

В.С. НАДЕИН, канд. тех. наук, КНТУ
С.В. БОГОЛЮБОВ, инженер ВФ “АСТРА”, Кировоград

НАПРАВЛЕНИЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

На данный час техни́ческий уровень червячных редукторов не відповідає вимогам виробництва. В роботі розглянуто один з можливих напрямків підвищення технічного рівня червя́чних редукторів шляхом створення в контактi активних поверхонь позитивного комплексу геометро-кінематичних чинників навантажувальної здатності зацеплення і наведено результати його промислового використання.

On this time the technical level of worming reducing gears does not respond to request production. One of possible directions of increase of technical level of worming reducing gears is in-process considered by creation in the contact of active surfaces of positive complex of geometry and kinematics factors of loading ability of hooking and the results of his industrial use are resulted.

Постановка проблемы. Интерес разработчиков разнообразных устройств и машин всегда привлекали червячные передачи благодаря присущим им органическим положительным свойствам. Однако с повышением уровня передаваемых мощностей и скоростей возросла нагруженность зацепления, опор, валов, корпуса. Это послужило причиной проявления таких отрицательных свойств передач как склонность к быстрому износу из-за больших скоростей скольжения, неблагоприятные условия смазки зоны контакта активных поверхностей, чувствительность передачи к деформациям под нагрузкой её звеньев, погрешностей изготовления, сборки и монтажа.

Результатом проявления этих недостатков червячных передач следует признать то, что за последние 40 – 50 лет технические характеристики отечественных и зарубежных червячных редукторов практически не повысились. Следует указать ещё и на тот факт, что производители редукторов, рекламируя свой товар, акцентируют внимание потребителя на применении в редукторах последних достижений науки и техники, хотя качество их не отличается от старых моделей (о чем свидетельствуют каталоги ведущих производителей).

Сказанное ставит сегодня на повестку дня проблему существенного и реального повышения технических характеристик червячных редукторов, одно из решений которой освещено в настоящей работе.

Анализ исследований, направленных на повышение технического уровня червячных редукторов, позволяет установить следующее.

Червячный редуктор со всеми присущими ему достоинствами и недостатками представляет некоторую техническую систему. Как и всякая другая, техническая система “червячный редуктор” имеет свой срок жизни, настоящий период которой можно охарактеризовать как период исчерпания своих возможностей. Дальнейшее существование системы будет зависеть от того, удастся ли существенно улучшить её технические характеристики. Ни в коей мере не умаляя влияния каждого элемента системы “червячный редуктор” на её свойства, основным следует считать

зацепление, определяющими характеристиками которого является тип, свойства и форма активных поверхностей, вид их контакта и кинематика относительного движения.

Одно из первых теоретических исследований червячного зацепления было выполнено А. Шибелем [1]. Рассматривая поле зацепления архимедовой червячной передачи, он первый обратил внимание на неравноценность его зон для передачи нагрузки. Однако вывод из этого факта он сделал неправильный, предложив использовать в качестве рабочей входную часть поля зацепления. Несмотря на ошибочность этого вывода, следует считать его первым предложением локализации контакта в червячном зацеплении.

Анализ червячного зацепления, выполненный А.Н. Грубиным [2,3] показал, что различные зоны поля зацепления неравноценны по условиям образования гидродинамического слоя смазки между активными поверхностями, и что именно эта характеристика определяет несущую способность зацепления. Практическая реализация этих выводов подтвердила их правильность.

Последующие теоретические работы [3...6], направленные на исследование и разработку способов локализации пятна контакта с целью повышения нагрузочной способности червячных передач, а также их экспериментальная проверка [7], показали положительное влияние локализации на нагрузочную способность зацепления. Вместе с тем было замечено, что с течением времени КПД несколько снижается, а зацепление требует некоторой приработки при постоянно повышающейся нагрузке. Эти особенности поведения червячной передачи объясняются выводами работы [6], а также тем, что по мере приработки контакт в передаче из локализованного превращается в линейный, что соответствует второму способу Оливье со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Второе направление повышения технического уровня червячных передач связано с отысканием формы поверхности витка червяка, при которой линейный контакт в комбинации с хорошей кинематикой относительного движения дает возможность решить проблему качества червячных передач. Среди большого количества работ в этом направлении наиболее выгодными с технологической точки зрения оказались работы Г. Нимана [8], Ф.Л. Литвина [9], И.С. Кривенко [10]. Однако, при всех достоинствах зацепления червячных передач с вогнутым профилем витков червяка, технологические сложности формообразования активных поверхностей ограничили область их применения в специальной технике.

Таким образом, из сказанного выше можно сделать вывод, что ограничение роста технических характеристик технической системы "червячная передача" в настоящее время связана только со способом образования её активных поверхностей в соответствии со вторым способом Оливье.

В основополагающих работах Я. С. Давыдова [11], М. Л. Новикова [12], К. С. Писманика [13], Э. Вильдгабера [14] показано, что методы образования сопряженных поверхностей Оливье не являются самыми общими. Отказ от применения методов Оливье даст исследователям более широкие возможности в

создании сопряженных и приближенных зацеплений, одновременно упрощая технологию их производства.

Особенно показательны в подтверждение целесообразности выводов указанных работ являются передачи М. Л. Новикова, образованные на базе активных (контактных) линий поверхностей зубьев.

Указанные выше работы послужили научно-теоретической предпосылкой создания системы червячных передач с локализованным контактом, технические характеристики которых превышают аналогичные показатели редукторов серии 2Ч–М НТЦ “Редуктор” (Россия), АГ фирмы “Флендер” (Германия), U фирмы “SITI S.p.A.” (Италия), а также редукторов, выпускаемых в Украине.

В основу созданной системы червячного зацепления с повышенными техническими характеристиками положены:

- положения Я. С. Давыдова о возможности нарезания колес незвольвентных передач инструментами, применяемыми для нарезания эвольвентных колес, за счет “деформации” поверхностей эвольвентных зубов;
- положение М. Л. Новикова о первоначальном выборе траектории движения контактной точки в неподвижном пространстве, т. е. о выборе линии зацепления;
- положение о том, что инструменты, образующие производящую пару, были бы достаточно просты и доступны в производстве, а станочные зацепления – реализуемыми на современном зубообрабатывающем оборудовании.

Положение о производящей паре и станочном зацеплении введено нами как ограничение технологическое, так как именно сложности инструментального обеспечения процесса зубообработки и его реализации на современном оборудовании есть главные препятствия в распространении передач червячных с вогнутым профилем витка, глобоидных, спироидных.

Исходя из этих положений в качестве исходной передачи, положенной в основание новой системы червячных передач, принята передача, составленная из эвольвентного косозубого колеса и эвольвентного червяка. Такую передачу можно считать частным случаем винтовой эвольвентной передачи. Достоинством этой передачи есть то, что поверхности зубьев колеса и витков червяка можно обработать по первому способ Оливье. Недостатками же передачи является резко выраженный точечный контакт активных поверхностей, большая скорость скольжения активных поверхностей в контактной точке и неблагоприятное для образования гидродинамического клина положение мгновенного пятна контакта относительно вектора скорости скольжения. Несмотря на эти недостатки, выбор этой передачи подкреплен тем, что согласно [6], локализацию контакта путем изменения активных поверхностей (т. е. их “деформацией”) без нарушения закона движения зубчатого механизма можно выполнить только для эвольвентных поверхностей зубьев, а также то, что в этой передаче линия зацепления – прямая.

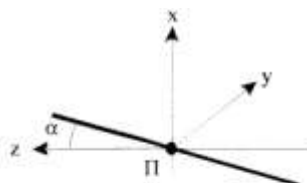


Рис.1 Линия зацепления червячной передачи с локализованным контактом.

В неподвижной системе координат (рис.1) ось y , которая совпадает с общей касательной к активным поверхностям в полюсе, уравнение линии зацепления имеет вид:

$$x + z \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0, \quad (1)$$

где α – угол наклона линии зацепления к общей касательной плоскости к начальным поверхностям передачи.

Координата x линии зацепления (1) связана с производящей поверхностью дискового инструмента, огибающей которого есть поверхность витка червяка, зависимостью

$$x = -u \cdot \cos \alpha + r; \quad (2)$$

$$u \cdot \cos \alpha - \frac{r_1 \cdot \varphi_1 \cdot \sin 2\alpha \cos \gamma}{2} - r = 0, \quad (3)$$

где u – криволинейная координата производящей поверхности;

r_1, r – радиусы делительных поверхностей червяка и инструмента;

γ – угол подъема витка червяка;

φ_1 – угол поворота червяка.

Перепирав уравнение (1) в системы координат червяка и колеса, получим уравнения активных линий на поверхностях витков червяка

$$\begin{aligned} x_1 &= (x + r_1) \cdot \cos \varphi_1 - z \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi_1; \\ y_1 &= -(x + r_1) \cdot \sin \varphi_1 - z \cdot \sin \gamma \cdot \cos \varphi_1; \\ z_1 &= x + z \cdot \cos \gamma, \end{aligned} \quad (4)$$

и зубьев червячного колеса

$$\begin{aligned}
 x_2 &= (x - r_2) \cdot \cos \varphi_2 + z \cdot \cos \beta \cdot \sin \varphi_2; \\
 y_2 &= (x - r_2) \cdot \sin \varphi_2 - z \cdot \cos \beta \cdot \cos \varphi_2; \\
 z_2 &= -x - z \cdot \sin \beta.
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

где γ, β – углы подъема витка червяка и наклона зуба червячного колеса на начальных цилиндрах в полюсе;

φ_1, φ_2 – углы поворота червяка и червячного колеса, причем $\varphi_2 = -i_{12} \cdot \varphi_1$;

$i_{12} = \omega_1 / \omega_2$ – передаточное отношение угловых скоростей звеньев;

r_1, r_2 – радиусы начальных цилиндров звеньев передачи.

Для передачи $a = 80$ мм, $z_1 = 1$, $z_2 = 31$, $m_n = 4$ мм, $\beta = \lambda = 6,340197^\circ$ активные линии поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса показаны на рис.2

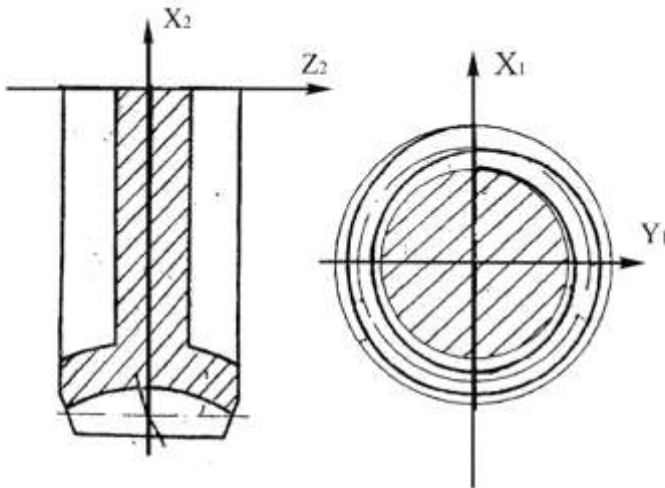


Рис. 2. Активные действующие линии при точечном контакте.

Для уменьшения недостатков, органически присущих исходной червячной передаче, степень локализации контакта в ней уменьшить можно путем изменения схемы формообразования поверхностей витков червяка и зубьев колеса, при которых исходные поверхности “деформируются” во внешнюю сторону, но линия контакта “деформированных” поверхностей остается такой же, как в исходной передаче. Из этого следует, что и активные действующие линии на “деформированных” поверхностях останутся такими же, как и в исходной передаче.

Несмотря на общность этих элементов зацепления, в остальных свойствах передач исходной и с “деформацией” поверхностей витков и зубов, существенно отличаются.

Условимся называть новый вид червячной передачи незвольвентной и будем для краткости обозначать НЭ.

Схема образования НЭ червячной передачи представлена на рис.3. Из рисунка следует:

1.Инструменты, которыми обрабатывают поверхности витков червяка и зубьев колеса, образуют неконгруэнтную производящую пару, которая может быть жесткой или подвижной.

2.Степень “деформации” исходных поверхностей, т. е. степень локализации пятна контакта, зависит от размеров производящих поверхностей.

3.Вследствие “деформации” исходных поверхностей во внешнюю сторону существенно изменится локальная геометрия поверхностей в контактной точке.

4.Боковые поверхности витков червяка и зубьев червячного колеса являются сопряженными, но не взаимогнбаемыми.

На основании этих выводов можно сделать следующие заключения:

1.Форма, размеры и положение мгновенного пятна контакта в НЭ червячной передаче должны существенно отличаться от исходной.

2.Передача должна быть менее чувствительна к погрешностям изготовления, сборки и монтажа.

3.Технологичность звеньев НЭ червячной передачи выше, чем у классических червячных передач, так как на производящие поверхности накладываются ограничения только по подрезанию и интерференции контактирующих поверхностей.

Для того чтобы линии (3) и (4) были контактными, они должны лежать на поверхностях, уравнения которых имеют вид:

для червяка

$$\begin{aligned}
 x_1 &= (r_1 \varphi_1 \cos \gamma \pm a) \sin \gamma \sin \varphi_1 + (r_u + r_1) \cos \varphi_1 + \\
 &+ u \cdot [(\cos \vartheta \cos \varphi_1 + \sin \vartheta \sin \gamma \sin \varphi_1) \cos \alpha \mu \sin \alpha \sin \gamma \sin \varphi_1] \\
 y_1 &= (r_1 \varphi_1 \cos \gamma \pm a) \sin \gamma \cos \varphi_1 - (r_u + r_1) \sin \varphi_1 + \\
 &+ u \cdot [(\sin \vartheta \cos \gamma \cos \varphi_1 - \cos \vartheta \sin \varphi_1) \cos \alpha \mu \sin \alpha \sin \gamma \cos \varphi_1] \\
 z_1 &= u \cdot (\sin \vartheta \sin \gamma \cos \alpha \pm \sin \alpha \cos \gamma) - (r_1 \varphi_1 \cos \gamma \pm a) \cos \gamma
 \end{aligned} \tag{6}$$

для червячного колеса

$$\begin{aligned}
 x_2 &= (r_b \cdot \cos \theta + u \cdot \cos \lambda_b \sin \theta) \cos \varphi_2 \pm \\
 &\pm (r_b \cdot \sin \theta - u \cdot \cos \lambda_b \cos \theta) \sin \mu \sin \varphi_2 \mu \\
 &\mu (p \vartheta - u \cdot \sin \lambda_b) \cos \mu \sin \varphi_2 - (r + r_2) \cos \varphi_2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 y_2 &= -(r_b \cdot \cos \theta + u \cdot \cos \lambda_b \sin \theta) \sin \varphi_2 \pm \\
 &\pm (r_b \cdot \sin \theta - u \cdot \cos \lambda_b \cos \theta) \sin \mu \cos \varphi_2 \mu \quad ; \quad (7) \\
 \mu &= (p \vartheta - u \cdot \sin \lambda_b) \cos \mu \cos \varphi_2 - (r + r_2) \sin \varphi_2 \\
 z_2 &= (r_b \cdot \sin \theta - u \cdot \cos \lambda_b \cos \theta) \cos \mu \pm (p \vartheta - u \cdot \sin \lambda_b) \sin \mu + r
 \end{aligned}$$

где: $\mu = \beta - \lambda$, $\theta = \vartheta \pm \varphi_u$;

u, ϑ – криволинейные координаты производящих поверхностей;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_u$ – углы поворота червяка, червячного колеса и червячной фрезы в станочных зацеплениях;

λ, λ_b – делительный и основной углы подъема производящей поверхности червячной фрезы;

r, r_b – делительный и основной радиус червячной фрезы;

r_1, r_2 – радиусы начальных поверхностей червяка и колеса;

r_u – расчетный радиус дискового инструмента;

p – винтовой параметр производящей поверхности червячной фрезы;

p_1 – винтовой параметр относительного движения в станочном зацеплении при нарезании червяка.

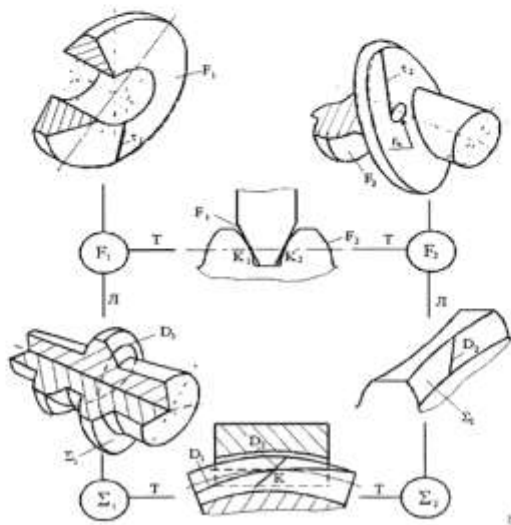


Рис.3 Схема образования незвольвентной червячной передачи

В формулах (6) верхние знаки относятся к левым (видимым со стороны положительного направления осей Z), а нижние – к противоположным – правым сторонам витка червяка, а в формулах (7) принадлежность знаков в местах их двойного написания – противоположные.

Анализ поверхности (6) показывает, что поверхность витков червяка не является геликоидом, профиль осевого сечения витков переменный и изменяется с изменением параметра огибания ϕ_1 . Поверхность витка симметрична относительно точки, совпадающей с полюсом зацепления. В отличие от исходной, поверхность червяка (6) состоит из гиперболических точек. Главные кривизны поверхности и положения главных сечений зависят от параметров червяка и размеров инструментов.

Аналогичный анализ поверхности (7) показывает, что её свойства и строение аналогичны таким же параметрам поверхности червяка.

Из этого следует, что характер и свойства контакта этих поверхностей будет существенно отличаться от таковых в исходной передаче.

Сравнение червячных передач ZA, ZI, ZK, ZT с передачей НЭ при $a = 80$ мм, $z_1 = 4$, $z_2 = 30$, $m_x = 4$ мм, $\alpha = 20^\circ$, $\gamma = 21.8^\circ$ по геометро-кинематическим показателям нагрузочной способности приведены в таблице.

Геометро-кинематические показатели нагрузочной способности червячных передач.

Геометро-кинематический показатель*	Тип передачи				
	ZA	ZI	ZK1	ZT2	НЭ
l_{Σ} , см	5,71	2,46	3,97	1,83	3,98
ρ_{np} , см	2,08	1,99	1,89	5,41	2,44
ε , град	22,1	21,3	15,2	15,4	46,7
V_k , см/с	2,26	2,25	2,4	2,44	1,63
V_{fn} , см/с	0,74	0,77	0,51	0,69	2,24

Из таблицы следует, что передача НЭ уступает классическим передачам по

* Расчетные ГКП нагрузочной способности передач ZA, ZI, ZK, ZT взяты из книги "Зубчатые и червячные передачи": Сб. статей/Под ред. Н. И. Колчина. Л.: Машиностроение, 1974. 352с.

суммарной длине контактных линий l_{Σ} – только передаче ЗА, а по величине радиуса приведенной кривизны $\rho_{пр}$ – передаче ЗТ2. По показателям, определяющим гидродинамику масляного клина и его нагрузочную способность, передача НЭ значительно превосходит

классические даже при локализации пятна контакта в полюсной зоне зацепления.

Но червячная передача по мере работы под нагрузкой прирабатывается. Вследствие этого поверхность витков червяка, как более твердая, истирает более мягкую поверхность зубьев червячного колеса, которая в итоге приобретает форму такую же, как если бы она была нарезана первоначально в соответствии со вторым способом Оливье. При этом достоинства классических передач с локализованным контактом исчезают.

В червячной незвольвентной передаче, которая тоже подвержена приработке, свойства зацепления изменяются.

Для определения этих изменений найдем контактные линии на поверхности червячного колеса, считая уравнения (6) уравнениями производящей поверхности. Выполнив соответствующие преобразования, получим:

$$\begin{aligned} x &= (x_0 - r_2) \cos \varphi_2 + (y_0 \cdot \sin \beta + z_0 \cdot \cos \beta) \sin \varphi_2 \\ y &= (x_0 - r_2) \sin \varphi_2 - (y_0 \cdot \sin \beta + z_0 \cdot \cos \beta) \cos \varphi_2; \\ z &= -y_0 \cdot \cos \beta - z_0 \cdot \sin \beta \\ f(x_0, y_0, z_0, \varphi_1) &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

где x_0, y_0, z_0 – координаты поверхности витка червяка, записанные в неподвижной системе координат станочного зацепления.

На рис.4 показаны контактные линии в приработанной передаче, активные линии которой при точечном контакте показаны на рис.2.

Расчеты и рис. 4 показывают, что в приработанной НЭ передаче происходит преобразование локализованного точечного контакта в локализованный в средней зоне зуба колеса контакт линейный; поле зацепления в передаче узкое, линии контакта практически перпендикулярны вектору относительной скорости. Указанные результаты служат предпосылкой повышения технических характеристик зацепления.

Для проверки этих предпосылок на ВФ “Астра” (г. Кировоград) в приводах нескольких изделий были в производственных условиях испытаны новые червячные зацепления.

Общим требованием к приводам были минимум габаритов, применение электродвигателей с частотой вращения 3000 об/мин. Редуктор привода механизма подач пресса продольного срачивания стенового бруса по циклу работы нагружен

постоянным крутящим моментом на выходном валу $M_2=82$ Нм, возрастающем в момент стыковки до 150..180 Нм при частоте вращения выходного вала 114 об/мин.

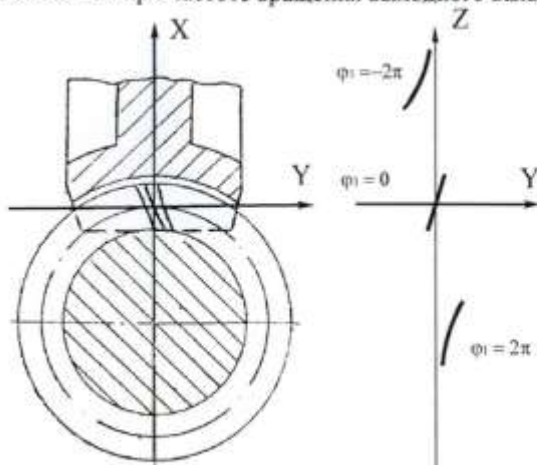


Рис. 4. Контактные линии в отработавшей передаче

Время работы механизма подачи, приходящееся на стыковку с предварительным сжатием стыка, составляет от 1/3 до 3/4 общего времени цикла, величина которого составляет от 2 до 5 секунд. Исходя из характера нагружения и времени цикла работы привода, была изготовлена червячная передача с параметрами $a=63$ мм, $z_1=1$, $z_2=25$, $m_n=4$ мм, $\gamma=\beta=9.3299^0$. Передача была установлена в стандартный корпус редуктора 2Ч-63, модернизированного в мотор-редуктор, с приводным электродвигателем $N=1.5$ кВт, $n=2840$ об/мин. Материал червяка – сталь 40Х, твердость витков HRC = 48..52, шероховатость поверхности витков $R_a=0.8$ мкм. Венец червячного колеса был выполнен из бронзы Бр. А9Ж4, закаленной до твердости НВ 160. Параметры передачи по точности соответствовали 7 степени по ГОСТ 3675-81 и были обеспечены настройкой инструмента и станков. Приемодаточные контрольные испытания станка показали, что при максимальной нагрузке привод работает удовлетворительно, и при полной нагрузке двигателя температура редуктора не превышает 62..70 С. Смазка зацепления производилась маслом для геликоидных передач автомобилей. В настоящее время в производстве работает более десятка таких прессов, из которых отработали 3 года 5 изделий, 2,5 года – 3. Рекламаций от потребителей не поступало.

Аналогичной конструкции мотор-редуктор был спроектирован для ленточнопильных станков для резки сортового металла. Расчетная нагрузка на выходном валу редуктора при максимальном диаметре разрезаемого круглого проката 200 мм составляет от 150 до 220 Нм в зависимости от марки стали.

Параметры передачи: $a = 63 \text{ мм}$, $z_1 = 1$, $z_2 = 39$, $m_n = 2,5 \text{ мм}$, $\gamma = \beta = 5.1^\circ$. Приводной двигатель – двухскоростной, $n_1 = 1410 \text{ об/мин}$, $n_2 = 2760$, $N = 1,5/2,2 \text{ кВт}$. На первой ступени нарезают качественные конструкционные стали, на второй – мягкие стали, чугун, цветные сплавы. Материал звеньев передачи, их термообработка и смазка аналогичны первому случаю.

Было изготовлено 3 передачи, две из которых установлены на станки для резания профильного проката, третья – на станок для резки толстого листового металла.

Станки для резки сортового (в основном круглого) проката работают около двух лет. Наблюдения показали, что процесс преобразования точечного контакта в линейный протекал примерно от 4,5 до 6 месяцев. Общим было то, что больших отличий в температурном режиме работы ($72..80 \text{ C}$) при распиловке в течение смены круга диаметром 200 мм не наблюдалось, а потребляемая мощность при этих режимах практически зависела от степени затупления пыли. По этой причине точно оценить КПД редуктора не представляется возможным. Ориентировочное значение КПД $0,73..0,82$.

Таким образом, наши исследования показали, что одним из путей повышения технического уровня червячных редукторов и передач и их технологичности является формообразование их активных поверхностей способами, отличными от способов Оливье-Гохмана.

Список литературы: 1. Шибель А. Зубчатые колеса с непрямыми зубцами. – М. - Л.: ОНТИ, 1935, 175с. 2. Грубин А. Н. Червячное зацепление. – М.: Оргаметалл, 1936, 183с. 3. Назаренко Л. Н. О некоторых случаях точечных (типа зональных) и линейных зацеплений, нарезаемых червячной фрезой. – Научно-технический бюллетень ЛПИ. – Л.: Машиностроение, 1958, №6. 4. Ufert O. Dynamische Drehfehlermessungen an Walserfrasmashinen und ihr Einfluss auf die Genauigkeit gefraester Grossgetriebe, VDF, №103, 1961. 5. Пыж. О. А. Червячные передачи: сб. работ комитета по зуборезному делу, №1, - Л.: ЛОНИТМАШ, 1939. -102с. 6. Литвин Ф. Л., Рыбаков В. И. Локализация пятна контакта в цилиндрических червячных передачах. – Известия ВУЗов, Машиностроение, 1974, №8, с57 – 61. 7. Тройнин В. А. К оценке долговечности червячных передач с локализованным контактом по данным испытаний и эксплуатации. – Вестник машиностроения, 1977, №2, с16 – 18. 8. Niemann G. Heyer F. Untersuchungen an schneckengetrieben, VDI, №6, 1953. 9. Литвин Ф. Л. Новые виды цилиндрических червячных передач. – М. Л.: Машгиз, 1962, 102с. 10. Кривенко И. С. Новые типы червячных передач на судах. – Л.: Судостроение, 1967, 255с. 11. Давидов Я. С. Незвольвентное зацепление. – М.: Машгиз, 1950, 180с. 12. Новиков М. Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: ВВИА им. проф. Жуковского, 1958, 185с. 13. Писманик К. М. Гипоидные передачи. – М.: Машиностроение, 1964, 227с. 14. Вильдегабер Э. Основы зацепления конических и гипоидных передач. – М.: Машгиз, 1948, 170с. 15. Редукторы, мотор-редукторы червячные модернизированные / Каталог. – СПб: НТП "Редуктор", 2004, 126с.