

УДК 621.09

Равская¹ Н.С. д.т.н., проф., Клочко² А.А. д.т.н., проф., Воробьев¹ С.В.
 1-НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина
 2-НТУ «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ АРОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Rawska¹ N., Klochko² A., Vorobiev¹ S.

1- National technical university of Ukraine «Kyiv Polytechnic Institute», Kiev, Ukraine (nravska@ukr.net)

2- National technical university «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkov, Ukraine (klochko21@rambler.ru)

TECHNOLOGICAL FEATURES OF MANUFACTURING AN ARCHED GEARS

Рассмотрены технологические особенности изготовления и условия обработки закаленных цилиндрических арочных зубчатых передач и арочных конических передач с зацеплением М.Л. Новикова. Разработана методика по выбору конструкторско-технологических требований арочных передач и система "PHC-1" геометрического расчета цилиндрических, конических и реечных передач с арочными зубьями, а также унификация и сокращение номенклатуры средств производства. Проведенные стендовые испытания арочных зубчатых передач позволили создать универсальный режущий инструмент с круглыми незатылованными резами.

Ключевые слова: технологические особенности, закаленные, цилиндрические, арочные, зубчатые передачи, зацепление М.Л. Новикова, методика, система, геометрический расчет, универсальный, инструмент

Введение

Конические прямозубые, косозубые и шевронные передачи, наряду с достоинствами, имеют присущие им эксплуатационные и технологические недостатки и в ряде случаев не удовлетворяют возрастающим требованиям, предъявляемым к современным зубчатым передачам по обеспечению плавности, износоустойчивости, надежности.

Цель разработка конструкторско-технологических условий для изготовления арочных зубчатых передач.

Исследование технологических особенностей изготовления арочных зубьев (рис. 1) в настоящее время является реальным резервом для дальнейшего повышения эффективности зубчатых передач и средств для их производства.



Рис. 1. Коническое колесо с арочным зубом

Арочные зубья могут использоваться как в цилиндрических и конических, так и в реечных передачах с эвольвентным и Новиковским зацеплением. Наиболее рационально применение арочных зубьев в конических передачах [1].

Прямозубые, косозубые и шевронные передачи и средства для их производства совершенствовались на протяжении многих десятков лет. Промышленность оснащена современным оборудованием для производства этих передач.

Для арочных передач практически не использовались в полной мере все заложенные в них резервы. Опытные передачи изготавливались подручными средствами с низким качеством, отсутствовала возможность применения упрочненных колес, не были разработаны способы и средства чистовой лезвийной обработки закаленных арочных зубьев.

В процессе снятия стружки деформация слоев обрабатываемого материала возникнет не только в области плоскости скалывания стружки, но и впереди зуба фрезы и под плоскостью резания. Металл, подминаемый режущим лезвием, в стружку не переходит. Деформированный слой (после прохождения режущего лезвия определяет глубину наклепа ($h_{упр}$)).

Трение поверхностных слоев трущихся материалов имеет двойственную молекулярно-механическую природу. Трение обусловлено объемным деформированием материала и преодолением межмолекулярных связей, возникающих между сближенными участками трущихся

поверхностей.

Если рассматривать внедрившийся элемент - индентор, который, перемещаясь в тангенциальном направлении, деформирует нижележащий материал как режущее лезвие с радиусом ρ , а глубину внедрения как a_i , то глубина относительно внедрения может быть представлена в виде

с СОЖ при $a_i > 0.31\rho$, если без СОЖ, тогда при $a_i > 0.5\rho$.

Имея соотношение толщины срезаемого слоя a_i к радиусу округления режущей кромки ρ твердосплавного инструмента (рис. 2) при которых начинается процесс резания и определяется минимальная толщина срезаемого слоя [2].

Большой прогресс в области освоения арочных передач (рис. 3) и средств для их производства достигнут лишь в последние годы. Проведенные стендовые и производственные испытания подтверждают их высокую эффективность.

Конструкторско-технологические особенности арочных конических передач имеют преимущества в сравнении с цилиндрическими зубчатыми передачами:



Рис. 3. Коническая арочная передача

реализуются преимущества зацепления Новикова: отсутствуют осевые силы и практически полностью снижается вибрация.

4. Арочные зубья позволяют создать единую технологическую систему средств для производства цилиндрических, конических и реечных передач.

5. Обеспечивают плавную передачу движения и могут найти применение как в тихоходных так и скоростных высоконагруженных передачах.

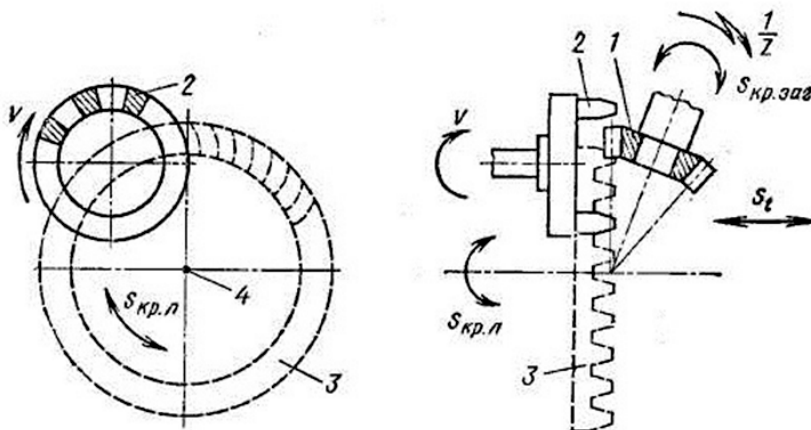


Рис. 4. Схема нарезания конического колеса с арочными зубьями

К недостаткам цилиндрических арочных передач относится: невозможность использования их в коробках

скоростей с подвижными зубчатыми блоками, а в ряде случаев и в механизмах с осевой сборкой. В тоже время в современных конструкциях коробок скоростей, передних бабках токарных станков, исполнительных механизмах применяются для переключения скоростей электромагнитные муфты, где исключается необходимость осевого переключения блоков зубчатых колес.

Арочные конические передачи с зацеплением М.Л. Новикова решают принципиально новый класс пространственных зацеплений с точечным контактом для передач с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями. Переход к таким системам зацепления позволяет использовать для образования зубьев огромное число новых форм профилей, не взаимоогibaемых и не имеющих общей огibaемой поверхности. Известными методами огибания создать новые системы зацепления не представлялось возможным, поэтому М.Л. Новикову пришлось отказаться от классической теории зацепления Оливье - Гохмана и разработать свою, базирующуюся на предложенном им новом принципе образования рабочих поверхностей зубьев, названном «методом контактных линий». Если методы огибания исходят из профиля инструмента и отмечены «технологическим подходом» к задаче создания новых видов зубчатых передач, то «метод контактных линий» М.Л. Новикова выражает собой «конструкторский подход» к проблеме. Этот метод исходит от готовой, заданной конструктором формы профилей и поверхностей зубьев, обеспечивающих в первую очередь необходимые прочностные, эксплуатационные и другие достоинства передачи. На базе этой теории самим М.Л. Новиковым были предложены новые виды цилиндрических, конических и червячных передач - передачи Новикова, обладающие значительно более высокой нагрузочной способностью, чем все известные до этого аналогичные типы передач.

Передачи Новикова имеют одну линию зацепления LL (рис. 5, а). Обычно она направлена от одного торца зубчатого колеса к другому. Линии зацепления в торцевой плоскости здесь нет, в процессе зацепления происходит перекачивание одного зуба по другому по их длине, как показано стрелкой, со скоростью намного большей, чем окружная скорость, что благоприятствует созданию толстой масляной прослойки, снижению потерь на трение и уменьшению износа. Такое перекачивание зубьев по их длине (пространственное зацепление) и является принципиальным отличием передач Новикова от всех видов передач с другими системами зацепления. Соприкосновение профилей взаимодействующих зубьев происходит только в момент пересечения обоими профилями линии зацепления, обозначенной в торцевой плоскости точкой L_0 (рис. 5, а). До этого момента и после него профили зубьев шестерни и колеса не касаются друг друга (рис. 6). Для того чтобы обеспечить непрерывность зацепления на протяжении всего окружного шага, передачи Новикова выполняются косозубыми.

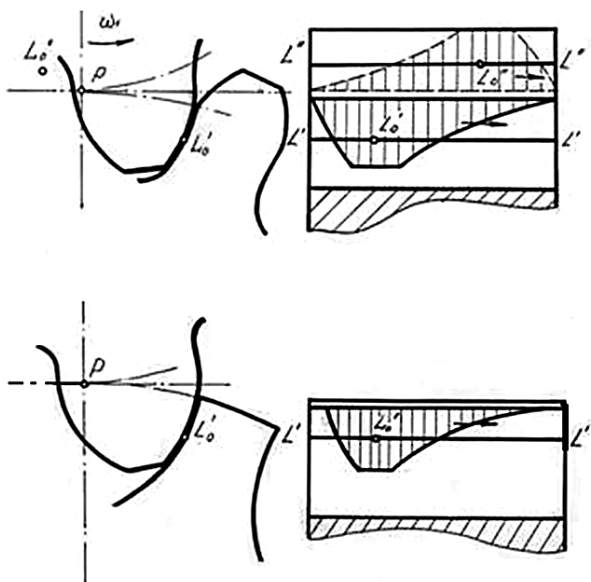


Рис. 5. Точечные пространственные системы зацепления: а - рис.5.а запольное Новикова, б - рис.5.б дозапольное Новикова

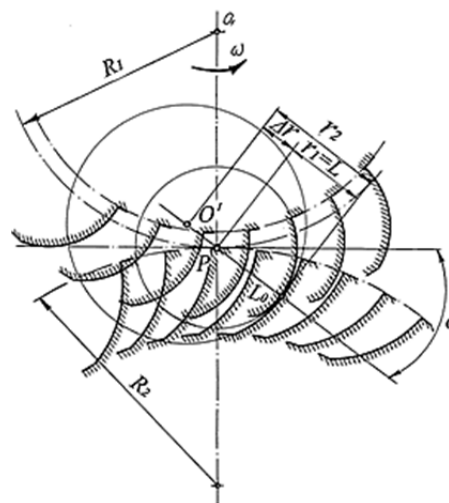


Рис. 6. Касание профилей в зацеплении Новикова

Поскольку вогнутый профиль зуба в таких передачах всегда должен выполняться радиусом R , несколько большим радиуса r , то первоначальный контакт всегда будет точечным, а форма кривой профиля не имеет существенной роли. В настоящее время широкое промышленное применение получили передачи Новикова с формой профилей, очерченной отрезками дуг окружностей в нормальном сечении зуба. Такие исходные контуры зацепления стандартизированы для передач с $HV\ 320$. Имеются передачи Новикова с циклоидальными

профілями зубьев (циклоидальные передачи Новикова), с профилями зубьев, очерченными: один удлиненной, а другой укороченной эвольвентой (эвольвентные передачи Новикова), передачи Новикова с эллиптическими профилями зубьев и другие, а также с профилями, скомбинированными из различных кривых. Более подробно остановимся на цилиндрических передачах Новикова.

Цилиндрическая передача Новикова состоит из зубчатых колес, у которых выпуклые поверхности зубьев одного колеса имеют контакт, близкий к линейчатому, с вогнутыми поверхностями зубьев другого колеса. Контактная линия на зубьях колес приработанных передач Новикова располагается от головки к ножке примерно перпендикулярно направлению зубьев.

В передачах с зацеплением Новикова зубья расположены также как в косозубых передачах, под постоянным углом к образующей нормальной поверхности. Пара сопряженных колес входит в зацепление постепенно в направлении осей сопряженных колес. Плавность зацепления обеспечивается благодаря перекрытию зубьев только в осевом направлении. В торцовой плоскости колес перекрытие профилей зубьев отсутствует. Радиус кривизны зубьев в плоскости, перпендикулярной к линии контакта, очень невелик, поэтому контактные напряжения невелики и колеса могут передавать большую нагрузку в течение продолжительного времени до появления выкрашивания металла по причине его усталости. Работа с меньшими напряжениями обеспечивается передачей Новикова с двумя линиями зацепления (ДЛЗ). На основе теории Новикова были разработаны новые виды передач: дозаполносные зубчатые передачи, показавшие большую нагрузочную способность и уже названные передачи со многими линиями зацепления (ДЛЗ).

При изменении межосевого расстояния мгновенное передаточное отношение в передачах Новикова остается постоянным. Их нагрузочная способность при изменении межосевого расстояния в пределах существующих допусков на точность изготовления и монтажа также практически остается неизменной. Исследования свидетельствуют, что увеличение межосевого расстояния дозаполносной передачи Новикова в процессе эксплуатации до 1,6 мм (при нормальном модуле зацепления 10 мм) не вызвало снижения ее нагрузочной способности. Уменьшение межосевого расстояния на 2,5% от модуля приводит к снижению допускаемой нагрузки до 12%.

Зачолосные передачи Новикова с имеющимися на сегодня исходными контурами обеспечивают увеличение контактной прочности в 2–2,1 раза, прочности на излом – в 1,3–1,5 раза. Другим их преимуществом являются в 2–2,5 раза меньшие потери на трение в зацеплении и в 3–4 раза меньший износ.

Дозаполносная передача (рис. 5, б) имеет две линии зацепления LL и LL' (передача с ДЛЗ). Если посмотреть на торцовое сечение зубчатых колес, то одна из линий зацепления (точка L_0) находится перед полюсной линией P (до полюса), другая (точка L_0) – за полюсной линией, в направлении вращения ведущего зубчатого колеса.

Дозаполносные передачи обеспечивают дальнейшее существенное увеличение нагрузочной способности. При этом конфигурация исходного контура, зависящая от многих параметров, оказывает решающее влияние на несущую способность таких передач. Испытания дозаполносных передач с одним из перспективных исходных контуров показали в сравнении с аналогичными по размерам, материалам и термообработке эвольвентными передачами увеличение нагрузочной способности по излому зубьев в 1,8 раза, по контактной прочности – в 2,3 раза.

Зубчатые передачи Новикова как с одной, так и с двумя линиями зацепления изготавливаются на существующем зуборезном и зубоотделочном оборудовании. Отличие имеет лишь зуборезный инструмент, который профилируется в соответствии с принятым исходным контуром зацепления Новикова.

В настоящее время передачи с зачолосным и дозаполносным зацеплениями находят все более широкое промышленное применение. Ряд заводов изготавливает их серийно. В настоящее время более 70% всех редукторов общего назначения, выпускаемых специализированными редукторными заводами, изготавливаются с дозаполносным зацеплением. Вес редукторов снижен в среднем в 1,3–1,9 раза.

Методика геометрического расчета арочных передач построена на единая система «РНС-1». Система "РНС-1" обуславливает общую методику геометрического расчета цилиндрических, конических и реечных передач с арочными зубьями, а также унификацию и сокращение номенклатуры средств производства [1].

Это достигается за счет использования одного и того же режущего инструмента (резцовой головки или абразивного круга) для обработки арочных зубьев цилиндрических и конических колес и зубчатых реек способами периодического или непрерывного деления с обкаткой профиля зубьев.

Этот инструмент отличается тем, что его режущие профили устанавливаются под углом φ относительно оси его вращения, а ось вращения инструмента на станке поворачивается на угол φ относительно перпендикуляра к направлению тангенциальной подачи.

Числовое значение угла φ выбирается из условия устранения вторичного резания при обработке колес с большим числом зубьев и обеспечения возможности использования этого же инструмента для обработки зубьев реек.

Кроме того, наклон оси инструмента позволяет уменьшить его диаметр и тем самым увеличить величину краевого угла наклона зубьев и стрелку арки зуба.

Все это позволяет оптимизировать геометрические параметры арочных передач и повысить их

нагрузочную способность и долговечность, максимально используя эффект арочности зубьев.

Для арочных передач общего назначения угол поворота оси резцовой головки рекомендуется принимать $\varphi=6^\circ \dots 8^\circ$.

В случаях невозможности поворота оси инструмента на станке можно изменить направление тангенциальной подачи на угол φ за счет использования одновременно двух подач - поперечной S_n/n и осевой S_o .

$$\frac{S_o}{S_n/n} = \operatorname{tg} \varphi$$

Например, при $\varphi = 6^\circ$ $\frac{S_o}{S_n/n} = \operatorname{tg} 6^\circ = 0,1051$, а при $\varphi=8^\circ$ $\frac{S_o}{S_n/n} = 0,1404 = 0,14$.

Для уменьшения чувствительности арочных передач к изменению межосевого расстояния целесообразно использовать минимальное значение угла главного профиля α .

В системе "РНС-1" рекомендуется использовать угол главного профиля $\alpha = 14,5^\circ$.

Дальнейшее уменьшение угла профиля приводит к нежелательному уменьшению угла профиля режущей части инструмента, обрабатывающей вогнутую сторону зубьев и уменьшению числа его переточек.

При $\alpha = 14,5^\circ$ и $\varphi = 6^\circ$ режущие профили инструмента имеют угол наклона:

$\varphi_1 = \alpha - \varphi = 14,5 - 6 = 8,5^\circ$ - для наружной режущей кромки,

$\varphi_2 = \alpha + \varphi = 14,5 + 6 = 20,5^\circ$ - для внутренней режущей кромки.

При расчете геометрических параметров арочных передач рекомендуется принимать:

$\varphi = 6^\circ$ - угол поворота оси инструмента,

$\alpha = 14,5$ - угол главного профиля.

Расчет геометрических параметров конических арочных передач выполняется с использованием методики геометрического расчета конических передач внешнего зацепления с прямыми зубьями, образованными реечным инструментом с учетом особенностей арочной формы зубьев и наклона оси вращения зуборезного инструмента. Исходный контур арочных зубьев показан на рис. 7.

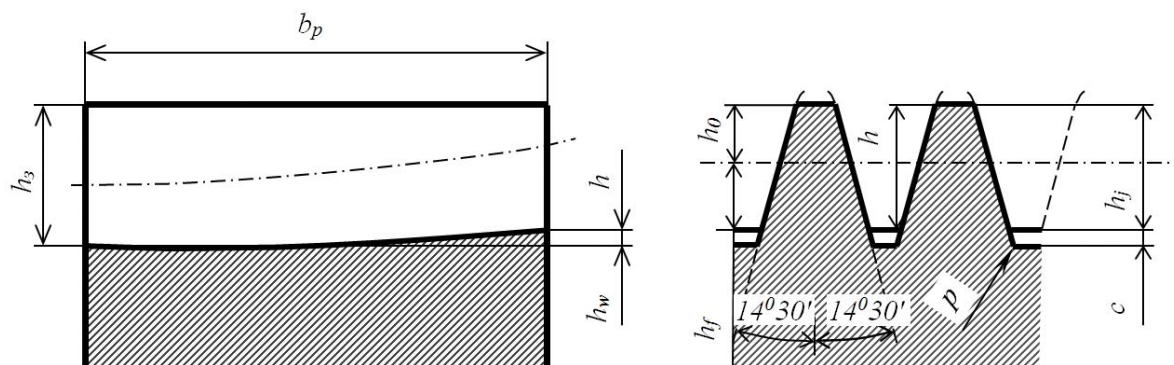


Рис. 7. Исходный контур арочных зубьев

Номинальная высота головки h_o , радиальный зазор c , высота ножки зуба h_f , граничная высота зуба h_i , глубина захода h_w , радиус переходной кривой r определяется умножением соответствующего коэффициента на модуль режущего инструмента m_p .

Шаг зацепления, диаметр делительной окружности определяется по модулю передачи m .

Минимальное значение радиуса резцовой головки зависит от ширины зубчатого венца b и угла наклона оси резцовой головки φ :

$$r_{min} = \sqrt{a^2 + (0,5b)^2},$$

где $a = \frac{h}{2\sin\varphi}$ - расстояние от центра окружности до хорды равной ширине зубчатого венца b .

Номинальное значения радиуса резцовой головки r_o принимается ближайшее большее по стандарту ГОСТ11902-81.

При этом расстояние от центра окружности r_o до хорды равной ширине зубчатого венца b и b_p .

$$a = \sqrt{r_o^2 - (0,5b)^2} \quad a = \sqrt{r_o^2 - b_p^2}$$

Длина модификации у торцев зубьев $b_m = (0,5 \dots 1,0)m_p$, где m_p - модуль резца.

Ширина рабочей части полувенца:

$$b_p = 0,5b - b_m$$

Величина стрелки арки зуба:

$$A = r_o - a = r_o - \sqrt{r_o^2 - (0,5b)^2}$$

Величина стрелки рабочей части арки зуба:

$$A_p = r_o - a_p = r_o - \sqrt{r_o^2 - b_p^2}$$

Величина углубления впадины зуба в среднем сечении:

$$\Delta hu = A \cdot \sin\varphi$$

Глубина впадины между зубьями в среднем сечении:

$$\Delta hu = h + hu$$

Краевой угол наклона арочного зуба:

$$\beta = \arcsin \frac{b}{2r_o}$$

Краевой угол наклона рабочей части арочного зуба:

$$\beta_p = \arcsin \frac{b_p}{r_o}, \quad \beta_p > \arccos \frac{m_e}{m}$$

При несоблюдении этого условия возникает интерференция рабочих поверхностей зубьев у торцов и траектории точек, лежащих на тыльной стороне резцов, т.е. срезанием торцовых участков профиля зубьев тыльной стороной резцов как на внутренней так и на внешней сторонах.

Угол наклона режущих профилей инструмента:

-для обработки вогнутой стороны $\varphi_1 = \alpha - \varphi$

-для обработки выгнутой стороны зубьев $\varphi_2 = \alpha + \varphi$

Длина обкатки зубьев за полюсом:

$$l_3 = l_o + l_a = (h_f + \Delta hu) \cdot \operatorname{tg}\varphi + \frac{A}{\sin\varphi}$$

Длина обкатки до полюса:

$$l_d = l_o$$

Общая длина обкатки арочных зубьев:

$$L = l_3 + l_d = 2l_o = 2(h_f + \Delta hu) \operatorname{tg}\varphi + \frac{A}{\sin\varphi}$$

В арочных передачах с зацеплением Новикова коэффициент осевого перекрытия $E_o = 1,9$. Это условие выполняется при сравнительно больших значениях краевого угла наклона зубьев. При этом увеличивается вероятность профильного и продольного заострения зубьев и снижается нагибная прочность концевых участков, что особенно нежелательно в передачах с зацеплением Новикова, у которых это место является наиболее уязвимым.

В связи с этим в методике предлагаются технические решения, позволяющие устранить поломку краевых участков зубьев.

Значительное сужение впадин у торцов зубьев приводит к чрезмерному уменьшению ширины режущей части инструмента, что приводит к потере его прочности и стойкости.

Перечисленные недостатки устраняются за счет продольной модификации у торцов зубьев, а с другой стороны за счет увеличения модуля арочной передачи при том же модуле инструмента т.е

$$m > m_p,$$

где m - модуль передачи,

m_p – модуль зуборезного инструмента.

Так, например, при $m_p = 3,15$ мм $m = 4$ мм,

$$m_p = 4 \text{ мм}, \quad m = 5 \text{ мм}.$$

Проектирование и расчет арочных передач с зацеплением Новикова выполняется в следующей последовательности:

1. Определяются исходные данные. В исходных данных указывается исходный контур зацепления Новикова, расстояние между вершиной резца и торцом большего диаметра $d_p = 2,51$ мм.

2. Определение основных геометрических параметров производится по формулам, используемых для прямозубых передач

Однако расчет высоты головки зуба производится по модулю резца m_p , а не по модулю арочной передачи.

Увеличение модуля передачи относительно модуля инструмента, как было сказано выше, позволяет одновременно увеличить изгибную прочность концевых участков зубьев и обеспечить беспрепятственный проход резцов в наиболее узкой части впадин между зубьями.

3. Расчет параметров, определяемых круговой линией зубьев.

Минимальный радиус резцовой головки определяется по условию прохождения наружного профилирующего резца по впадине между зубьями при выходе его за пределы рабочей части зуба.

Номинальный радиус резцовой головки назначают путем определения минимального радиуса резцовой головки в сторону его увеличения, округляя его до десятых долей миллиметра.

Максимально допустимый радиус резцовой головки определяется из условия обеспечения требуемого коэффициента перекрытия:

$$r_{max} = b_p / \sin \beta_p', \quad \beta_p' = \arctg \left(\frac{E_o \pi m}{2 b_p} \right).$$

Ширина продольной модификации у торцев зубьев определяется по формулам:

$$b_m = (c - r_o) b_o / c; \quad c = \sqrt{b_o^2 + \left(\sqrt{r_o^2 - b_o^2} + \pi m / 2 \right)^2}.$$

Нарезание арочных зубьев целесообразно производить резцовыми головками с минимально допустимым радиусом с целью обеспечения максимально возможного коэффициента осевого перекрытия. Это позволяет максимально использовать эффект арочности зубьев.

Расчет радиуса прорезного резца, который устанавливается в резцовой головке как внутренний производится с учетом обеспечения срезания остающегося после прохождения прорезных резцов гребешка на дне впадины между зубьями и срезания лишнего металла в зоне продольной модификации выпуклой стороны зубьев. Это обеспечивает беспрепятственное прохождение наружного профилирующего резца через зону модификации и устраняет интерференцию в этой зоне. Расчет радиуса производится в соответствии с расчетной схемой (рис. 8).

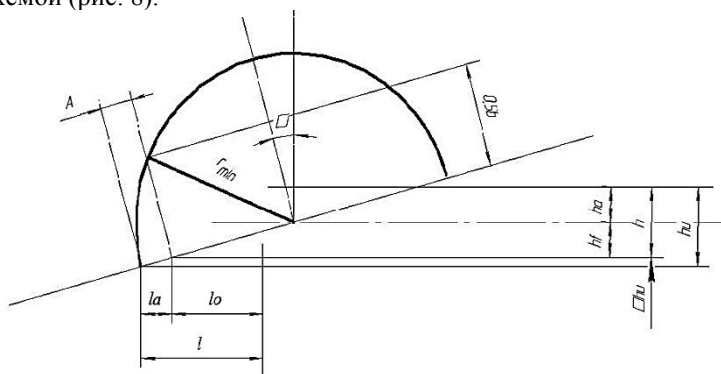


Рис. 8. Схема определения минимального радиуса резцовой головки

исследования процессов нарезания арочных колес способами непрерывного и единичного деления показал преимущества процесса резания и улучшение стружкообразования по сравнению с зубофрезерованием. При обработке арочных зубьев стружка срезается лентами круговым движением инструмента и его режущие кромки изнашиваются более равномерно, что обеспечивает высокую точность обработки арочных зубьев, т.к. сохраняется постоянство толщины срезаемого слоя при входе и выходе резца резцовой головки. Постоянство толщины срезаемого слоя обеспечивает высокую стабильность обработки зубьев и шероховатость поверхности $R_z=8,0$ мкм [2].

Стендовые испытания арочных зубчатых передач производились на специальных стендах. Для нарезания арочных зубьев разработаны и испытаны универсальные резцовые головки с круглыми незатылованными резцами (рис. 9).

Применение острозаточенных призматических и круглых незатылованных резцов позволяет увеличить число персточек в 8 - 10 раз по сравнению с количеством переточек допускаемых пальцевыми, дисковыми и червячными фрезами. Острозаточенные призматические резцы не привязаны ни к модулю ни к углу зацепления. Острозаточенные призматические резцы и круглые резцы отличаются простотой изготовления и их производство может быть осуществлено непосредственно у производителя зубчатых передач. Зуборезные резцовые головки позволяют нарезать арочные зубья как с целыми так и с дробными модулями, что дает возможность реализовать передачи с любым числом зубьев при заданном межосевом расстоянии.

Разработана методика геометрического расчета цилиндрических арочных передач с Новиковским зацеплением, обеспечивающая реализацию максимально допустимой величины стрелы прогиба арки зуба.

Экспериментальные исследования по изготовлению и испытанию арочных конических передач.

Технологические особенности нарезания зубьев арочных передач и средств для их производства рассматриваются в аспекте разработки и испытания в лабораторных и производственных условиях зубофрезерных специальных станков на базе моделей 5E32П И 5K32, оснащенных специальными протяжными суппортами для нарезания арочных колес способом непрерывного деления. Проведенные



Рис. 9. Универсальные и специальные резцовые головки с круглыми незатылованными и призматическими резцами

На основании проведенных испытаний арочных передач с исходными контурами "Урал О", "Урал 1А" и "Урал 3А" и анализа их геометрических параметров было установлено, что изгибная и контактная прочность зубчатых пар с арочными зубьями упрочненными закалкой с предварительной цементацией обеспечивается в передачах с исходным контуром "Урал 1А". Для улучшенных передач следует рекомендовать исходный контур "Урал 3А".

В лабораторных и производственных условиях разработаны и испытаны оригинальные конструкции автоматических делительно-обкатных устройств для нарезания и лезвийной обработки закаленных арочных зубьев на станках общего назначения (токарных, фрезерных, расточных) способом единичного деления в автоматическом цикле.

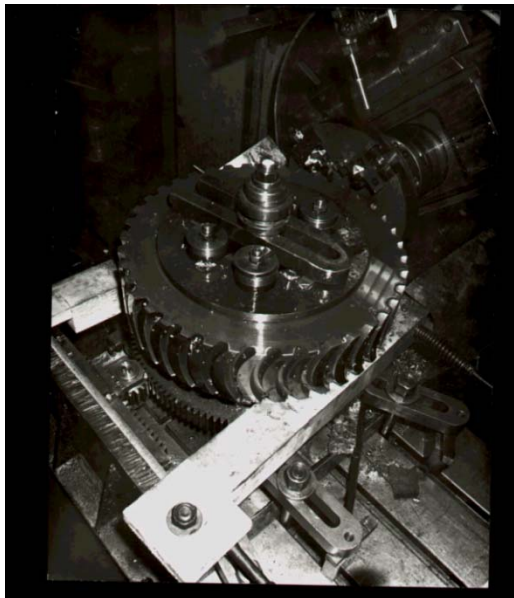


Рис. 10. Автоматическое делительно-обкатное устройство для нарезания и шлифования арочных зубьев на станках общего назначения

условия для их образования способами горячего или холодного пластического деформирования (повышается плавность формирования арочных зубьев, улучшается их заполнение у торцев, стабилизируется шаг).

Арочные конические передачи целесообразно применять в конструкциях металлорежущих станков при окружных скоростях $V=12-25$ м/с. Применяется в коробках подач, механизмах перемещения суппортов, люнетов, задних бабок, исполнительных механизмов.

Применение цилиндрических и реечных арочных передач целесообразно в первую очередь для ответственных тяжело нагруженных и реверсивных редукторах: лебедки, самоходные вентиляционно-оросительные установки типа-УМП - 1, проходческие и очистные комплексы (арочно-реечные монорельсы, $m=14$ мм), магистральные тепловозы типа 2ТЭ-121, электровозы ВЛ8, ВЛ10, ВЛ80, Л82М (тяговая передача, модуль $m=10$ мм.), дробилки, механизмы приводов самоходных установок, редукторов нефтедобывающих качалок, арочно-реечные монорельсы проходческих и очистных комплексов типа КОВ 25, ПВ 1000, КПВ 6.

Выводы

Арочные зубья позволяют повысить нагрузочную способность в 1,25-1,5 раза и долговечность в 2 - 3 раза цилиндрических и реечных передач, снизить вибрацию, шумовые характеристики, металлоемкость и себестоимость. В арочных передачах достигается требуемая локализация пятна контакта, что снижает их

Наиболее удачными являются автоматические устройства созданные на базе поворотных устройств и реечных передач. Автоматические устройства устанавливаются на металлорежущих станках превращая их в зубообрабатывающие станки полуавтоматы (рис. 10). Отличительной особенностью этих устройств является отсутствие ошибки деления. При этом на точность обработки арочных зубьев не влияют погрешности кинематических цепей используемых станков [3, 4].

Для нарезания цилиндрических арочных колес разработан и изготовлен зуборезный полуавтомат модели ЕСЗ 623.31 (рис. 11).

С целью создания единой базы для расчета геометрических параметров цилиндрических и реечных арочных передач применяется единая система "РНС-1". Система "РНС-1" обуславливает общую методику геометрического расчета этих видов передач, а также унификацию и сокращения номенклатуры средств для их производства. Это достигается за счет использования одного и того же режущего инструмента (резцовой головки или абразивного круга) для обработки арочных зубьев цилиндрических и реечных передач.

Арочная форма зубьев создает благоприятные

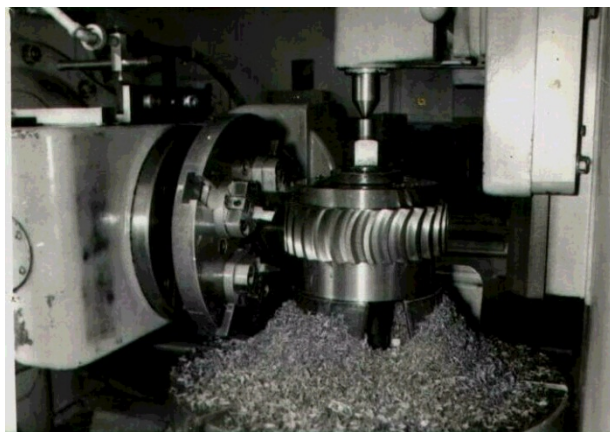


Рис. 11. Зуборезный полуавтомат модели ЕСЗ 623.31

чувствительность к неточностям монтажа и деформациям картера. При установке одного из колес с возможностью осевого перемещения обеспечивается самоустановка арочной передачи. В таких передачах отсутствуют осевые силы и обеспечивается равномерное распределение нагрузки по длине зуба, что даст многократное увеличение долговечности передачи и подшипников и позволяет заменять радиально-упорные и упорные подшипники на радиальные. Арочные зубья позволяют создать единую технологическую систему средств для производства цилиндрических, конических и реечных передач, обеспечивают плавную передачу движения и могут найти применение в скоростных высоконагруженных передачах.

Анотація. Розглянуто технологічні особливості виготовлення та умови обробки загартованих аркових циліндричних зубчастих передач і арочних конічних передач з зачепленням М. Л. Новікова. Розроблена методика вибору конструкторсько-технологічних вимог аркових передач і система "PHC-1" геометричного розрахунку циліндричних, конічних і рейкових передач з арковими зубцями, а також уніфікація і скорочення номенклатури засобів виробництва. Проведені стендові випробування арочних зубчастих передач дозволили створити універсальний ріжучий інструмент з круглими незатятованими різцями.

Ключові слова: технологічні особливості, загартовані, циліндричні, арочні, зубчасті передачі, зачеплення М. Л. Новікова, методика, система, геометричний розрахунок, універсальний, інструмент

Abstract.

Purpose. Technological peculiarities of production and conditions of hardened cylindrical arched gears and arched bevel gears with meshing M. L. Novikova.

Design/methodology/approach. Developed methodology for selection of design and technological requirements of the arched guide and the system "IR-1" geometric calculation of cylindrical, bevel and pinion gear with arched teeth, as well as unification and reduction of the range of the means of production. Bench tests of the arched gear has allowed us to create a versatile cutting tool with a round niesatynowany cutters.

Conical spur, helical and herringbone gear, along with the advantages are inherent operational and technological disadvantages and in some cases do not satisfy the increasing requirements of modern gears to ensure smoothness, durability, reliability. The purpose of the design and process conditions for manufacturing an arched gears. Study of the technological features of manufacturing arched teeth at the present time is a real reserve for further enhancing the efficiency of gears and means for their production.

Findings. Arched teeth allow to increase the load capacity of 1.25-1.5 times and durability in 2 - 3 times a cylindrical and a rack and pinion transmission, to reduce vibration, noise characteristics, intensity and cost.

Originality/value. Arched teeth allow you to create a single technological system tools for the production of cylindrical, bevel and pinion gears provide smooth transmission of motion and can find application in high-speed high-load transmission.

Keywords: technological features hardened, cylindrical, arched, gears, gearing, M. L. Novikova, method, system, geometric calculation, universal, tool

Библиографический список использованной литературы

1. Шелковой А. Н. Усовершенствование конструкции зубчатых передач / А. Н. Шелковой, А. А. Клочко, Н. С. Равская, С. Воробьев, С. Ю. Палашек // Качество, стандартизация, контроль, теория и практика: Материалы 14-й Международной научно-практической конференции, 23–26 сентября 2014 г., г.Одесса. – Киев : АТМ України, 2014. – С. 137.
2. Технологические основы зубообработки закаленных крупномодульных зубчатых колес: монография / А. А. Клочко [и др.]. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 479 с. ISBN 978-966-379-667-3.
3. Мироненко Е. В. Топография износа зубонарезного инструмента при формообразовании зубчатых реек / Е. В. Мироненко, А. А. Клочко // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем: сб. науч. тр. – Краматорск : К. : ДГМА, 2008. – Вып. 23. – С. 69–73.
4. Мельник М. С. Синтез кинематики универсального зубообрабатывающего станка с ЧПУ / М. С. Мельник, А. А. Клочко // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2010. – Вып. 27. – С. 63–68.

References

1. Shelkovoy A.N., Klochko A.A., Rawska N. S., Vorobyov S.V., Palashek S.Y. Kachestvo, standartizacija, kontrol', teorija i praktika: Materialy 14-j Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoj konferencii. (Design improvement gears Quality, standardization, control, theory and practice: proceedings of 14-th International scientific-practical conference). Odessa. Kiev. 2014. pp. 137.
2. Klochko A.A. Tehnologicheskie osnovy zuboobrabotki zakalennyh krupnomodul'nyh zubchatyh koles: monografija (Technological bases of gear hardened coarse-grained gears: monograph). Kramatorsk: DGMA. 2014. 479 p.
3. Mironenko E.V., Klochko A.A. Topografija iznosa zubonareznoho instrumenta pri formoobrazovanii zubchatyh reek (Topography wear subhanaho tool when shaping gear racks). Instrument Reliability and optimization of technological systems: collected scientific articles. Kramatorsk. 2008. no. 23. pp. 69-73.
4. Melnik M.S., Klochko A.A. Sintez kinematiki universal'nogo zuboobrabatyvajushhego stanka s ChPU (Synthesis kinematics universal gear cutting machine CNC). Instrument Reliability and optimization of technological systems: collected scientific articles. Kramatorsk. 2010. no. 27. pp. 63-68.