

2. На основе предлагаемой антиблокировочной системы возможно дальнейшее развитие систем активной безопасности, разработка противобуксовочной системы и интегрированной системы безопасности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Alexander Sporner, Thomas Kramlich. MOTORCYCLE BRAKING AND ITS INFLUENCE ON SEVERITY OF INJURY. Institute for Vehicle Safety, München – Germany.; 2. IVANOV Valentin, MIKHALTSEVICH Mikalai . ACTIVE SAFETY AND BRAKING CONTROL FOR TWO-WHEEL VEHICLES. Proc. of 9th European Automotive Congress. Conference 2 "Safety-Current trends and future challenges". - Paris:- 2003.- P. 51.

УДК 621.833.389

М.Ф.Пашкевич, Н.И.Рогачевский, С.Н. Рогачевский

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ КАЧЕНИЯ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Механические передачи зацеплением являются приближенными, к ним также относятся исследуемые червячные передачи качения. В таких передачах передаточное отношение одной пары зубьев от входа до выхода ее из зацепления является переменным. За период пересопряжения, равный угловому шагу винта, среднеинтегральное значение передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ равно номинальному [1], поэтому

$$\int_{\varphi_1}^{\varphi_1 + 2\pi/z_1} [i_{21}(\varphi_1) - i_{21}^0] d\varphi = 0,$$

где $i_{21}(\varphi_1) = d\varphi_2 / d\varphi_1$ – мгновенное значение передаточного отношения; $i_{21}^0 = z_1 / z_2$ – номинальное передаточное отношение передачи; z_1 – число заходов винта, z_2 – число пальцев колеса передачи; φ_1 и φ_2 – текущие углы поворота соответственно винта и пальцевого колеса; $2 \cdot \pi / z_1$ – угловой шаг винта.

В червячных передачах качения, если пренебречь упругостью звеньев, движение осуществляется одной парой виток винта – палец колеса, т. е. коэффициент перекрытия передачи равен единице. Исследованию кинематической точности такой передачи, в которой винт с правой прямоугольной резьбой вращается по часовой стрелке, посвящена статья [2]. В ней установлены закономерности изменения передаточного отношения и погрешности угла поворота ведомого звена передачи, проведен анализ угловых зазоров между витком винта и входящим в зацепление и выходящим из него пальцами колеса.

Установим аналогичные закономерности для такой же передачи ($z_1 = 1$, $t = 22$ мм – шаг винта, $d_1 = 43$ мм – средний диаметр винта, $z_2 = 32$) при вращении винта против часовой стрелки, то есть при ее реверсировании. Для этого проследим процесс зацепления витка винта с пальцами (подшипниками) колеса. Установим, рассматривая рис. 2 [2], характер взаимодействия витка винта с подшипником 1, а также установим

закономерности изменения зазоров между витком винта и подшипником 3, входящим в зацепление, и подшипником 2, выходящим из зацепления. Зазоры будем оценивать углом поворота $\Delta\varphi_2$, на который нужно повернуть пальцевое колесо, чтобы привести в касание поверхности соответствующих подшипников с витком винта. Для того чтобы зацепление происходило правильно, то есть движение в рассматриваемом интервале передавалось с винта на подшипник 1, необходимо, чтобы между витком винта и подшипниками 2 и 3 были зазоры.

Зависимость передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ передачи от угла φ_1 поворота винта выглядит так:

$$i_{21}(\varphi_1) = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{\cos \alpha}{z_2 \cdot \cos[\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2)]},$$

где $\alpha = \arctg(t / (\pi \cdot d_1))$ – угол подъема винтовой линии винта на диаметре d_1 .

Функция $\varphi_2(\varphi_1)$ передачи движения

$$\varphi_2(\varphi_1) = \varphi_1 \cdot i_{21}(\varphi_1) = \frac{\varphi_1 \cdot \cos \alpha}{z_2 \cdot \cos(\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2))}$$

не является линейной, хотя и близка к прямой $\varphi_2 = \varphi_1 \cdot z_1 / z_2$. Ее отклонение от указанной прямой является функцией $\delta\varphi_2(\varphi_1)$ погрешности угла поворота колеса.

Проанализируем изменение функции $i_{21}(\varphi_1)$ в интервале значений $[-320^\circ, 600^\circ]$ угла φ_1 поворота винта, что соответствует отрезку $[-10,05^\circ, 19,10^\circ]$ фазы γ зацепления. График зависимости $i_{21}(\varphi_1)$ в указанных интервалах изменения φ_1 и γ показан на рис. 1.

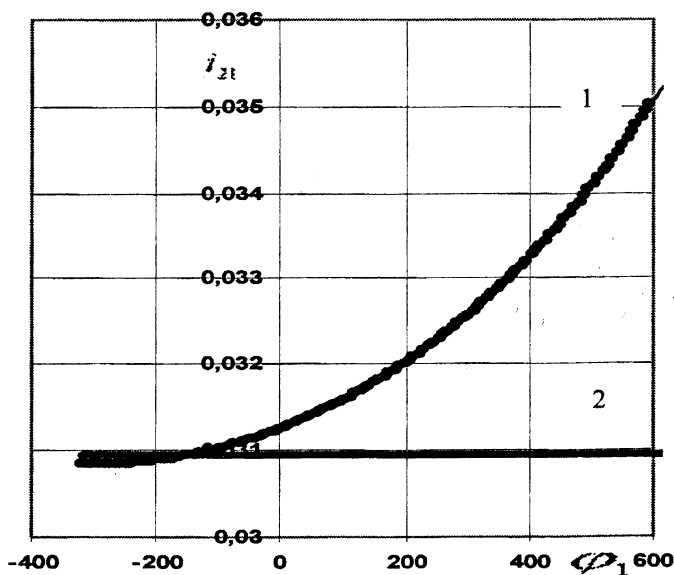


Рис.1. Закон $i_{21}(\varphi_1)$ изменения действительного передаточного отношения (1) и его номинального значения (2)

Из рисунка видно, что за период пересопряжения винта 360° среднеинтегральное значение передаточного отношения $i_{21}(\varphi_1)$ равно номинальному i_{21}^0 в интервале изменения $\varphi_1 - 318^\circ \leq \varphi_1 \leq 42^\circ$. Нижний предел

изменения φ_1 был определён из нелинейного уравнения

$$\frac{\cos \alpha}{z_2} \cdot \left[\ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2) + 2\pi / z_2}{2} \right) \right| - \ln \left| \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha + \arcsin(\varphi_1 / z_2)}{2} \right) \right| \right] = i_{21}^0,$$

а верхний – добавлением периода 2π пересопряжения винта.

Из рис. 2 следует, что погрешность $\delta\varphi_2(\varphi_1)$ угла поворота колеса изменяется от $0,037^\circ$ до $-0,008^\circ$ и далее до $0,017^\circ$ в указанном интервале возрастания φ_1 .

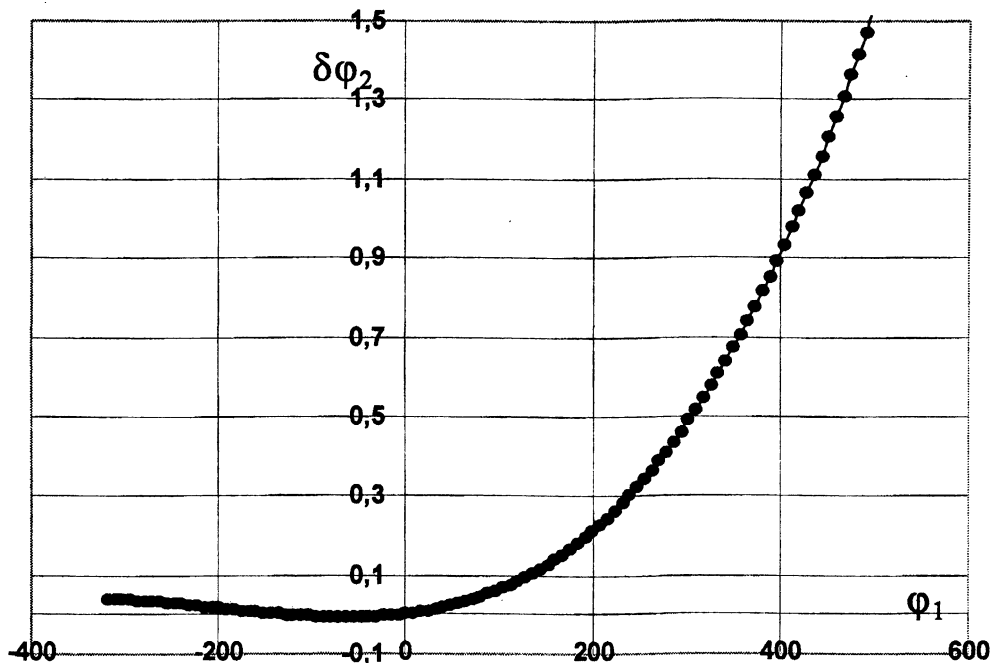


Рис. 2. Кривая $\delta \varphi_2(\varphi_1)$ погрешности угла поворота колеса

На рис. 3 показаны графики функции угловых зазоров между витком винта и подшипником 2 (кривая $\Delta \varphi_{2(2)}(\varphi_1)$) и витком винта и подшипником 3 (линия $\Delta \varphi_{2(3)}(\varphi_1)$). В исследуемом интервале $[-318^\circ, 42^\circ]$ изменения φ_1 интерференция отсутствует, наблюдается уменьшение зазора с $0,058^\circ$ до $0,008^\circ$ между витком винта и подшипником 3 и его увеличение с $0,124^\circ$ до $0,147^\circ$ между витком и подшипником 2.

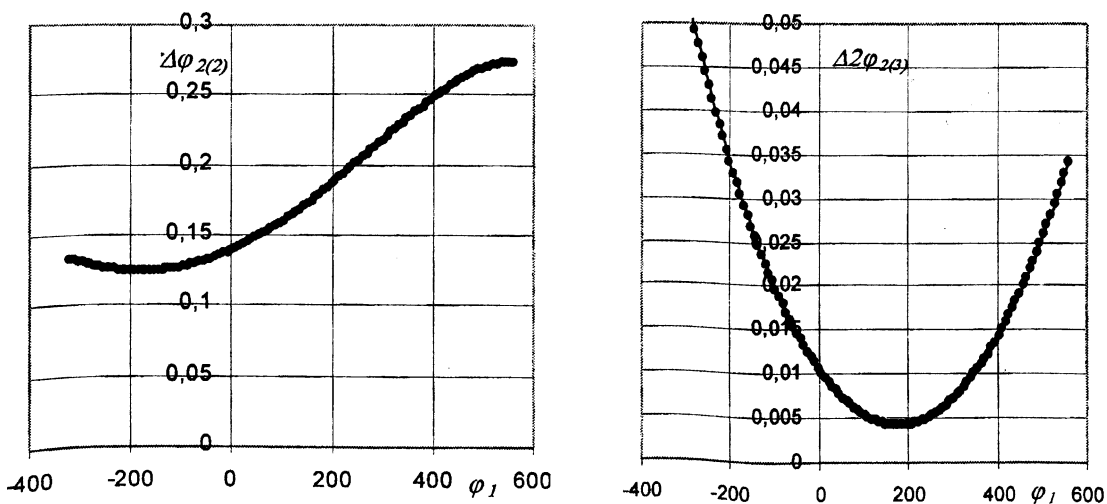


Рис.3. Графики функций $\Delta \varphi_{2(2)}(\varphi_1)$, $\Delta \varphi_{2(3)}(\varphi_1)$ угловых зазоров

Сравнение этих результатов с приведенными в работе [2] показывает, что в рассматриваемом случае погрешности значительно меньше, они находятся в пределах $-0,008^\circ \leq \delta\varphi_2(\varphi_1) \leq 0,037^\circ$. Следовательно, точность винтовой пальцевой передачи при вращении правого винта против часовой стрелки по сравнению с передачей, в которой правый винт вращается по часовой стрелке, выше.

Для оценки кинематической точности червячных передач качения помимо теоретических исследований проведены экспериментальные исследования передач в сборе: пружинно-пальцевой, двух винтовых пальцевых передач и стандартной червячной передачи 1Ч-80 (для сравнения). По конструкции пружинно-пальцевая и винтовая пальцевая передачи были почти одинаковыми. Их отличие состояло лишь в исполнении ведущего звена: одна передача имела ведущее звено в виде винтовой пружины, закрепленной на ведущем валу, а во второй передаче на ее ведущем валу была выполнена ступень с витками прямоугольной резьбы. Винтовые пальцевые передачи отличались тем, что в одном исполнении передачи витки винта взаимодействовали с вращающимися пальцами, установленными на подшипниках в ведомом диске, а во втором исполнении витки винта взаимодействовали с подшипниками, посаженными на неподвижные пальцы.

Исследования кинематической точности передач проводились на автоматизированном стенде, описание которого приведено в [3]. Там же изложена методика измерения кинематических погрешностей передач в сборе. В соответствии с этой методикой проводились исследования указанных передач при изменении моментов на ведомом валу передач и частоты вращения ведущего вала. Различные величины моментов на ведомых валах передач устанавливались при помощи электромагнитного тормоза ПТ-16М, позволяющего изменять величину тормозного момента от 0 до 160 Нм. Различные частоты вращения ведущего вала обеспечивались трехскоростным двигателем, который позволял установить частоты вращения 685, 990 и 1480 об/мин.

По результатам измерения кинематических погрешностей передач строились графики их изменения за один оборот ведомого вала, а также проводился их спектральный анализ на основе разложения этих функций в ряды Фурье. Амплитудно-частотный спектр кинематических погрешностей охватывал 512 гармонических составляющих. На рис.4 приведены графики изменения кинематических погрешностей исследованных передач при одних и тех же условиях и их амплитудно-частотные спектры, содержащие первые гармонические составляющие А1-А6, а также гармоники, соответствующие передаточному отношению и кратные ему.

На графиках слева по оси абсцисс отложены номера измерений (всего измерений 1024), а справа – номера гармонических составляющих. По осям ординат отложены значения кинематических погрешностей в радианах.

Как следует из рис.4, наибольшую кинематическую погрешность имеет червячная передача (наибольшее значение кинематической погрешности соответствует размаху кривой, характеризующей изменение этой погрешности).

Наибольшими величинами местных погрешностей характеризуется пружинно-пальцевая передача; винтовая пальцевая и червячная передачи, по сравнению с пружинно-пальцевой, имеют многократно меньшие местные кинематические погрешности.

Для всех исследованных передач наибольшее значение имеет первая гармоническая составляющая, затем, в порядке убывания, вторая – шестая гармоники. Гармонические составляющие с номерами, соответствующими и кратными передаточному отношению, также выделяются на фоне соседних гармоник и имеют существенные значения.

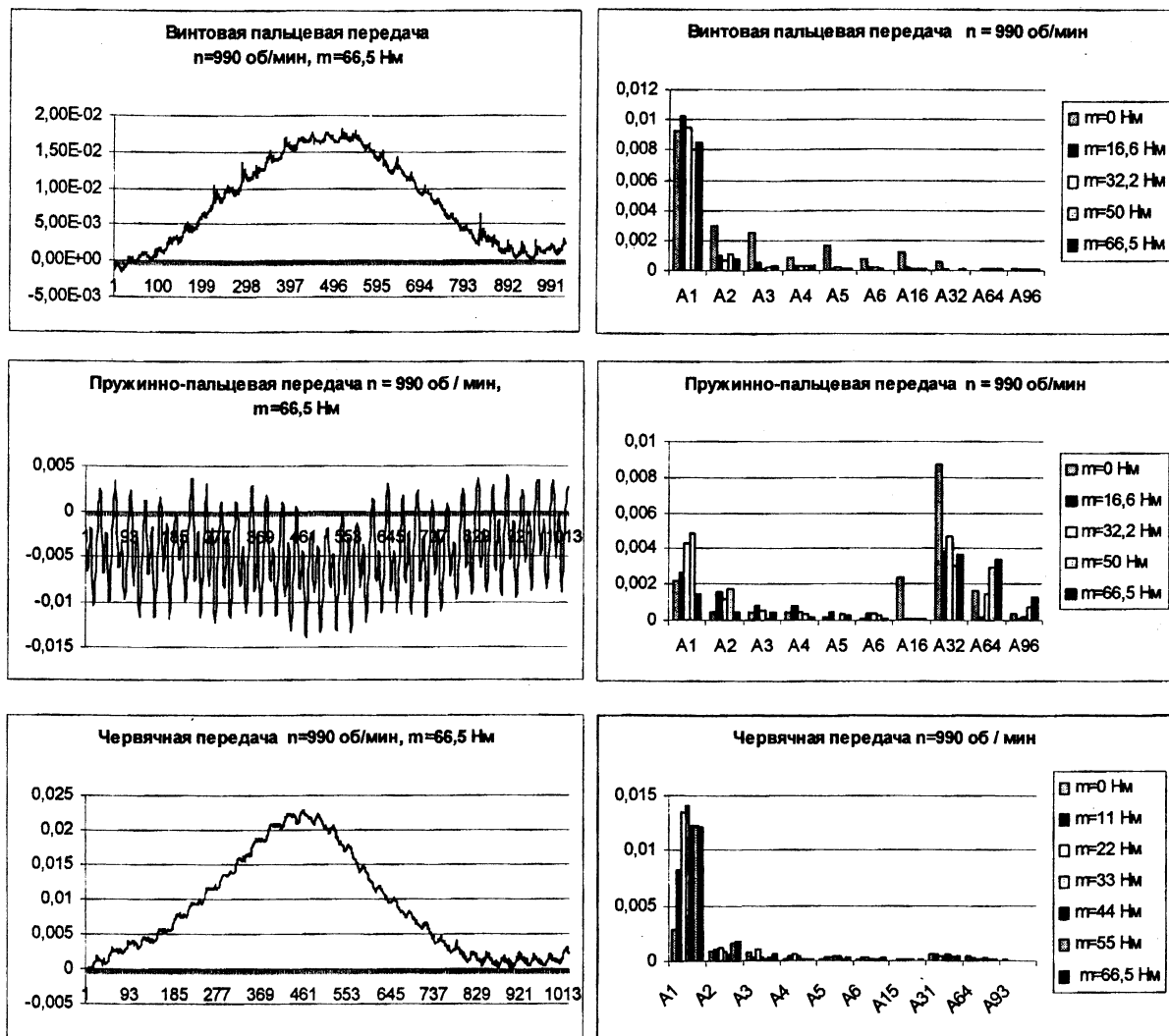


Рис. 4. Графики изменения кинематических погрешностей и их амплитудно-частотные спектры

Для пружинно-пальцевой передачи значения амплитуд этих гармоник велики и соответствуют значениям первой, наибольшей, гармонической составляющей спектра.

Плавность работы червячной передачи определяется высокочастотными составляющими спектра кинематической погрешности с номерами, соответствующими числу зубьев ведомого колеса, или передаточному отношению передачи при однозаходном червяке, а также с номерами, кратными передаточному отношению. И чем больше абсолютные значения этих погрешностей, тем менее плавной работой характеризуется передача. Исходя из этих позиций (см. рис.4) можно сделать вывод, что наименее плавно работает пружинно-пальцевая передача. Винтовая пальцевая и червячная передачи характеризуются примерно одинаковой плавностью работы.

Сравнение винтовой пальцевой и червячной передач по наибольшей кинематической погрешности в достаточно широком диапазоне изменения условий практического применения проводилось на основе анализа графиков на рис. 5.

Анализ рис.5 показывает, что по кинематической точности винтовая пальцевая передача не уступает червячной, причем кинематическая погрешность винтовой передачи качения могут не только по уровню КПД, но и по кинематической точности конкурировать с традиционными червячными передачами. передачи при значении

момента на выходе более 33 Нм несколько ниже, чем кинематическая погрешность червячной передачи 1Ч80.

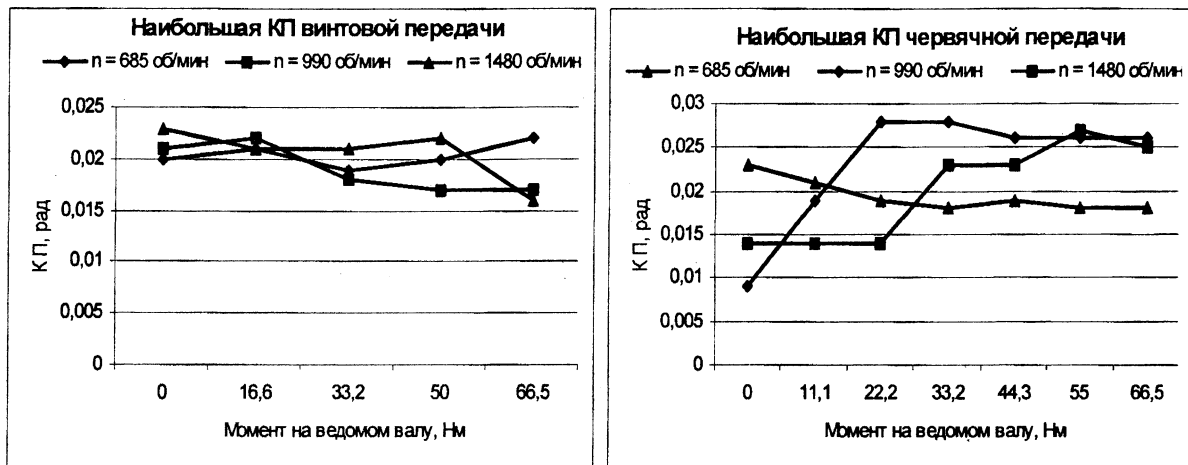


Рис. 5. Графики изменения наибольшей кинематической погрешности винтовой пальцевой и червячной передач

Следовательно, рассмотренные передачи качества могут не только по уровню КПД, но и по кинематической точности конкурировать с традиционными червячными передачами.

ЛИТЕРАТУРА

- Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений – М.: Наука, 1968. – 584с.;
- Пашкевич М.Ф. Повышение кинематической точности винтовой пальцевой передачи /М.Ф. Пашкевич, Н.И. Рогачевский, С.Н. Рогачевский// Вестник Могилёвского Государственного технического университета. – 2003. – №2. – С. 124 – 129.;
- Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование контроль и диагностика/ М.Ф.Пашкевич, В.М.Пашкевич, А.М.Пашкевич, С.В.Чертков. – Могилев: Белорусско-Российский университет, 2003. – 221 с.

УДК 621.777:67/68

К.С.Матвеев, А.К.Новиков, А.Н.Голубев

РАЗРАБОТКА ШНЕКОВОГО ЭКСТРУДЕРА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ ОТХОДОВ

УО «Витебский государственный технологический университет»
Витебск, Беларусь

Одним из достаточно существенных отличий предприятий легкой промышленности от производственной сферы машиностроения является образование больших объемов отходов материалов, которые используются при изготовлении основной продукции. И в зависимости от вида выпускаемой продукции объемы образующихся отходов