

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Л. НОСКО, докт. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
П.Н. ТКАЧ, канд. техн. наук, ВНУ им. В. Даля,
А.А. МУХОВАТЫЙ, асп., ВНУ им. В. Даля

О РАСШИРЕНИИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ К-Н-V

Отримано рекомендації зі створення передач К-Н-V з різністю чисел зубців коліс із внутрішнім та зовнішнім зачепленням, що дорівнює одиниці.

Recommendations on creation of transmissions K-H-V with a variance of teeth of sprockets with internal and an external gearing to equal unit are obtained.

Планетарная передача К-Н-V обладает простотой конструкции, высокой нагрузочной способностью и сравнительно большим коэффициентом полезного действия [1, 2]. Однако распространенные рекомендации по созданию такой передачи позволяют обеспечить в одной ступени при двадцатиградусном зацеплении передаточное число $u \leq 70$, что ограничивает кинематические возможности такой передачи в сравнении с волновой передачей. Исследованиями установлено [3], что при двадцатиградусном некорригированном

эвольвентном зацеплении минимальная разность зубьев колеса с внутренним зацеплением Z_2 и колеса с внешним зацеплением – Z_1 из условия отсутствия интерференции даже при $Z_2 \geq 100$ составляет 3-5 зубьев. При такой разности чисел зубьев нельзя обеспечить передаточное число передачи больше восьмидесяти [3]. Уменьшить возможность интерференции зубьев можно путем увеличения при уменьшении разности зубьев угла зацепления и уменьшения высоты зуба, а также применением угловой коррекции [3]. Однако из-за уменьшения коэффициента перекрытия обеспечить разность числа зубьев $Z_2 - Z_1 = 1$ не представляется возможным.

Данное положение можно исправить применением эвольвентных передач с углом зацепления меньше двадцати градусов и уменьшенной высотой зуба в сравнении со стандартным значением в сочетании с угловой коррекцией зацепления.

По предварительным данным наших исследований угол зацепления передачи следует принимать $\alpha_s \leq 10^\circ$, а высоту зуба колес и коэффициент коррекции колеса с внутренними зубьями определять из условия отсутствия интерференции и обеспечения коэффициента перекрытия больше единицы.

Приведем формулы для синтеза указанных передач. При этом будем использовать результаты работ [1, 3].

Коэффициент торцового перекрытия будем определять по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{Z_1}{2\pi}(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_W) + \frac{Z_2}{2\pi}(-\operatorname{tg}\alpha_{a2} + \operatorname{tg}\alpha_W), \quad (1)$$

где Z_1, Z_2 – числа зубьев колес с внешними и внутренними зубьями; α_{a1}, α_{a2} – углы зацепления на вершинах зубьев; α_W – угол зацепления в торцовом сечении.

Для обеспечения отсутствия пересечения головок зубьев (отсутствия интерференции) надо выполнить условие [3]:

$$(\Phi_1 + \operatorname{inv}\alpha_{a1} - \operatorname{inv}\alpha_s) \frac{Z_1}{Z_2} + \operatorname{inv}\alpha_s - \operatorname{inv}\alpha_{a2} \geq \Phi_2. \quad (2)$$

где $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ – инволютная функция соответствующих углов.

Углы Φ_1 и Φ_2 , а также α_{a1} и α_{a2} определяются из соотношений

$$\begin{aligned} \cos \Phi_1 &= \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_W^2}{2R_{a1}a_W}; \quad \cos \Phi_2 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_W^2}{2R_{a2}a_W}; \\ \cos \alpha_{a1} &= \frac{r_{o1}}{R_{a1}}; \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{o2}}{R_{a2}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где R_{a1}, R_{a2} – радиусы вершин зубьев колес; a_W – межосевое расстояние; r_{o1}, r_{o2} – радиусы основных окружностей колес.

Сводка формул для определения основных геометрических размеров колес, входящих в соотношения (3), приведены в таблице, заимствованной из работы [1].

Таблица.
Формулы для определения основных размеров передачи с цилиндрическими зубчатыми колесами внутреннего зацепления с угловой коррекцией

Параметры зацепления	Формулы
Делительное межосевое расстояние a	$a = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1)$
Межосевое расстояние a_W	$a_W = \frac{a \cos \alpha_t}{\cos \alpha_{tW}}$ или $a_W = a + ym = a + (x_2 - x_1 - \Delta y)m$
Делительный диаметр d	$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2$
Начальный диаметр d_W	$d_{W1} = \frac{2a_W}{(u-1)}$ или $d_{W1} = d_1 + \frac{2y}{(z_2 - z_1)}d_1$; $d_{W2} = d_{W1}u$ или $d_{W2} = d_2 + \frac{2y}{(z_2 - z_1)}d_2$
Диаметр вершин зубьев d_a	$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m$; $d_{a2} = d_2 - 2(1 - x_2 - \Delta y - k_2)m$, где $k_2 = 0,25 - 0,125x_2$ при $x_2 < 2$; $k_2 = 0$ при $x_2 \geq 2$
Ориентировочное значение диаметра впадин d_f колес с внутренними зубьями	$d_{f2} \approx 2a_W + d_{a1} + 0,5m$
Модуль m	1-й ряд (предпочтительный): 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11. (СТ СЭВ 310-76)
Коэффициент смещения x	$x = \frac{(E - 0,5m_t z)}{m}$
Разность коэффициентов смещения	$x_2 - x_1 = y + \Delta y$
Коэффициент воспринимаемого смещения y	$y = \frac{(a_W - a)}{m} = x_2 - x_1 - \Delta y$

Окончание таблицы.

Параметры зацепления	Формулы
Коэффициент уравнивающего смещения Δy	При заданной величине $x_2 - x_1$ $\Delta y = \left(\frac{\Gamma}{1000} - \nu \right) \frac{z_2 - z_1}{\cos \beta},$ где Γ определяется по номограмме из работы [1]; $\nu = 0$ при $\beta = 0$
Угол профиля исходного контура α	По ГОСТ 13755-68 $\alpha = 20^\circ$
Угол профиля α_t производящей рейки в сечении, перпендикулярном к оси сцепляющегося с ней зубчатого колеса	$\alpha_t = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
Угол зацепления α_{tW}	$\alpha_{tW} = \arccos \frac{(a \cos \alpha_t)}{a_W}$
Коэффициент торцового перекрытия ε_α	Значение ε_α определяется по формуле (1)

Примечания: 1. Необходимо задать $x_2 > 0$ и обеспечить выполнение условия $\xi_c = a + \Delta y$. Ψ можно задать произвольно в пределах $\Delta y = 0,04 \dots 0,06$.

2. Можно принять предварительное значение $h_a = 0,5 \dots 0,6$.

Пример. Рассмотрим планетарную К-Н-V передачу с кривошипом $Z_1 = 100$, $Z_2 = 101$, модуль зацепления $m = 1$ мм. Передаточное число такой планетарной передачи $i = -100$.

1. Делительное межосевое расстояние

$$a = 0,5(Z_2 - Z_1) \cdot m = 0,5(101 - 100) \cdot 1 = 0,5 \text{ мм.}$$

2. Принимаем коэффициенты смещения

$$x_1 = 0; \quad x_2 = 0,55;$$

$$x_\Sigma = x_2 - x_1 = 0,55 - 0 = 0,55.$$

3. Межосевые расстояния зубчатой пары при $\Delta y = 0,05$

$$a_W = (a + x_\Sigma - \Delta y) \cdot m = (0,5 + 0,55 - 0,05) \cdot 1 = 1 \text{ мм.}$$

4. Принимаем коэффициент высоты головки зуба

$$h_a = 0,5.$$

5. Делительные диаметры

$$d_1 = mZ_1 = 1 \cdot 100 = 100 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mZ_2 = 1 \cdot 101 = 101 \text{ мм.}$$

6. Радиусы вершин зубьев

$$R_{a1} = 0,5[d_1 + 2(h_a + x_1 - \Delta y) \cdot m] = 0,5[100 + 2(0,5 + 0 - 0,05) \cdot 1] = 50,45 \text{ мм;}$$

$$R_{a2} = 0,5[d_2 - 2(h_a - x_2 - \Delta y) \cdot m] = 0,5[101 - 2(0,5 - 0,55 + 0,05) \cdot 1] = 50,5 \text{ мм;}$$

$$\cos \Phi_1 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 - a_W^2}{2R_{a1}a_W} = \frac{50,5^2 - 50,45^2 - 1^2}{2 \cdot 50,45 \cdot 1} = 0,040114,$$

$$\Phi_1 = 87,70102^\circ = 1,53067 \text{ радиан;}$$

$$\cos \Phi_2 = \frac{R_{a2}^2 - R_{a1}^2 + a_W^2}{2R_{a2}a_W} = \frac{50,5^2 - 50,45^2 + 1^2}{2 \cdot 50,5 \cdot 1} = 0,059876,$$

$$\Phi_2 = 86,56729^\circ = 1,51088 \text{ радиан.}$$

7. Радиусы основных окружностей (принимая угол профиля $\alpha_s = 7^\circ$)

$$r_{o1} = 0,5d_1 \cos \alpha_s = 0,5 \cdot 100 \cdot \cos 7^\circ = 49,62731 \text{ мм;}$$

$$r_{o2} = 0,5d_2 \cos \alpha_s = 0,5 \cdot 101 \cdot \cos 7^\circ = 50,12358 \text{ мм.}$$

8. Углы α_{a1} и α_{a2}

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{o1}}{R_{a1}} = \frac{49,62731}{50,45} = 0,98369; \quad \alpha_{a1} = 10,36137^\circ$$

$$\cos \alpha_{a2} = \frac{r_{o2}}{R_{a2}} = \frac{50,12358}{50,5} = 0,99255; \quad \alpha_{a2} = 7^\circ$$

$$\alpha_{a2} = \alpha_s.$$

9. Инволютные функции

$$\operatorname{inv} \alpha_{a1} = \operatorname{tg} \alpha_{a1} - \alpha_{a1} = \operatorname{tg} 10,36137^\circ - 0,18084 = 0,002;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_s = \operatorname{tg} \alpha_s - \alpha_s = \operatorname{tg} 7^\circ - 0,12217 = 0,00061.$$

10. Условие (2) имеет вид

$$(1,53067 + 0,002 - 0,00061) \frac{100}{101} + 0,00061 - 0,00061 = 1,51689 > \Phi_2 = 1,51088$$

Условие отсутствия интерференции выполняется.

11. Углы зацепления

$$\alpha_W = \arccos\left(\frac{a}{a_W} \cos \alpha_s\right) = \arccos\frac{0,5}{1} \cos 7^\circ = 60,24627^\circ$$

12. Коэффициент перекрытия по формуле (1) равен

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \frac{Z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_W) + \frac{Z_2}{2\pi} (-\operatorname{tg} \alpha_{a2} + \operatorname{tg} \alpha_W) = \\ &= \frac{100}{2\pi} (\operatorname{tg} 10,36^\circ - \operatorname{tg} 60,24626^\circ) + \frac{101}{2\pi} (-\operatorname{tg} 7^\circ + \operatorname{tg} 60,24626^\circ) = 1,2147. \end{aligned}$$

Значение коэффициента перекрытия в пределах допустимых.

Для передачи с передаточным числом $i = -100$ возможны следующие значения угла зацепления $\alpha_s = 4^\circ, 5^\circ, 6^\circ, 7^\circ, 8^\circ, 9^\circ, 10^\circ$ (см. рис). Причем минимальные значения угла ограничены технологическими возможностями изготовления зубьев.

Максимальные значения угла α_s ограничиваются из условия обеспечения минимального коэффициента перекрытия $\varepsilon_\alpha \geq 1 \dots 1,2$ [3]. При увеличении угла α_s уменьшается коэффициент перекрытия (см. рис.).

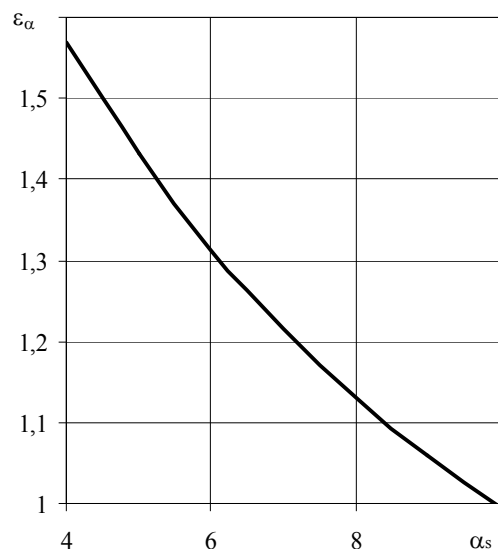


Рис. Зависимость коэффициента перекрытия от угла зацепления при $Z_2 = 101$ и $i = -100$

Выводы. 1. Получены рекомендации по созданию передач К-Н-V с разницей зубьев колес с внутренним и внешним зацеплением, равной единице.

2. Наиболее рациональная область существования таких передач определяется значениями угла зацепления в пределах $\alpha_s = 6^\circ \dots 8^\circ$.

Список литературы: 1. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536с. 2. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1988. – 370с. 3. Кудрявцев В.Н. Зубчатые передачи. – Л., Машгиз, 1957. – 264с.

Поступила в редколлегию 21.05.08