

3. Русанов П.Г. Влияние упругого звена на частоты собственных колебаний вертикально расположенного отрезка тяжелой нити // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – №6. – С. 3 - 7.
4. Бидерман В.А. Прикладная теория механических колебаний. - М.: Высшая школа, 1980, - 408 с.

621.01

РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПОГРЕШНОСТИ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ КАК УПРУГОЙ СИСТЕМЫ С ОДНОСТОРОННИМ КОНТАКТОМ ЗВЕНЬЕВ

Канд. техн. наук, доц. И.Е. ЛЮМИНАРСКИЙ, Канд. техн. наук, доц. С.Е. ЛЮМИНАРСКИЙ

Предложен метод расчета кинематической погрешности волновых зубчатых передач, основанный на расчете силового взаимодействия звеньев передачи как упругой системы с односторонними связями. Получена зависимость наибольшей кинематической погрешности ВЗП-80 от смещения кулачка. Показано влияние формы кулачка на кинематическую погрешность волновой передачи.

Кинематическая погрешность (КП) волновой зубчатой передачи (ВЗП) является результатом взаимодействия погрешностей изготовления и установки зубчатых колес. Формальное суммирование результирующих погрешностей дает существенно завышенное значение кинематической погрешности передачи. Это объясняется тем, что в реальной передаче за счет податливостей составляющих передачу звеньев происходит изменение сил в зонах зацепления. Под действием неравных сил в двух зонах зацепления происходят упругие деформации звеньев, в результате чего действующий суммарный вектор погрешности окажется меньше алгебраической суммы результирующих векторов погрешностей узлов. Методики определения кинематической погрешности изложены в [1,2] и других работах. Эти методики учитывают упругие деформации звеньев передачи. Однако в этих работах многопарность и многозонность зацепления учитывается приближенно.

В предлагаемой работе рассматривается методика определения кинематической погрешности ВЗП, основанная на расчете силового взаимодействия элементов ВЗП как упругой системе с односторонними связями [3].

Применяемая методика учитывает: деформацию гибкого колеса как оболочки вращения; возможность контакта каждой пары зубьев в двух зонах зацепления; возможность двухкромочного контакта зубьев; изменение положения точек контакта зубьев по их высоте; эволь-

вентный характер профиля зубьев; смещение положения кулачка и гибкого колеса относительно своих осей вращения; изгибные деформации входного и выходного валов.

Расчетная схема ВЗП представлена на рис. 1. Здесь под каждым зубом гибкого колеса располагается точка возможного контакта наружного кольца гибкого подшипника и гибкого колеса. Возможный контакт элементов ВЗП осуществляется в одном расчетном сечении, расположенном в среднем сечении венца гибкого колеса.

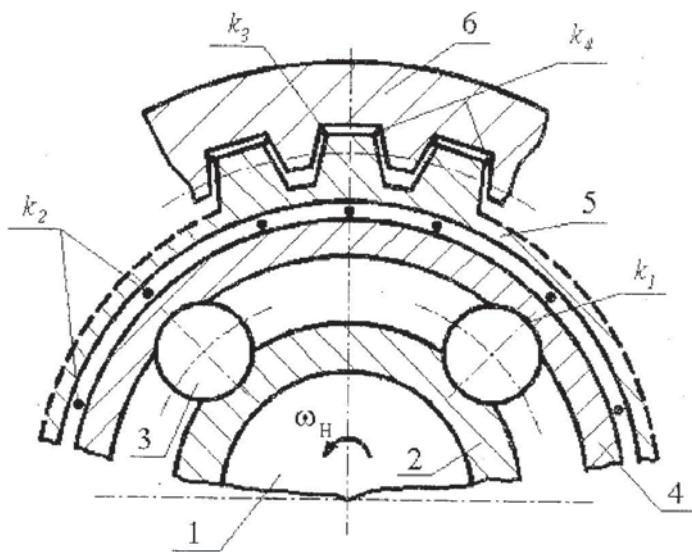


Рис.1. Расчетная схема ВЗП:

- 1 – кулачок;
- 2 – внутреннее кольцо гибкого подшипника;
- 3 – тела качения гибкого подшипника;
- 4 – наружное кольцо гибкого подшипника (НКГП);
- 5 – гибкое колесо (ГК);
- 6 – жесткое колесо (ЖК);

k_1 – точки возможного контакта между телами качения и НКГП; k_2 – точки возможного контакта между НКГП и ГК; k_3, k_4 – точки возможного контакта между зубьями по рабочей и нерабочей кромкам

Полное силовое взаимодействие упругих элементов ВЗП определяется вектором реакций

$$\mathbf{R} = \{ \mathbf{P}, \mathbf{F}, \mathbf{Q}, \mathbf{Q}^* \}^T, \quad (1)$$

где \mathbf{P} – вектор сил между телами качения и наружным кольцом гибкого подшипника; \mathbf{F} – вектор сил взаимодействия наружного кольца подшипника и гибкого колеса; \mathbf{Q}, \mathbf{Q}^* – векторы сил взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес по рабочей и нерабочей кромкам, соответственно.

Вектор зазоров между звеньями волновой передачи представляется в виде

$$\Delta = \{ \Delta_p, \Delta_F, \Delta_Q, \Delta_Q^* \}^T, \quad (2)$$

где Δ_p – вектор зазоров между телами качения и наружным кольцом подшипника; Δ_F – вектор зазоров между наружным кольцом подшипника и гибким колесом; Δ_Q, Δ_Q^* – векторы зазоров между зубьями жесткого и гибкого колес по рабочей и нерабочей кромкам. Зазоры между телами качения и наружным кольцом подшипника определяются по формуле

$$\Delta_{p_i} = \Delta_{p_i}^0 + \sum_{j=1}^N C_{11j} P_j + \sum_{n=1}^{Z_G} C_{12n} F_n + \lambda(P_i) - \Delta X_1 \cos \varphi_{p_i} - \Delta Y_1 \sin(\varphi_{p_i}) + \Delta X_2 \cos \varphi_{p_i} + \Delta Y_2 \sin \varphi_{p_i}, \quad (3)$$

где $\Delta_{P_i}^0$ – зазор (натяг) между i -ым телом качения и недеформированным наружным кольцом подшипника; $\Delta X_1, \Delta Y_1$ – смещения центра кулачка вдоль осей X и Y относительно центра жесткого колеса за счет деформации входного вала – волновой передачи; $\lambda(P_i)$ – контактное (местное) сближение i -го тела качения и наружного кольца гибкого подшипника; φ_{P_i} – угловая координата i -го тела качения гибкого подшипника; $\Delta X_2, \Delta Y_2$ – смещения центра наружного кольца гибкого подшипника вдоль осей X и Y относительно центра жесткого колеса; C_{11}, C_{12} – матрицы влияния реакций на зазоры в гибком подшипнике; N – число тел качения в гибком подшипнике.

Зазоры между наружным кольцом подшипника и гибким колесом представляются в виде

$$\Delta_{F_m} = \Delta_{F_m}^0 + \sum_{j=1}^N C_{21mj} \cdot P_j + \sum_{n=1}^{Z_{G_i}} C_{22mn} \cdot F_n + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{23mk} \cdot Q_k + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{24mk} \cdot Q_k^* - \Delta X_2 \cdot \cos \varphi_{F_m} - \Delta Y_2 \cdot \sin \varphi_{F_m} + \Delta X_3^x \cdot \cos \varphi_{F_m} + \Delta Y_3^y \cdot \sin \varphi_{F_m}, \quad (4)$$

где $\Delta_{F_m}^0$ – зазор (натяг) между недеформированным наружным кольцом подшипника и недеформированным гибким колесом в m -ой точке; $\Delta X_3^x, \Delta Y_3^y$ – упругие смещения оси вращения венца гибкого колеса вдоль осей X и Y за счет деформации выходного вала; $C_{21}, C_{22}, C_{23}, C_{24}$ – матрицы влияния реакций на зазоры между наружным кольцом подшипника и гибким колесом;

φ_{F_i} – угловая координата возможной точки контакта с номером i между наружным кольцом гибкого подшипника и гибким колесом; Z_{G_i} – число зубьев гибкого колеса.

Зазоры между зубьями жесткого и гибкого колес по рабочей и нерабочей кромкам определяются по формулам

$$\begin{aligned} \Delta_{Q_l} &= \Delta_{Q_l}^0 + \sum_{n=1}^{Z_{G_i}} C_{32ln} F_n + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{33lk} Q_k + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{34lk} Q_k^* + \lambda(Q_l) + \\ &+ \Delta X_3^x \sin(\varphi_{G_l} - \alpha_l) - \Delta Y_3^y \cos(\varphi_{G_l} - \alpha_l) + \Theta_B^H r_l \cos(\alpha_l), \\ \Delta_{Q_l}^* &= \Delta_{Q_l}^{*0} + \sum_{n=1}^{Z_{G_i}} C_{42ln} F_n + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{43lk} Q_k + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} C_{44lk} Q_k^* + \lambda(Q_l^*) - \\ &- \Delta X_3^x \sin(\varphi_{G_l} + \alpha_l^*) + \Delta Y_3^y \cos(\varphi_{G_l} + \alpha_l^*) - \Theta_B^H r_l^* \cos(\alpha_l^*), \end{aligned} \quad (5)$$

где $\Delta_{Q_l}^0, \Delta_{Q_l}^{*0}$ – зазоры между l -ой парой зубьев жесткого колеса и недеформированного гибкого колеса по рабочей и нерабочей кромкам; $\lambda(Q_l), \lambda(Q_l^*)$ – контактные (местные) сближения l -ой пары зубьев жесткого и гибкого колес по рабочей и нерабочей кромкам; Θ_B^H – углы поворота жесткого колеса относительно кулачка; $\Phi_{Gi} = \frac{2\pi}{Z_G}(i-1) - \Theta_G^H + \Delta\Phi_{Gi}^H$ – угловая координата i -го зуба гибкого колеса; Θ_G^H – угол поворота гибкого колеса относительно кулачка; $\Delta\Phi_{Gi}^H$ – разность между действительным и номинальным положениями i -го зуба гибкого колеса из-за погрешностей изготовления; r_k, r_k^* – радиусы на который происходит контакт k -ой пары зубьев жесткого и гибкого колес по рабочей и нерабочей кромкам; α_k, α_k^* – профильные углы жесткого колеса на радиусах r_k, r_k^* ; $C_{32}, C_{42}, C_{33}, C_{34}, C_{43}, C_{44}$ – матрицы влияния реакций на зазоры в зубчатом зацеплении.

Коэффициенты матриц влияния вычислялись через функции Грина оболочек наружного кольца гибкого подшипника и гибкого колеса. Функции Грина определялись методом представления решения в виде рядов Фурье [4].

Вектор зазоров между недеформированными звеньями волновой передачи представляется в виде

$$\Delta^0 = \{\Delta_p^0, \Delta_f^0, \Delta_Q^0, \Delta_Q^{*0}\}^T, \quad (6)$$

где Δ_p^0 – вектор зазоров между телами качения и недеформированным наружным кольцом подшипника; Δ_f^0 – вектор зазоров между недеформированным наружным кольцом подшипника и недеформированным гибким колесом; $\Delta_Q^0, \Delta_Q^{*0}$ – векторы зазоров между зубьями жесткого и недеформированного гибкого колес по рабочей и нерабочей кромкам.

Элементы вектора Δ_p^0 определяются по формуле

$$\Delta_{p_i}^0 = \frac{\delta_1}{2} - W_{p_i} - \Delta X_1^0 \cos \varphi_{p_i} - \Delta Y_1^0 \sin \varphi_{p_i}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (7)$$

где δ_1 – радиальный зазор в гибком подшипнике; W_{p_i} – радиальное перемещение точки кулачка под телом качения с номером i ; $\Delta X_1^0, \Delta Y_1^0$ – смещения центра кулачка вдоль осей X и Y относительно центра жесткого колеса за счет неточностей изготовления деталей волновой передачи. Элементы вектора Δ_f^0 определяются по формуле

$$\Delta_{r^0}^m = \frac{\delta_2}{2} + \Delta X_3^0 \cos \varphi_{r^0 m} + \Delta Y_3^0 \sin \varphi_{r^0 m}, \quad m = 1, \dots, Z_{ci} \quad (8)$$

где δ_2 – радиальный зазор между наружным кольцом гибкого подшипника и гибким колесом; $\Delta X_3^0, \Delta Y_3^0$ – смещения центра гибкого колеса вдоль осей X и Y относительно центра ЖК за счет неточностей изготовления деталей волновой передачи.

Элементы векторов зазоров между зубьями жесткого колеса и зубьями недеформированного гибкого колеса по рабочей и нерабочей кромкам определяются по формулам (см. рис. 2)

$$\Delta_{Qk}^0 = (r_k \psi_k - \frac{S_{Bk} + S_{Ck}}{2} + V_k^0) \cos \alpha_k + W_k \sin \alpha_k, \quad k = 1, \dots, Z_{ci}; \quad (9)$$

$$\Delta_{Qk}^{*0} = (r_k^* \psi_k^* - \frac{S_{Bk}^* + S_{Ck}^*}{2} - V_k^0) \cos \alpha_k + W_k \sin \alpha_k^*, \quad k = 1, \dots, Z_{ci}, \quad (10)$$

где S_{Bk}, S_{Bk}^* – толщины k -го зуба жесткого колеса на радиусах r_k, r_k^* ; S_{Ck}, S_{Ck}^* – толщины k -го зуба гибкого колеса на радиусах $r_{cik} = r_k - (W_k + W_k^0)$ и $r_{cik}^* = r_k^* - (W_k + W_k^0)$; $\psi_k = \varphi_{Bk} - \varphi_{Ck}$; $\varphi_{Bk} = \gamma_B \cdot k + \Delta\varphi_{Bk}^{II}$ – угловая координата k -го зуба жесткого колеса; $\Delta\varphi_{Bk}^{II}$ – разность между действительным и номинальным положениями i -го зуба жесткого колеса из-за погрешностей изготовления; $\psi_k^* = \varphi_{Ck} - \varphi_{Bk-1}$; W_k – радиальное перемещение k -го зуба ГК за счет упругих деформаций гибкого колеса; $W_k^0 = \Delta X_3^0 \cos \varphi_{cik} + \Delta Y_3^0 \sin \varphi_{cik}$ – радиальное перемещение k -го зуба ГК за счет погрешностей изготовления деталей волновой передачи; $V_k^0 = -\Delta X_3^0 \sin \varphi_{cik} + \Delta Y_3^0 \cos \varphi_{cik}$ – касательное перемещение k -го зуба ГК относительно центра жесткого колеса за счет погрешностей изготовления деталей волновой передачи.

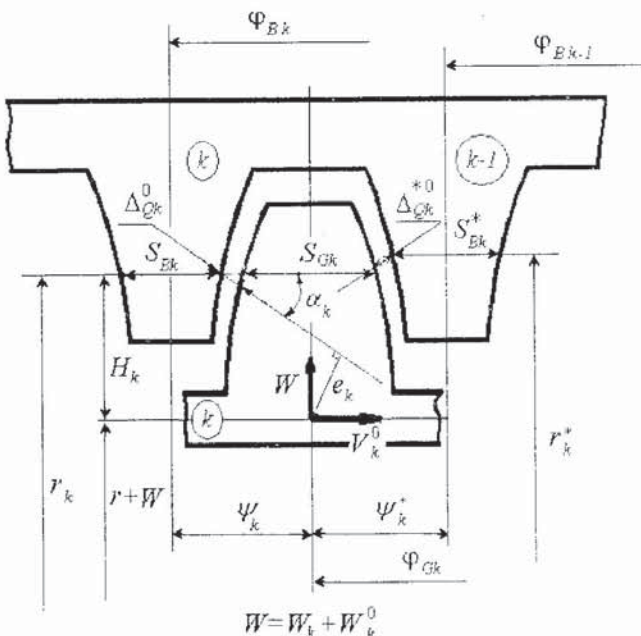


Рис. 2. Определение зазоров в зубчатом зацеплении на радиусах R_k и R_k^*

Элементы векторов контактных (местных) податливостей между элементами волновой передачи определяются по формуле Герца.

Разрешающая система уравнений для определения сил взаимодействия звеньев ВЗП, упругих смещений элементов ВЗП и зазоров в передаче представляется в виде

$$\Delta - CR - \lambda(\mathbf{R}) - \Delta^0 - A\mathbf{X} = 0 \quad ; \quad (11)$$

$$R_i \geq 0, \quad \Delta_i \geq 0, \quad R_i \Delta_i = 0, \quad i = 1, L; \quad (12)$$

$$Q_k = 0 \text{ и } Q_k^* = 0, \text{ если } h_k = R_{a_i} + W_k + W_k^0 - R_{aB} < 0, \quad k = 1, Z_{G_i}; \quad (13)$$

$$-\sum_{i=1}^N P_i \cos \varphi_{P_i} + c_k \Delta X_1 = 0; \quad -\sum_{i=1}^N P_i \sin \varphi_{P_i} + c_k \Delta Y_1 = 0 \quad ; \quad (14)$$

$$\sum_{i=1}^N P_i \cos \varphi_{P_i} - \sum_{n=1}^{Z_{G_i}} F_n \cos \varphi_{F_n} = 0; \quad \sum_{i=1}^N P_i \sin \varphi_{P_i} - \sum_{n=1}^{Z_{G_i}} F_n \sin \varphi_{F_n} = 0; \quad (15)$$

$$\sum_{n=1}^{Z_{G_i}} F_n \cos \varphi_{F_n} + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k \sin(\varphi_{Gk} - \alpha_k) - \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k^* \sin(\varphi_{Gk} + \alpha_k^*) - c \Delta X_3 = 0; \quad (16)$$

$$\sum_{n=1}^{Z_{G_i}} F_n \sin \varphi_{F_n} - \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k \cos(\varphi_{Gk} - \alpha_k) + \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k^* \cos(\varphi_{Gk} + \alpha_k^*) - c \Delta Y_3 = 0; \quad (17)$$

$$\sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k r_k \cos \alpha_k - \sum_{k=1}^{Z_{G_i}} Q_k^* r_k^* \cos \alpha_k^* = M_B \quad (18)$$

где $C = \begin{bmatrix} [C_{11}] & [C_{12}] & 0 & 0 \\ [C_{21}] & [C_{22}] & [C_{23}] & [C_{24}] \\ 0 & [C_{32}] & [C_{33}] & [C_{34}] \\ 0 & [C_{42}] & [C_{43}] & [C_{44}] \end{bmatrix}$ – матрица податливости ВЗП; Δ – вектор зазоров в ВЗП;

\mathbf{R} – вектор реакций в ВЗП; $\lambda(\mathbf{R}) = \{\lambda_p, 0, \lambda_Q, \lambda_Q^*\}^T$ – полный вектор контактных (местных) податливостей между элементами ВЗП; Δ^0 – вектор зазоров (натягов) между недеформированными звеньями ВЗП; $\mathbf{X} = \{\Delta X_1, \Delta Y_1, \Delta X_2, \Delta Y_2, \Delta X_3, \Delta Y_3, \Theta_B^H\}$; A – матрица, учитывающая влияние вектора \mathbf{X} на зазоры между звеньями ВЗП; c_k – жесткость опоры кулачка; c – жесткость опоры гибкого колеса; M_B – момент на выходном валу.

Уравнения (11 – 12) описывают волновую передачу как упругую систему с односторонними связями [3].

Выражение (13) отражает невозможность контакта зубьев, если нет захода зубьев.

Уравнения (14 – 18) отражают условия равновесия кулачка, наружного кольца гибкого подшипника и гибкого колеса.

Зазоры по рабочей кромке между зубьями определяются на различных радиусах. На одном из радиусов зазор между k -ым зубом гибкого колеса и зубом жесткого колеса минимален. В дальнейшем считается, что на этом радиусе происходит контакт между двумя рассматриваемыми зубьями. Полученный таким путем радиус взаимодействия зубьев гибкого и жесткого колес по рабочей кромке в дальнейшем обозначается r_k . Аналогично определяются радиусы контакта зубьев по нерабочим кромкам зубьев r_k^* .

При определении КП ВЗП необходимо знать углы поворота выходного вала (ГК) при заданных углах поворота входного вала (кулачка). Однако удобно вести расчет при неподвижном кулачке. В этом случае зона зацепления при повороте звеньев ВЗП относительно кулачка меняется незначительно.

Порядок решения задачи следующий:

1. Задается угол поворота гибкого колеса $\Theta_{G_i}^{II}$;
2. Задается нулевое приближение величин $r_k, r_k^*, \alpha_k, \alpha_k^*, e_k, e_k^*, W_k$ ($k = 1, \dots, Z_{G_i}$) и вектора \bar{X} ;
3. Из системы (11 – 18) исключаются уравнения, отражающие совместность перемещений зубьев, в которых заход отсутствует;
4. Считая величины $r_k, r_k^*, \alpha_k, \alpha_k^*, e_k, e_k^*, W_k$ ($k = 1, \dots, Z_{G_i}$) постоянными, из сокращенной системы (11 – 18) определяется вектор неизвестных реакций \bar{R} , смещений \bar{X} и зазоров Δ . Эта задача решается методом введения «восстанавливающих» сил [5];
5. Определяется новое приближение $r_k, r_k^*, \alpha_k, \alpha_k^*, e_k, e_k^*, W_k$ ($k = 1, \dots, Z_{G_i}$);
6. Итерационный процесс заканчивается, когда значения векторов неизвестных величин \bar{R} и \bar{X} с заданной точностью совпадают с их значениями на предыдущей итерации. В противном случае итерационный процесс повторяется с пункта 3.

Углы поворота гибкого и жесткого колес, полученные в результате силового расчета, обозначены с верхним индексом Н, который означает неподвижное звено. Углы поворота входного (кулачка) и выходного (ГК) звеньев относительно неподвижного звена (ЖК) определяются по формулам

$$\Theta_{G_i}^B = \Theta_{G_i}^{II} - \Theta_B^{II}; \quad \Theta_H^B = -\Theta_B^{II}, \quad (19)$$

где Θ_B^{II} – угол поворота жесткого колеса относительно кулачка (определяется из силового расчета ВЗП); $\Theta_{G_i}^{II}$ – угол поворота гибкого колеса относительно кулачка (задается при силовом расчете).

Кинематическая погрешность определяется по формуле

$$F_{\text{кин}} = R_{G'} \cdot \left(\Theta_{G'}^H - \frac{\Theta_{II}^B}{\tilde{U}} \right), \quad (20)$$

где $R_{G'}$ – радиус делительной окружности ведомого колеса (ГК); $\Theta_{G'}^B$ – действительный угол поворота ведомого колеса; Θ_{II}^B – действительный угол поворота входного вала; \tilde{U} – среднее передаточное отношение ВЗП.

Основными причинами кинематической погрешности ВЗП являются: неточность изготовления гибкого и жесткого колес; неточность установки генератора волн относительно жесткого колеса; неточность установки гибкого колеса относительно жесткого колеса.

В данной статье численно исследуется влияние неточности установки генератора волн (кулачка) на КП ВЗП.

Все погрешности изготовления деталей, влияющие на установку кулачкового генератора волн, в зависимости от частоты вращения можно разделить на три группы.

1. Неподвижные погрешности E_{II}^B .

Эти погрешности вызывают периодическую составляющую кинематической погрешности, изменяющуюся с круговой частотой, равной угловой скорости вращения генератора волн.

2. Погрешности, вращающиеся вместе с ведомым колесом E_{II}^G .

Эти погрешности вызывают периодическую составляющую кинематической погрешности, изменяющуюся с круговой частотой, равной угловой скорости кулачка относительно гибкого колеса.

3. Погрешности, вращающиеся с угловой скоростью генератора волн.

Эти погрешности не вызывают периодическую составляющую кинематической погрешности.

Передаточное отношение ВЗП достаточно большое, поэтому для упрощения расчетов частоту погрешности E_{II}^G можно принять равной угловой скорости генератора волн. Тогда проекции суммарной погрешности установки кулачка e_{II} на подвижные оси координат, неизменно связанные с кулачком, определяются по формулам

$$\Delta X_1^0 = e_{II} \cos(-\Theta_{II}^B), \quad \Delta Y_1^0 = e_{II} \sin(-\Theta_{II}^B), \quad (21)$$

где e_{II} – модуль вектора суммарной погрешности установки кулачка.

На рис. 3 приведена кинематическая погрешность ВЗП-80.

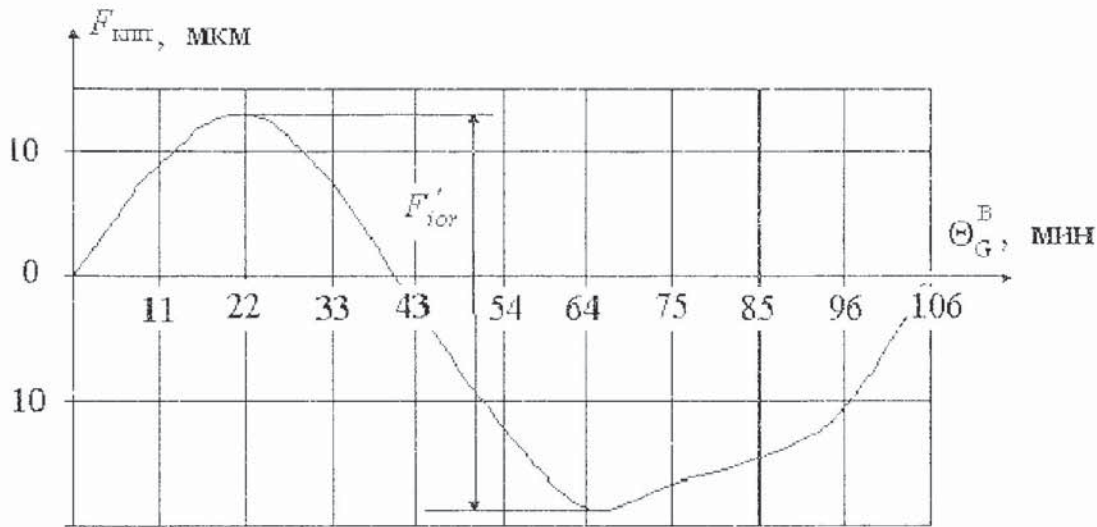


Рис. 3. Кинематическая погрешность ВЗП-80, вызванная неточностью установки кулачка ($e_H = 70$ мкм).

$M_n = 1$ Н·м; e_H – смещения кулачка; M_n – момент на выходном валу

На рис. 4 представлена зависимость максимальной кинематической погрешности F'_{ior} ВЗП-80 от смещения кулачка e_H . Эта зависимость сильно нелинейная. Максимальная кинематическая погрешность до некоторого значения e_H увеличивается незначительно. Затем F'_{ior} резко возрастает. При больших значениях смещения кулачка e_H в процессе работы волновой передачи в некоторые моменты времени все зубья одной из двух полуволи выходят из зацепления. Переход в некоторые моменты времени к одноволновому зацеплению сопровождается резким увеличением максимальной КП.

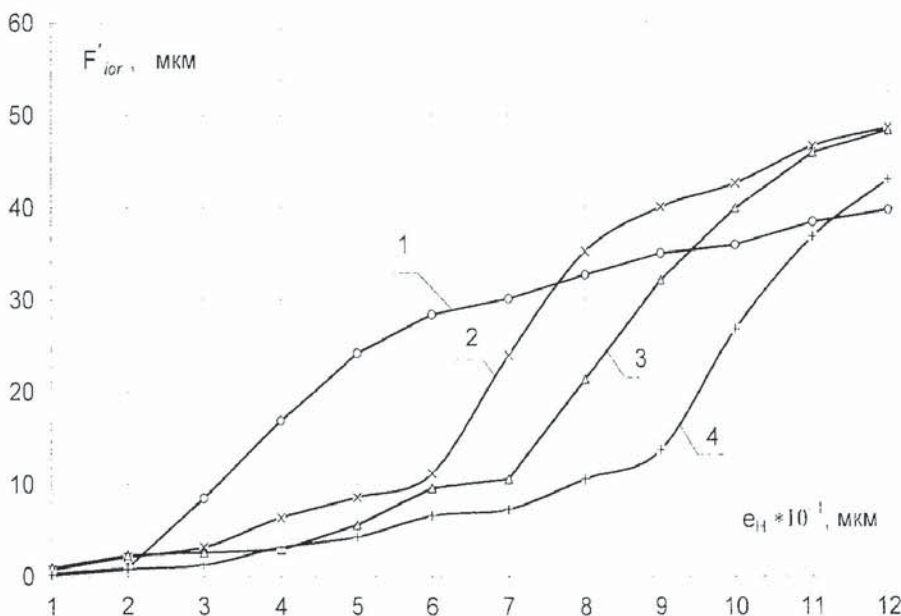


Рис. 4. Наибольшая кинематическая погрешность ВЗП-80:
1 - $M_n = 1$ Н·м; 2 - $M_n = 10$ Н·м; 3 - $M_n = 50$ Н·м; 4 - $M_n = 100$ Н·м;

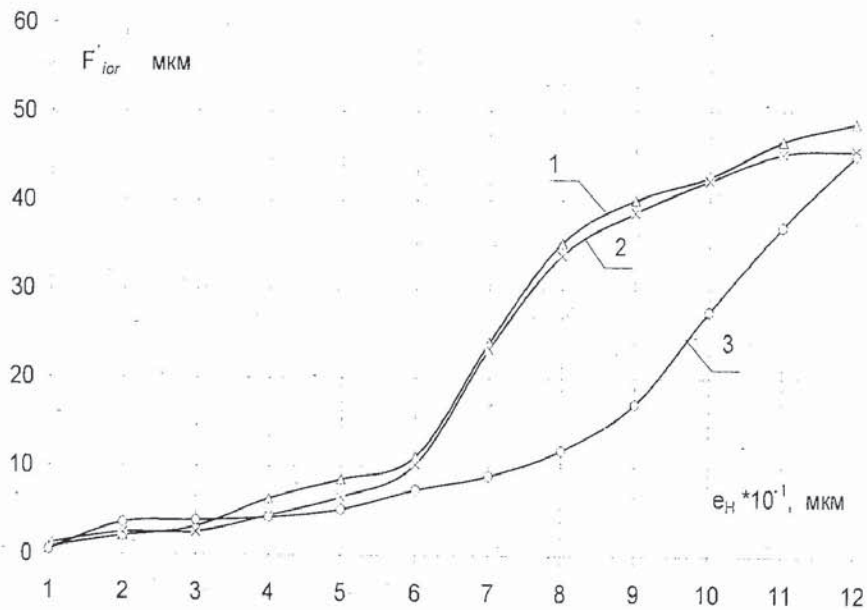


Рис. 5. Влияние формы кулачка на наибольшую кинематическую погрешность ВЗП-80

$$(M_B = 10 \text{ Н·м}):$$

$$1 - w_0 = 0,48; K = 0; 2 -$$

$$\beta_n = 25^\circ; 3 - w_0 = 0,48.$$

$$K = 0,04$$

На рис. 5 показано влияние формы кулачка на кинематическую погрешность. Рассматривались три формы: 1 – $w(\varphi) = w_0 \cos(2\varphi)$; 2 – форма кольца, распятого 4-мя силами под углом β_n ; 3 – $w(\varphi) = w_0 \cos(2\varphi) - K \sin^2(2\varphi)$.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель и методика определения кинематической погрешности волновых передач с кулачковым генератором волн. Предложенная методика позволяет с высокой точностью определять кинематическую погрешность волновых передач без проведения дорогостоящих натурных экспериментальных исследований.

2. Установлено, что зависимость максимальной кинематической погрешности F'_{ior} ВЗП-80 от смещения кулачка e_H сильно нелинейная. При смещении кулачка выше некоторого значения в передаче в некоторые моменты времени осуществляется одноволновое зацепление. Это приводит к резкому возрастанию F'_{ior} .

3. Применение кулачка, профиль которого описывается формулой $w(\varphi) = w_0 \cos(2\varphi) - K \sin^2(2\varphi)$, где $w_0 = 0,48$; $K = 0,04$, снижает наибольшую кинематическую

погрешность передачи ВЗП-80 примерно в два раза, если смещение кулачка находится в пределах $70 \div 110$ мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Истомин С.Н. Кинематическая точность приборных волновых передач /С.Н. Истомин, С.А. Шузалов, П.К. Попов и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Емельянов А.Ф., Попов П.К., Фирсаев А.Ф. Расчет кинематической погрешности волновой зубчатой передачи с учетом податливости звеньев //Вестник машиностроения. – 1983. – №7. – С.9–12.
3. Клеников С.С., Люминарский И.Е., Семин И.И. Расчетная модель волновых передач с учетом несимметрии нагружения элементов по волнам зацепления // Вестник машиностроения. – 1993. – № 1. – С. 17–19.
4. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.
5. Клеников С.С., Люминарский И.Е., Люминарский С.Е. Шаговый поиск опорных систем, нагруженных односторонних связей методом введения восстанавливающих сил // Известия вузов. Машиностроение. – 1987. – № 7. – С. 34–40.

666.1.4:681.7.088.4

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ВЫТЯЖКИ ОПТИЧЕСКИХ СТЕРЖНЕЙ

Асп. Л.Б. АЛЕКСЕЕВА, д-р техн. наук, проф. В.В. МАКСАРОВ

Рассматривается зона формирования оптического стержня как объект управления. Исследуется передаточная функция системы, включающей управляющее устройство и объект управления. Определены области параметров, в которых система устойчива.

Оптические стержни (световоды) получают методом вытягивания из разогретой стекломассы. Один из важнейших показателей качества вытягиваемого стержня – стабильность размеров поперечного сечения по его длине. Такой технологический процесс требует постоянного