

УДК 621.833

В.П. Шишов, профессор, д-р техн. наук,**П.Л. Носко, профессор, д-р техн. наук,****П.Н. Ткач, доцент, канд. техн. наук,****И.Г. Ткач, мл. науч. сотрудник***Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля**кв. Молодежный 20а, г. Луганск, Украина, 91034**E-mail: mash_ved@snu.edu.ua***ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ЗУБА ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО КОЛЕСА НА КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОЛУОБКАТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Для полуобкатных цилиндрических зубчатых передач установлена взаимосвязь между геометрией поверхности зуба инструментального колеса и критериями работоспособности, такими как прочность, износостойкость, теплостойкость и потери в зацеплении.

Ключевые слова: *зубчатая передача, инструментальное колесо, критерии работоспособности.*

На мировом рынке объемы производства и потребления зубчатых передач исчисляется десятками миллиардов долларов США, причем эти объемы ежегодно возрастают [1]. Учитывая тот факт, что зубчатые трансмиссии являются одним из ответственных узлов современных машин и оборудования различных отраслей [2–4], становится очевидной актуальность задачи повышения качества зубчатых передач. Для его оценки используют следующие показатели [5–7]: контактную прочность рабочих поверхностей, изгибную прочность и износ зубьев, потери в зацеплении, толщину масляной пленки в зоне контакта, температурный критерий заедания, удельную работу сил трения. Последние находятся в функциональной взаимосвязи с группой геометро-кинематических показателей, таких как [8–10]: относительная скорость, суммарная скорость перемещения точек контакта на рабочих поверхностях, приведенная кривизна, удельные скольжения.

Установив связь геометрии зубьев колес со значениями геометро-кинематических показателей, можно успешно решать две задачи – выполнять сравнительный анализ передач с различной геометрией, а также реализовывать синтез геометрии зубьев по заданным значениям показателей. Геометро-кинематические показатели цилиндрических зубчатых передач, зубья которых спрофилированы исходным контуром инструмента реечного типа, определены в работе [11].

Для полуобкатных передач зацеплением на скрещающихся осях валов при однопараметрическом и многопараметрическом огибании эти показатели исследованы в работах [8, 11, 12]. Для полуобкатных цилиндрических зубчатых передач в работе [13] исследована внутренняя геометрия и получены отдельные геометро-кинематические показатели, а в работе [14] эти показатели представлены в общем виде. Это не позволит в дальнейшем синтезировать их геометрию по заданным значениям показателей. Очевидно, что в полной мере геометро-кинематические показатели прямозубых полуобкатных цилиндрических передач не исследовались.

Цель данной работы – установить функциональные зависимости между геометрическими параметрами рабочих поверхностей зубьев колес полуобкатных цилиндрических передач и их геометро-кинематическими показателями, которые в дальнейшем можно использовать для синтеза передач.

1. Обобщенная геометрия инструментального колеса

Будем полагать, что для профилирования зуба инструментального колеса (долбяка) при нарезании колес по второму способу Т.Оливье используется обобщенный профиль. Таковым будем называть профиль, очерченный произвольной кривой.

Для реализации поставленной цели процесс нарезания можно представить как зацепление двух колес – инструментального (поверхности зубьев соответствуют производящей поверхности) и нарезаемого (поверхности зубьев являются огибающими производящей поверхности). Для определения геометро-кинематических показателей удобно рассматривать параметры производящей поверхности в системе координат S_n (рис. 1). В этой системе координат уравнение обобщенной производящей поверхности будет иметь вид [13]:

$$X_n = f_1(\lambda); \quad Y_n = f_2(\lambda); \quad Z_n = \mu. \quad (1)$$

где $f_1(\lambda)$, $f_2(\lambda)$ – произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции; λ , μ – переменные величины.

При этом зубья в нормальном сечении очерчены обобщенным исходным контуром. Уравнение его профиля зададим в системе координат S_k (ось $O_k X_k$ направлена по касательной к начальной

окружности (н.о.) рассматриваемого сечения зуба инструментального колеса) и представим в следующем виде:

$$X_{\kappa} = f_1(\lambda); \quad Y_{\kappa} = f_2(\lambda); \quad Z_{\kappa} = 0.$$

В дальнейшем для удобства восприятия зависимостей параметры λ и μ будем исключать. Тогда при $\lambda = \text{const}$ получим поверхность цилиндра заданного радиуса, а при $\mu = \text{const}$ – торцовое сечение производящей поверхности.

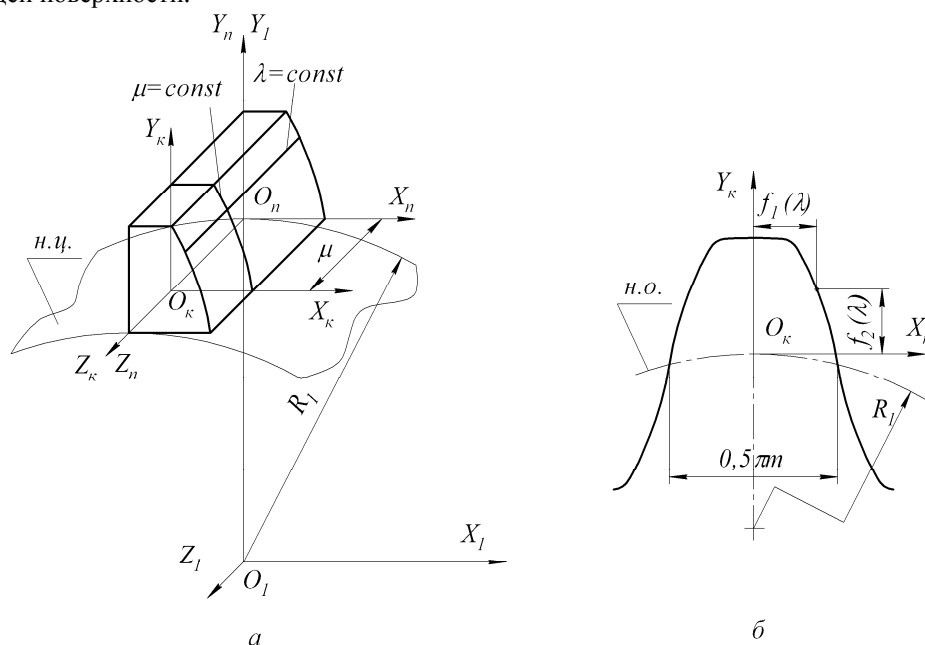


Рисунок 1 – Обобщенная геометрия инструментального колеса:
а – обобщенная производящая поверхность; б – обобщенный исходный контур

Тогда, с учетом (1) уравнение поверхности зубьев инструментального колеса в собственной системе координат S_1 будет иметь вид:

$$X_1 = f_1; \quad Y_1 = f_2 + R_1; \quad Z_1 = \mu, \quad (2)$$

где R_1 – радиус начального цилиндра инструментального колеса.

При исследовании критериев работоспособности цилиндрических передач потребуются такие элементы производящей поверхности как нормаль и ее проекции на оси координат, коэффициенты первой и второй квадратичных форм, нормальные кривизны в заданных направлениях.

Вектор нормали определяется формулой [15]:

$$\bar{N}_1 = \bar{r}_1^{\lambda} \times \bar{r}_1^{\mu},$$

где $\bar{r}_1^{\lambda}$ и $\bar{r}_1^{\mu}$ – частные производные радиус-вектора производящей поверхности (2) соответственно по λ : $x_1^{\lambda} = f_1'$; $y_1^{\lambda} = f_2'$; $z_1^{\lambda} = 0$; и по μ : $x_1^{\mu} = 0$; $y_1^{\mu} = 0$; $z_1^{\mu} = 1$. Здесь f_1' , f_2' – первые производные функций f_1 , f_2 по λ .

Тогда орт нормали к поверхности (2) будет иметь вид

$$e_{x1} = \frac{f_2'}{n}; \quad e_{y1} = -\frac{f_1'}{n}; \quad e_{z1} = 0. \quad (3)$$

Здесь $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$ – модуль вектора нормали к поверхности (2).

Коэффициенты первой квадратичной формы для производящей поверхности (2) равны [15]:

$$E_1 = (f_1')^2 + (f_2')^2 = n^2; \quad F_1 = 0; \quad G_1 = 1. \quad (4)$$

Первое соотношение (4) зависит от функций, определяющих профиль зубьев обобщенной производящей поверхности. Оно справедливо для зубчатых долбяков общего вида.

Поверхности зубьев нарезаемого колеса будут огибающими поверхности (2). Для определения уравнения этой огибающей воспользуемся кинематическим методом [8], согласно которому уравнение станочного зацепления производящей поверхности с нарезаемым колесом имеет вид:

$$F = \bar{V}^{(12)} \cdot \bar{e}_1 = 0, \quad (5)$$

где $\bar{e}_1$ – орт нормали к поверхности (3), проекции которого определяются уравнениями (6); $\bar{V}^{(12)}$ – относительная скорость в станочном зацеплении производящей поверхности с нарезаемым колесом.

Значение $\bar{V}^{(12)}$ будет совпадать со значением относительной скорости в рабочем зацеплении, и определяться в соответствии с [8] как:

$$V_{X1}^{12} = -\frac{u+1}{u}[f_2 + R_1(1 - \cos \varphi_1)]; \quad V_{Y1}^{12} = \frac{u+1}{u}[f_1 - R_1 \sin \varphi_1]; \quad V_{Z1}^{12} = 0, \quad (6)$$

где φ_1 – угол поворота инструментального колеса; u – передаточное число передачи.

Для получения действительного значения относительной скорости необходимо правую часть выражения (6) умножить на угловую скорость ω_1 .

Подставляя в (5) значения (3) и (6), получаем уравнение станочного зацепления в виде:

$$F(\lambda, \varphi_1) = -\frac{u+1}{un}[f_2 f_2' + f_1 f_1' - R_1(f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1 - f_2')] = 0. \quad (7)$$

2. Показатели работоспособности

Для иллюстрации взаимосвязи качественных показателей работоспособности с геометро-кинематическими приведем их краткое описание. *Контактная прочность* рабочих поверхностей определяется значениями контактных напряжений по Герцу. Будем полагать, что в результате приработочного износа, на всей длине мгновенной контактной линии они принимают постоянные значения [6]:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E_{np} \chi_{np}},$$

где χ_{np} – приведенная кривизна рабочих поверхностей в направлении, перпендикулярном мгновенной контактной линии.

Остальные параметры от геометрии рабочей поверхности не зависят. В дальнейшем в формулах будем отмечать только геометро-кинематические показатели.

Изгибную прочность зубьев в первом приближении можно оценить значением напряжения изгиба у основания зуба, равным

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W},$$

где $M_{\max}$ – наибольший изгибающий момент:

$$M_{\max} = F_t h,$$

где F_t – сила, равная $F_t = F_n \cos \alpha_{\max}$ ($\alpha_{\max}$ – угол профиля на вершине зуба рейки); h – координата точки приложения окружной силы при единичном модуле:

$$h = 2 f_1^* - \left(\frac{\pi}{4} - f_2^* \right) \operatorname{tg} \alpha_{\max};$$

здесь f_1^* и f_2^* – значения функций f_1 и f_2 на вершине зуба;

W – момент сопротивления сечения изгибу, равный для прямого зуба:

$$W = \frac{b S^2}{6},$$

где b – ширина зуба; $S = f_2^* + 0,5\pi$ – толщина зуба у основания.

Для сравнительной оценки *теплостойкости* различных передач можно использовать значение мгновенного повышения температуры в зоне контакта, полученное в работе [6] с использованием формулы Блока:

$$K_3^* = 1,84 f q_n^{0,15} \frac{V^{12}}{\sqrt{V_1 + \sqrt{V_2}}} \chi_{np}^{0,25},$$

где V^{12} – скорость скольжения в зацеплении; V_1, V_2 – скорости перемещения точек контакта по поверхности зубьев шестерни ($i=1$) и колеса ($i=2$) в направлении, перпендикулярном линии мгновенного контакта;

Износ рабочих поверхностей зубьев можно оценить относительным значением толщины изношенного слоя [5]:

$$h_{usi} = I\Omega_u \sqrt{\frac{q_n}{\chi_{np}}} |\eta_i|,$$

где η_i – удельные скольжения шестерни и колеса.

Для определения *толщины масляного слоя* воспользуемся зависимостью, приведенной в работе [7]:

$$h_{mc} = 3,17\mu_0^{0,75} \alpha^{0,6} V_\Sigma^{0,75} \chi_{np}^{-0,4} q_n^{-0,15},$$

где V_Σ – суммарная скорость перемещения точек контакта.

Работа сил трения на участке контактной линии единичной длины, определяющая *потери в зацеплении* [6]:

$$dA_{mpi} = q_n f |\eta_i|.$$

Значение *скорости скольжения* в рабочем зацеплении будет совпадать со значением в станочном зацеплении. Поэтому, с использованием ее проекций (6) после преобразований получим:

$$V^{12} = -\omega_1 \frac{u+1}{u} \sqrt{f_1^2 + (f_2 + R_1)^2 + R_1^2 - 2R_1[f_1 \sin \varphi_1 + (f_2 + R_1) \cos \varphi_1]}. \quad (8)$$

Скорости перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии контакта зубьев производящего и нарезаемого колес, а также суммарную скорость определим, воспользовавшись зависимостями, полученными для однопараметрического огибания в работах [8,11].

Скорость перемещения точек контакта на зубьях производящего колеса:

$$V_1 = -\frac{E_1^{0,5} F^\varphi}{F^\lambda}, \quad (9)$$

где F^φ и F^λ – производные по φ и по λ уравнения станочного зацепления (7).

Представим уравнение (7) в виде

$$F(\lambda, \varphi_1) = -\frac{u+1}{un} [\xi - R_1(\rho - f_2')] = 0, \quad (10)$$

где $\xi = f_2 f_2' + f_1 f_1'$, $\rho = f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1$.

Тогда производные F^φ и F^λ будут иметь вид:

$$F^\varphi = R_1 \frac{u+1}{un} \rho^\varphi; \quad F^\lambda = -\frac{u+1}{un} [n^2 + \xi_1 - R_1(\rho^\lambda - f_2'')], \quad (11)$$

где $\rho^\varphi = f_1' \cos \varphi_1 - f_2' \sin \varphi_1$, $\xi_1 = f_1 f_1'' + f_2 f_2''$, $\rho^\lambda = f_2'' \cos \varphi_1 + f_1'' \sin \varphi_1$.

После подстановки производных (11) в (9) с учетом первого выражения (4) получим

$$V_1 = \frac{nR_1 \rho^\varphi}{\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^\lambda - f_2'')}. \quad (12)$$

Скорость перемещения точек контакта на зубьях нарезаемого колеса [8,11]:

$$V_2 = \frac{-E_1 F^\varphi + (\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{V}^{12}) F^\lambda}{E_1^{0,5} F^\lambda}. \quad (13)$$

Здесь скалярное произведение векторов $\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{V}^{12}$ можно привести к зависимости:

$$\bar{r}_1^\lambda \cdot \bar{V}^{12} = \xi_2 + R_1(\rho^\varphi - f_1'), \quad (14)$$

где $\xi_2 = f_1 f_2' - f_1' f_2$.

После подстановки (14) в (13) с учетом (4) и (11) получим:

$$V_2 = \frac{nR_1 \rho^\varphi}{\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^\lambda - f_2'')} + \frac{u+1}{un} [\xi_2 + R_1(\rho^\varphi - f_1')]. \quad (15)$$

Суммарная скорость перемещения точек контакта в общем виде определяется [8,11]:

$$V_{\Sigma} = \frac{-2E_1 F^{\Phi} + (\bar{r}_1^{\lambda} \cdot \bar{V}^{12}) F^{\lambda}}{E_1^{0,5} F^{\lambda}},$$

или с учетом (4), (11) и (14):

$$V_{\Sigma} = \frac{2nR_1\rho^{\Phi}}{\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'')} + \frac{u+1}{un} [\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')] . \quad (16)$$

Соотношение (16) справедливо для цилиндрических полуобкатных передач общего вида с линейчатым контактом, когда линия контакта в станочном зацеплении совпадает с линией контакта рабочего зацепления зубчатых колес. Если будет выполняться равенство

$$\frac{2nR_1\rho^{\Phi}}{R_1(\rho^{\lambda} - f_2'') - (\xi_1 + n^2)} = \frac{u+1}{un} [\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')] , \quad (17)$$

суммарная скорость движения точек контакта $V_{\Sigma} = 0$. Точки контакта, для которых $V_{\Sigma} = 0$ следует исключить из работы, так как в этих точках поверхностей создаются неблагоприятные условия смазки. При $n = 0$ обращается в ноль модуль вектора нормали к производящей поверхности, что говорит о наличии на поверхности особых точек.

Приведенная кривизна равна [8,11]:

$$\chi_{np} = \frac{(F^{\lambda})^2}{F^{\Phi} E_1 - (\bar{r}_1^{\lambda} \cdot \bar{V}^{12}) F^{\lambda}} . \quad (18)$$

Подставляя в (18) соотношения (4), (11) и (14), получим искомую приведенную нормальную кривизну контактирующих поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном линии контакта:

$$\chi_{np} = \frac{\frac{u+1}{un} [\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'')]}{\frac{n^2 R_1 \rho^{\Phi}}{\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'')} + \frac{u+1}{u} [\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')]}, \quad (19)$$

Локально-поверхностный контакт зубьев шестерни и колеса будет иметь место, если кривизны взаимогогибаемых поверхностей в нормальном сечении, перпендикулярном линии контакта, равны между собой, т.е. при $\chi_{np} = 0$.

Это возможно, если выполняется условие

$$\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'') = 0 . \quad (20)$$

Из уравнения (20) можно определить функцию $f_2 = f_2(f_1)$ и, следовательно, точки профиля зубьев производящего колеса, в которых будет иметь место локально-поверхностный контакт.

При выполнении равенства (17) знаменатель в выражении (19) становится равным нулю, а приведенная кривизна рана бесконечности. Точки контакта, для которых характерно равенство (17) следует исключить из работы, так как в этих точках поверхностей будут иметь место значительные контактные напряжения.

Коэффициенты удельных скольжений зубьев производящего и нарезаемого колес определяются соответственно по формулам [8,11]:

$$\eta_1 = - \frac{(\bar{r}_1^{\lambda} \cdot \bar{V}^{12}) F^{\lambda}}{F^{\Phi} E_1} ; \quad \eta_2 = \frac{(\bar{r}_1^{\lambda} \cdot \bar{V}^{12}) F^{\lambda}}{[F^{\Phi} E_1 - (\bar{r}_1^{\lambda} \cdot \bar{V}^{12})] F^{\lambda}} . \quad (21)$$

Подставляя в (21) соотношения (4), (11) и (14), получим коэффициенты удельных скольжений

$$\eta_1 = \frac{u+1}{u} \cdot \frac{[\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')] [\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'')]}{n^2 R_1 \rho^{\Phi}} ,$$

$$\eta_2 = - \frac{\frac{u+1}{u} [\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')]}{\frac{n^2 R_1 \rho^{\Phi}}{\xi_1 + n^2 - R_1(\rho^{\lambda} - f_2'')} + \frac{u+1}{u} [\xi_2 + R_1(\rho^{\Phi} - f_1')]} . \quad (22)$$

Из отношения (22) следует, что коэффициенты удельных скольжений зависят от геометрических размеров зубчатой передачи, передаточного числа, линии зубьев производящей поверхности и исходного контура производящего колеса.

Удельные скольжения зубьев колес равны нулю при выполнении условия:

$$\xi_2 + R_1(\rho^\varphi - f_1') = 0. \quad (23)$$

Равенство (23) представляет собой дифференциальное уравнение, решением которого есть функция $f_2 = f_2(f_1)$, определяющая точки профиля зубьев производящего колеса, в которых будет иметь место качение поверхностей зубьев.

Удельные скольжения равны бесконечности при выполнении условия (17), при $n = 0$, что соответствует особым точкам, а также при $\rho^\varphi = 0$.

В данном случае на поверхностях нарезаемых зубьев имеются точки с неблагоприятными условиями контакта, которые необходимо исключить путем выбора параметров производящей поверхности.

В уравнениях (8), (12), (15), (16), (19) и (22) показатели выражены через параметр φ_1 . Исключить этот параметр можно, если уравнение зацепления (10) решить относительно φ_1 . Для этого приведем его к виду:

$$\xi = R_1(f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1 - f_2').$$

и получим

$$\begin{aligned} \sin \varphi_1 &= \frac{f_1'(\xi + f_2' R_1) - f_2' \sqrt{R_1^2 (f_1')^2 - \left[\frac{1 - (f_1')^2}{(f_2')^2} + 1 \right] (\xi + 2 f_2' R_1) \xi}}{R_1 [1 + (f_2')^2]}; \\ \cos \varphi_1 &= \frac{f_2'(\xi + f_2' R_1) + f_1' \sqrt{R_1^2 n^2 - (\xi + f_2' R_1)^2}}{R_1 n^2}. \end{aligned} \quad (24)$$

Зависимости (24) позволяют также определить параметр φ_1 при определении точек обобщенного профиля, которые следует исключить. Для этого необходимо решить (17) совместно с (24). При решении дифференциальных уравнений (20) и (23) также следует использовать зависимости (24) для определения параметра φ_1 .

Вывод. Полученные соотношения позволяют для цилиндрических полуобкатных передач общего вида определить прочность, износостойкость, теплостойкость и потери в зацеплении через геометрико-кинематические показатели работоспособности. Каждый из указанных критериев будет зависеть от функций и производных функций, определяющих обобщенный профиль зуба инструментального колеса.

Библиографический список использованной литературы

1. Гольдфарб В.И. Некоторые аспекты современного состояния теории и практики зубчатых передач / В.И. Гольдфарб // Сборник докладов научно-технической конференции «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения». — Ижевск, 2008. — С. 8–15.
2. Металлорежущие станки. В 2-х т. Т. 1. / Н.С. Ачеркан [и др.]; под ред. Н.С. Ачеркана. — М.: Машиностроение, 1965. — 764 с.
3. Автомобильный справочник: пер. с англ. 2-е изд. перераб. и доп. — М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. — 992 с.
4. Александров М.П. Грузоподъемные машины: учебник для вузов / М.П. Александров. — М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. — 552 с.
5. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — 400 с., 1979. — 358 с.
6. Кудрявцев В.Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. — Л.: Машиностроение, 1971. — 328 с.
7. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д.С. Коднир. — М.: Машиностроение, 1976. — 303 с.
8. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. — М.: Наука, 1968. — 584 с.
9. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений / Л.В. Коростелев // Изв. вузов. Сер.: Машиностроение. — 1961. — № 10. — С. 5–15.

10. Шишов В.П. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением / В.П. Шишов, Д.А. Панкратов, А.А. Муховатый // Вестник нац. технич. ун-та «ХПИ». — Харьков: ХПИ, 2001. — № 12. — С. 33–40
11. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.В. Филь. — Луганск: Вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. — 408 с.
12. Дусев И.И. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипоидных передач / И.И. Дусев, В.М. Васильев. — Новочеркасск, 1968. — 148 с.
13. Полуобкатные цилиндрические прямозубые передачи / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, О.А. Ревякина, В.В. Бурко // Вісник СНУ ім. В. Даля. — Луганськ, 2007. — № 9 (115). — С. 265–268.
14. Геометро-кинематические критерии работоспособности полуобкатных цилиндрических прямозубых передач / В.П. Шишов, П.Н. Ткач, Ю.А. Складар, И.Г. Ткач // Вісник СНУ ім. В. Даля. — 2009. — №5 (135). — С. 60–65.
15. Погорелов А.В. Дифференциальная геометрия / А.В. Погорелов. — М.: Наука, 1969. — 176 с.

Поступила в редакцию 22.05.2011 г.

Шишов В.П., Носко П.Л., Ткач П.М., Ткач І.Г. Вплив геометрії зуба інструментального колеса на критерії працездатності напівобкатних циліндричних передач

Для напівобкатних циліндричних зубчастих передач встановлено взаємозв'язок між геометрією поверхні зуба інструментального колеса та критеріями працездатності, такими як міцність, зносостійкість, теплостійкість та утрати в зацепленні

Ключові слова: зубчаста передача, інструментальне колесо, критерії працездатності.

Shishov V.P., Nosko P.L., Tkach P.N., Tkach I.G. Influence of tooth geometry of a tool gear on the performance criteria of halfrolled cylindrical transmissions

For halfrolled cylindrical gears, the correlation between geometry of a tooth face of a tool gear and the performance criteria, such as strength, endurance, heat stability and losses in gearing is established.

Keywords: gear transmission, tool gear, criteria of serviceability.