

3. Обработка глубоких отверстий / Н. Ф. Уткин, Ю. И. Кижняев, С. К. Плужников [и др.] ; под общ. ред. Н. Ф. Уткина. – Л. : Машиностроение, Ленингр. от-ние, 1988. – 269 с.

4. Там же.

5. Гуськов А. М. Исследование динамической устойчивости инструмента при глубоком сверлении : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М. : МВТУ, 1977. – 14 с.

6. Ушаков А. И. Динамические процессы при обработке глубоких отверстий : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М. : МВТУ, 1974. – 16 с.

7. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Указ. соч.

Получено 09.01.2017

8. Обработка глубоких отверстий.

9. Там же.

10. Гуськов А. М. Указ. соч.

11. Ушаков А. И. Указ. соч.

12. Гуськов А. М. Указ. соч.

13. Немцев Б. А., Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Указ. соч.

14. Яковлев П. Д., Яковлев С. П. Разработка алгоритма управления уводом при глубоком сверлении отверстий малых диаметров повышенной относительной длины // Проблемы механики современных машин : материалы VI Междунар. конф. – Т. 2. – Улан-Удэ : Изд-во ВСГУТУ, 2015. – С. 267–272.

УДК 621.833.01

В. Н. Анферов, доктор технических наук, профессор, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

А. В. Кузьмин, аспирант, Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА САМОТОРМОЖЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Спироидная передача по принципу действия относится к передачам червячного типа, но имеет перед червячной передачей некоторые существенные преимущества, объясняющиеся фундаментальными отличиями геометрии и кинематики спироидного зацепления [1]. Эти преимущества определяют перспективность использования спироидной передачи в механизмах машин как более прогрессивного аналога червячной передачи. На практике это отражается в расширяющемся применении спироидных передач в механизмах машин всех отраслей промышленности, где распространены червячные передачи.

Спироидная передача (как и большинство передач червячного типа) относится к классу *самотормозящих* механизмов, которые можно привести в движение только со стороны входного звена (червяка), а попытка привести механизм в движение со стороны выходного звена (колеса) вызывает затормаживание. Возможность самоторможения является важнейшим свойством спироидной передачи, влияние которого на свойства механизма в целом следует оценивать и учитывать на самых первых этапах проектирования. В настоящей статье рассмотрены вопросы геометрического, математического и физического моделирования спироидного зацепления, проведенного с целью оценки самоторможения спироидной передачи.

Характерной особенностью спироидной передачи является несимметричность профиля витка червяка в осевом сечении (рис. 1). Рабочая сторона витка червяка называется *правой*, а обратная сторона – *левой* [2]. Делительный осевой угол профиля витка спироидного червяка с правой стороны обозначается α_{xR} и обычно принимается равным 8° ; такой же угол

с левой стороны обозначается α_{xL} и обычно находится в диапазоне $28...32^\circ$ [3].

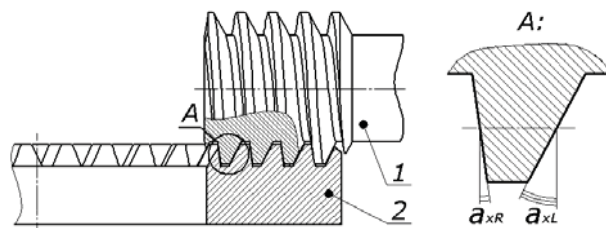


Рис. 1. Профиль витка спироидного червяка в осевом сечении: 1 – червяк; 2 – колесо спироидное

Для анализа самоторможения спироидной передачи определим зависимость ее работоспособности от делительного угла подъема витка червяка γ в тяговом режиме обратного хода. Оценку работоспособности проведем при помощи параметра, находящегося в основе свойства самоторможения, – коэффициента полезного действия η'_c . Для этого необходимо выяснить математическую функциональную зависимость КПД η'_c спироидной передачи от угла γ .

Геометрическая силовая модель спироидного зацепления в тяговом режиме обратного хода (рис. 2) содержит векторы следующих сил: F_{n12} – нормальная сила реакции со стороны зуба колеса на виток червяка; $F_{тр}$ – сила трения между контактирующими поверхностями; F_{r12} – полная сила реакции; F_d – движущая сила в зацеплении, являющаяся проекцией реакции F_{r12} на плоскость колеса xPz ; $F_{п.с}$ – сила полезного сопротивления в зацеплении, являющаяся проекцией силы F_{r12} на плоскость червяка xPz .

Для определения КПД η'_c спироидной передачи справедлива формула

$$\eta'_c = \frac{|A_{п.с}|}{A_d} = \frac{M_{п.с} \delta_2}{M_d \delta_1}, \quad (1)$$

где $A_{п.с}$ – мгновенная работа по преодолению момента полезных сопротивлений $M_{п.с}$; A_d – мгновенная работа, производимая движущим моментом M_d ; δ_2 и δ_1 – мгновенные углы поворота спироидных червяка и колеса соответственно.

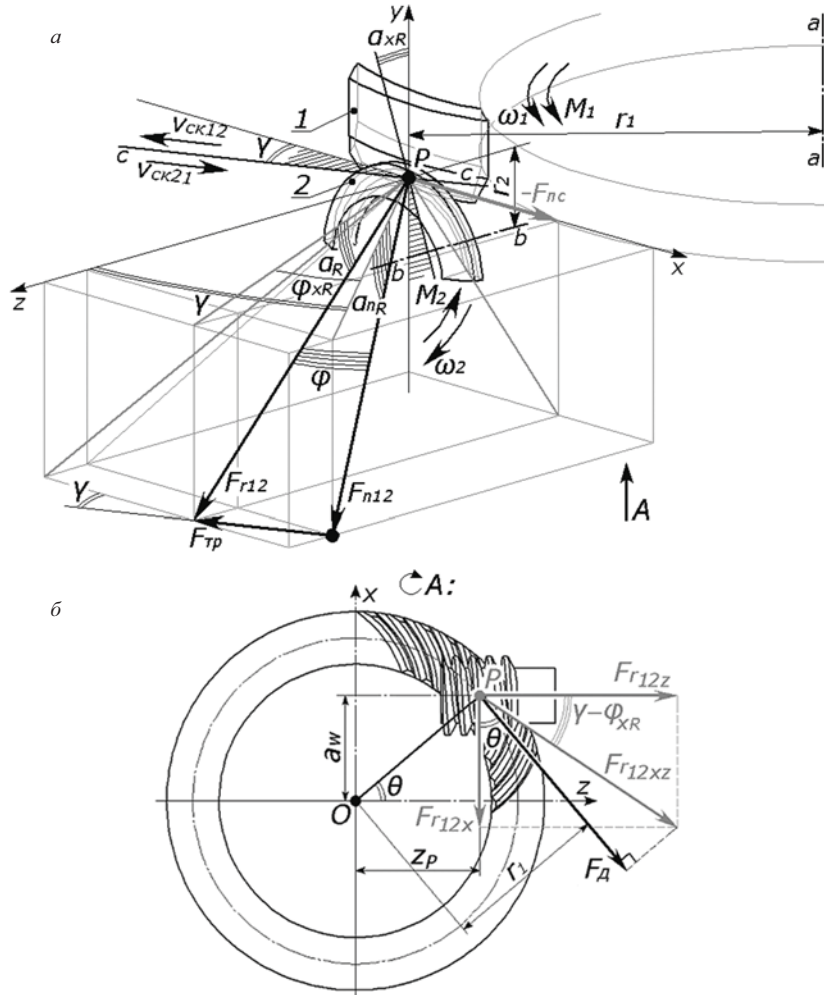


Рис. 2. Геометрическая модель спироидного зацепления в тяговом режиме обратного хода: а – общий вид; 1 – зуб спироидного колеса; 2 – виток червяка; б – проекционный вид А

Вращающий момент $M_{п.с}$ создается в зацеплении проекцией $F_{п.с}$ вектора F_{r12} ; из модели на рис. 2 момент $M_{п.с}$ равен

$$M_{п.с} = F_{r12} \cos \alpha_R \sin(\gamma - \varphi_{xR}) \frac{d_2}{2}, \quad (2)$$

где d_2 – делительный диаметр червяка.

Вращающий момент M_d определим как сумму моментов, создаваемых относительно центра вращения колеса O проекциями F_{r12x} и F_{r12z} вектора F_{r12} :

$$M_d = [\cos(\gamma - \varphi_{xR}) \sin \theta + \sin(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta] \times F_{r12} \cos \alpha_R \frac{d_1}{2}, \quad (3)$$

где d_1 – средний диаметр спироидного колеса.

После подстановки в формулу (1) равенств (2) и (3) получим

$$\eta'_c = \frac{\sin(\gamma - \varphi_{xR}) d_2 \delta_2}{[\cos(\gamma - \varphi_{xR}) \sin \theta + \sin(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta] d_1 \delta_1}. \quad (4)$$

Отношение $d_2 \delta_2 / d_1 \delta_1$ здесь равно

$$\frac{d_2 \delta_2}{d_1 \delta_1} = \frac{u_c q}{z_2} = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma}, \quad (5)$$

где u_c – передаточное число спироидной передачи; q – коэффициент диаметра червяка; z_2 – число витков червяка.

Подставим зависимость (5) в формулу (4):

$$\eta'_c = \frac{\sin(\gamma - \varphi_{xR})}{[\cos(\gamma - \varphi_{xR}) \sin \theta + \sin(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta] \operatorname{tg} \gamma} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR})}{\operatorname{tg} \gamma [\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta + \sin \theta]}.$$

Таким образом, для определения КПД η'_c спироидной передачи в тяговом режиме обратного хода при работе правой стороной витка будем использовать формулу

$$\eta'_c = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR})}{\operatorname{tg} \gamma} \frac{1}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta + \sin \theta}. \quad (6)$$

Здесь угол φ_{xR} , который назовем *правым осевым углом трения*, определяется по формуле

$$\varphi_{xR} = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \alpha_{nR}},$$

где α_{nR} – делительный нормальный угол правой стороны профиля витка червяка.

Та же формула (6) будет справедлива для случая работы левой стороной витка червяка при условии замены правого угла φ_{xR} на левый угол φ_{xL} .

Представим функциональную зависимость (6) как произведение двух функций $\eta'_{c1} = \eta'_{c1}(\gamma)$ и $\eta'_{c2} = \eta'_{c2}(\gamma)$:

$$\eta'_c(\gamma) = \eta'_{c1}(\gamma) \eta'_{c2}(\gamma);$$

$$\eta'_{c1}(\gamma) = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR})}{\operatorname{tg} \gamma};$$

$$\eta'_{c2}(\gamma) = \frac{1}{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi_{xR}) \cos \theta + \sin \theta}.$$

Графики функций $\eta'_{c1} = \eta'_{c1}(\gamma)$ и $\eta'_{c2} = \eta'_{c2}(\gamma)$ в собственных системах координат и в едином масштабе показаны на рис. 3.

Из графика (рис. 3) отметим, что функция $\eta'_{c2} = \eta'_{c2}(\gamma)$ во всем возможном диапазоне $\gamma = (0^\circ \dots 30^\circ)$ всегда имеет значение $\eta'_{c2} > 0$. В то же время функция $\eta'_{c1} = \eta'_{c1}(\gamma)$ описывает потери в винтовом зацеп-

лении спироидной передачи, и именно ее кривая осуществляет переход из области $+\eta'_{c1}$ в область $-\eta'_{c1}$ при $\gamma = \varphi_x$. В результате получим, что если угол γ находится в диапазоне $(0^\circ \dots \varphi_{xR})$, то КПД η'_c принимает отрицательное значение. Отсюда выведем основное условие самоторможения спироидной передачи:

$$\gamma < \varphi_{xR}. \quad (7)$$

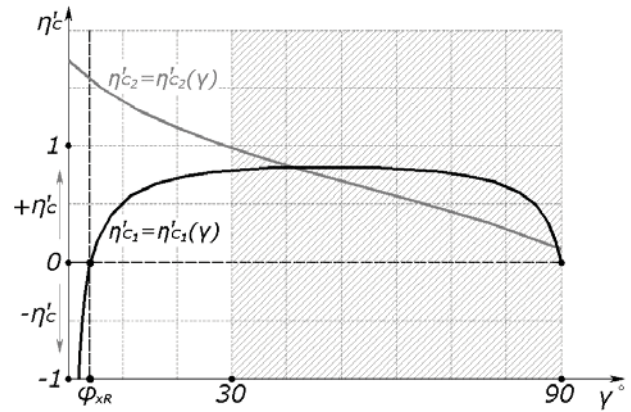


Рис. 3. Графики функций $\eta'_{c1} = \eta'_{c1}(\gamma)$ и $\eta'_{c2} = \eta'_{c2}(\gamma)$

При выполнении условия (7) передача вращательного движения от спироидного колеса к червяку невозможна, так как вектор движущей силы в зацеплении F_d при любом собственном значении окажется *внутри треугольника трения* с катетами-векторами F_{n12} и F_{tp}^n (вектор *потенциальной* максимальной силы трения, возможной в зацеплении при данном значении коэффициента трения), что означает самоторможение спироидной передачи. Геометрическая силовая модель самотормозящего спироидного зацепления показана на рис. 4, где указанный треугольник трения выделен серой штриховкой.

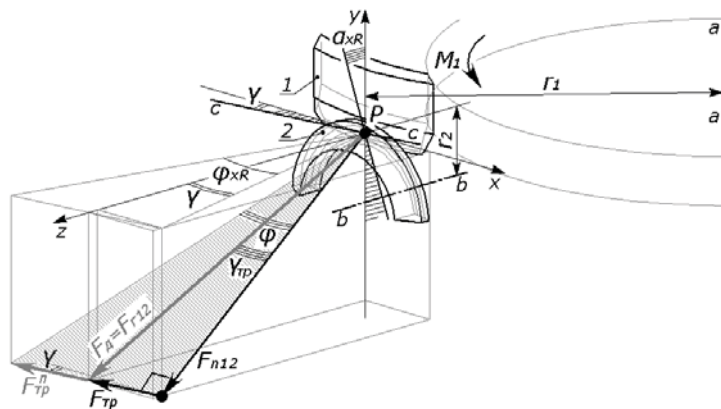


Рис. 4. Геометрическая модель самотормозящего спироидного зацепления: 1 – зуб спироидного колеса; 2 – виток червяка

Из геометрической силовой модели (рис. 4) следует, что второе условие самоторможения спироидной передачи имеет вид

$$F_{tp}^n > F_{tp}.$$

При его выполнении самоторможение обеспечивается с *запасом*, величину которого (запаса) можно оценить численно при помощи коэффициента k_c , который назовем *коэффициентом запаса самоторможения*:

$$k_c = \frac{F_{тр}^n}{F_{тр}} = \frac{F_{n12} \operatorname{tg} \varphi}{F_{n12} \operatorname{tg} \gamma_{тр}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \gamma_{тр}}. \quad (8)$$

Угол $\gamma_{тр}$ для профиля витка спироидного червяка:

$$\gamma_{тр} = \arctg \left[\operatorname{tg} \gamma \cos \left(\operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma) \right) \right]. \quad (9)$$

Заменяем тангенс угла трения φ в числителе формулы (8) на коэффициент трения f , а также подставляем в нее значение угла $\gamma_{тр}$ из формулы (9):

$$k_c = \frac{f}{\operatorname{tg} \gamma \cos \left[\operatorname{arctg} (\operatorname{tg} \alpha_x \cos \gamma) \right]}. \quad (10)$$

Полученная формула (10) определяет коэффициент k_c запаса самоторможения спироидной передачи, который может быть определен еще на начальной стадии проектирования. В соответствии с определением данного коэффициента:

1) при значении $k_c > 1$ передача проявляет свойство самоторможения с запасом;

2) при $k_c = 1$ передача находится на грани самоторможения, и это ее свойство может проявиться или скрыться при бесконечно малом увеличении или уменьшении коэффициента трения f соответственно;

3) при значении $k_c < 1$ спироидная передача не является самотормозящей.

Коэффициент k_c может быть определен для правой или для левой стороны профиля витка спироидного червяка; в первом случае в знаменатель дроби (10) следует подставлять угол α_{xR} , а во втором случае – соответствующий угол α_{xL} . Проведенные исследова-

ния позволили сформулировать последовательность оценки самоторможения спироидной передачи при помощи коэффициента запаса k_c :

1. Определение значения коэффициента трения скольжения f в спироидном зацеплении для заданного сочетания материалов, качества обработки поверхностей червяка и колеса, контактного напряжения σ в зацеплении и температуры смазочного масла t .

2. Определение значения делительного угла подъема винтовой линии червяка γ :

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}.$$

3. Определение значения коэффициента k_c запаса самоторможения для правой и левой сторон витка по формуле (10).

4. Вывод об отсутствии или наличии самоторможения спироидной передачи при заданных параметрах на основе сравнения рассчитанного коэффициента k_c с переходным значением, равным единице.

В приведенной последовательности решение первого пункта представляется наиболее неявным и сложным, поскольку для спироидной передачи в широком доступе отсутствуют базы значений коэффициента трения f в зацеплении в зависимости от многих трибологических параметров. Коэффициент трения является важнейшим параметром для самоторможения спироидной передачи (как и любой другой механической передачи), поэтому для его определения проведен комплекс исследований на стенде (рис. 5, а), моделирующем фрикционные и трибологические процессы в спироидном зацеплении.

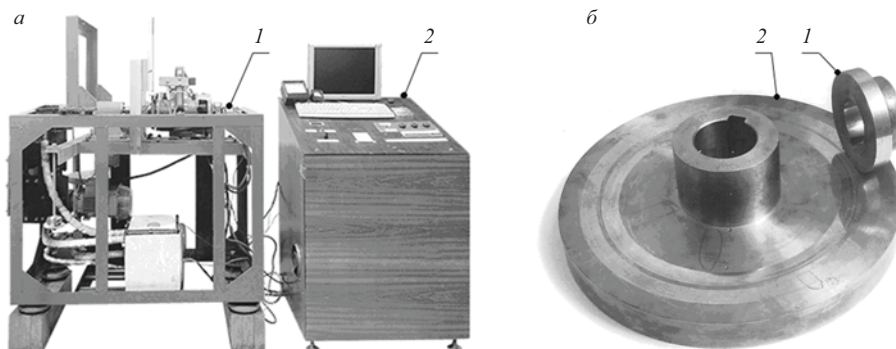


Рис. 5. Стенд для моделирования спироидного зацепления:

а – общий вид стенда: 1 – модуль контрольно-управляющий; 2 – модуль узла трения; б – узел трения стенда: 1 – ролик; 2 – диск

Узел трения стенда (рис. 5, б) выполнен по схеме «ролик – диск с пересекающимися осями». Конструкции стенда и узла трения позволяют менять в широком диапазоне следующие параметры: скорость скольжения в зацеплении, длину контактного отрезка между роликом и диском, удельную нагрузку на единицу длины контактного отрезка, приведенный радиус кривизны в зацеплении, температуру смазочного масла.

В ходе экспериментов непосредственно в область контакта ролика и диска подавалось масло *CAT*

TDTO SAE30 – трансмиссионное масло для коробок передач и бортовых редукторов строительных машин с переключением под нагрузкой. Серия экспериментов была проведена для ряда рабочих температур t подаваемого масла от 40 до 100 °С с шагом в 20 °С. Для каждой указанной температуры эксперимент проводился при следующих скоростях скольжения v_s в зацеплении: 0,49; 0,76; 0,94; 1,29; 1,83; 2,54; 3,43 м/с, что соответствует диапазону от 30 до 205 % от номинальной скорости для смоделированной передачи. Также для каждой указанной темпера-

туры и скорости скольжения эксперимент проводился для различных значений контактного напряжения σ в зацеплении 200; 280; 336; 384 МПа (что соответствует диапазону 55...200 % от номинального контактного напряжения σ_n).

В результате серии проведенных многократных измерений и вычислений получена табличная база значений коэффициента трения в зацеплении смоделированной спироидной передачи. На основе полученных таблиц построены графики зависимости динамического коэффициента трения f_d от скорости скольжения в зацеплении v_s , которые показаны на рис. 6.

При помощи представленных графиков возможно определять коэффициент трения в зацеплении смоделированной спироидной передачи при различных сочетаниях параметров трения для любой скорости скольжения из указанного диапазона v_s . Такой подход к определению коэффициента трения при помощи таблиц или графиков, построенных по экспериментальным данным, представляется достаточно доступным и дающим наиболее адекватные результаты при расчете самоторможения механических передач в проектно-конструкторской деятельности. Относительная погрешность ε_{f_d} косвенных измерений коэффициента трения f_d составила 4 %.

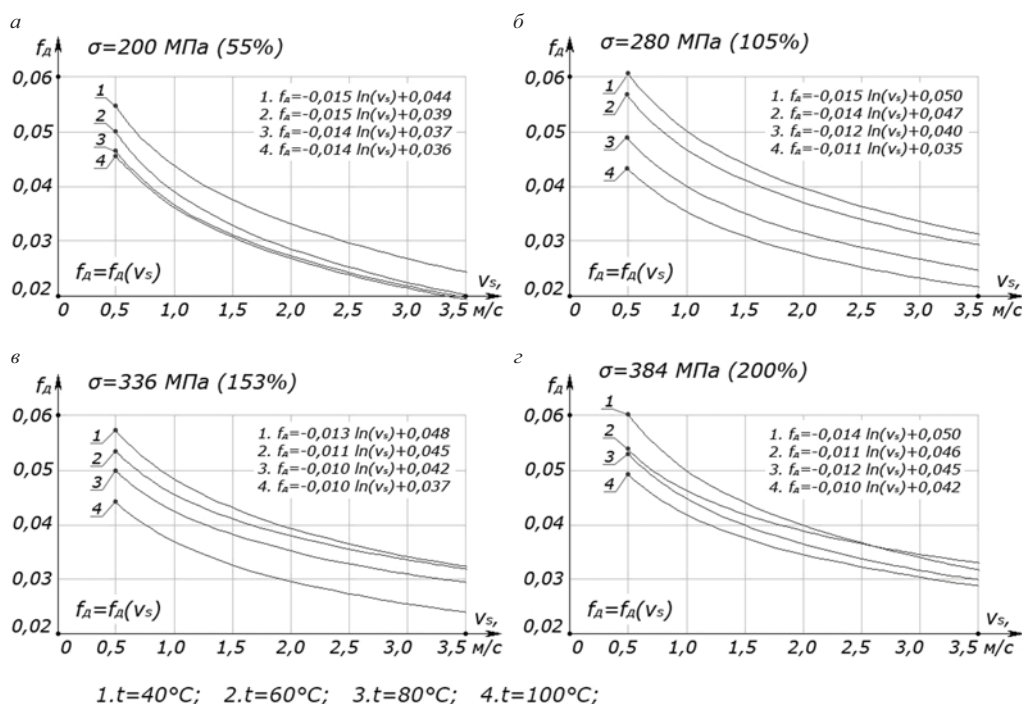


Рис. 6. Графики зависимостей f_d от v_s для различных значений t и σ

Экспериментальные данные значений коэффициента трения, полученные методом физического моделирования передачи, являются необходимым средством и условием получения адекватных результатов при оценке самоторможения спироидных передач.

Библиографические ссылки

1. Анферов В. Н. Создание приводов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач : дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 2002. – 262 с.

2. ГОСТ 22850. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения. – М. : Изд-во стандартов, 1979. – 65 с.

3. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии : рекомендация. – М. : Госстандарт СССР, ВНИИМАШ, 1973. – 86 с.

4. Сергеева И. В. Моделирование зацепления при проектировании приводов машин на основе спироидных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Новосибирск, 2012. – 176 с.

5. Анферов В. Н., Кузьмин А. В. Особенности проектирования приводов машин с самотормозящими цилиндрическими спироидными передачами // Строительные и дорожные машины. – 2015. – № 8. – С. 47–50.