УДК 621.833.6

О.Н.Цитович, ст.преп.
(БПИ)

ОБЕСПЕЧЕНИЕ УСЛОВИЯ СБОРКИ ПРИ ПОДБОРЕ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС ДЛЯ ДВУХРЯДНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы. Дальнейшее развитие и совершенствование метода подбора чисел зубьев Э.В.Петрова с дополнением его условием сборки.

При достаточной простоте и высокой точности обеспечения заданного передаточного отношения методики подбора чисел зубьев колес для планетарных зубчатых передач В.В.Добровольского [1] и Э.В.Петрова [2] имеют один весьма существенный недостаток. Если у Добровольского получены формулы для подбора чисел зубьев по заданному передаточному отношению и условию соосности, то у Петрова расширено лишь число возможных вариантов решения этой же задачи. Возможность сборки планетарных передач в этих методиках не учитывается.

Планетарную передачу можно собрать с несколькими сателлитами, если зубья сателлитов войдут во впадины соответствующих центральных колес при совпадении осей сателлитов с осями пальцев водила. При этом предполагается, что двухвенцовые сателлиты (блоки сателлитов) взаимозаменяемы, т.е. они имеют одинаково расположенные друг по отношению к другу зубчатые венцы. Таким образом, под условием сборки в настоящее время понимают уравнения, которые связывают числа зубьев колес планетарной передачи с числом сателлитов, их распределением по углу 2π и расположением венцов в блоке.

В работе [3] установлены возможные сочетания чисел зубьев колес, при которых выполняется условие сборки передачи с определенным числом взаимозаменяемых двухвенцовых сателлитов.

Для совместного исследования метода Э.В.Петрова [2] и условия взаимозаменяемости [3] рассмотрим планетарную передачу типа В (рис. 1). Абсолютную величину передаточного отношения этой передачи при остановленном водиле можно получить как отношение двух несократимых чисел S и T, которые, в свою очередь, можно представить любыми из четырех возможных множителей C (в числе которых могут быть единицы).

Это отношение, по предложению Э.В.Петрова, может быть получено в результате следующих действий:

$$\left|i^H_{16}\right| = \left(\frac{z_2 z_6}{z_1 z_5}\right) \overset{1)}{M} = \left(\frac{z'_2}{z'_1}\right) \overset{2)}{p} \left(\frac{z'_6}{z'_5}\right) q = \overset{3)}{\left(\frac{z''_6}{z''_1}\right)} R \left(\frac{z''_2}{z''_5}\right) N = \frac{S}{T} = \frac{C_2 C_6}{C_1 C_5}, \quad (1)$$

где 1) сокращение чисел зубьев z_1, z_2, z_5 и z_6 на M.M = (z_1, z_2, z_5, z_6) – наибольший общий делитель (НОД) чисел, стоящих в скобках; M – произвольное целое число является масштабом чисел зубьев и этот масштаб показыва-

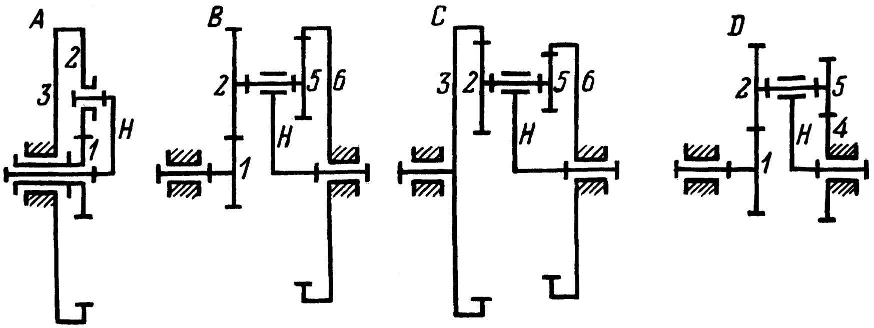

Рис. 1. Типы планетарных передач 2К-Н.

ет, что одно и то же передаточное отношение можно осуществить зубчатыми колесами с различными, но кратными между собой числами зубьев;

2) сокращение: а – чисел z_1' и z_2' на $p = (z_1'; z_2')$; б – чисел z_5' и z_6' на $q = (z_5'; z_6')$, где p и q – произвольные взаимно простые (не имеющие общего делителя) числа;

3) сокращение: а – чисел z_1'' и z_6'' на $R = (z_1''; z_6'')$; б – чисел z_2'' и z_5'' на $N = (z_2''; z_5'')$, где R и N также произвольные взаимно простые числа.

С учетом разложения на множители числа зубьев колес можно представить в виде:

$$
\begin{aligned}
z_1 &= C_1RpM = ApM, \qquad && \text{где } A = C_1R; \\
z_2 &= C_2NpM = BpM, && B = C_2N; \\
z_5 &= C_5NqM = EqM, && E = C_5N; \\
z_6 &= C_6RqM = FqM, && F = C_6R.
\end{aligned}
\tag{2}
$$

В случае, когда зубчатые колеса имеют один и тот же модуль и нарезаны без смещения инструмента, условие соосности для всех типов планетарных передач, изображенных на рис. 1, имеет вид

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2 = z_4 + z_5 = z_6 - z_5 = z_\Sigma, \tag{3}$$

где z_Σ – суммарное число зубьев представляет аналог межосевого расстояния.

Условие соосности для передачи B с учетом зависимости (2)

$$Mp\,(A + B) = Mq(F - E).$$

Так как p и q взаимно простые числа, то

$$p = \frac{F - E}{d} \text{ и } q = \frac{A+B}{d}, \text{ где } d = (F - E, A+B) -$$

– НОД чисел, стоящих в скобках.

В итоге окончательно получаем

$$z_1 = \frac{A\,M}{d}(F - E)\,;\; z_2 = \frac{B\,M}{d}(F - E)\,;\; z_5 = \frac{EM}{d}(A+B)\,;$$
$$z_6 = \frac{FM}{d}(A+B)\,.$$

Аналогично получаются формулы чисел зубьев колес для остальных типов планетарных передач (табл. 1).

В табл. 1 : $C = C_3R$; $D = C_4R$.

Методика подбора чисел зубьев В.В.Добровольского [1] – частный случай изложенных выше предложений Э.В.Петрова при $N = 1$, $R = 1$ и $d=1$.

Условие сборки рассматриваемых планетарных передач описывается в [3] зависимостью

$$\frac{z_\Sigma}{k} = \frac{\gamma}{2}\,, \tag{4}$$

где k – число сателлитов, равномерно распределенных по углу 2π; γ – некоторое целое или дробное [4] число.

Взаимозаменяемость двухвенцовых сателлитов необходимо определять по уравнению [3]

$$\frac{(X \pm \frac{\gamma}{2})\,N}{z_2} = \frac{(Y \pm \frac{\gamma}{2})\,N}{z_5}, \tag{5}$$

где X и Y – целые положительные или отрицательные числа – корни уравнения взаимозаменяемости, N – НОД чисел z_2 и z_5.

Автором в работе [3] установлены сочетания чисел зубьев колес, при которых выполняется и условие сборки (4) и условие взаимозаменяемости (5). При анализе этих сочетаний можно установить, что выполнение указанных выше условий возможно осуществить выбором соответствующих множителей M, p, q, R или N.

Таблица 1. **Формулы чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач 2К-Н**

Типы передач	$z_1 = \frac{AM}{d}(...)$	$z_2 = \frac{BM}{d}(...)$	$z_3 = \frac{CM}{d}(...)$	$z_4 = \frac{DM}{d}(...)$	$z_5 = \frac{EM}{d}(...)$	$z_6 = \frac{FM}{d}(...)$
B	(F–E)	(F–E)	–	–	(A+B)	(A+B)
C	–	(F–E)	(F–E)	–	(C–B)	(C–B)
D	(D+E)	(D+E)	–	(A+B)	(A+B)	–

В ы в о д ы. 1. Условие сборки выполняется при любых числах зубьев колес, если z_Σ кратно числу сателлитов k, т.е., когда

а) одним из множителей M будет k;

б) при $R = N = 1$ один из множителей p или q кратен k;

в) при $R = N = 1$ одна из алгебраических сумм $(C_1 + C_2)$ или $(C_6 - C_5)$ для передачи B кратна k.

2. Условие сборки выполняется, если числа зубьев центральных колес кратны k, что имеет место при любых множителях M, p и q, не кратных k, но при множителе R, кратном k, и при $N = +1$ или $N = -1$.

3. Сборка планетарной передачи возможна и при иных сочетаниях чисел зубьев, когда при дробном γ $N \neq 1$, что соответствует числам $z_\Sigma + \dfrac{z_2(z_5)}{N}$ или $z_\Sigma - \dfrac{z_2(z_5)}{N}$, кратным k.

Если при подборе значений чисел зубьев колес для двухрядных планетарных передач возможных вариантов решения много, то при проектировании однорядной передачи типа A (рис. 1) число решений сокращается до двух.

Доказать это утверждение можно, исследуя формулу передаточного отношения этой передачи совместно с условиями соосности и сборки:

$$i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}; \quad z_3 = z_1 + 2z_2; \quad |i_{12}| = \frac{i_{1H} - 2}{2} = \left(\frac{z_2}{z_1}\right)M = \frac{C_2}{C_1}. \tag{6}$$

Решив совместно выражения (6) и (4), получим

$$\frac{M(C_1 + C_2)}{k} = \frac{\gamma}{2}. \tag{7}$$

Так как M, C_1 и C_2 – целые числа, то условие сборки (4) будет выполнено:

Т а б л и ц а 2. **Подбор значений чисел зубьев колес для передачи B**

Варианты	Дано		R	N	A+B	F−E	d	Аналоги $z' \approx z:M$					Расчет			Принято M	Ответ				Оценка	
	R	C_2C_6 / C_1C_5						z'_1	z'_2	z'_5	z'_6	z'_Σ	M_c	$M_н$	M_B		z_1	z_2	z_5	z_6	z_Σ	γ
1			1	1	C_1+C_2	C_6-C_5																
2			1	2	C_1+2C_2	C_6-2C_5																
3			2	1	$2C_1+C_2$	$2C_6-C_5$																
4			.	.	.																	
5			.	.	.																	

1) если при НОД M, не кратном числу сателлитов k, сумма аналогов чисел зубьев парных колес $(C_1 + C_2)$ будет кратна k;

2) если НОД M кратен k.

Таким образом, если для однорядной планетарной передачи типа А задача синтеза имеет только масштабность решения, то для двухрядных — помимо масштабности, возможна и множественность решений.

Подбор значений чисел зубьев колес лучше всего проводить в табличной форме (табл. 2).

Литература

1. Добровольский В.В. Подбор шестерен для соосных редукторов. – Вестник инженеров и техников, 1936, № 1. 2. Петров Э.В. Метод подбора чисел зубьев в двухрядных планетарных передачах. – Вестник машиностроения, 1970, № 9, с. 25–28. 3. Цитович О.Н. Взаимозаменяемость сателлитов в планетарных передачах. – Автомобилестроение: Теория и конструирование мобильных машин, 1979, вып. 13, с. 52–58. 4. Шитиков Б.В., Щепетильников В.А. О числе сателлитов в планетарных редукторах. – Труды семинара по ТММ. М., 1949, вып. 21, с. 50–68.

УДК 629.114.2.001

А.Ф.Андреев, канд.техн.наук,
В.В.Ванцевич, канд.техн.наук,
А.Х.Лефаров, д-р техн.наук
(БПИ)

СВЯЗЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЕСА ПРИ БОКОВОМ УВОДЕ

Одним из исходных условий при решении задачи распределения тяговых сил по колесам полноприводной машины являются зависимости

для твердых дорог и плотных грунтов [1]

$$r_k = r_k^o - \gamma P_k; \tag{1}$$

для мягких грунтов [2]

$$\varphi_P = \varphi(1 - e^{-k\delta}), \tag{2}$$

где P_k — сила тяги колеса, $\varphi_P = P_k/G$ — реализуемый коэффициент сцепления колеса с вертикальной нагрузкой G, r_k^o — радиус качения в ведомом режиме на асфальте, r_k — радиус качения в тяговом режиме, γ — коэффициент тангенциальной эластичности, $\delta = \frac{r_k^o - r_k}{r_k^o}$ — буксование, φ и k — эмпирические константы.