

УДК 621.833.5

П.Л. Носко, профессор, д-р техн. наук,**А.П. Карпов, доцент, канд. техн., наук,****Л.Г. Косоногова, доцент, канд. техн. наук***Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск, Украина***ОЦЕНКА АМПЛИТУДЫ РЕЗОНАНСНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПЕРЕМЕННЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ ОТНОШЕНИЕМ ПРИ РОТОРНЫХ ВИБРАЦИЯХ**

Проведена оценка амплитуды резонансных колебаний при роторных вибрациях зубчатой передачи с асимметричной функцией передаточного отношения, получены аналитические зависимости для определения амплитуд критических колебаний.

Ключевые слова: *зубчатая передача, переменное передаточное отношение, асимметричная функция, резонанс колебаний, роторные вибрации, амплитуда.*

Постановка проблемы. Известно, что одними из основных источников колебаний и вибраций в приводе являются зубчатые передачи. Одной из главных причин возникновения вибраций, возбуждаемых в редукторе с зубчатыми передачами, является неравномерность вращающихся масс (роторные вибрации). Исследования, направленные на повышение противорезонансной устойчивости зубчатых передач, уменьшение их вибраций и шума, являются актуальными.

Анализ последних исследований и публикаций. Основными направлениями исследований в поисках путей снижения виброакустической активности зубчатых передач являются: снижение уровня колебательной энергии, генерируемой в зубчатом зацеплении; разработка разнообразных методов снижения интенсивности колебаний на пути их распространения [1, 2, 3]. Первое направление борьбы с колебаниями базируется на совершенствовании технологических процессов изготовления зубчатых колес, повышении точности зубчатых профилей. Второе направление заключается в поисках оптимальных конструктивных решений узлов и машин в целом, обеспечивающих отстройку системы несущих частей от резонансных состояний путем виброизоляции, вибродемпфирования и виброгашения. Упомянутые два направления борьбы с вибрациями и шумом зубчатых передач и редукторов носят пассивный характер, имеют ограниченный спектр эффективности, особенно с появлением износа в элементах привода и в зубчатых передачах в частности.

Постановка задач. Более широким спектром гашения колебаний обладает третье направление в борьбе с вибрациями. Оно заключается в том, что специальная зубчатая передача, хотя бы одна пара в редукторе, за один оборот ведущего колеса создает рассогласование между собственными и вынужденными колебаниями при их близких или кратных значениях [2, 3]. Тем самым предотвращается сложение частот собственных и вынужденных колебаний зубчатых передач и редуктора в целом. В этом случае упомянутые колебания будут находиться в так называемом переходном режиме, что будет препятствовать возникновению резонанса. Как показывают исследования [1, 3, 4], в этом случае асимметричный закон изменения функции передаточного отношения можно считать более предпочтительным. Рассмотрим влияние асимметричной функции передаточного отношения на амплитуду резонансных колебаний при роторных вибрациях.

Материалы и результаты исследований. Роторные вибрации возбуждаются в редукторе в результате дисбалансов вращающихся валов, зубчатых колес. Причиной дисбалансов является неоднородность материала, ошибки геометрии, дефекты конструкции, неравномерность износа деталей и ослабление их сопряжений в процессе эксплуатации [1]. При горизонтальном расположении валов определяющим является величина прогибов валов на параметры их колебаний. Исследованиями [1, 2] установлено, что ведущий вал зубчатой передачи является наиболее виброактивным. Рассмотрим ведущий вал с некруглым колесом, симметрично расположенным относительно опор. Под влиянием силы тяжести центр тяжести колеса смещен относительно его геометрической оси вращения на величину эксцентриситета e . При равномерном вращении вала с колесом с угловой скоростью ω_1 возникает центробежная сила:

$$F_{\text{ц}} = m \cdot \omega_1^2 e, \quad (1)$$

Частота собственных колебаний изгиба вала [1, 2]:

$$\omega_c = \sqrt{g/y_{\text{cm}}}, \quad (3)$$

где y_{cm} – статический прогиб вала от действия силы тяжести колеса, g – ускорение свободного падения.

При постоянном крутящем моменте T_1 на валу ведущего колеса силы в зацеплении некруглых колес с учетом радиуса его центроиды $r_1(\varphi_1)$ в общем виде будут равны:

$$\text{окружная сила} \quad F_{\text{тн}} = \frac{T_1}{r_1(\varphi_1)} = \frac{T_1[1+i(\varphi_1)]}{a_w i(\varphi_1)}, \quad (4)$$

$$\text{радиальная сила} \quad F_{\text{рн}} = \frac{T_1[1+i(\varphi_1)]}{a_w i(\varphi_1)} \operatorname{tg} \alpha, \quad (5)$$

$$\text{осевая сила} \quad F_{\text{ан}} = \frac{T_1[1+i(\varphi_1)]}{a_w i(\varphi_1)} \operatorname{tg} \beta, \quad (6)$$

где α – угол зацепления; β – угол наклона линии зуба к оси вращения колеса; a_w – межосевое расстояние передачи; $i(\varphi_1)$ – функция передаточного отношения.

Радиальная сила (5) вызывает прогиб ведущего вала, создавая вынужденные изгибные колебания его, окружная сила (4) вызывает крутильные колебания вала, а осевая сила (6) вызывает продольные колебания вала.

При горизонтальном расположении ведущего и ведомого валов радиальная и осевая сила вместе образуют в зацеплении вынужденную возмущающую силу, равную:

$$F_b = \sqrt{F_{\text{рн}}^2 + F_{\text{ан}}^2} = \frac{T_1[1+i(\varphi_1)]}{a_w i(\varphi_1)} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (7)$$

Поскольку смещение масс в некруглом колесе, как и в круглом (сбалансированном по массе первоначально), в результате сборки и последующего износа системы определить трудно, то принимаем наихудший случай, когда силы в зацеплении имеют максимальное значение, и центр масс колеса смещен на величину e .

На вал при вращении его с постоянной угловой скоростью и постоянном крутящем моменте одновременно действуют силы центробежные и силы в зацеплении зубчатой передачи некруглыми колесами.

Тогда суммарная сила, вызывающая вынужденные колебания с учетом значений (1) и (7) будет равна:

$$F_{\Sigma} = F_c + F_b = m \cdot \omega_c^2 e + \frac{T_1[1+i(\varphi_1)]}{a_w i(\varphi_1)} \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}. \quad (8)$$

Из теории колебаний известно, что амплитуда вынужденных колебаний системы с одной степенью свободы описывается уравнением:

$$Y = \frac{F_b}{m \cdot (\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin \omega_b t, \quad (9)$$

где F_b – амплитуда возмущающей силы, (принимаем $F_b = F_{\Sigma}$); ω_b – круговая частота возмущающей силы (частота вынужденных колебаний системы); ω_c – круговая частота свободных колебаний системы; t – время.

Заменив в (9) $\omega_b t$ через φ_1 и подставив значение (8) в (9), получим амплитуду вынужденных изгибных колебаний вала:

$$Y_{\Sigma} = \frac{1}{\omega_c^2 - \omega_b^2} \left\{ \omega_c^2 e + \frac{T_1[1+i(\varphi_1)] \sqrt{\operatorname{tg}^2 \alpha + \operatorname{tg}^2 \beta}}{m a_w i(\varphi_1)} \right\}. \quad (10)$$

Уравнения (8) и (10) описывают в общем виде в зависимости от функции передаточного отношения в передаче некруглыми колесами соответственно силу вынужденных колебаний и амплитуду критических колебаний системы ведущего вала с некруглым колесом при постоянной угловой скорости его вращения.

Амплитуда прогиба вала от действия силы возмущающей F_b (7) равна:

$$Y_B = \frac{F_B \ell^3}{48EI} = \frac{T_1 \ell^3 [1 + i(\varphi_1)]}{48EI a_w i(\varphi_1)} \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}. \quad (13)$$

Тогда круговая частота вынужденных изгибных колебаний ведущего вала с некруглым колесом от сил в зацеплении F_B по аналогии с (13) будет равна:

$$\omega_B = \sqrt{\frac{48gEI a_w i(\varphi_1)}{T_1 \ell^3 [1 + i(\varphi_1)] \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}}. \quad (14)$$

Из выражения (10) видно, что суммарная амплитуда вынужденных изгибных колебаний ведущего вала с некруглым колесом – величина переменная и зависит от функции передаточного отношения, непрерывно изменяясь за полный оборот ведущего вала. В этом случае ее значение не может постоянно стремиться к бесконечности в течении этого оборота, а собственная частота колебаний ω_c вала не может быть равной или кратной вынужденной ω_B частоте колебаний этого же вала.

Таким образом, передачи некруглыми колесами не должны иметь схожих явно выраженных резонансных колебательных явлений, как передачи круглыми колесами с такими же геометрическими параметрами при той же частоте вынужденных колебаний. Для подтверждения этого рассмотрим полученные выражения (16) и (17) для зубчатой передачи с асимметричной функцией передаточного отношения [4], которая имеет вид:

$$i(\varphi_1) = \frac{r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}{u \cdot r \cdot [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] - B \cdot \sin(j_1 \varphi_1)}, \quad (1)$$

где u – передаточное число передачи некруглыми колесами; r – средний радиус центроиды ведущего колеса; φ_1 – угол поворота ведущего некруглого колеса; j_1 – количество максимальных значений радиуса центроиды ведущего некруглого колеса; B – показатель асимметричной функции передаточного отношения, который характеризует величину ее изменения.

Подставив в выражения (10), (14) и (13) значение функции (1), получим:

$$\omega_B = \sqrt{\frac{48gEI \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}}{T_1 \ell^3 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}}. \quad (15)$$

$$Y_{\Sigma k} = \frac{1}{\omega_c^2 - \omega_B^2} \left\{ \omega_c^2 e + \frac{T_1 [2 + \cos(j_1 \varphi_1)] \sqrt{\tan^2 \alpha + \tan^2 \beta}}{m \{r[2 + \cos(j_1 \varphi_1)] + B \sin(j_1 \varphi_1)\}} \right\}, \quad (18)$$

Для значений $r=100\text{мм}$, $j_1=2$, $u=2,0$, $E=2,5 \cdot 10^5 \text{МПа}$, $T=380\text{Нм}$, $\ell=236\text{мм}$, $\alpha=20^\circ$, $\beta=16^\circ$, $\omega_1=178\text{рад/с}$, по формулам (15), (18) выполнены расчеты и построен график зависимости амплитуды суммарных колебаний от угла поворота ведущего колеса $Y_{\Sigma k}(\varphi_1)$ для различных значений показателя B (рисунок 1) при критическом режиме работы передачи (собственная и средняя вынужденная частоты изгибных колебаний вала совпадают и равны 26284рад/с).

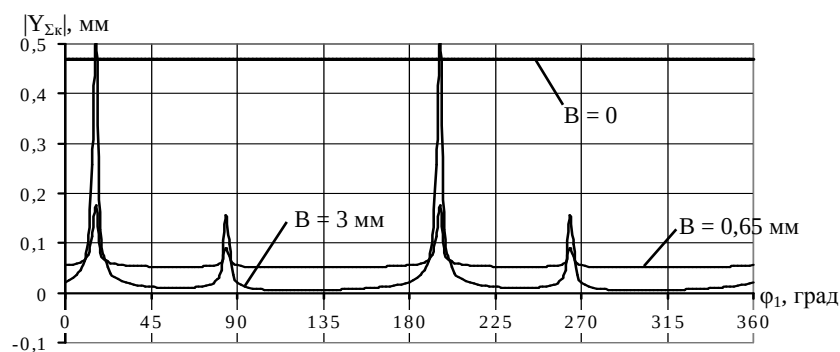


Рисунок 1 – График зависимости критической амплитуды вынужденных колебаний вала от угла поворота ведущего колеса

Как показывает математическая зависимость (18), для круглого колеса ($B=0$) амплитуда стремится к бесконечности. На графике для наглядности построена зависимость $Y_{\Sigma k}(\varphi_1)$ для $B=0$ в околорезонансном режиме работы передачи ($\omega_b = 25920 \text{ рад/с}$), которая показывает достаточно большое значение амплитуды, равное $0,47 \text{ мм}$. А графическая зависимость $Y_{\Sigma k}(\varphi_1)$ для $B=3 \text{ мм}$ показывает сравнительно малое значение критической амплитуды за время одного оборота колеса.

Из графика (рисунок 1) видно, что суммарные амплитуды колебаний вала, а также амплитуды колебаний вала от сил в зацеплении за один полный оборот ведущего вала изменяются, в то время как амплитуда собственных колебаний остается постоянной. При этом, частота собственных колебаний вала не может постоянно совпадать или быть кратной частоте суммарной (критической) вала.

Выводы. При уменьшении показателя B значение критической амплитуды $Y_{\Sigma k}$ увеличивается и в дальнейшем (при $B \rightarrow 0$) результат приближается к случаю с круглыми колесами ($Y_{\Sigma k} \rightarrow \infty$). Анализ представленных результатов дает возможность разработать рекомендации по выбору показателя B асимметричной функции передаточного отношения, нижний предел которого может быть ограничен требуемыми условиями к виброактивности зубчатой передачи, что позволит избежать резонансных режимов работы зубчатого зацепления.

Библиографический список использованной литературы

1. Айрапетов Э.Л. Возбуждение колебаний в зубчатых передачах / Э.Л. Айрапетов, В.И. Анархов, М.Д. Генкин // Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами. — М.: Наука, 1976. — С. 3–18.
2. Вибрации в технике. Справочник в 6 томах. Т.3 // Под ред. Ф.М. Диментберга и К.С. Колесникова. — М.: Машиностроение, 1980. — 544 с.
3. Генкин М.Д. Методы активного гашения вибраций механизмов / М.Д. Генкин, В.Г. Елезов, В.В. Яблонский // Динамика и акустика машин. — М.: Наука, 1971. — С. 133–138.
4. Утутов Н.Л. Геометрия кососимметричных цилиндрических круговинтовых передач / Н.Л. Утутов, А.П. Карпов // Вісник Східноукр. нац. ун-ту. — Луганськ, 2000. — № 11 (33). — С. 114–123.

Поступила в редакцию 27.03.2011 г.

Носко П.Л., Карпов О.П., Косоногова Л.Г. Оцінка амплітуди резонансних коливань зубчастої передачі зі змінним передаточним відношенням при роторних вібраціях

Наведено оцінку амплітуди резонансних коливань при роторних вібраціях зубчастої передачі з асиметричною функцією передатного відношення, отримано аналітичні залежності для визначення амплітуд критичних коливань.

Ключові слова: зубчаста передача, змінне передатне відношення, асиметрична функція, резонанс коливань, роторні вібрації, амплітуда.

Nosko P.L., Karpov A.P., Kosonogova L.G. Estimate of the amplitude of resonant oscillation gear with variable gear ratio at the rotor vibration

The estimate of amplitude of resonance oscillations from the rotor vibration of tooth gear with asymmetric function of transmission ratio is submitted, the analytic dependences for valuation of amplitude of critical oscillations are obtained.

Keywords: gearing, alternating transmission ratio, asymmetrical function, resonance of oscillations, rotor vibration, amplitude.