выбранной величины $h$, которая зависит от угла $\beta$.

При формообразовании квазиглобоидной заготовки круговая режущая кромка описывает цилиндрическую производящую поверхность. Диаметр круговой режущей кромки равен наружному диаметру цилиндрического прямозубого колеса за вычетом $0{,}5m_n$. Задние углы на инструментальном цилиндрическом колесе равны 0°, т.е. затыловка или острая заточка отсутствуют.

**Выводы:**

1. Профилирование витков осуществляется при помощи незатылованных производящих колес.
2. Использование незатылованных режущих инструментов снижает себестоимость изготовления квазиглобоидных червяков.
3. Предложенная схема формообразования квазиглобоидных витков (зубьев) позволяет получить линейный контакт при любом передаточном числе.
4. Предложенная схема формообразования квазиглобоидных витков (зубьев) позволяет их уменьшить в готовом изделии примерно в десять раз, что значительно уменьшит вес проектируемого редуктора (мультипликатора).

**Список литературы: 1.** *Балакшин Б.С.* Технология станкостроения. – М.: Машгиз, 1949. – 543с. **2.** *Кириченко И.А.* Создание гиперболоидных передач с линейным контактом зубьев на базе специальных режущих инструментов: Дисс… докт.техн.наук: 05.02.02 / *Ирина Алексеевна Кириченко*. – Луганск, 2004. – 350с. **3.** *Лашнев С.И.* Формообразование зубчатых деталей реечными и червячными инструментами. – М.: Машиностроение, 1971. – 215с. **4.** *Родин П.Р.* Основы формообразования поверхностей резанием: [Учеб. пособие для мех. специальностей вузов]. – К.: Вища школа, 1977. – 192с.

*Поступила в редколлегию 16.04.11*

УДК 621.833

***В.И. КОРОТКИН***, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, г. Ростов-на-Дону, Россия

***Ю.Д. ХАРИТОНОВ***, к.т.н., старший научный сотрудник НИИМ и ПМ ЮФУ

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА С АРОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ

Рассмотрены некоторые вопросы геометрии цилиндрических зубчатых передач Новикова с арочной формой зубьев применительно к используемому на практике исходному контуру РГУ-5, включая уравнения боковых поверхностей зубьев и линий зацепления, элементы качества зацепления, приведенные выражения для определения главных кривизн. Полученные результаты легли в основу разработанных вычислительных программ для оценки прочностных характеристик данного зацепления.



Розглянуті деякі питання геометрії циліндрових зубчастих передач Новікова з арочною формою зубів стосовно використовуваного на практиці вихідного контуру РГУ-5, включаючи рівняння бічних поверхонь зубів і ліній зачеплення, елементи якості зачеплення, приведені вирази для визначення головних кривизн. Отримані результати лягли в основу розроблених обчислювальних програм для оцінки міцностних характеристик даного зачеплення.

Considered some geometry questions of cylindrical Novikov gearing with arched shape of teeth in relation to the original contour of the RGU-5, which used in practice, including the equations of the lateral surfaces of the teeth, the lines of action the elements of quality links, the redused expressions to determine the principal curvatures. The results obtained formed the basis of the developed computer programs to evaluate the strength characteristics of a given link.

Цилиндрическим зубчатым передачам с арочными зубьями (далее – арочные передачи) в литературе уделено незаслуженно мало внимания: исследования касаются, в основном, способов нарезания арочных зубьев и в некоторой степени их обобщённой геометрии. В то же время многие исследователи [1-4] отмечают несомненные достоинства данных передач, в частности, следующие:

1) повышенная изгибная прочность в сравнении с прямозубыми и косозубыми передачами;

2) повышенная контактная прочность благодаря работе выпуклой в продольном направлении стороны зуба одного колеса пары с вогнутой стороной зуба другого, что обеспечивает благоприятные кривизны и условия смазки;

3) возможность достаточно высокопроизводительного нарезания зубьев колес (при способе непрерывного деления);

4) возможность самоустановки колес пары и благодаря этому более равномерное по сравнению с косозубыми передачами распределение нагрузки вдоль сопряженных поверхностей зубьев;

5) сниженные шум и виброактивность передачи;

6) пониженная чувствительность к перекосу осей колёс при монтаже;

7) простота достижения модификации сопряженных поверхностей за счет, например, использования резцовых головок с разными для нарезания шестерни и колеса номинальными диаметрами, что дает широкие возможности влиять на распределение напряжений вдоль зубьев, снижая их концентрацию, особенно у торцов зубчатого венца, и повышая нагрузочную способность передачи;

8) наконец, отсутствие осевых усилий в зацеплении, что позволяет упрощать конструкцию опор приводов; по сравнению с традиционными шевронными арочные передачи более компактны, т.к. не имеют технологической канавки между полушевронами, более точны и технологичны, поскольку зубья нарезаются без переустановок режущего инструмента.

Перечисленные достоинства позволили осуществить ряд внедрений арочных передач. По данным источника [2] это выполнено в приводах гидронасоса и воздушного винта вентиляционно-оросительной самоходной установки УМП 1А, приводе дробилки, в проходческих и очистных комплексах типа КОВ 25, ПВ 1000 и КПВ 6, в качестве тяговой передачи магистрального тепловоза типа 2ТЭ и др.

Что касается использования зацепления Новикова в цилиндрических передачах с арочными зубьями [2], то достаточно полные сведения о геометрии, прочности и нагрузочной способности таких передач практически отсутствуют. Тем не менее, можно с большой вероятностью ожидать, что в таких передачах возникнет синергетический эффект, суммирующий достоинства как самого зацепления Новикова (высокая контактная прочность), так и арочной формы зубьев (см. выше). Достаточно констатировать, что в ряде случаев контактные точки на сопряженных поверхностях будут эллиптическими, т.е. характер контакта будет выпукло-вогнутым во всех направлениях, а это приведет к существенному снижению эффективных контактных напряжений.

Сказанное с очевидностью свидетельствует об актуальности проведения исследований цилиндрических передач Новикова с арочными зубьями.

Приведем кратко некоторые исходные геометро-кинематические предпосылки, лежащие в основе арочных передач Новикова. При этом рассмотрим наиболее распространенный случай – круговые зубья.

Формирование зубьев обкаткой можно представить, обратившись к рисункам 1 и 2. На рисунке 1 условно показан зуб кругового полушеврона исходной рейки двухлинейного зацепления для шестерни с вогнутой рабочей стороной, а на рисунке 2 – нормальное сечение зуба рейки, представляющее собой соответствующий исходный контур (в данном случае РГУ-5 [5]).

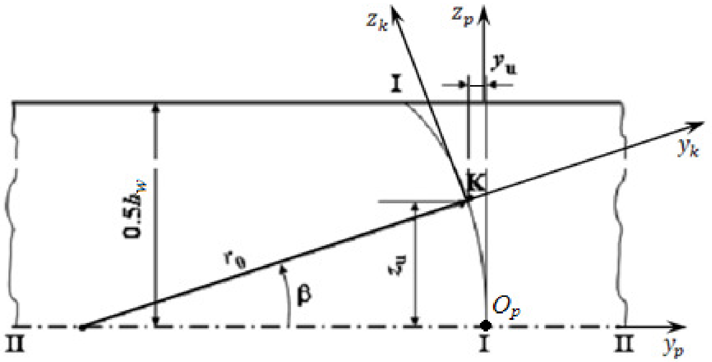


Рисунок 1 – Зуб арочного полушеврона производящей рейки для шестерни с вогнутой рабочей стороной

На рисунках 1 и 2 обозначено: I-I – линия симметрии головки зуба, II-II – средняя линия зубчатого венца, III-III – делительная линия, $m_0$ – модуль инструмента (производящей рейки), $b_w$ – рабочая ширина зубчатого венца, $r_0$ – номинальный радиус продольной формы зуба, $\rho$ – радиус окружности профиля зуба исходного контура, $x$ – расстояние от центра радиуса $\rho$ до линии III-III, $l$ – расстояние от центра радиуса $\rho$ до оси симметрии (впадины) зуба, $\vartheta$ – текущий профильный угол, $K_a, K_f, K$ – текущая точка соответственно на головке зуба (с углом $\vartheta_a$), ножке зуба (с углом $\vartheta_f$) и на линии симметрии зуба (с углом $\beta$ и координатами $y_u, z_u$).



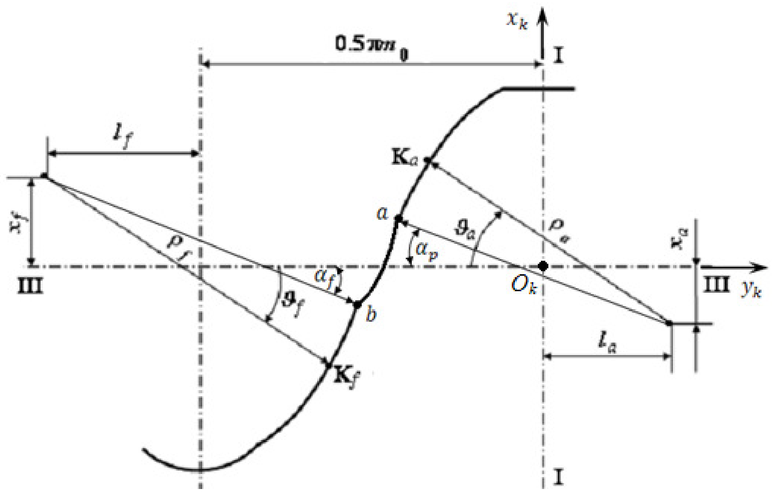


Рисунок 2 – Нормальное сечение зуба производящей рейки с исходным контуром РГУ-5

Параметрические уравнения рабочих поверхностей зубьев в системах координат, связанных с вращающимися колесами, находящимися в заданном движении по отношению к производящей рейке, могут быть принципиально представлены в виде:

$$\begin{cases} x = x(\vartheta, \beta, \varphi); \\ y = y(\vartheta, \beta, \varphi; \\ z = z(\vartheta, \beta, \varphi); \\ f(\vartheta, \beta, \varphi) = 0, \end{cases} \tag{1}$$

где $\vartheta, \beta$ – криволинейные координаты, $\varphi$ – параметр обкатки.

Условимся индексом "$a$" помечать параметры, относящиеся к головке, а индексом "$f$" – к ножке зуба.

В системе $O_k x_k y_k$ уравнения профиля зуба:

- для головки

$$\begin{cases} x_k = \rho_a \sin\vartheta_a - (x_a - x_1); \\ y_k = -(\rho_a \cos\vartheta_a - l_a); \end{cases}$$

- для ножки

$$\begin{cases} x_k = -\rho_f \sin\vartheta_f + (x_f + x_1); \\ y_k = \rho_f \cos\vartheta_f - (0.5\pi m_0 + l_f). \end{cases}$$

Учитывая, что $y_u = r_0(1-\cos\beta)$ и $z_u = r_0 \sin\beta$, получим уравнения поверхностей производящей рейки в системе $O_p x_p y_p z_p$ :

- для головки

$$\begin{cases} x_p = \rho_a \sin\vartheta_a - (x_a - x_1); \\ y_p = -(\rho_a \cos\vartheta_a - l_a - r_0)\cos\beta_a - r_0; \\ z_p = -(\rho_a \cos\vartheta_a - l_a - r_0)\sin\beta_a; \end{cases}$$

- для ножки

$$\begin{cases} x_p = -\rho_f \sin\vartheta_f + (x_f + x_1); \\ y_p = (\rho_f \cos\vartheta_f - l_f + r_0 - 0.5\pi m_0)\cos\beta_{f;} - r_0; \\ z_p = (\rho_f \cos\vartheta_f - l_f + r_0 - 0.5\pi m_0)\sin\beta_f, \end{cases}$$

где $x_1$ – смещение производящей рейки при нарезании шестерни.

Ниже рассматривается случай равносмещённого сдвига, т.е. $x_1 = -x_2$ .

Используя положения пространственной теории зацепления [6], запишем в общем виде уравнения рабочей поверхности зуба:

$$\begin{cases} x = (\rho\sin\vartheta - b + r)\cos\varphi + [r\varphi + r_0 + (\rho\cos\vartheta - a - r_0)\cos\beta]\sin\varphi; \\ y = (\rho\sin\vartheta - b + r)\sin\varphi - [r\varphi + r_0 + (\rho\cos\vartheta - a - r_0)\cos\beta]\cos\varphi; \\ z = -(\rho\cos\vartheta - a - r_0)\sin\beta; \\ (r\varphi + r_0 - a\cos\beta - r\cos\beta)\sin\vartheta + b\cos\vartheta\cos\beta = 0. \end{cases} \qquad (2)$$

Последняя строка – уравнение зацепления $f(\vartheta,\beta,\varphi) = 0$ – см. (1).

В системе (2) начальный радиус $r = m_t z$ , где $m_t$ – торцовый модуль, $z$ - число зубьев зубчатого колеса, остальные параметры – из таблицы 1.

Таблица 1 – Параметры, входящие в систему (2) для контактной точки

| Параметр | $k=1$ | | $k=2$ | |
|---|---|---|---|---|
| | $i=1, a$ | $i=2, f$ | $i=1, f$ | $i=2, a$ |
| $\rho$ | $\rho_a$ | $\rho_f$ | $\rho_f$ | $\rho_a$ |
| $a$ | $l_a$ | $l_a + \Delta\rho\cos\alpha_k$ | $-(l_f + 0.5\pi m_0)$ | $-(l_f + 0.5\pi m_0) + \Delta\rho\cos\alpha_k$ |
| $b$ | $x_a - x_1$ | $x_f - x_1$ | $-(x_f + x_1)$ | $-(x_a + x_1)$ |
| $\vartheta$ | $\alpha_k$ | $\alpha_k$ | $\pi + \alpha_k$ | $\pi + \alpha_k$ |
| $r$ | $r_1$ | $-r_2$ | $r_1$ | $-r_2$ |
| $r_0$ | $r_0(-1)^{t+1}$ | $r_0(-1)^{t+1}$ | $r_0(-1)^{t+1}$ | $r_0(-1)^{t+1}$ |
| $\varphi$ | $\varphi_a$ | $\varphi_a z_1 / z_2$ | $\varphi_f$ | $\varphi_f z_1 / z_2$ |
| $\beta$ | $\beta_a(-1)^{t+1}$ | $\beta_a(-1)^{t+1}$ | $\beta_f(-1)^{t+1}$ | $\beta_f(-1)^{t+1}$ |



В таблице 1: $\Delta\rho = \rho_f - \rho_a$ , $\alpha_k$ – угол профиля зуба в точке контакта.

Индексы означают: $i=1$ относится к шестерне, $i=2$ – к колесу; $k=1$ – контакт головки зуба шестерни с ножкой зуба колеса, $k=2$ – контакт ножки зуба шестерни с головкой зуба колеса; $t=1$ – вариант с вогнутой рабочей стороной зуба шестерни (выпуклой стороной зуба колеса), $t=2$ – вариант с выпуклой рабочей стороной зуба шестерни (вогнутой стороной зуба колеса).

Переходя к неподвижной системе координат, полагая $\vartheta_a = \vartheta_f = \alpha_k$ и подставляя значение $r\varphi$ из уравнения зацепления в уравнения координат, получим уравнения линий зацепления:

- для головок зубьев

$$\begin{cases} x_0 = \rho_a \sin\alpha_k - (x_a - x_1); \\ y_0 = [-\rho_a\cos\alpha_k + (x_a - x_1)\operatorname{ctg}\alpha_k]\cos\beta_a; \\ z_0 = -(\rho_a\cos\alpha_k - l_a - r_0)\sin\beta_a; \end{cases} \qquad (3)$$

- для ножек зубьев

$$\begin{cases} x_0 = -\rho_f \sin\alpha_k + (x_f + x_1); \\ y_0 = [\rho_f\cos\alpha_k - (x_f + x_1)\operatorname{ctg}\alpha_k]\cos\beta_f; \\ z_0 = (\rho_f\cos\alpha_k - l_f + r_0 - 0.5\pi m_0)\sin\beta_f. \end{cases} \qquad (4)$$

Уравнения (3) и (4) представляют собой параметрические уравнения эллипсов, сильно вытянутых вдоль оси $z$ (эксцентриситеты эллипсов близки 1), лежащих в плоскостях, параллельных начальной и отстоящих от последней на расстояниях соответственно $x_0 = \rho_a\sin\alpha_k - (x_a - x_1)$ и $x_0 = -\rho_f\sin\alpha_k + (x_f + x_1)$ .

Большая ( $a_0$ ) и малая ( $b_0$ ) полуоси эллипсов соответственно равны:

- для линии зацепления головок

$$a_0 = \left|-\rho_a\cos\alpha_k + l_a + r_0\right|, \quad b_0 = \left|-\rho_a\cos\alpha_k + (x_a - x_1)\operatorname{ctg}\alpha_k\right|;$$

- для линии зацепления ножек

$$a_0 = \left|\rho_f\cos\alpha_k - l_f + r_0 - 0.5\pi m_0\right|, \quad b_0 = \left|\rho_f\cos\alpha_k - (x_f + x_1)\right|\operatorname{ctg}\alpha_k.$$

На рисунке 3 пунктиром показаны линии зацепления головок (1) и ножек (2) зубьев для варианта $t=1$. Отметим, что в этом случае эллипс линии зацепления головок имеет выпуклость, противоположную выпуклости линии зуба, а эллипс линии зацепления ножек имеет выпуклость в ту же сторону, что и выпуклость линии зуба. При $t=2$ картина будет обратной.

Одной из важных характеристик арочных передач Новикова является коэффициент продольного перекрытия зубьев. Обычно он определяется по полушеврону и характеризует теоретическое количество точек контакта, которое, учитывая симметрию полушевронов, удваивается для всей передачи. При вращении колёс точки контакта движутся одновременно по обоим полушевронам от центра зубчатого венца, где угол $\beta = \beta_{\min} = 0$ , к его торцам, где $\beta = \beta_{\max}$ , или наоборот.

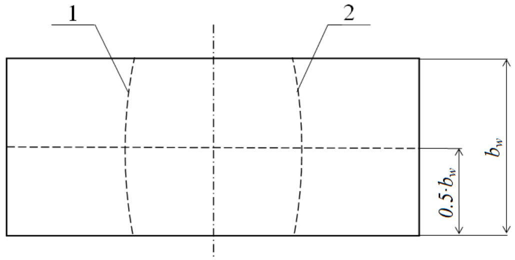


Рисунок 3 – Линии зацепления (эллипсы) для головок (1) и ножек (2) зубьев, вариант $t = 1$

Пользуясь уравнениями зацепления системы (2), можно найти соотношение между текущими углами $\varphi_i$ поворота зубчатого колеса и текущими углами $\beta_i$ наклона зуба для контактных точек по головке и ножке зуба:

$$\varphi_{ai} = \left[\mp r_0 + l_a \cos\beta_{ai} \pm r_0 \cos\beta_{ai} - (x_a - x_1)\cos\beta_{ai}\, \mathrm{ctg}\alpha_k\right] / r_1 ;$$

$$\varphi_{fi} = \left[\mp r_0 - l_f \cos\beta_{fi} \pm r_0 \cos\beta_{fi} - 0.5\pi m_0 \cos\beta_{fi} + (x_f + x_1)\cos\beta_{fi}\, \mathrm{ctg}\,\alpha_k\right] / r_1 , \quad (5)$$

где

$$\beta_{ai} = \arcsin(b_{ai} b_w) / (r_0 \mp \rho_a \cos\alpha_k \pm l_a) ;$$

$$\beta_{fi} = \arcsin(b_{fi} b_w) / (r_0 \mp 0.5\pi m_0 \pm \rho_f \cos\alpha_k \mp l_f) , \quad (6)$$

$b_{ai}(b_{fi})$ – текущее положение контактной точки по оси $z$ , выраженное в долях ширины $b_w$ зубчатого венца (верхние знаки здесь и далее при $t = 1$, нижние – при $t = 2$.)

Очевидно на торцах имеем $b_{\max} = 0.5$ , в середине $b_{\min} = 0$ .

Коэффициенты $\varepsilon_\beta$ продольного перекрытия определяются как отношение угла поворота зубчатого колеса при прохождении контактной точки от середины до торца (или наоборот) к угловому шагу, равному $2\pi / z_1$ . Из (5) и (6) следует, что коэффициенты $\varepsilon_\beta$ по головке и ножке будут разными, в частности, для $t = 1$:

- по головке зуба

$$\varepsilon_{\beta a} = \left| z_1 \left[l_a - (x_a - x_1)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_k \pm r_0\right](\cos\beta_{a\max} - 1) / (2\pi r_1) \right| ; \quad (7)$$



- по ножке зуба

$$\varepsilon_{\beta f} = \left| z_1 \left\{\pm r_0 - \left[0.5\pi m_0 + l_f - (x_f + x_1)\,\mathrm{ctg}\,\alpha_k\right]\right\}(\cos\beta_{f\max} - 1) / (2\pi r_1) \right| . \quad (8)$$

Для ориентировки можно воспользоваться некоторым усреднённым коэффициентов продольного перекрытия:

$$(\varepsilon_\beta)_{cp.} = 0.5 b_w\, \mathrm{tg}\left[0.5 \arcsin(0.5 b_w / r_0)\right](\pi m_t) . \quad (9)$$

Для расчёта контактной прочности рассматриваемых передач необходимо располагать сведениями о приведенных главных кривизнах взаимодействующих поверхностей арочных зубьев.

Отметим, что при контактировании по варианту $t = 1, k = 1$ или $t = 2, k = 2$ поверхности зубьев шестерни и колеса состоят из точек гиперболического класса, а при контактировании по варианту $t = 1, k = 2$ или $t = 2, k = 1$ поверхности зубьев шестерни и колеса состоят из точек эллиптического класса.

В отличие от косозубых, в арочных передачах Новикова кривизны поверхностей в контактных точках являются переменными величинами, зависящими как от варианта $(t, k)$, так и от угла $\beta_{ai}(\beta_{fi})$ наклона зуба.

Определение главных кривизн поверхностей и соответствующих главных направлений может осуществляться разными методами – кинематическим [6], методом дифференциальной геометрии и т.д. По главным кривизнам и направлениям на поверхностях зубьев шестерни и колеса находят приведенные главные кривизны взаимодействующих поверхностей в точках контакта для различных фаз зацепления. Значительная вычислительная работа переведена нами на машинный язык. Ниже приведены результирующие зависимости для определения профильной $K_\alpha$ и продольной $K_\beta$ приведенных главных кривизн:

$$K_\alpha = \mathrm{abs}\left[\cos^2\alpha / R_{\alpha 2} + \sin^2\alpha / R_{\beta 2} - \cos^2(\alpha - \theta) / R_{\alpha 1} - \sin^2(\alpha - \theta) / R_{\beta 1}\right];$$

$$K_\beta = \mathrm{abs}\left[\cos^2\gamma / R_{\alpha 2} + \sin^2\gamma / R_{\beta 2} - \cos^2(\gamma - \theta) / R_{\alpha 1} - \sin^2(\gamma - \theta) / R_{\beta 1}\right];$$

$$\alpha = 0.5\,\mathrm{arctg}\left\{\sin(2\theta) / \left[\cos(2\theta) - (R_{\beta 2}^{-1} - R_{\alpha 2}^{-1}) / (R_{\beta 1}^{-1} - R_{\alpha 1}^{-1})\right]\right\},$$

где $\gamma = \pi / 2 + \alpha$ ; $R_{\alpha 1}(R_{\alpha 2})$ – главный профильный радиус кривизны поверхности зуба шестерни (колеса), $R_{\beta 1}(R_{\beta 2})$ – главный продольный радиус кривизны поверхности зуба шестерни (колеса), $\theta$ – угловой параметр, вычисляемый через квадратичные формы поверхностей.

Остановимся вкратце на некоторых вопросах качества зацепления, характеризуемого, в частности, условиями неподрезания зубьев, а также допустимыми толщиной вершины зуба и положением полюсной линии при зацеплении пары.

Как известно, в передачах Новикова подрезанию может подвергнуться выпуклая головка зуба. Условие подрезания с достаточной точностью описывается кубическим уравнением [5]

$$\sin^3 \vartheta_n + a_v \sin \vartheta_n + b_v = 0 , \qquad (10)$$

где $a_v = 2(x_a^* - x^*)/z_v$; $b_v = -2(x_a^* - x^*)^2/(z_v \rho_a^*)$ (здесь и далее звёздочка означает отнесение параметра к модулю).

Подрезания активной части головки зуба не наступит при соблюдении условия

$$\vartheta_n \le \alpha_p . \qquad (11)$$

($\alpha_p$ – минимальный угол профиля на головке – см. рисунок 2).

Раскрывая коэффициенты $a_v$, $b_v$ и решая (10) относительно коэффициента $x^*$ смещения, получим простые инженерные формулы для предельных значений

$$x_{\min}^* = x_a^* - 0.5\rho_a^* \sin \alpha_p (L+1) ;$$
$$x_{\max}^* = x_a^* + 0.5\rho_a^* \sin \alpha_p (L-1) , \qquad (12)$$

где $L = \sqrt{1 + 2\sin\alpha_p z_v / \rho_a^*}$, $\rho_\alpha$ – радиус головки зуба (см. рисунок 2), $z_v = z/\cos^3 \beta$ – приведенное число зубьев.

Теперь условие неподрезания запишется в виде

$$x_{\min}^* \le x^* \le x_{\max}^* . \qquad (13)$$

Поскольку в середине зубчатого венца имеем $\cos \beta = 0$ и наименьшее приведенное число зубьев $z_v = z$, то здесь условие (13) будет лимитирующим.

Если отвлечься от метода нарезания и параметров резцовых головок, могущих вносить свои коррективы, то здесь же будет наименьшей по ширине зубчатого венца толщина зуба по вершине, а максимальный коэффициент смещения производящей рейки выразится приближённой зависимостью:

$$x_{\max}^* = a_S (z_v - b_S)^{\gamma_S} , \qquad (14)$$

где коэффициенты $a_S, b_S, \gamma_S$ зависят от параметров исходного контура и однородности или неоднородности (т.е. наличия поверхностного упрочнения) материала зубьев колёс [5].

Современные исходные контуры (в том числе РГУ-5) имеют выключенную из работы с помощью вогнутого переходного участка *ab* (рисунок 2)



неблагоприятную в контактном отношении околополюсную зону, что особенно важно для зубьев с высокотвердыми рабочими поверхностями.

Для передач, нарезанных со смещениями $x^*$, в зацеплении возможна ситуация, когда расположение полюсной линии окажется в области активных участков поверхностей головки или ножки зуба, т.е. в зоне контакта, что недопустимо, т.к. при этом функция участка *ab* по выключению полюса окажется бесполезной. Поэтому величина $x_w^*$ смещения полюсной линии, определяемая как [5] $x_w^* = x_1^* - z_1(x_1^* + x_2^*)/(z_1 + z_2)$, должна по абсолютной величине не превышать допустимый уровень (см. рисунок 2)

$$\left| x_w^* \right| = \min\left\{ (\rho_a^* \sin \alpha_p - x_a^*), (\rho_f^* \sin \alpha_f - x_f^*) \right\}. \qquad (15)$$

В таблице 2 для примера приведены предельные значения коэффициентов смещения производящей рейки при нарезании арочных зубьев Новикова с исходным контуром РГУ-5, превышение которых приводит к ухудшению качества зацепления. Примеры даны для чисел зубьев *z*=9 и *z*=25.

Таблица 2 – Предельные значения коэффициентов смещения производящей рейки

| Коэффиц. смещения | По условию | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | Неподрезания головки зуба | | Допустимой толщины вершины зуба *) | | Допустимого положения полюсной линии | |
| | $z = 9$ | $z = 25$ | $z = 9$ | $z = 25$ | $z = 9$ | $z = 25$ |
| $x_{\max}^*$ | 0.407 | 0.621 | 0,147/0,430 | 0,615/1,113 | 0,177 | |
| $x_{\min}^*$ | –0,384 | –0,598 | Без ограничений | | –0,177 | |

*) в числителе даны значения для зубьев с поверхностным упрочнением, в знаменателе – для зубьев с однородной структурой материала.

Выполненное исследование позволяет определить исходные данные для прочностного расчёта арочных зубьев Новикова с учётом качества зацепления.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант 10-08-00031

**Список литературы: 1.** *Решетов Д.Н., Головачев М.И.* К расчёту арочных передач на сопротивление контактной усталости // Вестник машиностроения. – 1983. – №2. – С.12-16. **2.** *Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И.* Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. **3.** *Сирицын А.И., Беляев А.И., Сирицын Д.А.* Особенности изготовления и применения высокоточных арочных тяговых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.3-6. **4.** *Айрапетов Э.Л., Городничий В.П., Ерихов М.Л., Сызранцев В.Н.* Нагруженность цилиндрических передач с арочными зубьями // Вестник машиностроения. – 1986. – №2. – С.20-22. **5.** *Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д.* Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. **6.** *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1968. – 584с.

*Поступила в редколлегию 24.04.11*