

МАШИНОВЕДЕНИЕ И МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.3

DOI 10.52928/2070-1616-2025-52-2-2-7

**ПУТИ СНИЖЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЭЛЕМЕНТОВ***д-р техн. наук, доц. С.А. РЫНКЕВИЧ**(Полоцкий государственный университет имени Евфросинии Полоцкой;
Белорусско-Российский университет, Могилев)*

Рассмотрены вопросы, связанные с анализом нагруженности механических и гидромеханических передач (МГМП) со сложным движением звеньев. Установлено, что основным механизмом повреждения зубчатых передач МГМП в условиях повышенной виброн нагруженности является многоцикловая усталость материала. Выявлены особенности возбуждения крутильных и изгибных колебаний в высоконагруженных передачах. Определено, что усталостная прочность обода наиболее критична при колебаниях ведомого колеса, характеризующихся двумя, тремя или четырьмя узловыми диаметрами.

Одним из путей снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов является профильная модификация зубьев колес. Правильная модификация зубчатых колес оптимизирует работу зубчатой передачи под нагрузкой, снижая износ, тепловыделение, потери мощности, вибрации и шум. Другой путь снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов – применение демпферов сухого трения, обеспечивающих снижение амплитуды крутильных колебаний в двигателях и трансмиссиях. Отмечается, что для эффективного снижения амплитуды резонансных колебаний зубчатого колеса, возникающих при совпадении рабочих частот с собственными, рекомендуется применение кольцевых или тарельчатых демпферов. Дана оценка амплитудно-частотной характеристики пиковых напряжений в ободке ведомого зубчатого колеса при наличии и отсутствии демпфирования.

Ключевые слова: гидромеханическая передача, механическая передача, мобильная машина, зубчатое зацепление, профильная модификация, демпфер сухого трения.

Введение. Работа зубчатых передач мобильной техники сопряжена с высокими динамическими нагрузками, которые являются фактором риска и снижают ресурс не только самих зубчатых передач, но и компонентов трансмиссии и силового агрегата. Отказы зубчатых передач и дефекты зубчатых колес в механических и гидромеханических передачах со сложной кинематической схемой и сложным движением звеньев могут привести к возникновению опасных режимов работы. Установлено, что основным механизмом повреждения зубчатых передач МГМП в условиях повышенной виброн нагруженности является многоцикловая усталость материала [1; 2].

Основная часть. Проведенные исследования цилиндрических и конических зубчатых передач (с использованием математического моделирования и испытательной базы завода «БелАЗ») позволили оценить влияние различных источников возбуждения колебаний на динамические нагрузки в трансмиссии. Были выявлены особенности возбуждения крутильных и изгибных колебаний в высоконагруженных передачах [3]. Результатом работы стали рекомендации по оптимизации параметров профильной модификации цилиндрических зубчатых передач и выбору конструкции и параметров (силы поджатия) демпфера сухого трения для конических зубчатых колес, направленные на снижение динамических нагрузок в зацеплении.

Тонкие диски с зубьями, как цилиндрические, так и конические, особенно чувствительны к вибрации вдоль оси. Зубчатые колеса-диски могут деформироваться при вибрации множеством различных способов. Каждой форме деформации соответствует своя собственная частота, при которой диск свободно колеблется. Самая низкая частота вызывает общие колебания диска, когда ни одна его часть не остается неподвижной. При следующей, более высокой, частоте возникает резонанс, и амплитуда колебаний резко возрастает. В этом случае появляется один неподвижный диаметр диска, называемый узловым.

Продолжая увеличивать частоту, можно достичь значений, при которых возникают колебания с двумя, тремя и более узловыми диаметрами. Кроме того, в дисках могут формироваться узловые кольца – окружности, которые не двигаются во время вибрации. Однако колебания с узловыми кольцами обычно не представляют большой угрозы для работы диска. Наиболее опасны колебания, возникающие при определенной критической скорости вращения, когда диск вибрирует с небольшим количеством узловых диаметров.

Исследования дефектов конических зубчатых колес, возникающих в процессе эксплуатации мобильных машин, выявили, что усталостная прочность обода наиболее критична при колебаниях ведомого колеса, характеризующихся двумя, тремя или четырьмя узловыми диаметрами [4; 5]. На рисунке 1 визуализированы перемещения и первые главные напряжения, возникающие в коническом зубчатом колесе при колебаниях с тремя узловыми диаметрами.

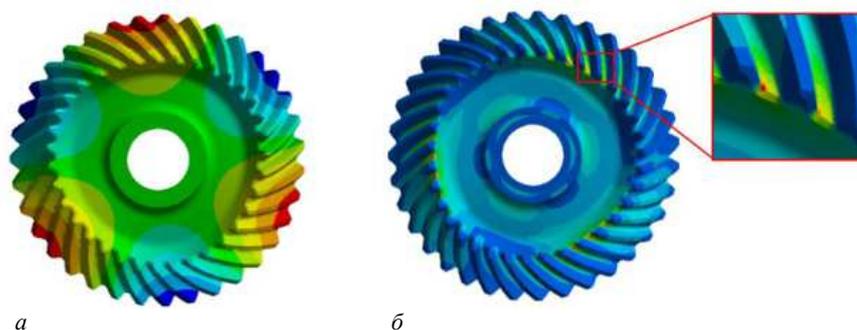
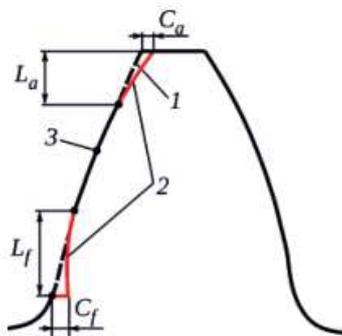


Рисунок 1. – Распределение перемещений (а) и первых главных напряжений (б) конического зубчатого колеса при колебаниях по узловым диаметрам

Одним из путей снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов является профильная модификация зубьев колес, т.е. целенаправленное изменение формы зубьев зубчатых колес, предназначенное для оптимизации кинематики и динамики зацепления, повышения несущей способности элементов и обеспечения более надежной работы зубчатой передачи.

При профильной модификации зубьев зубчатых колес изменяют форму эвольвенты зуба для рационального распределения нагрузки в зацеплении. Это позволяет снизить контактные напряжения, компенсировать технологические отклонения и износ, а также уменьшить динамические нагрузки. В зависимости от формы отклонения эвольвенты, применяются различные типы модификаций, такие как линейная (короткая и длинная), параболическая и дуговая (рисунок 2). Неправильный выбор параметров профильной модификации может привести к ухудшению характеристик зубчатой передачи. Параметр C_a характеризует глубину фланка процесса модификации.



1 – исходный эвольвентный профиль; 2 – модифицированный профиль; 3 – полюс зацепления

Рисунок 2. – Короткая линейная модификация (фланкирование)

Локализация пиков напряжений в профиле для определения места, где нужна модификация, осуществляется посредством экспериментальных методов или с применением современных систем численного моделирования.

Правильная модификация зубчатых колес оптимизирует работу зубчатой передачи под нагрузкой, снижая износ, тепловыделение, потери мощности, вибрации и шум. Она также предотвращает концентрацию напряжений и снижает риск повреждений зубьев (задиры, микротрещины, выкрашивания).

В процессе математического моделирования совместно с учеными кафедры «Программное обеспечение информационных технологий» Белорусско-Российского университета (Могилев) было установлено, что уменьшение протяженности зоны двухпарного зацепления (рисунок 3) обусловлено как снижением коэффициента перекрытия ϵ , так и гармонизацией функции жесткости зацепления $k_m(j)$. Гармонизация проявляется в снижении амплитуды второй и высших гармоник в спектральном разложении $k_m(j)$ в ряд Фурье.

В цилиндрических зубчатых передачах без профильной модификации (при $\epsilon > 1,7$) жесткость однопарного зацепления превышает теоретическую жесткость контакта одной пары зубьев. Это обусловлено преждевременным возникновением кромочного контакта следующей пары зубьев. Введение профильной модификации с глубиной фланка $C_a > 15$ мкм приводит к снижению ϵ , что, в свою очередь, минимизирует жесткость однопарного зацепления (рисунок 3).

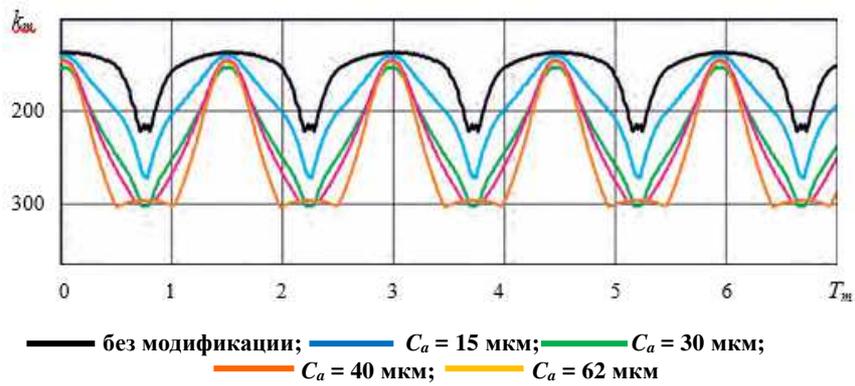


Рисунок 3. – Жесткость зацепления $k_m(j)$ цилиндрической передачи с различными параметрами профильной модификации

Модификация профиля зуба на 60 мкм, в соответствии с нормативной документацией, приводит к трехкратному увеличению амплитуды первой гармоники функции жесткости зацепления по сравнению с базовой конструкцией. Данное изменение влечет за собой рост динамических нагрузок в зоне контакта зубьев и, как следствие, увеличение амплитуды вибраций на гармониках зубцовой частоты.

Другой путь снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов – демпферы сухого трения.

Демпферы сухого трения служат для снижения амплитуды крутильных колебаний в двигателях и трансмиссиях. Функционирование этих демпферов основано на использовании силы сухого трения, которая имеет нелинейную зависимость от скорости скольжения. Эта нелинейность, проявляющаяся в виде разрывной кривой, требует применения нелинейных дифференциальных уравнений при анализе динамики системы.

Основная особенность демпферов – наличие упругого элемента, допускающего относительное движение между его компонентами. Это движение вызывает силы трения, которые эффективно рассеивают энергию, подавляя колебания.

Широкий диапазон рабочих частот конических передач автосамосвалов БелАЗ (сателлиты дифференциала и главная передача) создает трудности в настройке для исключения резонансных явлений в ободе конического колеса. Резонанс в полотно зубчатого колеса может вызвать его разрушение. Для снижения амплитуды резонансных колебаний и, следовательно, уменьшения переменных напряжений предлагается применять демпфер сухого трения. Этот метод позволяет эффективно демпфировать колебания и вибрации.

Разнообразие конструкций демпферов сухого трения используется для демпфирования резонансных колебаний конических зубчатых колес. Рисунок 4 иллюстрирует результаты имитационного моделирования, показывающие зависимость амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) перемещения z_1 узла I от силы поджатия демпфера.

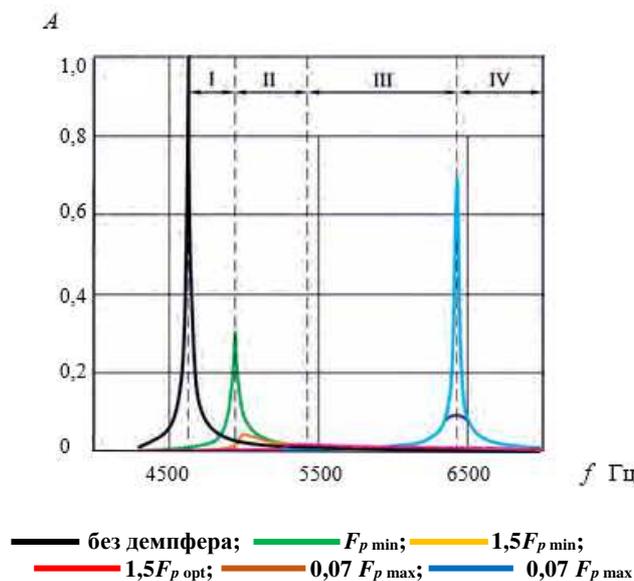
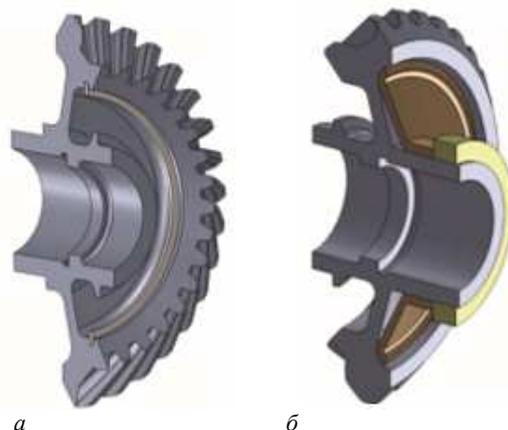


Рисунок 4. – Амплитудно-частотная характеристика системы при различной величине силы поджатия демпфера

Применение демпфера с оптимальной силой поджатия $F_{p\text{ опт}}$ приводит к уменьшению амплитуды колебаний на два порядка (примерно в 80 раз). Анализ амплитудно-частотной характеристики позволяет выделить четыре характерных режима работы демпфера: I (нештатный), характеризующийся отрывными колебаниями; II, в котором доминирует проскальзывание в зоне контакта; III, характеризующийся преобладанием длительных периодов относительной неподвижности; IV, представляющий собой полную блокировку демпфера, исключаящую проскальзывание.

Рисунок 5 показывает, как могут быть сконструированы фрикционные демпферы. Эти примеры включают кольцевой (рисунок 5, а) и тарельчатый (рисунок 5, б) типы.



а – кольцевой; б – тарельчатый

Рисунок 5. – Различные варианты конструкции фрикционного демпфера

Для эффективного снижения амплитуды резонансных колебаний зубчатого колеса, возникающих при совпадении рабочих частот с собственными, рекомендуется применение кольцевых демпферов (см. рисунок 5, а).

Конструктивно кольцевой демпфер представляет собой упругое кольцо, установленное с натягом в паз, выполненный на внутренней поверхности зубчатого венца. Натяг и центробежная сила обеспечивают плотный контакт демпфера с колесом. Демпфирование резонансных колебаний достигается за счет диссипации энергии посредством силы трения, возникающей между кольцом и шестерней при колебаниях последней по узловым диаметрам. Эффективность демпфирования напрямую зависит от соответствия положения паза и формы кольца ожидаемым формам резонансных колебаний, что обеспечивает максимальное трение в зоне контакта. Колебания шестерни вдоль узловых диаметров между кольцом и шестерней порождают силу трения, которая преобразует энергию резонансных колебаний в тепло. Тепло рассеивается в окружающую среду, обеспечивая тем самым демпфирование колебаний.

Тарельчатый демпфер – альтернативный вариант демпфера сухого трения, в котором используется упругая тарельчатая пружина. Эта пружина при помощи регулируемого упора (см. рисунок 5, б) создает усилие прижатия к торцу шестерни. Для оптимизации работы демпфера сухого трения необходимо исследовать влияние усилия поджатия на следующие параметры: режим работы демпфера, резонансную частоту механической системы, работу силы трения в демпфере и максимальную амплитуду колебаний при резонансе. Такое исследование позволяет определить оптимальное значение усилия поджатия, обеспечивающего минимальную амплитуду резонансных колебаний. Тарельчатые демпферы при рациональном выборе его параметров тоже проявляют хорошие свойства в плане снижения амплитуды резонансных колебаний зубчатых колес.

На рисунке 6 показан эскиз зубчатого колеса с интегрированным тарельчатым демпфером.

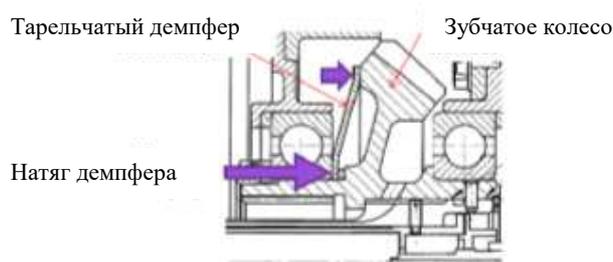


Рисунок 6. – Схема зубчатого колеса с интегрированным тарельчатым демпфером

На рисунке 7 дана оценка АЧХ пиковых напряжений в ободу ведомого зубчатого колеса при наличии и отсутствии демпфирования. Видно, что при наличии демпфирования максимальные напряжения в ободу зубчатого колеса значительно снижаются.

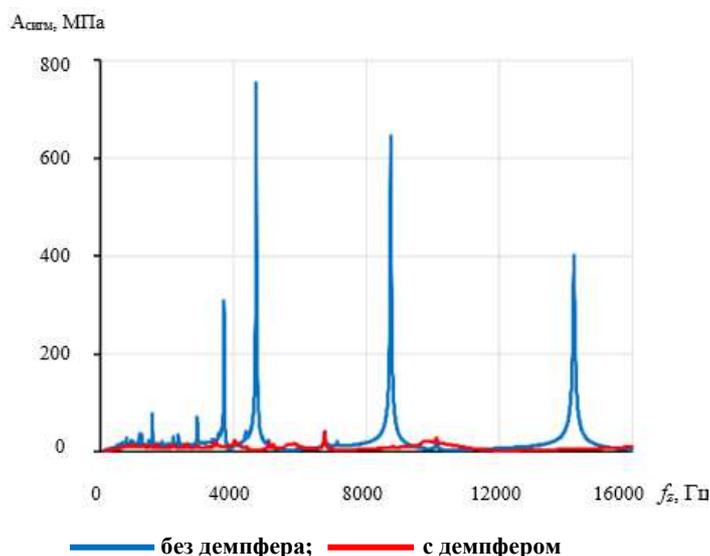


Рисунок 7. – Амплитудно-частотная характеристика максимальных напряжений в ободу ведомого зубчатого колеса без демпфирования и с демпфированием

При реализации демпфирования сухого трения очень важно установить взаимосвязь между параметром поджатия демпфера и его функциональными характеристиками, а также параметрами системы, включая резонансную частоту, работу силы трения и амплитуду резонансных колебаний. Оптимизация параметра поджатия, направленная на минимизацию амплитуды резонансных колебаний, является ключевой задачей.

Заключение. Установлено, что основной причиной повреждения зубчатых передач МГМП в условиях повышенной виброн нагруженности выступает многоцикловая усталость материала. Выявлены особенности возбуждения крутильных и изгибных колебаний в высоконагруженных передачах. Определено, что усталостная прочность обода наиболее критична при колебаниях ведомого колеса, характеризующихся двумя, тремя или четырьмя узловыми диаметрами.

Одним из путей снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов является профильная модификация зубьев колес. Правильная модификация зубчатых колес оптимизирует работу зубчатой передачи под нагрузкой, снижая износ, тепловыделение, потери мощности, вибрации и шум. Другой путь снижения нагруженности зубчатых передач со сложным движением элементов – применение демпферов сухого трения для обеспечения снижения амплитуды крутильных колебаний в двигателях и трансмиссиях. Для эффективного снижения амплитуды резонансных колебаний зубчатого колеса, возникающих при совпадении рабочих частот с собственными, рекомендуется применение кольцевых демпферов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рынкевич С.А. Активный мониторинг сложных элементов гидромеханических передач мобильных машин // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Пром-сть. Приклад. науки. – 2024. – № 1(49). – С. 71–78. DOI 10.52928/2070-1616-2024-49-1-71-78
2. Рынкевич С.А. Классификация дефектов передач мобильных машин // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Пром-сть. Приклад. науки. – 2024. – № 2(50). – С. 19–24. DOI 10.52928/2070-1616-2024-50-2-19-24
3. Рынкевич С.А., Сонич О.А. Методика диагностирования зубчатых передач со сложным движением звеньев // Машиностроение: сб. – Минск: БНТУ, 2024. – Вып. 35. – С. 197–200.
4. Рынкевич С.А., Сонич О.А. Анализ отказов и испытания передач со сложным движением звеньев // Транспорт и транспортные системы: Конструирование, эксплуатация, технологии. – Минск: БНТУ, 2024. – Вып. 6. – С. 19–25.
5. Рынкевич С.А. Контроль механических и гидромеханических передач мобильных и технологических машин // Вестн. Полоц. гос. ун-та. Сер. В, Пром-сть. Приклад. науки. – 2025. – № 1(51). – С. 13–19. DOI 10.52928/2070-1616-2024-51-1-13-19

REFERENCES

1. Rynkevich, S.A. (2024). Aktivnyi monitoring slozhnykh elementov gidromekhanicheskikh peredach mobil'nykh mashin [Active Monitoring of Complex Elements of Hydromechanical Transmissions of Mobile Machines]. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya V, Promyshlennost'. Prikladnye nauki* [Herald of Polotsk State University. Series B, Industry. Applied Science], 1(49), 71–78. DOI 10.52928/2070-1616-2024-49-1-71-78 (In Russ., abstr. in Engl.).

2. Rynkevich, S.A. (2024). Klassifikatsiya defektov peredach mobil'nykh mashin [Classification of Defects in Mobile Machine Transmissions]. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya V, Promyshlennost'. Prikladnye nauki [Herald of Polotsk State University. Series B, Industry. Applied Science]*, 2(50), 19–24. DOI 10.52928/2070-1616-2024-50-2-19-24 (In Russ., abstr. in Engl.).
3. Rynkevich, S.A. & Sonich, O.A. (2024). Methodology for diagnosing gear transmissions with complex movement of links. *Mechanical engineering: Iss. 35 (197–200)*. Minsk: BNTU. (In Russ.)
4. Rynkevich, S.A. & Sonich, O.A. (2024). Failure analysis and testing of gears with complex link motion. *Transport i transportnye sistemy: konstruirovaniye, ekspluatatsiya, tekhnologii: Iss. 6 (19–25)*. Minsk: BNTU. (In Russ.)
5. Rynkevich, S.A. (2025). Kontrol' mekhanicheskikh i gidromekhanicheskikh peredach mobil'nykh i tekhnologicheskikh mashin [Control of Mechanical and Hydromechanical Transmissions of Mobile and Technological Machines]. *Vestnik Polotskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya V, Promyshlennost'. Prikladnye nauki [Herald of Polotsk State University. Series B, Industry. Applied Science]*, 1(51), 13–19. DOI 10.52928/2070-1616-2024-51-1-13-19 (In Russ., abstr. in Engl.).

Поступила 11.07.2025

WAYS TO REDUCE THE LOADING OF GEAR TRANSMISSIONS WITH COMPLEX MOVEMENT OF ELEMENTS

S. RYNKEVICH

(*Euphrosyne Polotskaya State University of Polotsk;
Belarusian-Russian University, Mogilev*)

The article considers issues related to the analysis of the loading of mechanical and hydromechanical transmissions (MGMT) with complex movement of links. It has been established that the main mechanism of damage to MGMT gears under conditions of increased vibration loading is multi-cycle fatigue of the material. Features of excitation of torsional and bending vibrations in highly loaded transmissions have been identified. It has been established that the fatigue strength of the rim is most critical for vibrations of the driven wheel, characterized by two, three or four nodal diameters.

One of the ways to reduce the loading of gears with complex movement of elements is the profile modification of the teeth of the wheels. Correct modification of the gears optimizes the operation of the gear under load, reducing wear, heat generation, power losses, vibrations and noise. Another way to reduce the loading of gears with complex movement of elements is the use of dry friction dampers. Dry friction dampers provide a reduction in the amplitude of torsional vibrations in engines and transmissions. It is noted that for an effective reduction in the amplitude of resonant vibrations of a gear wheel, arising when the operating frequencies coincide with the natural ones, it is recommended to use ring or disc dampers. An assessment is given of the amplitude-frequency characteristic of peak stresses in the rim of a driven gear wheel with and without damping.

Keywords: *hydromechanical transmission, mechanical transmission, mobile machine, gear engagement, profile modification, dry friction damper.*