

УДК 621.833.6

Ф. И. Плеханов, доктор технических наук, профессор, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

А. В. Монаков, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова

ГЕОМЕТРИЯ НЕТРАДИЦИОННОГО ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОЛЕС ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА *K-H-V*

Предложено зацепление с изменяющейся высотой зубьев колес, приведены уравнения для определения глубины их захода и результирующего коэффициента перекрытия, а также графические зависимости этих показателей от числа зубьев сателлита и разницы чисел зубьев сателлита и колеса планетарной передачи типа *K-H-V*.

Ключевые слова: планетарные передачи, *K-H-V*, геометрия, нетрадиционное зацепление.

Планетарные передачи с одним внутренним зацеплением сателлита и малой разницей чисел зубьев колес (передачи типа *K-H-V* по классификации проф. В. Н. Кудрявцева) выгодно отличаются от многих других типов зубчатых механизмов хорошими массогабаритными показателями, малыми потерями мощности на трение, большим передаточным отношением в одной ступени, высокой нагрузочной способностью [1]. Особенно эффективны такие передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов (рис. 1) [2]. Однако

для предотвращения заклинивания передачи из-за интерференции продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего зацепления колеса принимается большой угол зацепления колеса ($\alpha_w \geq 40^\circ$ при разнице чисел зубьев $\Delta z \leq 3$), а глубина захода зубьев определяется исходя из обеспечения минимально необходимого коэффициента перекрытия ($\varepsilon = 1,05$) [3]. Последнее обстоятельство приводит к снижению плавности работы механизма, особенно при небольшом моменте на выходном валу.

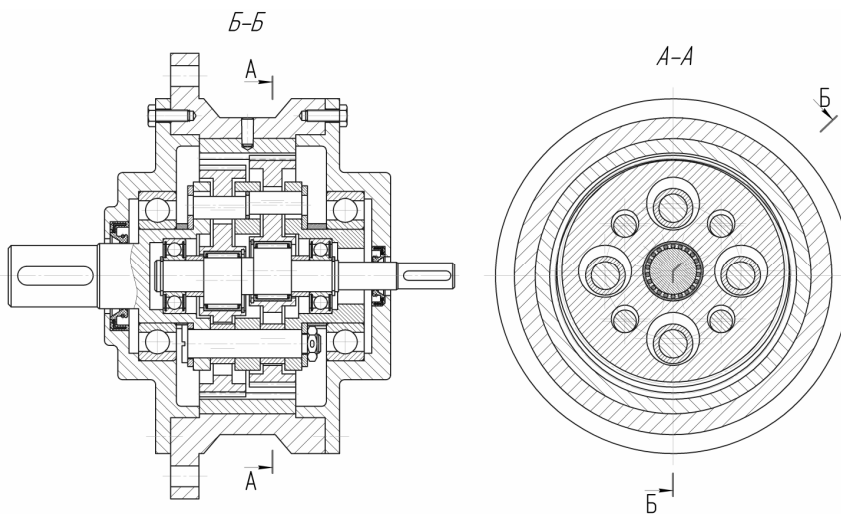


Рис. 1. Планетарная передача типа *K-H-V* (пат. 2445529 РФ: МПК F16H1/32)

Для устранения указанного недостатка планетарной передачи типа *K-H-V* авторами статьи предложено выполнять зубья зацепляющихся колес разными по высоте в разных поперечных сечениях (рис. 2). Это позволит при малой глубине захода зубьев колес в отдельных их сечениях h_w обеспечить максимальную глубину захода зубьев в целом H_w и максимальный результирующий коэффициент перекрытия ε_Σ .

Радиусы окружностей вершин зубьев колес и торцовая глубина захода h_{w1} , h_{w2} определяются из условия обеспечения коэффициента перекрытия $\varepsilon = 1,05$ (рис. 3):

$$L = \varepsilon m \cos \alpha = \sqrt{(r_{ag})_{\min}^2 - r_{bg}^2} + a_w \sin \alpha_w - \sqrt{(r_{ab})_{\min}^2 - r_{bb}^2} = \sqrt{(r_{ag})_{\max}^2 - r_{bg}^2} + a_w \sin \alpha_w - \sqrt{(r_{ab})_{\max}^2 - r_{bb}^2}, \quad (1)$$

где m – модуль зубьев; α – угол профиля исходного контура; α_w – угол зацепления; a_w – межосевое расстояние; r_{bb} и r_{bg} – радиусы основных окружностей колеса b и сателлита g ; r_{ab} и r_{ag} – радиусы вершин их зубьев.

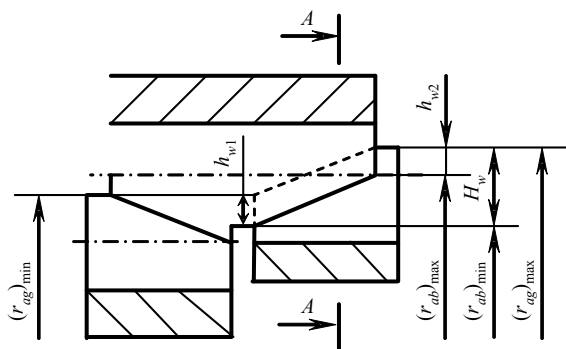


Рис. 2. Нетрадиционное внутреннее зацепление колес планетарной передачи

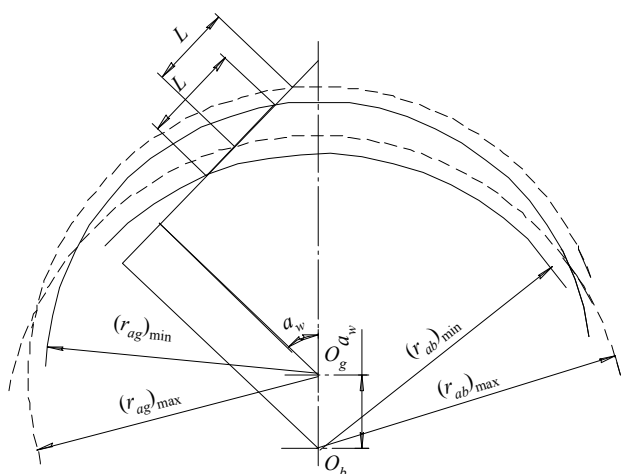


Рис. 3. Схема зацепления колес передачи типа К-Н-V

Входящие в это уравнение радиусы выражаются через параметры передачи и станочного зацепления:

$$(r_{ab})_{\min} = (0,5z_g - 1,25 + x_g)m + a_w + c_1; \quad (2)$$

$$(r_{ab})_{\max} = \sqrt{r_{bb}^2 + \left(\sqrt{(r_{ag})_{\max}^2 - r_{bg}^2} + a_w \sin \alpha_w - \pi \epsilon \cos \alpha \right)^2}; \quad (3)$$

$$(r_{ag})_{\min} = \sqrt{r_{bg}^2 + \left(\sqrt{(r_{ab})_{\min}^2 - r_{bb}^2} - a_w \sin \alpha_w + \pi \epsilon \cos \alpha \right)^2}; \quad (4)$$

$$(r_{ag})_{\max} = (x_o + 0,5z_o + 1,25)m - a_w - c_2 + \frac{(z_b - z_o)m \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wo}}. \quad (5)$$

Здесь z_g, z_b, z_o – числа зубьев сателлита, колеса и долбяка, которым нарезается колесо; x_g и x_o – коэффициенты смещения исходного контура сателлита и долбяка; c_1, c_2 – радиальные зазоры в зацеплении колес ($c \geq 0,25m$); α_{wo} – угол станочного зацепления, определяемый по общеизвестной зависимости

$$\text{inv } \alpha_{wo} = \text{inv } \alpha + 2 \frac{x_b - x_o}{z_b - z_o} \text{tg } \alpha,$$

где x_b – коэффициент смещения исходного контура колеса.

Учитывая, что высота зубьев колес, нарезаемых стандартным инструментом, не превышает $2,25m$, указанные радиусы вершин должны удовлетворять следующим равенствам:

$$(x_o + 0,5z_o + 1,25)m + \frac{(z_b - z_o)m \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wo}} - (r_{ab})_{\min} \leq 2,25m,$$

$$(r_{ag})_{\max} - (x_g + 0,5z_g - 1,25)m \leq 2,25m.$$

Подстановка выражений (2)–(5) в уравнение (1) позволяет найти радиусы окружностей вершин зубьев колес. Тогда торцовая и полная глубины захода, соответственно, равны:

$$h_{w1} = (r_{ag})_{\min} + a_w - (r_{ab})_{\min}; \quad (6)$$

$$h_{w2} = (r_{ag})_{\max} + a_w - (r_{ab})_{\max}; \quad (7)$$

$$H_w = (r_{ag})_{\max} + a_w - (r_{ab})_{\min}. \quad (8)$$

В табл. 1–3 приведены зависимости указанных параметров от числа зубьев сателлита при разных значениях $\Delta z = z_b - z_g$, полученные по уравнениям (6–8). Углы зацепления определялись исходя из условия отсутствия интерференции профилей зубьев (при $\Delta z = 1 \alpha_w = 59^\circ$, при $\Delta z = 2 \alpha_w = 48^\circ$, при $\Delta z = 3 \alpha_w = 42^\circ$).

В соответствии с этим результирующей коэффициент перекрытия

$$\epsilon_\Sigma = \frac{1}{\pi m \cos \alpha} \times \left(\sqrt{(r_{ag})_{\max}^2 - r_{bg}^2} + a_w \sin \alpha_w - \sqrt{(r_{ab})_{\min}^2 - r_{bb}^2} \right). \quad (9)$$

На рис. 4 показана зависимость ϵ_Σ от z_g и Δz .

Значения параметров h_{w1}, h_{w2} и показателя качества ϵ_Σ , приведенные в табл. 1–3 и на рис. 4, соответствуют колесам, нарезанным стандартным инструментом при $z_b - z_o \geq 21$ (для предотвращения интерференции в станочном зацеплении) и максимально возможной высоте зубьев сателлита и центрального колеса планетарной передачи.

Таблица 1. Глубина захода зубьев колес h_{w1}

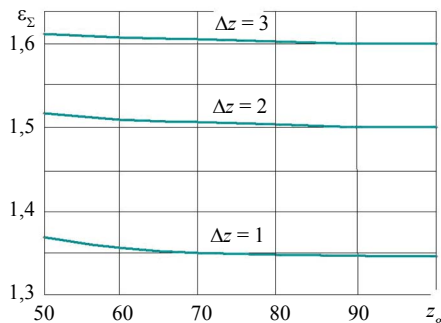
Δz	z_g					
	50	60	70	80	90	100
1	1,3	1,3	1,3	1,29	1,29	1,29
2	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23
3	1,18	1,19	1,19	1,19	1,20	1,20

Таблица 2. Глубина захода зубьев колес h_{w2}

Δz	z_g					
	50	60	70	80	90	100
1	1,38	1,36	1,35	1,34	1,33	1,33
2	1,34	1,32	1,31	1,30	1,29	1,29
3	1,31	1,29	1,28	1,27	1,27	1,26

Таблица 3. Суммарная глубина захода зубьев колес H_w

Δz	z_g					
	50	60	70	80	90	100
1	1,69	1,66	1,65	1,64	1,63	1,62
2	1,79	1,77	1,76	1,75	1,74	1,74
3	1,84	1,83	1,82	1,81	1,80	1,80

Рис. 4. Зависимость результирующего коэффициента перекрытия от Δz и числа зубьев сателлита

Таким образом, выполнение зубьев колес планетарной передачи типа К-Н-V разными по высоте в разных их поперечных сечениях позволяет существенно повысить коэффициент перекрытия зацепления и плавность работы механизма, не нарушая условия отсутствия интерференции продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи: справочник / В. Н. Кудрявцев, Ю. Н. Кирдяшев. – М. : Машиностроение, 1977. – 535 с.
2. Пат. 2445529 РФ МПК F16H 1/32.
3. Плеханов Ф. И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К-Н-V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения. – 2013. – №3. – С. 16–20.

F. I. Plekhanov, DSc in Engineering, Professor, Glazov Institute of Engineering and Economics (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. V. Monakov, Glazov Institute of Engineering and Economics (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Geometry of Non-Traditional Internal Engagement of K-H-V Planetary Gears

Variable-height gearing is proposed for K-H-V epicyclic gears as a better alternative to classical constant-height gearing. Equations for contact ratio and working depth are derived, and graphical dependences of these parameters on the number of teeth in the planetary gear and the difference of the number of teeth in the planetary gear and the annulus are shown.

Key words: epicyclic gearing, K-H-V, gear geometry, non-traditional engagement.

УДК 621.865.8-52

Pavol Božek, PhD., Assoc. Prof., Slovak University of Technology, Trnava

Vladimír Goga, Slovak University of Technology, Bratislava

A. I. Korshunov, Doctor of Engineering Science, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

ROBOT ARM CONTROL BASED ON INS WITH THE SUPPORT OF SIMULATION IN MATLAB / SIMULINK

This paper describes the activity system and the importance of INS with the possibility of implementation to the robot control. The contribution also introduces the execution of DC motor regulation utilized for the positioning of a rotary positioned arm. The motor control comprises the current regulation, angular velocity and the rotation of the motor shaft fixed to the arm regarding the required angular change course of the arm rotation. The regulation structure of the DC motor is carried out in MATLAB/Simulink program. The arm movement is investigated via the mathematical model and virtual dynamic model formed in MSC.ADAMS program.

Key words: INS, gyroscope, accelerometer, dynamic model, PID controller, MATLAB/Simulink.

The integration of navigational information represents the actual issue of reaching higher accuracy of required navigational parameters by using more, less accurate navigation systems. The inertial navigation is the navigation based on uninterrupted evaluating of the position of a navigated object with utilizing the sensors which are sensitive to motion, i.e. gyroscopes and accelerometers, which are regarded as pri-

mary inertial sensors or other sensors located on the navigated object. The position, orientation, direction and velocity of motion without external sources of information about the motion are constantly determined by means of the navigation computer and data from sensors. The actual position of the object is evaluated on the basis of knowledge of the initial position and subsequent continual measuring the acceleration and direction of motion