

В. А. Крутова, Д. С. Фролова, Е. А. Тимофеев

ВЛИЯНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И ПЕРЕДАВАЕМОГО МОМЕНТА НА РАЗМЫКАНИЕ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ В МЕЛКОМОДУЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧАХ

Аннотация. Рассмотрен процесс колебаний мелко модульной зубчатой передачи, работающей в режиме размыкания профилей зубьев. Проанализированы основные группы факторов, определяющих характер колебаний: источники возбуждения (погрешности изготовления и сборки, кинематический эксцентриситет, неравномерность вращения вала, износ) и инерционно-жесткостные параметры с демпфированием. Построена динамическая модель зубчатой пары и составлена система дифференциальных уравнений, учитывающая переменное демпфирование, боковой зазор и многозначную функцию кинематической погрешности. Выполнено упрощение системы для инженерных расчётов и получено выражение для усилия в зацеплении с выделением динамической добавки. Показано, что вероятность перехода передачи в режим размыкания профилей возрастает при увеличении частоты вращения и снижении передаваемого крутящего момента.

Ключевые слова: зубчатая передача, колебания, размыкание профилей зубьев, боковой зазор, кинематическая погрешность, демпфирование, динамические нагрузки, мелко модульный редуктор, математическое моделирование.

Для цитирования: Крутова, В. А. Влияние частоты вращения и передаваемого момента на размыкание профилей зубьев в мелко модульных передачах / В. А. Крутова, Д. С. Фролова, Е. А. Тимофеев // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2026. – № 2. – С. 219–225. – DOI 10.46973/0201-727X_2026_2_219.

Введение

Процесс колебаний зубчатой передачи, работающей в режиме размыкания профилей зубьев, определяется двумя основными группами факторов: источниками возбуждения колебаний и параметрами, влияющими на их характер. К первой группе относятся погрешности изготовления, искажающие профиль зуба и вызывающие кинематический эксцентриситет. Сюда же входят погрешности сборки, которые изменяют боковой зазор и жесткость сцепляющихся зубьев. Важными источниками возбуждения также выступают неравномерность вращения вала электродвигателя и искажения профилей зубьев вследствие изнашивания [1, 2].

Вторая группа включает инерционно-жесткостные параметры, определяющие собственные частоты системы, и демпфирование. Особую сложность для моделирования представляет оценка демпфирования. В отличие от демпфирования валов, которое можно принимать постоянным, коэффициент демпфирования колебаний зубьев является переменной величиной. Он зависит от толщины пленки пластичного смазочного материала, течение которого при ударном нагружении подчиняется сложным законам (закону Гершеля – Балкли) [3].

При совпадении вынужденных частот с собственными наступает резонанс, ведущий к резкому росту динамических нагрузок. При ударном взаимодействии зубчатых пар усилие в зацеплении может во много раз превышать передаваемые номинальные нагрузки [2]. Такие короткие интенсивные удары вызывают дополнительные угловые ускорения и проскальзывание в шариковых подшипниках. При консольном расположении шестерни на валу это приводит к быстрому разрушению передней опоры электродвигателя.

Для детального теоретического исследования всех описанных процессов колебаний с учетом многообразия влияющих факторов необходима разработка комплексной расчетной модели зубчатой пары.

Целью работы является разработка расчетной модели колебаний мелко модульной зубчатой пары и установление условий перехода передачи в режим размыкания профилей зубьев.

Основная часть

При выборе расчетной схемы необходимо учитывать сложившуюся практику конструктивного выполнения мелко модульных зубчатых приводов, так как отражение особенностей конструкции позволит исключить ряд существенных ошибок при моделировании. Современным конструкциям таких при-

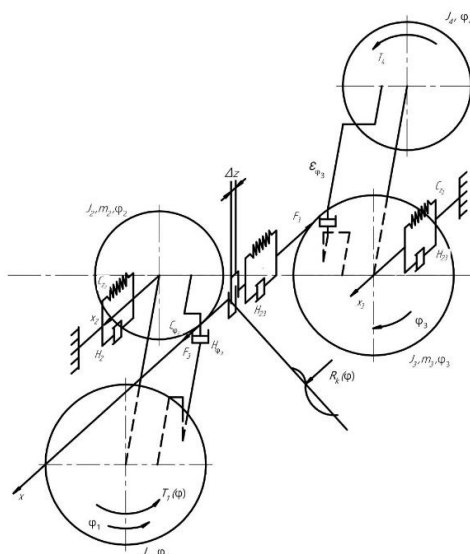
водов присущи следующие основные черты: корпус электродвигателя и входная шестерня привода консоли крепятся соответственно к корпусу редуктора и на вал двигателя. Колесо входной ступени располагается, как правило, на двух разнесенных опорах, а последующие ступени приводятся во вращение от шестерни второй ступени, расположенной на одном валу с колесом первой ступени [4].

На основе изложенного формируется динамическая модель колебаний зубчатой пары. Ротор электродвигателя условно представляется диском с моментом инерции J_1 . Вследствие переменного крутящего момента $T_1(\varphi)$, создаваемого магнитными силами, ротор может иметь неравномерную частоту вращения. Вал ротора обладает жесткостью кручения и демпфирует крутильные колебания с коэффициентом $H_{\varphi 2}$. В поперечном направлении этот вал, закрепленный в подшипниках, имеет жесткость C_{r2} и коэффициент демпфирования H_{r2} . На валу ротора жестко закреплена шестерня с моментом инерции J_2 и массой m_2 . Она сцепляется с колесом, характеризующимся моментом инерции J_3 и массой m_3 . Сами зубья пары обладают жесткостью C_{23} и способны демпфировать колебания с коэффициентом H_{23} . Значение H_{23} определяется эффективной толщиной масляной пленки в зацеплении, зависящей от режимов работы и параметров смазочного материала. В зацеплении присутствует боковой зазор Δr , величина которого изменяется в зависимости от угла поворота, качества изготовления и сборки передачи [5].

В процессе работы передачи всегда наблюдается расхождение между фактическим и теоретическим передаточным отношением из-за погрешностей и износа [6]. Эти отклонения приводят к многозначной функции кинематической погрешности $R_K(\varphi)$. Зубчатое колесо закреплено на валу с крутильной жесткостью $C_{\varphi 3}$ и коэффициентом демпфирования $H_{\varphi 3}$. В поперечном направлении вал колеса имеет жесткость C_{r3} и коэффициент демпфирования H_{r3} . К этому валу также присоединен диск с моментом инерции J_4 , имитирующий инерцию всех последующих ступеней редуктора, к которому приложен крутящий момент сопротивления T_4 . В принятой модели валы, опоры и зубья принимаются абсолютно невесомыми упругими элементами.

В соответствии с описанной расчетной схемой (рисунок) система дифференциальных уравнений, описывающая колебания зубчатой пары, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + H_{\varphi 2}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_{\varphi 2}(\varphi_1 - \varphi_2) &= T_1(\varphi), \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + H_{\varphi 2}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_{\varphi 2}(\varphi_2 - \varphi_1) + (H_{23}\dot{\delta}_{23} + C_{23}\delta_{23}) \frac{d_{b2}}{2} &= 0, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + H_{\varphi 3}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) + C_{\varphi 3}(\varphi_3 - \varphi_4) - (H_{23}\dot{\delta}_{23} + C_{23}\delta_{23}) \frac{d_{b3}}{2} &= 0, \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + H_{\varphi 3}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) + C_{\varphi 3}(\varphi_4 - \varphi_3) &= -T_4, \\ m_2 \ddot{X}_2 + H_{r2}\dot{X}_2 + C_{r2}X_2 - (H_{23}\dot{\delta}_{23} + C_{23}\delta_{23}) &= 0, \\ m_3 \ddot{X}_3 + H_{r3}\dot{X}_3 + C_{r3}X_3 - (H_{23}\dot{\delta}_{23} + C_{23}\delta_{23}) &= 0, \\ \delta_{23} = \varphi_2 \frac{d_{b2}}{2} - \varphi_3 \frac{d_{b3}}{2} - X_2 + X_3 - R_K(\varphi). \end{aligned}$$



Модель колебаний зубчатой пары

Процесс колебаний может сопровождаться размыканием профилей зубьев [7]. Если амплитуда колебаний не превышает величину бокового зазора $\Delta r(\varphi)$, то есть выполняется условие

$$-\Delta r(\varphi) < \delta_{23} \leq 0,$$

то контакт между зубьями теряется, и параметры зацепления обнуляются:

$$\begin{aligned} C_{23} &= 0; \\ H_{23} &= 0. \end{aligned}$$

В случае если амплитуда колебаний превышает боковой зазор, происходит соударение нерабочих профилей зубьев [8]. При условии:

$$\delta_{23} \leq -\Delta r$$

усилие контактирования определяется зависимостью:

$$F_3 = H_{23}\dot{\delta}_{23} + C_{23}(\Delta r + \delta_{23}).$$

Вследствие соударений зубьев процесс носит явно нелинейный характер, поэтому решение данной системы уравнений целесообразно производить методом пошагового интегрирования (например, методом Рунге – Кутты) [9], предварительно приведя её к системе дифференциальных уравнений первого порядка (задаче Коши).

Для инженерных расчетов и получения качественных зависимостей о влиянии погрешностей на динамические нагрузки систему можно упростить [10]. В связи со слабой загруженностью мелко модульных передач деформациями опор и зубьев можно пренебречь, считая валы абсолютно жесткими. В этом случае исходная система примет вид:

$$\begin{aligned} (J_1 + J_2)\ddot{\varphi}_2 + F_3 \frac{d_{b2}}{2} &= T_1, \\ (J_3 + J_4)\ddot{\varphi}_3 + F_3 \frac{d_{b3}}{2} &= -T_4, \\ \varphi_2 \frac{d_{b2}}{2} + \varphi_3 \frac{d_{b3}}{2} &= R_K. \end{aligned}$$

Учитывая кинематическое соотношение крутящих моментов $T_4 = \frac{d_{b3}}{d_{b2}} T_1$ и полагая $T_1 = \text{const}$, решение упрощенной системы относительно усилия в зацеплении запишем в виде:

$$F_3 = \frac{2T_1}{d_{b2}} + \frac{4(J_1 + J_2)(J_3 + J_4)}{db_2^2(J_3 + J_4) + (J_1 + J_2)U^2} \ddot{R}_K.$$

Второе слагаемое в данном уравнении представляет собой динамическую добавку к статической нагрузке. Поскольку многозначная функция кинематической погрешности R_K носит периодический характер, эта добавка может принимать как положительные, так и отрицательные значения. В случае когда расчетное значение F_3 становится нулевым или отрицательным, происходит размыкание профилей зубьев в процессе пересопряжения.

Для часто встречающегося на практике случая проектирования мелко модульных редукторов, когда сумма моментов инерции двигателя и шестерни значительно превышает инерцию ведомых элементов $((J_1 + J_2) \gg (J_2 + J_3))$, формула упрощается:

$$F_3 = \frac{2T_1}{db_2} + \frac{4(J_3 + J_4)}{db_3^2} \ddot{R}_K.$$

Из выражения следует, что динамическая добавка в этом случае зависит от суммы моментов инерции колеса и приведенных моментов последующих ступеней. Для качественной оценки влияния режимов на условия размыкания, функцию кинематической погрешности можно представить в виде тригонометрического ряда:

$$R_K(\varphi) = \sum K f_K \sin(KZ\varphi_2 + \gamma_K),$$

где f_K – амплитуды частотных составляющих;

$K \setminus Z$ – номер гармоники;

φ_2 – угол поворота шестерни;

γ_K – фаза спектра.

Дважды дифференцируя это уравнение по времени, получаем:

$$\ddot{R}_K = - \left(\frac{2\varphi_2}{dt} \right)^2 \sum_K K_Z^2 \cdot f_K \cdot \sin(K_Z \varphi_2 + \gamma_K) = -\omega_2^2 \Phi(\varphi),$$

где Φ – функция, зависящая от погрешности передачи.

Аналитическое выражение многозначной функции кинематической погрешности для мелко-модульной зубчатой передачи будет иметь вид:

$$R_{K_j}(\varphi_1) = e_{г.к.1} \sin \varphi_1 + e_{г.к.2} \sin \left(\varphi_1 \frac{db_2}{db_3} + \psi_{12} \right) + F(\varphi_1),$$

где $F(\varphi_1)$ – функция, зависящая от сочетания погрешностей профиля и шага зубьев шестерни и колеса.

$$\left\{ \begin{array}{l} F(\varphi_1) = -\frac{db_2}{2} \sin(2\alpha \cdot t \cdot w) \cdot \frac{\Phi_{e_2}}{\Phi_{i_1}(U+1)} (\varphi_{H_j} - \varphi_1)^2, \\ \quad \varphi_{H_j} - 0,1 \leq \varphi_1 < \varphi_{H_j}; \\ F(\varphi_1) = f_{f_{r_1}} (\Phi_{i_1} + \varphi_1 - \varphi_{H_j}) + f_{f_{r_2}} (\Phi_{e_2} + \varphi_1 - \varphi_{H_j}), \\ \quad \varphi_{H_j} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{H_j} + \Phi_{e_1} - \Phi_{i_1}; \\ F(\varphi_1) = -\frac{db_1}{2} \sin(2\alpha \cdot t \cdot w) \cdot \frac{\Phi_{e_1} U}{\Phi_{i_2}(U+1)} (\varphi_1 - \varphi_{H_j} - \Phi_{e_1} + \Phi_{i_1})^2, \\ \quad (\varphi_{H_j} + \Phi_{e_1} - \Phi_{i_1}) < \varphi_1 \leq (\varphi_{H_j} + \Phi_{e_1} - \Phi_{i_1} + 0,1). \end{array} \right.$$

где Φ_{e_2}, Φ_{i_2} – углы развернутости эвольвенты профиля зуба колеса для момента выхода и входа зуба в зацепление соответственно;

Φ_{e_1}, Φ_{i_1} – углы развернутости эвольвенты профиля зуба шестерни для момента выхода и входа зуба в зацепление соответственно;

$\varphi_{H_j} = \xi + (j-1) \cdot \frac{2\pi}{Z_1}$ – углы, соответствующие началу взаимодействия зубьев шестерни и колеса после окончания фазы кромочного контакта;

ξ – фаза;

j – порядковый номер пары зубьев;

$e_{г.к.1}, e_{г.к.2}$ – суммарные значения геометрического и кинематического эксцентриситетов шестерни и колеса соответственно;

ψ_{12} – угол, определяющий рассогласованные между эксцентриситетами $e_{г.к.1}$ и $e_{г.к.2}$;

$f_{f_{r_1}}(\varphi), f_{f_{r_2}}(\varphi)$ – погрешности профиля зубьев шестерни и колеса соответственно.

Как известно, в процессе приработки зубья передачи подвержены интенсивному изнашиванию, при этом происходит искажение профилей зубьев и линия зацепления, имеющая первоначально вид прямой линии, становится кривой.

При взаимодействии левых и правых профилей зубьев боковой зазор в зацеплении зубьев носит переменный характер. Причем в пределах одного пересопряжения можно считать его величиной неизменной, однако при контактировании разных зубьев боковой зазор может иметь существенно различную величину. Значение минимального бокового зазора определяется по ГОСТ 9178-81 «Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические мелко-модульные. Допуски» в зависимости от вида сопряжения зубчатых колес и величины межосевого расстояния. Наибольший же боковой зазор, который может получиться между зубьями передачи не ограничивается стандартом. Это вызвано тем, что боковой зазор является замыкающим звеном размерной цепи, в которой допусками ограничены отклонения всех составляющих размеров. Наибольший боковой зазор может быть рассчитан по приближенной формуле Б. А. Тайца. Принимая синусоидальный закон изменения бокового зазора в зацеплении зубьев по обороту и задаваясь вероятностью для определения границ доверительного интервала $P = 0,95$, получаем формулу:

$$r(\varphi_1) = \frac{(j_{n.\min} + j_{n.\max})}{2} + \frac{(j_{n.\max} + j_{n.\min})}{3} \sin \varphi_1.$$

Для оценки зависимости, определяющей величину переменного момента $T_1(\varphi_1)$ входящего в систему уравнений, воспользуемся системой уравнений, полученной при допущении о том, что опоры, валы и зубья колес принимаются абсолютно жесткими. Решая её относительно $T_1(\varphi_1)$ получаем уравнение:

$$T_1(\varphi_1) = \frac{db_2}{db_3} T_4 + \left[(J_1 + J_2) + \left(\frac{db_2}{db_3} \right)^2 (J_3 + J_4) \right] \cdot \frac{\delta_H \cdot K}{2} \omega_1^2 \cdot \sin(K \cdot \varphi_1).$$

Здесь предполагается, что неравномерное вращение ротора электродвигателя можно описать синусоидальной зависимостью, включающей K периодов за один оборот вала.

Переменной величиной является также и коэффициент демпфирования колебаний зубьев H_{23} . Причем величина этого коэффициента не зависит от угла поворота вала, а определяется толщиной смазочной пленки в зацеплении зубьев и теплофизическими характеристиками смазочного материала. Таким образом величина этого коэффициента связана с режимами эксплуатации привода и свойствами смазочного материала, которые, как известно, изменяются в процессе отработки ресурса.

Для мелко модульных зубчатых передач, в связи с их слабой загруженностью, оказывается переменной величиной и жесткость зубьев. Анализируя уравнения, описывающие деформации зубьев при воздействии значительных напряжений изгиба и сдвига, а также оценивая контактные деформации по Герцу, можно прийти к выводу, что они носят линейный характер. Однако при действии малых нагрузок в наибольшей степени начинают проявляться деформации микронеровностей шероховатых поверхностей. Основываясь на допущениях о том, что площадка контакта, на которой контактируют микронеровности, плоская за счет деформации по Герцу и что контакт шероховатых поверхностей упругий, получили зависимость:

$$C_{23} = C_{23}(q_H),$$

из которой видно, что суммарная жесткость зубьев, находящихся в контакте, зависит от погонной нагрузки, действующей в зацеплении.

Остальные коэффициенты системы уравнений принимаются постоянными и определяются расчетным путем исходя из конструктивного выполнения привода и эксплуатационных режимов его работы.

Выводы

Из полученных зависимостей следует, что чем выше частота вращения и чем ниже передаваемый передачей крутящий момент, тем ближе условия работы передачи с размыканиями профилей зубьев. Работа зубчатой передачи с размыканиями профилей зубьев изменяет все процессы, сопровождающие эксплуатацию и, в большинстве приводит к быстрому выходу передачи из строя. Исследование ударных процессов в мелко модульных зубчатых передачах с помощью аналитических инженерных зависимостей представляется весьма сложной задачей. Это связано, с одной стороны, с тем, что, предполагая наличие ударов в зацеплении зубьев нельзя считать зубья абсолютно жесткими и пренебрегать деформациями опор и валов. С другой стороны, весьма трудоемкими оказываются уравнения, оценивающие устойчивость колебательных процессов.

Многочленная функция кинематической погрешности в определении характера колебаний зубчатых передач имеет важную роль, поэтому для вывода зависимости этой функции от угла поворота шестерни было проведено исследование образуемого в зубчатой передаче геометрического и кинематического эксцентриситетов, проведен анализ погрешностей профиля и погрешностей шагов, а также было оценено влияние кромочного взаимодействия зубьев на входе в зацепление и выходе из него. Влияние нагрузки на значение функции кинематической погрешности не оценивалось в связи со слабой загруженностью мелко модульных зубчатых передач. В этом случае, как известно, деформации зубьев очень малы и зазоры в передаче не выбираются, следовательно, значения многочленной функции кинематической погрешности будут определяться лишь соотношением величин основных шагов зубьев у шестерни и у колеса.

Список литературы

1 Айрапетов, Э. Л. Деформативность планетарных механизмов / Э. Л. Айрапетов, М. Д. Генкин. – Москва : Наука, 1973. – 212 с.

References

1 Airapetov, E. L. Deformability of planetary mechanisms / E. L. Airapetov, M. D. Genkin. – Moscow : Nauka, 1973. – 212 p.

2 **Калинин, Д. В.** Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов / Д. В. Калинин, Ю. М. Темис // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С. П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2015. – Т. 14, № 3, ч. 1. – С. 193–202. – DOI 10.18287/2412-7329-2015-14-3-193-202.

3 **Борзенко, Е. И.** Кинематика течения жидкости Балкли – Гершеля со свободной поверхностью при заполнении канала / Е. И. Борзенко, И. А. Рыльцев, Г. Р. Шрагер // Известия Российской академии наук. Механика жидкости и газа. – 2017. – № 5. – С. 53–64. – DOI 10.7868/S0568528117050061.

4 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд. – Москва : Академия, 2013. – 496 с. – ISBN 978-5-7695-9686-5.

5 **ГОСТ 1643–81.** Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски : издание официальное : взамен ГОСТ 1643–72 : дата введения 1981–07–01. – Москва : Издательство стандартов, 1981. – 72 с.

6 Расчёт долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов / Г. А. Тимофеев, С. И. Красавин, П. Н. Сильченко, Е. С. Новиков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – № 9 (690). – С. 12–21. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21.

7 **Семёнов, Ю. А.** Внутренняя виброактивность машин с упругим передаточным механизмом / Ю. А. Семёнов, Н. С. Семёнова // Современное машиностроение. Наука и образование (ММЕСЕ-2021) : материалы 10-й Международной научной онлайн-конференции, 24 июня 2021 года. – Санкт-Петербург : ПОЛИТЕХ-ПРЕСС, 2021. – С. 165–178. – ISBN 978-5-7422-7213-4.

8 **Ишин, Н. Н.** Оценка фактического коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов // Механика машин, механизмов и материалов. – 2013. – № 2 (23). – С. 24–29. – ISSN 1995-0470.

9 **Горелов, Ю. Н.** Численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений (методы Рунге – Кутты) : учебное пособие / Ю. Н. Горелов. – Самара : Издательство Самарского университета, 2006. – 45 с.

10 **ГОСТ 21354–87.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность : издание официальное : взамен ГОСТ 21354–75 : дата введения 1989–01–01. – Москва : Издательство стандартов, 1988. – 128 с.

2 **Kalinin, D. V.** Modeling of nonlinear oscillations of cylindrical gear transmissions of aircraft drives / D. V. Kalinin, Yu. M. Temis // Bulletin of Samara State Aerospace University named after Academician S. P. Korolev (National Research University). – 2015. – Vol. 14, No. 3, Part 1. – P. 193–202. – DOI 10.18287/2412-7329-2015-14-3-193-202.

3 **Borzenko, E. I.** Kinematics of Bulkley – Herschel fluid flow with a free surface during channel filling / E. I. Borzenko, I. A. Ryl'tsev, G. R. Shrager // Bulletin of the Russian Academy of Sciences. Fluid and Gas Mechanics. – 2017. – No. 5. – P. 53–64. – DOI 10.7868/S0568528117050061.

4 **Dunaev, P. F.** Design of machine components and parts : a textbook for universities / P. F. Dunaev, O. P. Lelikov. – 12th ed. – Moscow : Academy, 2013. – 496 p. – ISBN 978-5-7695-9686-5.

5 **GOST 1643–81.** Basic standards for interchangeability. Cylindrical gear transmissions. Tolerances : official edition : replaces GOST 1643–72 : date of introduction 1981–07–01. – Moscow : Publishing House of Standards, 1981. – 72 p.

6 Calculation of the durability of gear mechanisms of electromechanical drives / G. A. Timofeev, S. I. Krasavin, P. N. Silchenko, E. S. Novikov // Proceedings of higher educational institutions. Mechanical engineering. – 2017. – No. 9 (690). – P. 12–21. – DOI 10.18698/0536-1044-2017-9-12-21.

7 **Semenov, Yu. A.** Internal vibration activity of machines with an elastic transmission mechanism / Yu. A. Semenov, N. S. Semenova // Modern mechanical engineering. Science and education (ММЕСЕ-2021) : proceedings of the 10th International scientific online conference, June 24, 2021. – Saint Petersburg : POLYTECH-PRESS, 2021. – P. 165–178. – ISBN 978-5-7422-7213-4.

8 **Ishin, N. N.** Evaluation of the actual overlap coefficient of spur gears / N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov // Mechanics of machines, mechanisms and materials. – 2013. – No. 2 (23). – P. 24–29. – ISSN 1995-0470.

9 **Gorelov, Yu. N.** Numerical methods for solving ordinary differential equations (Runge–Kutta methods) : a tutorial / Yu. N. Gorelov. – Samara : Publishing house of Samara University, 2006. – 45 p.

10 **GOST 21354–87.** Cylindrical involute gear transmissions with external engagement. Strength calculation: official edition : replaces GOST 21354–75 : date of introduction 1989–01–01. – Moscow : Publishing House of Standards, 1988. – 128 p.

V. A. Krutova, D. S. Frolova, E. A. Timofeev

INFLUENCE OF ROTATIONAL SPEED AND TRANSMITTED TORQUE ON TOOTH PROFILE SEPARATION IN FINE-MODULE GEAR TRANSMISSIONS

Abstract. The paper considers the vibration process of a fine-module gear transmission operating in the tooth profile separation mode. The main groups of factors determining the vibration behavior are analyzed: excitation sources (manufacturing and assembly errors, kinematic eccentricity, shaft rotation irregularity, wear) and the inertia–stiffness parameters together with damping. A dynamic model of the gear pair is developed and a system of differential equations is derived that accounts for variable damping, backlash, and the multivalued kinematic error function. The system is simplified for engineering calculations, yielding an expression for the meshing force with an explicit dynamic load component. It is shown that the likelihood of transition into the profile separation mode increases as the rotation speed rises and the transmitted torque decreases.

Keywords: gear transmission, vibrations, tooth profile separation, backlash, kinematic error, damping, dynamic loads, fine-module gearbox, mathematical modeling.

For citation: Krutova, V. A. Influence of rotational speed and transmitted torque on tooth profile separation in fine-module gear transmissions / V. A. Krutova, D. S. Frolova, E. A. Timofeev // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2026. – No. 2. – P. 219–225. – DOI 10.46973/0201-727X_2026_2_219.

Сведения об авторах

Крутова Вероника Александровна
Балтийский государственный
технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д. Ф. Устинова,
кафедра «Механика деформируемого
твёрдого тела»,
доктор технических наук, доцент,
e-mail: krutova_va@voenmeh.ru

Фролова Дарья Сергеевна
Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Проектирование и технология
производства машин»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: frolovads@rgups.ru

Тимофеев Егор Андреевич
Балтийский государственный
технический университет «ВОЕНМЕХ»
им. Д. Ф. Устинова,
кафедра «Механика деформируемого
твёрдого тела»,
магистрант,
e-mail: timofeev_ea@voenmeh.ru

Information about the authors

Krutova Veronika Aleksandrovna
Baltic State Technical University “VOENMEH”
named after D. F. Ustinov,
Chair “Mechanics of a Deformable Solid”,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: krutova_va@voenmeh.ru

Frolova Darya Sergeevna
Rostov State Transport University (RSTU),
Chair “Machine Design and Production
Technology”,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: frolovads@rgups.ru

Timofeev Egor Andreevich
Baltic State Technical University “VOENMEH”
named after D. F. Ustinov,
Chair “Mechanics of a Deformable Solid”,
Master's Student,
e-mail: timofeev_ea@voenmeh.ru