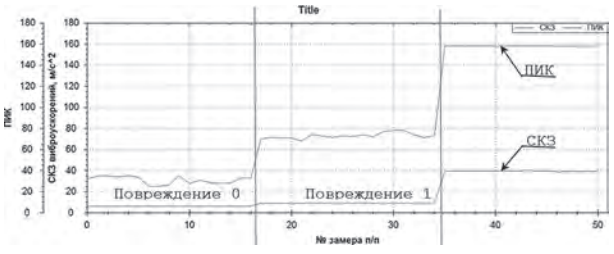
Рисунок 5 — Вход зубьев в зацепление: *а* — в расчетной точке; *б* — кромочный удар при имитации износа

Принимая значения $\sqrt{(\Delta + \delta_c)}$ для степени повреждения 1 и 2 равными 0,1 и 0,6 мм соответственно (значение Δ определялось с учетом положения точки контакта впереди идущей пары зубьев), получим отношения значений внутренней динамической нагрузки (U_1/U_2) равные 2,24 и 5,48 соответственно. При этом измеренные по виброграмме отношения амплитуд виброимпульсов (a_{u1}/a_{u2}) дают значения 2,33 и 8,67.

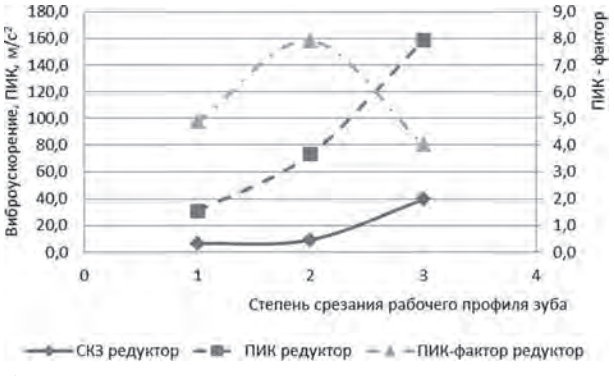
Отклонение в результатах расчета и измерений при больших величинах среза профиля зуба связано с существенным изменением жесткости зуба за счет изменения его толщины и значительного роста скорости кромочного удара (формула (1) применяется при конструкторском расчете и не применима при значительных величинах износа).

Диагностирование контактного повреждения зубчатого колеса (износ) в условиях стендовых испытаний. Результаты испытаний по определению влияния степени повреждения рабочего профиля шестерни $z_1 = 40$ на уровень средних квадратических значений (СКЗ) и пиковых значений (ПИК) виброускорений на подшипниковой опоре испытательного редуктора приведены на рисунке 6.

Таким образом, начальная степень повреждений (глубина среза 0,5 мм, высота среза 2,5 мм) приводит для редуктора в целом к росту величины виброускорений в 1,4 раза, пиковых значений — в 2,4 раза. С увеличением степени повреждений (глубина среза 1 мм и высота среза 5 мм) имеет место значительный рост значений виброускорений редуктора в целом (величины СКЗ виброускорений в 4,3 раза), при этом рост пиковых значений (в 2,2 раза) примерно равен росту для 1-го цикла испытаний. Наличие точки перегиба на кривой ПИК-фактора свидетельствует о росте количества поврежденных зубьев. Полученные данные показывают, что анализ СКЗ, ПИК



а



б

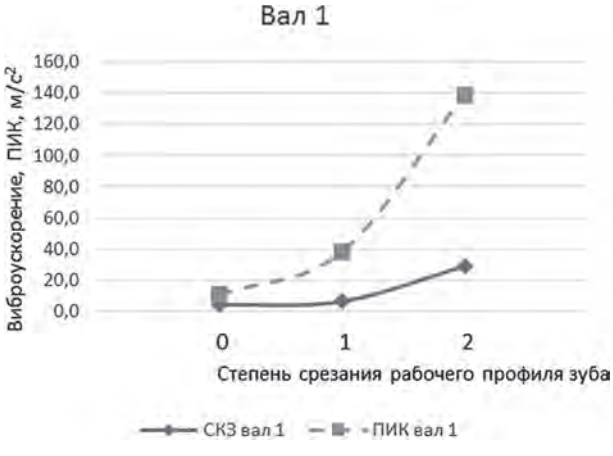
Рисунок 6 — Виброускорения на подшипниковой опоре испытательного редуктора: *а* — замеры СКЗ и ПИК; *б* — изменения значений СКЗ, ПИК и ПИК-фактора

и ПИК-фактора виброускорений позволяет определить наличие в редукторе зубчатых колес с повреждением зубьев в виде износа.

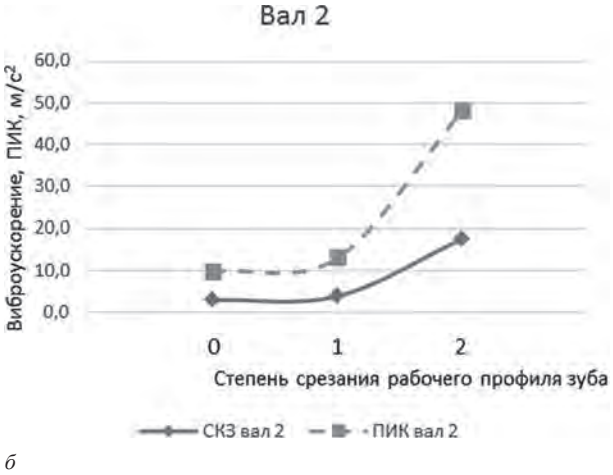
Результаты анализа влияния степени повреждения рабочего профиля зубьев шестерни $z_1 = 40$ на коэффициент эксцесса приведены на рисунке 7. С ростом этого показателя можно сделать вывод о зарождении и развитии локальных дефектов, таких как микротрещины, выкрашивание (питтинг) или сколы на поверхности зубьев. Высокий куртозис (коэффициент эксцесса) указывает на появление в сигнале вибрации резких, кратковременных импульсных выбросов, которые выделяются на фоне общего шума работы исправной передачи.

С целью локализации места повреждения рабочего профиля (шестерня $z_1 = 40$ или колесо $z_2 = 45$), к массивам данных вибрации был применен алгоритм синхронного усреднения (рисунок 8). Анализ рисунка 8 *а*, *б* показывает, что при степени повреждений 2 наблюдается значительное различие значений СКЗ виброускорений для шестерни $z_1 = 40$ и колеса $z_2 = 45$ (29 и 17,6 м/с^2 соответственно) и пиковых значений виброускорений (138,7 и 48 м/с^2 соответственно). Большие значения виброускорений для шестерни $z_1 = 40$ свидетельствуют о повреждении именно этого элемента редуктора.

При этом виброграммы виброускорений, полученные на всех стадиях срезания рабочего профиля зубьев



а



б

Рисунок 8 — Пиковые значения и СКЗ виброускорений шестерни $z_1 = 40$ (*а*) и колеса $z_2 = 45$ (*б*) после операции синхронного усреднения

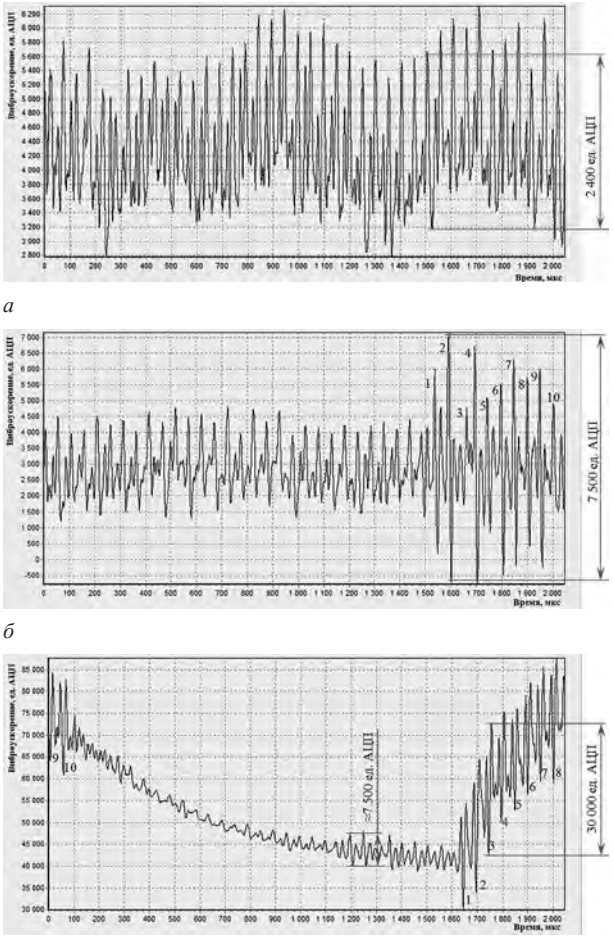
и приведенные к одному обороту вала шестерни с поврежденными зубьями (рисунок 9) в результате синхронного усреднения, позволяют провести анализ количества поврежденных зубьев и степени их повреждения.

Применение метода амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала. Для сравнительной оценки вибрации в разных точках испытательного редуктора рассмотрим параметры вибрационных реализаций, полученных на частоте вращения приводного вала 900 мин$^{-1}$ и нагрузке 100 Н·м.

На рисунке 10 показаны места установки (A_1–A_3) первичных виброизмерительных преобразователей при исследованиях спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала.



Рисунок 7 — Влияние степени повреждения зуба на коэффициент эксцесса



а

б

в

Рисунок 9 — Виброграммы шестерни $z_1 = 40$ после операции синхронного усреднения:
а — степень повреждения 0; *б* — степень повреждения 1; *в* — степень повреждения 2



Рисунок 10 — Схема установки акселерометров на испытательный стенд

На рисунках 11, 12 показаны вибрационные сигналы и их амплитудные спектры в точках контроля при исходном состоянии шестерни. Обработка вибрационных сигналов выполнена с использованием методов и алгоритмов цифровой обработки сигналов и специального программного средства [11–13]. На всех последующих рисунках на виброграммах по оси абсцисс откладывается время в секундах, а по оси ординат амплитуда вибрационного сигнала в м/с^2; на амплитудных спектрах по оси абсцисс откладывается частота в Гц, а по оси ординат — амплитуда вибрационного сигнала в м/с^2.

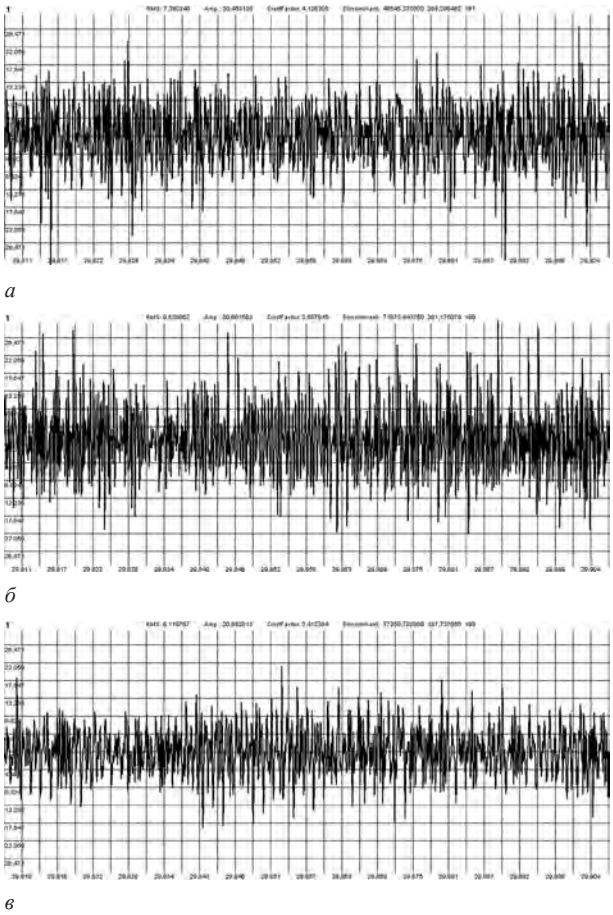
Характерно, что основными спектральными составляющими этих сигналов являются гармоники, кратные зубцовым частотам — 600, 1200, 1800, 2400 Гц. При этом в разных точках контроля соотношения между амплитудами этих гармоник имеют свои отличительные особенности.

На рисунках 13, 14 показаны вибрационные сигналы и их амплитудные спектры при повреждении 10 зубьев шестерни, а на рисунках 15, 16 — при повреждении 20 зубьев шестерни путем срезания рабочего профиля.

Основными спектральными составляющими этих сигналов остаются гармоники, кратные зубцовым частотам, однако наблюдаются некоторые существенные отличия, известные из литературы [14]:

- в результате развития повреждения, имитирующего износ, имеет место перераспределение энергии вибрации между амплитудами зубцовых гармоник (f_z) при разной степени повреждения зубьев, с тенденцией увеличения амплитуд в области высоких частот (1200 и 1800 Гц);
- так как повреждение зубьев шестерни имитирует ее неравномерный износ, возникает амплитудная модуляция импульсов пересопряжения зубьев с частотой вращения поврежденной шестерни (15 Гц), что приводит к появлению, а затем и росту боковых гармоник, расположенных вокруг зубцовых гармоник и кратных частоте вращения шестерни с дефектом ($f_z \pm kf_{об}$).

Представляет интерес более детальное исследование отдельных компонент вибрационного сигнала. На рисунке 17 представлена составляющая вибрационного сигнала для первой точки контроля в частотном диапазоне 1700–1900 Гц, ее амплитудный спектр, огибающая этой составляющей вибросигнала и амплитудный спектр

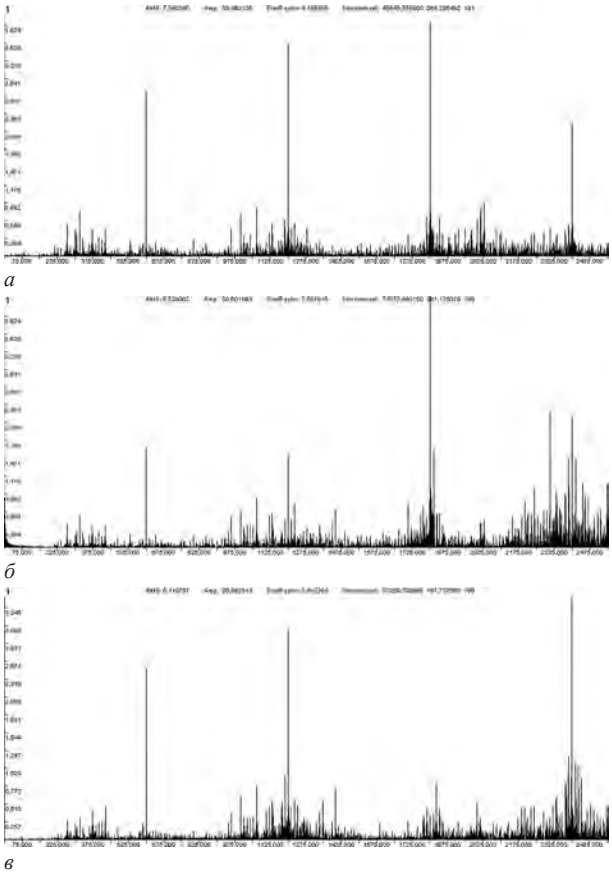


а

б

в

Рисунок 11 — Вибрационный сигнал при бездефектном состоянии шестерни: точки контроля: *а* — А1; *б* — А2; *в* — А3

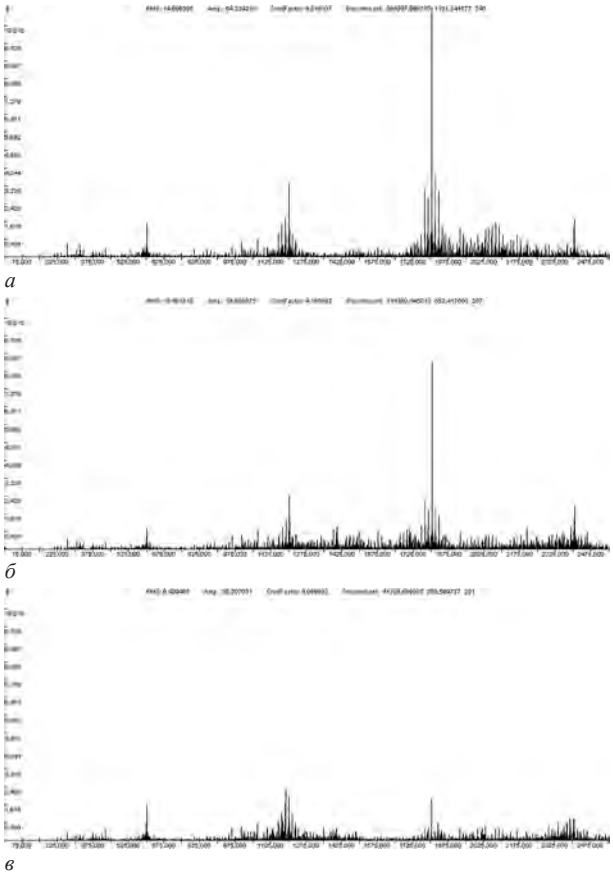


а

б

в

Рисунок 12 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при бездефектном состоянии шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

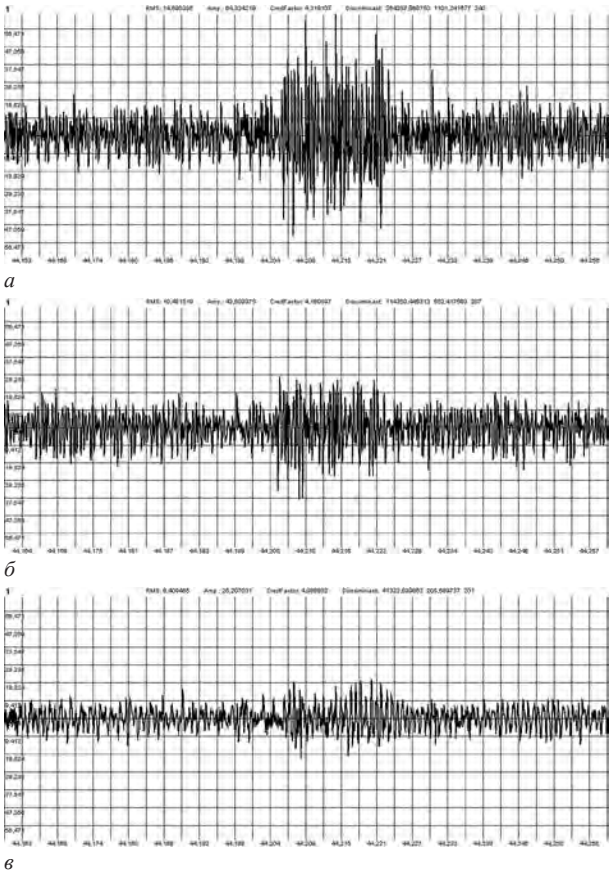


а

б

в

Рисунок 14 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при повреждении 10 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

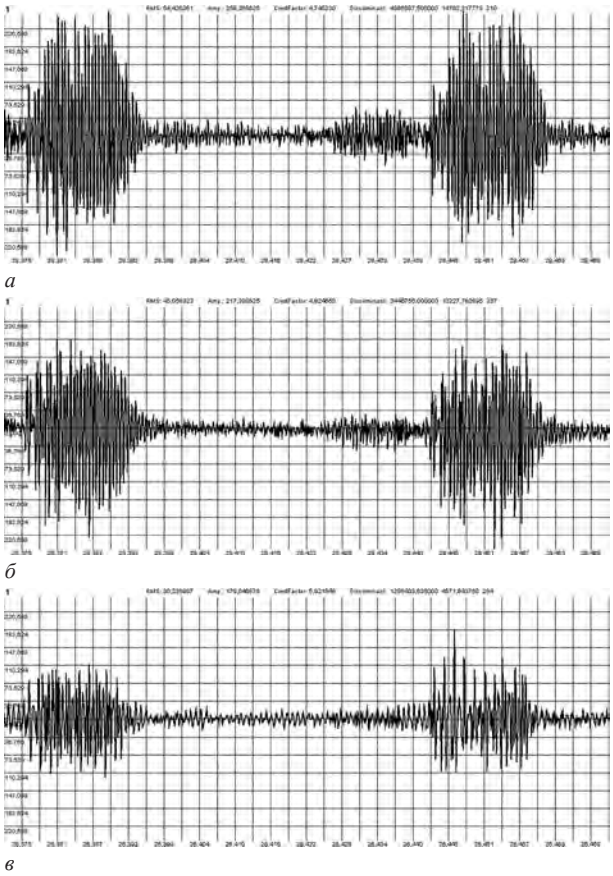


а

б

в

Рисунок 13 — Вибрационный сигнал при повреждении 10 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

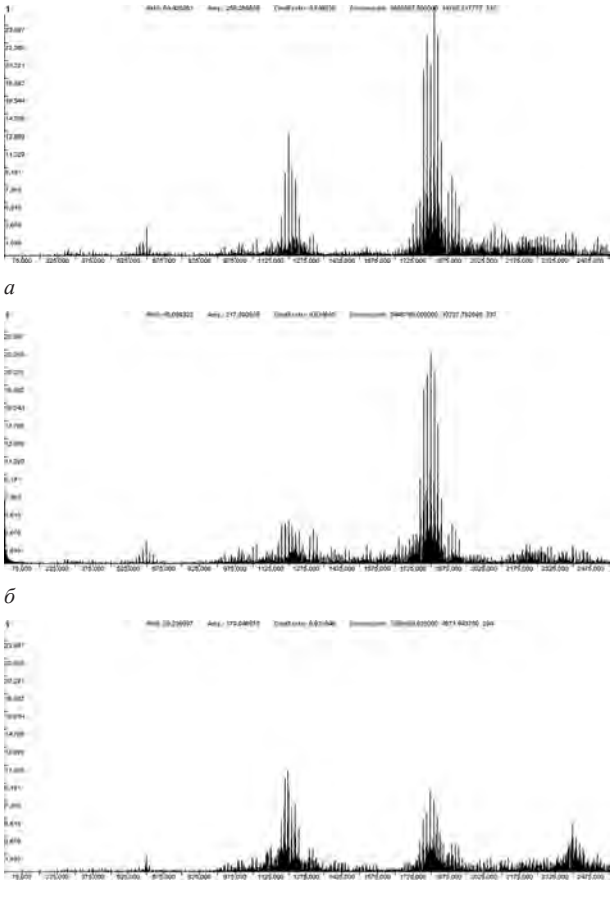


а

б

в

Рисунок 15 — Вибрационный сигнал при повреждении 20 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3

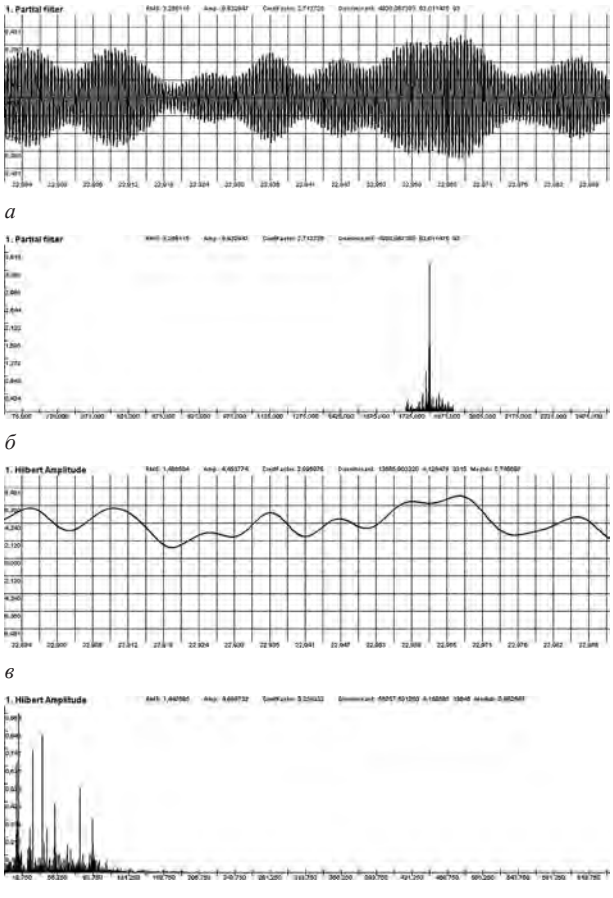


а

б

в

Рисунок 16 — Амплитудный спектр вибрационного сигнала при повреждении 20 соседних зубьев шестерни: точки контроля: *а* — A_1; *б* — A_2; *в* — A_3



а

б

в

г

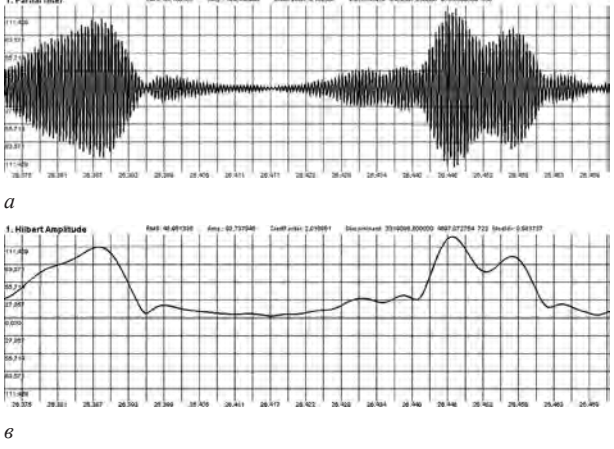
Рисунок 18 — Вибрация в частотной полосе 1700–1900 Гц для первой точки контроля, при бездефектном состоянии шестерни: *а* — вибрационный сигнал; *б* — амплитудный спектр; *в* — огибающая; *г* — спектр огибающей

огибающей. Размах огибающей в этом случае равен амплитуде исходной оставляющей вибросигнала, а амплитудный спектр огибающей состоит из компонент, кратных 15 Гц (частота вращения вала шестерни с дефектом), причем амплитуды этих компонент весьма значительны.

Для сравнения на рисунке 18 показаны аналогичные результаты обработки вибрации при отсутствии дефектов шестерни. В этом эксперименте размах огибающей значительно меньше амплитуды исследуемой составляющей вибросигнала, а в ее амплитудном спектре не выделяются определяющие по уровню компоненты.

Заключение. Как показывает анализ технической литературы, для высокоскоростных зубчатых колес одной из основных причин выхода из строя является износ. В связи с этим растет актуальность диагностики данного вида повреждений при мониторинге технического состояния высокоскоростных редукторных систем.

Стендовые испытания зубчатой пары с искусственной имитацией износа зубчатого колеса, реализованной путем срезания рабочего профиля зубьев шестерни, показали



а

б

в

г

Рисунок 17 — Вибрация в частотной полосе 1700–1900 Гц для первой точки контроля, когда 20 зубьев шестерни повреждены: *а* — вибрационный сигнал; *б* — амплитудный спектр; *в* — огибающая; *г* — спектр огибающей

возможность диагностирования наличия износа с применением анализа вибрации на подшипниковых узлах.

Анализ СКЗ, ПИК, ПИК-фактора и коэффициента эксцесса виброускорений позволяет определить наличие в редукторе повреждения зубьев в виде износа. Увеличение степени повреждения профиля приводит к росту указанных характеристик, что подтверждает результаты аналитических исследований зависимости динамической нагрузки в зацеплении от степени повреждения профиля.

Анализ амплитуд спектральных составляющих, кратных зубцовой частоте, требует дополнительных исследований поведения боковых составляющих, вызванных амплитудной модуляцией вибрационного сигнала при наличии износа.

Применение методов синхронного усреднения и амплитудного спектра огибающей полосы высокочастотной составляющей исследуемого вибрационного сигнала позволяет локализовать в редукторе зубчатое колесо с наличием износа зубьев.

Список литературы

1. The need for speed: EV motors breaking the 30,000rpm barrier // IDTechEx. — URL: https://www.idtechex.com/en/research-article/the-need-for-speed-ev-motors-breaking-the-30-000rpm-barrier/34219 (date of access: 25.05.2026).
2. Design of a hyper-high-speed powertrain for ev to achieve maximum ranges / M. Mileti, P. Strobl, H. Pflaum, K. Stahl // CTI SYMPOSIUM 2018: proc. of the 17th Intern. Congress and Expo, Berlin, 3–6 Dec. 2018. — Berlin, 2020. — P. 265–273. — DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-662-58866-6_21.
3. Типы редукторов в китайских электромобилях // Электричка.рус. — URL: https://xn--80ajjhbc1bp1czc.xn--p1acf/faq/tipy-reduktorov-v-kitajskih-elektromobilyah/ (date of access: 25.05.2026).
4. EV speed reducer - global market share and ranking, overall sales and demand forecast 2025-2031 / QYResearch // Global Information. — 135 p. — URL: https://www.giiresearch.com/report/qyr1862271-ev-speed-reducer-global-market-share-ranking.html (date of access: 25.05.2026).
5. Tribological failure mechanisms and mitigation strategies for bevel gear differentials in electric vehicles / H. Zhou, X. Li, R. Sun [et al.] // Engineering Failure Analysis. — 2025. — Vol. 182, part C. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.110158.
6. Electric vehicle gear system failure modes and diagnostics // HZPT Blog. — URL: https://manufacturer.hzpt.com/electric-vehicle-gear-system-failure-modes-and-diagnostics/ (date of access: 25.05.2026).
7. A multi-technique approach to gear wear monitoring and fault diagnostics / A. Daman. Z. Peng, Z. Yi. Chin, W.A. Smith // Tribology International. — Volume 214, part A. — 2026. — DOI: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2025.111187.
8. Turci, M. Design and optimization of a hybrid vehicle transmission / M. Turci // Gear Technology. — 2019. — P. 50–57.
9. Сундуков, А.Е. Комплекс диагностических признаков износа зубьев редукторов авиационных газотурбинных двигателей / А.Е. Сундуков, Е.В. Шахматов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. — 2022. — Т. 21, № 4. — С. 109–117. — DOI: https://doi.org/10.18287/2541-7533-2022-21-4-109-117.
10. Комплексный контроль и повышение качества зубчатых приводных механизмов для машиностроения: метод. рекомендации / О.В. Берестнев, В.Е. Антонюк, Н.Н. Ишин [и др.]. — Мн.: БелГИСС, 2009. — 115 с.
11. Бранцевич, П.Ю. Цифровая обработка вибрационных сигналов / П.Ю. Бранцевич. — Мн.: Бестпринт, 2022. — 297 с.
12. Бранцевич, П.Ю. Компьютерные системы и комплексы обработки вибрационных сигналов / П.Ю. Бранцевич. — Мн.: Бестпринт, 2023. — 282 с.
13. Vibric-2020: компьютерная программа № 1376 Респ. Беларусь / БГУИР; П.Ю. Бранцевич, Е.Н. Базылев. — № с20200057; заявл. 18.12.2020; зарегистр. 31.12.2020 / НЦИС. — Мн., 2020.
14. Костюков, В.Н. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учеб. пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко. — Омск: ОмГТУ, 2011. — 360 с.

Ishin N.N., Brancevich P.Ju., Goman A.M., Adaschkevich V.I., Skorokhodov A.S., Logvinetc T.S., Bazyleu Ye.N., Shestopalov S.I., Makeev P.N., Vitko S.V.

Experimental and analytical studies of vibration activity of a gear transmission with simulated tooth wear

The evolution of the automotive industry has led to the fact that traditional internal combustion engines are gradually giving way to electric drive. This transition is fraught with certain engineering difficulties, especially in the field of designing and operating transmissions of mobile machines, since the internal combustion engine and electric drive have fundamentally different requirements for gearboxes. The proposed article analyzes the relevance of research in the field of vibration diagnostics of wear of high-speed gears, provides an example of experimental detection of gear wear during tests on a universal bench with an open power circuit, as well as an analytical study substantiating the causes of the effect of wear on dynamic loads in a gear train. Vibration signal dump analysis, vibration statistical characteristics, and a synchronous averaging algorithm were used to diagnose damage. The application of the method of the amplitude spectrum of the envelope band of the high-frequency component of the vibration signal under study is also considered for the diagnostics of wear of gear pairs.

Поступила в редакцию 29.06.2026.