

А.Л.ФИЛИПЕНКОВ, д-р техн. наук, БГТУ («Военмех»), С-Петербург

ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ТИПА А

Представлено метод проектувального розрахунку і раціональної розбивки передатного відношення між ступінями планетарних передач з урахуванням критеріїв контактної і изгибної міцності зубчастих коліс і довговічності опор сателітів.

A method of designing calculation and rational selection of transmission ratio between steps of planetary gears, taking into account the contact and bending resistance criteria of cog-wheels and durability of satellite supports is submitted.

Постановка проблеми. Планетарные передачи типа А, рис. 1, по классификации [1] нашли самое широкое применение в авиации, судостроении, трансмиссиях автомобилей и тракторов, в качестве редукторов общего назначения и др. Эти передачи отличаются малыми габаритными размерами, низкими потерями на трение и хорошими виброакустическими свойствами. Эффективность их применения может быть увеличена за счет повышения качества расчета и конструирования, внедрения более совершенных типов опор качения и скольжения для сателлитов, рациональной разбивки передаточного отношения между ступенями, использования наиболее рациональных кинематических и компоновочных схем.

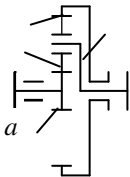


Рис. 1. Кинематическая схема передачи типа А

Анализ литературы. Вопросы расчета планетарных передач нашли отражение в справочной [1 - 4] и учебной литературе [5]. При выполнении проекторочного расчета учитывают условия контактної и изгибной прочности зацеплений, а также обеспечения несущей способности опор сателлитов. Отмечено [3], что размеры планетарной передачи во многих случаях ограничивает долговечность опор сателлитов. Рассмотрена проблема повышения несущей способности опор сателлитов за счет выбора параметров нестандартных опор и назначения оптимального зазора с учетом податливости обода [6-8]. В связи с вводом в действие новых стандартов соответствующие расчетные зависимости должны быть откорректированы.

Цель статьи. Упорядочить последовательность проекторочного расчета в зависимости от требований по долговечности, осветить проблему выбора передаточного отношения тихоходной ступени, при котором в многоступенчатой передаче обеспечивается минимальный диаметральный размер и масса.

Проекторочный расчет передачи по условию контактної выносливости. В передаче типа А наиболее высокими являются контактные напряжения в зацеплении *a-g*. В проекторочном расчете этого зацепления

целесообразно использовать кинематический параметр p планетарной передачи типа A , представляющий собой отношение числа зубьев колеса с внутренними зубьями к числу зубьев солнечной шестерни ($p = Z_b/Z_a$). Для сравнения различных схем передач имеет смысл расчетный момент на шестерне поставить в зависимость от момента T_h (Нм) на водиле h . При этих условиях формула проектировочного расчета (ГОСТ 21354-87, с.57) для колес a и b принимает вид

$$(d_w)_{aH} = 770 \cdot \sqrt[3]{T_h K_{H\beta} / [n_w \sigma_{HP}^2 (\psi_{bd})_a (p-1)]}, \text{ мм} \quad (1)$$

$$(d_w)_{bH} = 770 p \cdot \sqrt[3]{T_h K_{H\beta} / [n_w \sigma_{HP}^2 (\psi_{bd})_a (p-1)]}, \text{ мм} \quad (2)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в зацеплении $a-g$; n_w – число сателлитов; σ_{HP} – допускаемые контактные напряжения для зацепления $a-g$ (Н/мм²); $(\psi_{bd})_a$ – относительная ширина зубчатого венца центрального колеса a .

Относительная ширина $(\psi_{bd})_a$ при выполнении проектировочного расчета рассматривается как часть исходных данных. В рекомендациях [1 - 5] устанавливают ограничение максимальной величины $(\psi_{bd})_a$, обусловленное неравномерностью распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для вычисления коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца может быть использована формула

$$K_{H\beta} \approx 1 + 0,12 \cdot n_w (\psi_{bd})_a^2.$$

Если ограничить величину коэффициента $K_{H\beta}^0 \leq 1,2$, то выбор относительной ширины венца должен отвечать условию

$$(\psi_{bd})_a \leq 1,29/n_w^{1/2} \quad (3)$$

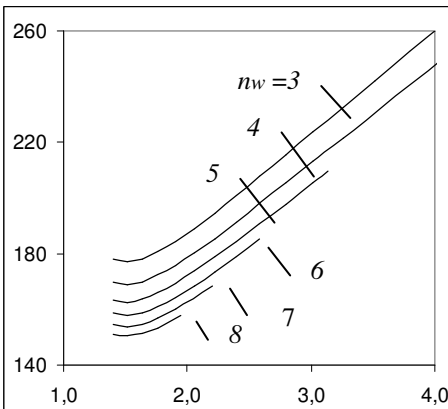


Рис. 3. Начальный диаметр $(d_w)_{bH}$ колеса b в зависимости от параметра p и числа сателлитов n_w

Зависимость диаметрального размера передачи от параметра p и числа сателлитов n_w при назначении максимальной относительной ширины в соответствии с формулой (3) иллюстрируется на рис. 2. Видно, что при значениях параметра $p > 2$ габаритные размеры увеличиваются практически пропорционально величине кинематического параметра, а минимальные размеры достигаются при величине $p = 1,5$.

С учетом влияния деформации водила и опор сателлитов указанное выше ограничение (3) величины $(\psi_{bd})_a$

может быть смещено как в сторону увеличения, так и уменьшения в зависимости от конструкции опор сателлитов и места съема момента с водила по отношению к месту подвода момента на центральном колесе. Как будет показано ниже, неопределенность выбора исходной величины $(\psi_{bd})_a$ исключается, если в проектировочном расчете учитываются условия размещения подшипников в ободе сателлита.

Проектировочный расчет передачи по условию изгибной прочности. Формулу проектировочного расчета прямозубой передачи по критерию изгибной выносливости зубьев, приведенную в ГОСТ 21354-87, представим в виде

$$(d)_{aF} = 14 \cdot \sqrt[3]{T_h K_{F\beta} Y_{FS} Z_a / [n_w \sigma_{FP} (\psi_{bd})_a (p+1)]}, \text{ мм} \quad (4)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в зацеплении $a-g$ в расчете на изгибную выносливость; σ_{FP} – допускаемые изгибные напряжения для зубьев сателлита g , воспринимающих нагрузку двумя сторонами; Y_{FS} – коэффициент формы зубьев сателлита; Z_a – число зубьев центрального колеса.

Размеры зубчатых колес, в первую очередь, ограничены условием контактной выносливости. В связи с этим проектировочный расчет по условию изгибной выносливости целесообразно нацелить на определение необходимого числа зубьев, при котором выполнение условия изгибной выносливости будет обеспечено в пределах размеров зубчатых колес, определяемых условием контактной выносливости. Принимая $Y_{FS} = 3,6$ и $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, из условия совмещения размеров $(d)_{aF} \leq (d_w)_{aH}$ найдем

$$Z_a \leq 4,6 \cdot 10^4 (p+1) \sigma_{FP} / [(p-1) \sigma_{HP}^2].$$

Для тяжело нагруженных передач с цементированными или нитроцементированными зубчатыми колесами a и g целесообразно принять

$$Z_a \leq 12 (p+1)/(p-1) \text{ или } Z_g \leq 6(p+1) \quad (5)$$

Проектировочный расчет передачи по условию долговечности опор сателлитов. Зависимость базовой динамической грузоподъемности подшипника от его размеров установлена в ГОСТ 18855-94 в виде

$$C = f_c (i L_w \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_w^{29/27}, \quad (6)$$

где f_c – коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника, точности изготовления и материала; i – число рядов тел качения в подшипнике; L_w – длина роликов; α – угол контакта; Z – число роликов в одном ряду; D_w – диаметр ролика.

Для легкой, средней и тяжелой серий радиальных подшипников, применяемых в опорах сателлитов, по зависимостям из справочника [9] следует

$$\alpha = 0; \quad i = 1; \quad L_w \approx D_w; \quad Z \approx 5 (D+d)/(D-d) = 2,5/\gamma,$$

где γ – параметр, представляющий собой отношение диаметра тела качения D_w и среднего диаметра по центрам тел качения $d_m = (D+d)/2$.

При этих значениях расчетных параметров определим следующую зависимость для вычисления базовой динамической грузоподъемности

$$C = 1,988 f_c D_w^{50/27} / \gamma^{3/4}.$$

Диаметр тела качения можно установить в виде функции от параметра γ и наружного диаметра подшипника D . Таким образом, базовая динамическая грузоподъемность подшипника качения может быть рассчитана в зависимости от наружного диаметра подшипника по формуле

$$C = F_x D^x, \quad (7)$$

где $x = 1,85$ – показатель степени, соответствующий формуле (6) и указанным выше пропорциональным отношениям размеров; F_x – размерный параметр, зависящий от типа и серии подшипника.

Для роликовых подшипников, используемых в опорах спутников, в соответствии с требованиями стандарта установлены значения параметра $F_x = 14,5 \div 18,7 \text{ Н/мм}^{1,85}$ в зависимости от типа и серии.

Фактические значения динамической грузоподъемности в справочных материалах могут заметно отличаться от значений, вычисленных по формуле (7). Например, при использовании роликов без модификации образующих грузоподъемность оказывается меньше рекомендуемой в стандарте. В радиально-упорных роликовых подшипниках, маркируемых дополнительным знаком А, используются ролики с выпуклой кривизной образующих, увеличенными размерами и количеством тел качения, поэтому их динамическая грузоподъемность оказывается выше рассчитанной по стандартной формуле.

Для справочных значений базовой динамической грузоподъемности [10] усредненные значения коэффициента F_x и показатели степени x в аппроксимирующей формуле (7), рассчитанные по методу наименьших квадратов, в зависимости от серии составили: для роликовых радиальных подшипников $x \approx 2$, $F_x = 6,2 \div 7,4 \text{ Н/мм}^2$; для роликовых радиально-упорных типа 7000А - приблизительно $x \approx 2$, $F_x = 10,4 \div 11 \text{ Н/мм}^2$.

Необходимая стандартная надежность опор спутников будет обеспечена, если в опоре спутника будет установлен подшипник с базовой долговечностью

$$C \geq P_r L_{Eg}^{0,3}, \quad (8)$$

где P_r – динамическая радиальная нагрузка, Н; L_{Eg} – эквивалентная долговечность для подшипников спутника, млн. об.,

В соответствии с ГОСТ 18855-94 динамическая радиальная нагрузка представляет собой радиальную нагрузку F_r , действующую на подшипник

$$F_r = 2T_h \cdot 10^3 K_\Omega (p-1) / [n_w n_L (d_w)_g (p+1)], \quad (9)$$

где K_Ω – коэффициент, учитывающий дополнительные требования к надежности и влияние на долговечность опор распределения нагрузки между спутниками и подшипниками; n_w – число спутников; n_L – количество подшипников в опоре спутника; $(d_w)_g$ – диаметр начальной окружности спутника, мм.

При подборе опор качения следует учитывать ограничение, накладываемое на толщину обода спутника. Для оценки влияния толщины

обода h на изгибную выносливость зубьев целесообразно использовать безразмерный параметр hm/ρ^2 , где ρ – радиус кривизны обода сателлита [11]. Из анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований, установлено, что снижение изгибной прочности зубьев становится практически незначительным при минимальной толщине обода

$$h_{\min g} = 0,5m\sqrt{Z_g},$$

где Z_g – число зубьев сателлита.

Наружный диаметр подшипника с учетом выбранной минимальной толщины обода составит

$$D \leq (d_w)_g - 2(h_{\min g} + m) = K_z (d_w)_g, \quad (10)$$

где K_z – коэффициент, учитывающий необходимое соотношение размеров сателлита и подшипника

$$K_z = 1 - (2 + \sqrt{Z_g}) / Z_g.$$

С увеличением числа зубьев сателлита коэффициент K_z увеличивается, поэтому в обode сателлита удастся поместить подшипник с более высокой несущей способностью. Принимая число зубьев в соответствии с формулой (5), можно установить влияние параметра p на величину коэффициента K_z

$$K_z = 1 - [0,33 + 0,408\sqrt{(p+1)}] / (p+1). \quad (11)$$

Выполняя подстановку формул (7) и (9) в (8), а затем, используя полученное выражение в уравнении (10), определим размеры зубчатых колес, необходимые для размещения опор сателлитов с требуемой долговечностью

$$(d_w)_{bL} \geq \frac{2p}{p-1} \left[\frac{2T_h \cdot 10^3 K_\Omega (p-1)}{F_x n_w n_L K_z^x (p+1)} L_{Eg}^{0,3} \right]^{1/(1+x)}. \quad (12)$$

В качестве исходных данных для проектирования примем эквивалентное количество оборотов L_E выходного вала ступени за срок службы. Для редукторов с выходным валом в виде водила или колеса с внутренними зубьями, используя кинематические соотношения, определим эквивалентное число оборотов для подшипников сателлитов в зависимости от числа млн. оборотов выходного вала

$$L_{Eg} = 2pL_E / (p-1); \quad L_E = 60 |n_b - n_h| t_{hE} 10^{-6},$$

где $|n_b - n_h|$ – частота вращения центрального колеса относительно водила, об/мин; t_{hE} – эквивалентное время, ч.

В результате указанных подстановок найдем расчетную зависимость для вычисления габаритных размеров передачи типа А из условия подбора опор качения сателлитов в виде:

$$(d_w)_{bL} \geq \left(\frac{2p}{p-1} \right)^{(1,3+x)/(1+x)} \left(\frac{p-1}{p+1} \right)^{1/(1+x)} \left[\frac{2T_h \cdot 10^3 K_\Omega}{F_x n_w n_L K_z^x} L_E^{0,3} \right]^{1/(1+x)}.$$

Эта зависимость принимает вид, удобный для проекторочных расчетов, при значении показателя степени $x = 2$. Ограничиваясь в дальнейшем анализе установкой в опоре двух ($n_L = 2$) роликовых подшипников, определим

$$(d_w)_{bL} \geq 21,44 \cdot F_p \sqrt[3]{T_h K_\Omega L_E^{0,3} / (F_x n_w)}, \quad (13)$$

где функция F_p , учитывающая влияние кинематического параметра, составляет

$$F_p = p^{1,1} / (p+1)^{1/3} (p-1)^{2,3/3} K_z^{2/3} \approx 1 + 0,974/(p-1)^{0,8}.$$

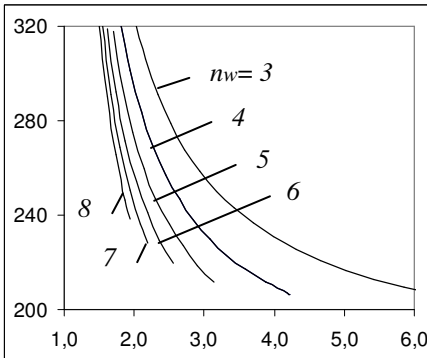


Рис. 3. Начальный диаметр $(d_w)_{bL}$ колеса b в зависимости от параметра p и числа сателлитов n_w кинематического параметра $p < 2,5$ увеличение числа сателлитов менее эффективно снижает диаметральный размер, чем увеличение кинематического параметра p .

Значения функции F_p убывают с увеличением параметра p , а габаритный размер уменьшается и особенно интенсивно в интервале значений до $p = 4$. В качестве примера на рис.3 при значениях параметров $T_h = 4000$ Нм, $L_E = 14$ млн.об. и $K_\Omega = 1,1$ представлена зависимость диаметрального размера передачи, определяемого условиями размещения радиальных роликовых подшипников сателлитов, от кинематического параметра p и числа сателлитов n_w . Из рис.3 видно, что при значениях

Выбор рациональных параметров передач типа А. Для решения задачи рациональной разбивки передаточного отношения между ступенями двухступенчатых редукторов была составлена программа расчета габаритных

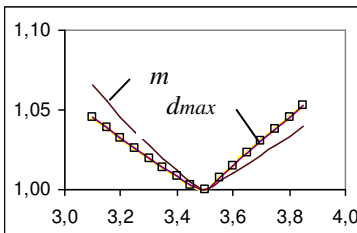


Рис. 4 Относительные масса m и диаметр d_{max} двухступенчатой передачи в зависимости от кинематического параметра p тихоходной ступени

размеров и массы редуктора. В качестве типового примера на рис.4 представлено изменение массы и диаметрального размера в зависимости от параметра p тихоходной ступени. Диаметральный размер представляет собой максимальное значение из двух, рассчитанных по формулам (2) и (13). При одинаковом числе сателлитов в ступенях размеры и массу редуктора предопределяет тихоходная ступень. Минимум функции диаметрального размера и массы совпадают. Положение минимума

зависит от требуемой долговечности L_E . Увеличение L_E сопровождается увеличением параметра $p = p_{opt}$ тихоходной ступени, при котором достигается минимум. Важно отметить, что величина p_{opt} практически не зависит от передаточного отношения редуктора. Анализ результатов расчета показывает, что величину p_{opt} можно установить из условия совмещения размеров, рассчитываемых по формулам (2) и (13). Полагая $K_{H\beta} = 1,2$ и $(\Psi_{bd})_a = 1,29/n_w^{1/2}$, составим следующее уравнение для определения p_{opt}

$$2,32 \cdot 10^{-5} K_{\Omega} L_E^{0,3} \sigma_{HP}^2 / (F_x \sqrt{n_w}) = p_{opt}^3 / [F_p^3 (p_{opt} - 1)].$$

Приближенное решение этого уравнения имеет вид

$$p_{opt} = 0,866 + 5,406 \cdot 10^{-3} \sigma_{HP} \sqrt{K_{\Omega} L_E^{0,3} / (F_x n_w^{0,5})}. \quad (14)$$

Первый этап проектировочного расчета завершается вычислением начального диаметра сателлита, диаметра наружного кольца подшипника и требуемой величины динамической грузоподъемности опор сателлитов, которые в соответствии с уравнениями (1)-(3), (11) и (8), (9) составят

$$(d_w)_g = 375,8 \cdot \sqrt[3]{T_h (p_{opt} - 1)^2 / (n_w^{0,5} \sigma_{HP}^2)}; \quad D = K_z (d_w)_g; \quad (15)$$

$$C = \frac{2T_h \cdot 10^3 K_{\Omega} (p_{opt} - 1)}{n_w (d_w)_g (p_{opt} + 1)} \left(\frac{2p_{opt}}{p_{opt} - 1} \right)^{0,3} L_E^{0,3}. \quad (16)$$

Каталожные значения размеров и базовой динамической грузоподъемности подшипников являются дискретными величинами, которые обычно отличаются от величин рассчитанных по формулам (15) и (16). В связи с этим для выбранных из каталога значений базовой динамической грузоподъемности $C_{kat} \approx C$ и диаметра наружного кольца $D_{kat} \approx D$ необходимо выявить значение кинематического параметра тихоходной $p = p_{rat}$, при котором размеры и масса передачи будут минимальными для установленных параметров опор. Анализ показывает, что минимальные диаметральные размеры достигаются при начальном диаметре сателлита $(d_w)_g = D_{kat}/K_z$. Если величина произведения $C_{kat} D_{kat} < CD$, то размеры передачи ограничивает долговечность опор сателлитов и уравнение для вычисления $p_{rat} < p_{opt}$ следует из (8) и (9)

$$\frac{T_h \cdot 10^3 K_{\Omega} (2L_E)^{0,3}}{n_w C_{kat} D_{kat}} = \frac{(p_{rat} + 1)}{K_z (p_{rat} - 1)} \left(\frac{(p_{rat} - 1)}{p_{rat}} \right)^{0,3}.$$

Приближенное решение этого уравнения имеет вид

$$p_{rat} = 1,475 + [2,37 \cdot n_w C_{kat} D_{kat} / (T_h \cdot 10^3 K_{\Omega} L_E^{0,3})]^{2,61}. \quad (17)$$

Если величина произведения $C_{kat} D_{kat} > CD$, то размеры передачи для выбранных опор ограничивает контактная выносливость зубчатой передачи. Принимая $(d_w)_g = D_{kat}/K_z$, определим уравнение для вычисления $p_{rat} > p_{opt}$ из условий (1) или (2)

$$1,373 \cdot 10^{-4} \sigma_{HP} \sqrt{D_{kat}^3 n_w^{1/2} / T_h} = (p_{rat} - 1) K_z^{2/3}.$$

Приближенное решение этого уравнения имеет вид

$$p_{rat} = 1 + [D_{kat}^3 \sigma_{HP}^3 \sqrt{n_w} / (15 \cdot 10^6 T_h)]^{0,424}. \quad (18)$$

Проектировочный расчет быстроходной ступени выполняют после выбора кинематического параметра тихоходной ступени. Диаметральные размеры быстроходной ступени могут быть ограничены условиями (2) или (12) в зависимости от долговечности и кинематического параметра. Итерационный поиск рациональной разбивки передаточного отношения между ступенями, подбора подшипников, числа зубьев и модуля многократно ускоряется при использовании разработанного алгоритма и программы расчета на компьютере.

Выводы. При использовании в опорах спутников подшипников качения их несущая способность, как правило, предопределяет размеры зубчатых колес планетарной передачи типа А. Анализ современных каталогов показывает, что наиболее высокую долговечность способны обеспечить радиально-упорные подшипники. Диаметральные размеры и масса многоступенчатых планетарных передач могут быть снижены за счет рациональной разбивки передаточного отношения между ступенями. На размеры и массу редуктора решающее влияние оказывает тихоходная ступень и величина ее кинематического параметра p_1 . Для определения оптимальной величины кинематического параметра следует использовать условие совмещения размеров, определяемых условиями контактной выносливости зубчатых колес и условиями размещения опор требуемой долговечности. Минимум функций диаметрального размера и массы совпадают при $p_1 = p_{opt}$. Положение минимума зависит от долговечности: увеличение требуемой долговечности сопровождается увеличением оптимальной величины кинематического параметра p_{opt} тихоходной ступени. Выбираемые из каталогов значения динамической грузоподъемности S_{kat} и диаметра наружного кольца D_{kat} являются дискретными, поэтому целесообразно завершить проектировочный расчет вычислением рационального значения кинематического параметра p_{rat} ($p_{rat} \leq p_{opt}$ или $p_{rat} \geq p_{opt}$), при котором размеры и масса передачи имеют локальный минимум, соответствующий выбранным подшипникам.

Список литературы: 1. Планетарные передачи: Справочник/Под ред. В.Н.Кудрявцева и Ю.Н.Кирдяшева. –Л.: Машиностроение, 1977. –536 с. 2. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. – М.; Л.; Машиностроение, 1966. –308 с. 3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. – Конструкции и расчет зубчатых редукторов. –Л.; Машиностроение, 1971. –328 с. 4. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник/В.Н.Кудрявцев, И.С.Кузьмин, А.Л.Филипенков. – СПб.: Политехника, 1993. –448 с. 5. Курсовое проектирование деталей машин/В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н.Кудрявцева: Учебное пособие – Л.: Машиностроение, 1983. –400 с. 6. Повышение несущей способности механического привода. Под ред. В.Н.Кудрявцева. Л.: Машиностроение, 1973. - 224 с. 7. Капцан М.В., Филипенков А.Л. Выбор оптимальных параметров нестандартных подшипников качения. – Вестник машиностроения, 1980. №6, с. 28-30. 8. Филипенков А.Л., Капцан М.В.

Экспериментальные и теоретические исследования подшипников качения сателлитов//Детали машин.-Киев: Техника. - Вып. 44. –1987. – с. 126-133. 9. *Перель Л.Я.* Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор: справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 543с. 10. Подшипники. Рабочие и эксплуатационные характеристики подшипников устанавливаемых в подшипниковых узлах машин, механизмов и приборов. Общий каталог. Под общ. ред. *В.А.Кузнецова*. М.: НИА «Подшипник-МНИАП» 2005. - 458 с. 11. *Державец Ю.А., Кудряцев В.Н., Федоров В.Ф.* Изгибная выносимость зубьев сателлитов с тонким ободом//Вестник машиностроения.- 1981.-№5.- С.14-19.

Поступила в редакцию 20.05.2006

УДК 621.833

А.Ф. КИРИЧЕНКО, докт. техн. наук, г. Харьков, НТУ «ХПИ»
П.С. БЕСЧЕРЕВНЫХ, асп, г. Харьков, НТУ «ХПИ»
С.В.КРАВЧУК, ОАО «Майкопский редукторный завод”

ФОРМИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ОБЛАСТИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА ГК-3.18.01.002 МАЙКОПСКОГО РЕДУКТОРНОГО ЗАВОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ R-ФУНКЦИЙ.

У представлений статті показано застосування метода R-функцій для побудови геометричної області конічного прямокутного зубчатого колеса стосовно конкретної зубчатої передачі

This article indicated application of R-function's method for building geometrical field conic gear for specific gear.

В представленной статье показано применение метода R-функций для построения геометрической области конического прямокутного зубчатого колеса, полученного ранее для общего случая [2, 3], применительно для конкретной зубчатой передачи ГК-3.18.01.002, производимой на Майкопском редукторном заводе.

В дальнейшем для проведения конкретных расчетов понадобятся некоторые параметры, определяющие конкретную геометрию конического зубчатого колеса (фрагмент чертежа на рис. 1), а именно:

$R_e = 125,8309$ — радиус делительной окружности на развертке дополнительного конуса;

$m = 6$ — торцовый модуль зацепления конического колеса;

$R_a = 131,8309$ — радиус окружности на развертке дополнительного конуса, ограничивающей зубья по высоте (конус выступов);

$R_j = 119,8309$ — радиус окружности на развертке дополнительного конуса, ограничивающей активную часть зуба до перехода в выкружку;

$R_f = 118,3309$ — радиус окружности на развертке дополнительного конуса, являющейся днищем впадин;

$r_b = 24$ — радиус отверстия под вал;