

Н.Л. УТУТОВ, д.т.н., проф. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля
А.П. КАРПОВ, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля
В.Н. БАЮН, к.т.н., доц. каф. тактико-спец. подготовки ЛГУВД

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОДУЛЯ, УГЛОВ НАКЛОНА И ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ В ПЕРЕДАЧАХ НОВИКОВА НЕКРУГЛЫМИ КОЛЕСАМИ

Описано порядок розрахунку некруглых зубчатых колес у загальному вигляді; представлено залежності для визначення радіусів кривизни, координат центрів кривизни центроїд, довжин центроїд залежно від функції передатного відношення.

The procedure of design of noncircular toothed gear wheel in a general view is described; dependences for determination of radiuses of curvature, coordinates of the centers of centrode curvature, centrode lengths are submitted depending on function of transmission ratio.

При расчетах передач зацеплением Новикова круглыми цилиндрическими колесами задаются величиной осевого перекрытия и числом зубьев ведущего колеса (шестерни) из определенных интервалов. Затем по известным формулам определяют угол наклона зубьев, модуль зацепления, межосевое расстояние и другие параметры [1]. Либо по приближенной формуле определяют делительный диаметр шестерни, затем модуль зацепления и угол наклона зубьев, задаваясь числом зубьев шестерни и коэффициентом осевого перекрытия. Потом определяют остальные параметры передачи.

В передачах с переменным передаточным отношением [3] (передачи некруглыми зубчатыми колесами) межосевое расстояние, модуль зацепления и углы наклона зубьев для заданной передачи имеют постоянные значения. На этом основании данные параметры для передач Новикова некруглыми колесами можно определять как в передачах круглыми колесами, делительные радиусы которых равны средним радиусам центроид некруглых колес. Для этого задаются из рекомендуемых интервалов коэффициентом осевого перекрытия [1] и числом зубьев ведущего колеса. Затем определяют ориентировочный модуль зацепления, угол наклона зубьев и межосевое расстояние, принимают модуль и межосевое расстояние по стандарту.

Затем определяют параметры, входящие в функцию передаточного отношения и вычисляют через определенные интервалы углов поворота φ_1 радиусы центроид ведущего некруглого колеса:

$$r_1 = \frac{a_w \cdot i(\varphi_1)}{1 + i(\varphi_1)}, \quad (1)$$

и ведомого:

$$r_2 = \frac{a_w}{1 + i(\varphi_1)}, \quad (2)$$

где a_w – принятое межосевое расстояние передачи; $i(\varphi_1)$ – функция передаточного отношения; φ_1 – угол поворота ведущего колеса.

Строят в масштабе центроиды (рисунок 1).

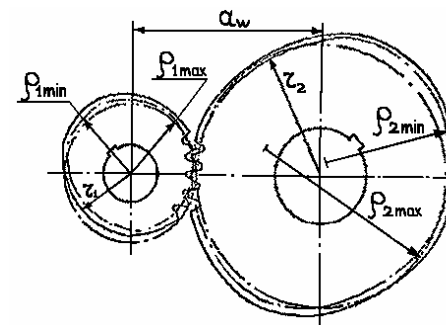


Рисунок 1 – Центроиды некруглых зубчатых колес

Определяют длину центроиды ведущего колеса [4]:

$$l_1 = a_w \int_0^{\varphi_1} \frac{\sqrt{[1 + i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) + [i'(\varphi_1)]^2}}{[1 + i(\varphi_1)]^2} d(\varphi_1), \quad (3)$$

где $i'(\varphi_1)$ – первая производная от функции передаточного отношения по параметру φ_1 .

После этого определяют расчетное число зубьев ведущего колеса:

$$z_{1p} = \frac{l_1}{\pi m}, \quad (4)$$

принимают число зубьев z_1 , округляя до целого в меньшую сторону, и определяют угол наклона зубьев:

$$\cos \beta = \frac{z_1}{z_{1p}}. \quad (5)$$

Затем определяют торцевой модуль зацепления и уточняют длины центроид ведущего и ведомого колес:

$$l_1 = m_t z_1; \quad (6)$$

$$l_2 = l_2 u, \quad (7)$$

где u – передаточное число передачи.

Определяют радиусы кривизн центроид [5] для ведущего колеса:

$$\rho_1 = \frac{a_w}{[1+i(\varphi_1)]^2 A_1} \left\{ i'^2(\varphi_1) + i^2(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)]^2 \right\}^{3/2}, \quad (8)$$

где $i'^2(\varphi_1)$ – квадрат первой производной от функции $i(\varphi_1)$ по параметру φ_1 ,

$$A_1 = i^2(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)] + 2 \cdot i'^2(\varphi_1) - i(\varphi_1) \cdot i''(\varphi_1), \quad (9)$$

$i''(\varphi_1)$ – вторая производная от функции передаточного отношения.

Радиусы кривизн центроид для ведомого колеса:

$$\rho_2 = \frac{a_w}{[1+i(\varphi_1)]^2 A_2} \left\{ i'^2(\varphi_1) + [1+i(\varphi_1)]^2 \cdot i^2(\varphi_1) \right\}^{3/2}; \quad (10)$$

$$A_2 = -i^3(\varphi_1) \cdot [1+i(\varphi_1)] + 2 \cdot i'^2(\varphi_1) - i''(\varphi_1) \cdot i(\varphi_1), \quad (11)$$

Радиусы кривизн центроид минимальные и максимальные ориентировочно можно определить из построенных в масштабе центроид, что может быть допустимо при определении z_{\min} и z_{\max} .

Устанавливают минимальные и максимальные радиусы кривизн центроид и определяют значения минимальных и максимальных чисел зубьев на этих участках центроид:

$$z_{1\min} = \frac{2\rho_{1\min}}{m_t}; \quad (12)$$

$$z_{1\max} = \frac{2\rho_{1\max}}{m_t}; \quad (13)$$

$$z_{2\min} = \frac{2\rho_{2\min}}{m_t}; \quad (14)$$

$$z_{2\max} = \frac{2\rho_{2\max}}{m_t}, \quad (15)$$

где $\rho_{1\min}$ и $\rho_{1\max}$, $\rho_{2\min}$ и $\rho_{2\max}$ – минимальные и максимальные значения радиусов кривизн ведущего и ведомого некруглых колес.

Сравнивают полученные числа зубьев $z_{1\min}$ и $z_{2\min}$ с рекомендуемыми минимальными значениями.

Определяют углы поворота ведомой центроиды, дифференцируя функцию передаточного отношения:

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} i(\varphi_1) d\varphi_1.$$

Согласно рекомендациям, представленным в [3], необходимым является проверка по условию непрерывности зацепления передачи некруглыми зубчатыми колесами, а именно передаточная функция должна быть непрерывной, плавно изменяющейся и дифференцируемой на всех ее участках.

Предложенная методика определения основных параметров передач некруглыми колесами распространяется на передачи с любой функцией передаточного отношения с эвольвентным зацеплением и зацеплением Новикова.

Список литературы: 1. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 359с. 2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш.шк., 1991. – 383с. 3. Литвин Ф.Л. Некруглые зубчатые колеса. – М.-Л.: Машгиз, 1956. – 312с. 4. Утумов Н.Л. Определение длины центроиды некруглых зубчатых колес // Теория механизмов и машин. Вып. 26. Респ. межвед. научно-техн. сб. – Харьков: Вища школа, 1979. – С.73-76. 5. Утумов Н.Л. К определению радиусов и координат центров кривизн центроид некруглых зубчатых колес // Теория механизмов и машин. Вып. 26. Респ. межвед. научно-техн. сб. – Харьков: Вища школа, 1979. – С.71-73.

Поступила в редакцию 22.04.09

УДК 621.833

В.П. ШИШОВ, д.т.н., проф. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля
П.Н. ТКАЧ, к.т.н., доц. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля
О.А. РЕВЯКИНА, к.т.н., ЛНУ им. Т.Г. Шевченко
Ю.А. СКЛЯР, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля
И.Г. ТКАЧ, аспирант каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

О НАПРЯЖЕНИЯХ ИЗГИБА У ОСНОВАНИЯ ЗУБЬЕВ С ОБОБЩЕННЫМ ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ.

Із застосуванням гіпотези ламаних перетинів визначені напруги вигину в основі прямих зубців коліс, нарізаних інструментом з узагальненим вихідним контуром.

With application of a hypothesis of broken cross-sections efforts of bending at a foundation of spur teeth of the g cut by the instrument with the generalized initial head loop are defined.

Постановка проблемы. В современных экономических условиях одной из основных задач, стоящих перед машиностроительной отраслью, является повышение качества и конкурентоспособности выпускаемой продукции. Среди продукции машиностроительной отрасли зубчатые передачи занимают одно из ведущих мест, так как входят в состав приводов практически всех