

Библиографические ссылки

1. Кузнецов А. С., Корнилов А. А. Об учете необратимых изменений контактных поверхностей спироидных передач низкоскоростных тяжело-нагруженных редукторов // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2012. – № 4. – С. 21–25.
2. Программный комплекс исследования и проектирования спироидных передач / Е. С. Трубачев, А. Г. Бажин, А. В. Береснева и др. // Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы : тр. Всерос. науч.-практ.

конф. с междунар. участием, 28–31 мая 2002 г., г. Санкт-Петербург. – СПб., 2002.

3. Береснева А. В., Пастухов К. Е., Бажин А. Г. Анализ эволюции рабочих поверхностей зубьев спироидных колес с использованием программного обеспечения Delcam PowerINSPECT // Информационные технологии DELCAM в образовании и научных исследованиях : докл. 3-й Междунар. науч.-техн. конф. – Севастополь : СевНТУ, 2012. – URL: <http://edisk.ukr.net/?do=dir&#cdir=i1747016> (дата обращения: 15.03.2013).

* * *

A. V. Beresneva, Senior Lecturer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

A. A. Kornilov, Engineer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Methods, schemes and means of measuring the irreversible changes in spiroid flank contact

Methods, schemes and equipment of measuring the irreversible changes in spiroid flank contact are described. Some results of measurements before and after loading are presented.

Keywords: spiroid gear, measurement method, contact surface

Получено: 25.04.14

УДК 621.833

М. О. Верецагин, соискатель

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ СПИРОИДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ МАЛОМ ПЕРЕДАТОЧНОМ ОТНОШЕНИИ

Рассмотрены вопросы проектирования спироидных передач с малыми (менее 10) передаточными отношениями, исследования влияния их параметров на геометро-кинематические показатели зацепления и рационального выбора указанных параметров.

Ключевые слова: спироидная передача, проектирование передач, геометрические ограничения

Введение

Для спироидных передач, разработка, исследование, внедрение которых в различные отрасли промышленности выполняются уже много лет, вопросы выбора рациональных геометрических параметров при предпочтительных для этих передач значениях передаточных отношений в диапазоне $i = 20 \dots 60$ рассмотрены в достаточно большом количестве публикаций [1–3 и др.].

Область эффективного применения этих передач может быть заметно увеличена за счет расширения диапазона реализуемых передаточных отношений в сторону их уменьшения до $6 \dots 8$ и менее. Однако это требует создания нового подхода к выбору параметров, отличного от известного, ставшего традиционным, поскольку при малых значениях i резко возрастают опасности подрезания и заострения зубьев колеса и поднутрения и заострения витков червяка. Первые попытки разработки такого подхода изложены в [4]. В настоящей работе приводятся результаты последующего исследования геометрии и кинематики спироидных цилиндрических передач с малыми передаточными отношениями.

Принципиальная схема проектирования идеальной спироидной передачи

Сразу оговоримся – под идеальной спироидной передачей здесь понимается передача без учета факторов, действующих в реальном зацеплении (погрешности изготовления и монтажа, деформации звеньев, модификации зацепляющихся элементов и др.).

На рис. 1 и 2 показаны соответственно схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи и процесс синтеза ее сопряженного зацепления [3]. Приведенные на рис. 1 параметры определяют общие габариты передачи. Здесь d_{e2} (внешний диаметр колеса) $= k_{e2}a_w$, d_{a1} (диаметр вершин витков червяка) $= k_{a1}a_w$, где k_{e2} и k_{a1} – коэффициенты соответствующих диаметров, P – полюсная точка с координатой z_p вдоль оси червяка, положение которой определяет осевой модуль витков червяка $m_x = 2a_w/[z_1(1-2z_p/d_{a1})]$ [5], где z_1 – число заходов червяка, B_1 и b_1 – удаление червяка от межосевой линии и длина его нарезанной части соответственно.

Расчет геометрии червяка и колеса включает выбор вида червяка и геометрии его витков. Моделирование геометрии и кинематики зацепления включает расчет таких характеристик, как коэффициент перекрытия ϵ , суммарная длина контактных линий l_{Σ} , приведенные радиусы кривизны $\rho_{пр}$, скорость сколь-

жения V_s , угол a_s между касательной к линиям сопряженного контакта и вектором V_s .

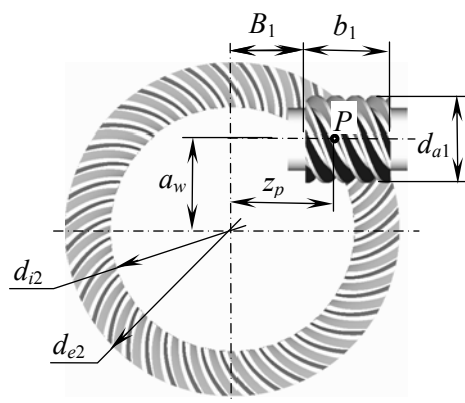


Рис. 1. Схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи

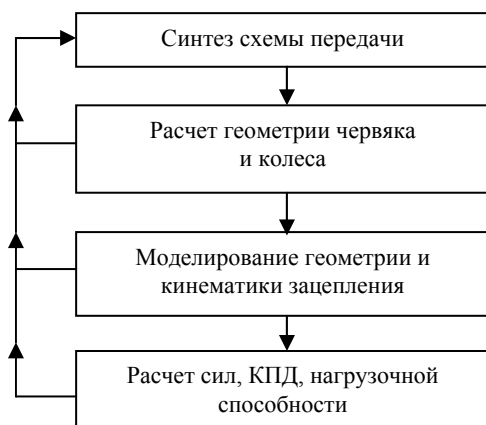


Рис. 2. Процесс проектирования идеальной спироидной передачи

Схема проектирования передачи построена таким образом, что на каждом из ее этапов исключаются заведомо нереализуемые варианты передач, тем самым сужается поиск приемлемых вариантов.

Объект исследования

Численные исследования осуществлялись при помощи программы SPDIAL+ [6], которая используется для проектирования и исследования спироидных передач. В качестве объекта исследования была выбрана ортогональная спироидная цилиндрическая передача с параметрами: $d_{e2} = 120$, $d_{i2} = 92$, $i = 6$, червяк SZK1, образованный производящим конусом. Остальные геометрические параметры в ходе исследования изменялись. Расчеты выполнены для частоты вращения червяка 100 об/мин и вращающего момента на колесе 500 Нм. Коэффициент трения в зацеплении принят равным 0,1.

Исследование геометрии и кинематики спироидных передач с малым передаточным отношением

Влияние a_w и d_{a1} на качество передачи (отсутствие дефектов) удобно представить в виде графиков [4], где по оси абсцисс откладываются значения коэффициентов k_{e2} , а по оси ординат – значения k_{a1} (рис. 3). В выполненных исследованиях

изменением k_{e2} варьировались значения a_w , а изменением k_{a1} – значения d_{a1} .

На рис. 3, а, б изображен коридор допустимых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} . Граничные линии контура: 1 – линия, характеризующая начало подрезания по левым боковым поверхностям зубьев; 2 – линия, указывающая на комплекс ограничений, доминирующим из которых является поднутрение витка червяка. Попытки исключить данное ограничение приводят к заострению витка червяка и зуба колеса. Штриховка на линиях контура указывает начало области недопустимых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} . Внутри контура изображены линии, определяющие другие показатели зацепления: геометро-кинематические (l_Σ , мм, ρ_{np} , мм, V_s , м/с, ε) (рис. 3, а) и эксплуатационные (σ_H – герцевские контактные напряжения, рассчитанные в предположении о равномерном их распределении по полю зацепления; F_{r1} и F_{a1} – радиальная и осевая составляющие силы на червяке соответственно) (рис. 3, б) по левым поверхностям. Изолинии были построены по результатам статистической обработки данных, полученных в результате расчета передач с помощью САПР SPDIAL+.

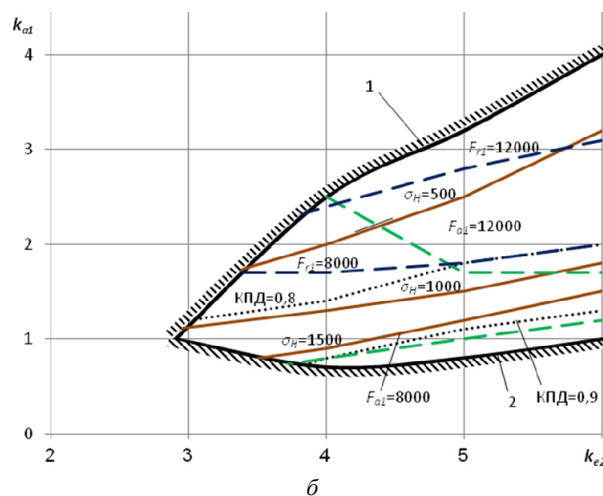
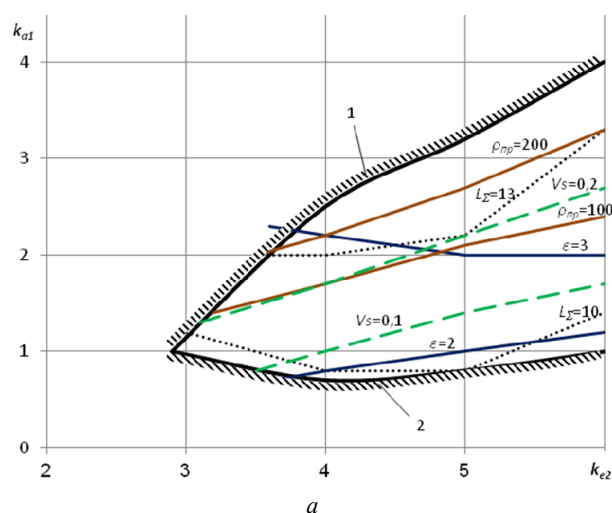


Рис. 3. Коридор приемлемых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} при $i = 6$: а – геометро-кинематические показатели; б – эксплуатационные показатели

При построении граничных линий контура следует учитывать возможность подбора определенных параметров геометрии профиля витка червяка, чтобы избежать дефекты зуба/витка и тем самым расширить область существования передач.

При этом приходится увеличивать углы профилей α_x , уменьшать высоту витка h_1 (или высоту головки витка h_{a1}), увеличивать толщину витка в осевом сечении S_{x1} , что приводит к понижению нагрузочной способности, увеличению сил, понижению КПД и т. д. Если же придерживаться стандартной методики проектирования [7], в частности, относительно выбора углов профиля и других параметров витков червяка, и пытаться обеспечить высокие эксплуатационные и прочностные показатели, область приемлемых значений k_{e2} и k_{a1} спироидной передачи с малым i значительно сократится. Для большей гибкости применения спироидной передачи с малым i целесообразно использовать максимально возможную область их существования на плоскости k_{e2} и k_{a1} .

Рассмотрим способы исключения дефектов.

1. Подрезание. Исследования показали, что на возникновение опасности подрезания влияет выбор положения полюсной точки P . Общая тенденция такова, что при малых i следует выбирать z_p меньшим. Кроме того, подрезания возможно избежать: а) изнутри, уменьшив ширину венца b_2 , и тем самым исключить подрезанную зону, при этом понизится коэффициент перекрытия и нагрузочная способность передачи; б) увеличив α_x , что может привести к заострению витка и перераспределению сил в зацеплении.

2. Заострение витка червяка/зуба колеса. Обнаруживается при расчете геометрии червяка. Возможно избежать: а) увеличив делительную осевую толщину витка S_{x1} (при этом будет уменьшаться делительная осевая толщина зуба S_{x2}); б) уменьшив высоту витка h_1 и/или высоту головки витка h_{a1} .

3. Поднутрение. Также обнаруживается при расчете геометрии червяка, образованного производящим конусом. Возможно избежать: а) увеличив α_x , что может повлиять на заострение витка; б) путем рационального выбора параметров наладки производящего конуса.

Известно, что с уменьшением i увеличиваются z_1 и делительный угол подъема линии витка γ и, как следствие, уменьшается коэффициент перекрытия ϵ . В связи с этим при построении графиков определена граница допустимых значений k_{e2} и k_{a1} , при которых $\epsilon_{\min} = 2$.

Влияние одного из параметров передачи – межосевого расстояния a_w – на геометро-кинематические и силовые показатели при разных i показано на рис. 4.

Выполненные в данной работе исследования позволили разработать рекомендации по проектированию спироидных передач с малыми передаточными отношениями с учетом обеспечения высоких эксплуатационных и прочностных показателей. Результаты представлены в таблице.

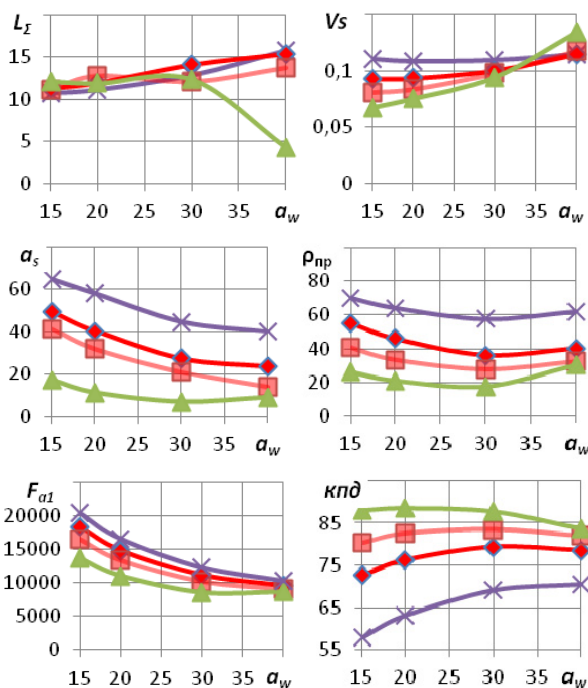


Рис. 4. Влияние i и a_w на геометро-кинематические, силовые показатели передачи по левым поверхностям. Передаточное отношение (i): — 6 — 8 — 10 — 15

Рекомендуемые диапазоны параметров спироидной передачи

i	6	8	10
z_1	4–6	3–5	2–4
k_{e2}	4–6	3,5–4,5	3–4
k_{a1}	1,2–2,5	1–1,4	0,6–0,9
Δz_p	0,25–0,35	0,25–0,4	0,25–0,45
α_L	28		
α_R	14–18	12–14	10–12
h_1^*	1,8	2	2,2

h_1^* – коэффициент высоты витка

Стоит заметить, что при проектировании реальной спироидной передачи применяется современный алгоритм выбора параметров [4, 12], позволяющий, с одной стороны, эффективно локализовать контакт и обеспечить меньшую чувствительность передачи к погрешностям, с другой – упростить существующую технологию обработки зубьев, ограничиваясь применением фрез с малым числом заходов взамен многозаходных.

Библиографические ссылки

1. Nelson, W. D. Spiroid Gearing. Pt. 1, 2, 3 // Machine Design. – 1961. – Vol. 33. – Iss. 4. – Pp. 136-144; Iss. 5. – Pp. 93-106; Iss. 5. – Pp. 163-171.
2. Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии : рекомендация / ВНИИНМАШ ; разработ.: А. К. Георгиев [и др.] ; под ред. И. Н. Френкеля. – М. : [б. и.], 1977. – 86 с.

3. Гольдфарб В. И. Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида : дис. ... д-ра техн. наук. – Устинов, 1985. – 417 с.
4. Goldfarb, V. I., Trubachev, E. S., Glavatskikh, D. V. Spiroid gears with small gear ratios. Some problems of design and production // Proceedings of International Conference on Gears (October 2010, Düsseldorf, Germany). – Pp. 429-442.
5. Георгиев А. К., Гольдфарб В. И. Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных передач с цилиндрическими червяками // Механика машин : сб. статей. – М. : Наука, 1971. – Вып. 31. – С. 70–80.
6. Трубаев Е. С., Орешин А. В. САПР спироидных передач // Информационная математика. – 2003. – № 1. – С. 159–165.
7. ОСТ-3-4290–79. Передачи спироидные цилиндрические. Метод расчета геометрических параметров / Разработчики: Георгиев А. К., Гольдфарб В. И., Езерская С. В.
8. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
9. Гольдфарб В. И. Некоторые результаты исследования кривизны взаимоогibaемых поверхностей в гипоидно-червячных (спироидных) передачах с цилиндрическими линейчатыми червяками // Механические передачи : сб. трудов. – Ижевск, 1971. – С. 135–140.
10. ГОСТ 22850–77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения. – URL: <http://standartgost.ru/%D0%93%D0%9E%D0%A1%D0%A2%2022850-77> (дата обращения: 07.05.2014).
11. Гавриленко В. А. Зубчатые передачи в машиностроении (теория эвольвентных зубчатых передач). – М. : Mashgiz, 1962. – 532 с.
12. Гольдфарб В. И., Трубаев Е. С. Синтез спироидного станочного зацепления с цилиндрической червячной фрезой // Передачи и трансмиссии. – 2001. – № 1. – С. 35–43.

* * *

M. O. Vereshchagin, PhD student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Approach to designing cylindrical spiroid gears with small gear ratio

Spiroid gears with small (less than 10) gear ratio design, influence of their parameters on geometrical-kinematic meshing factors research and rational selection of the noted parameters are studied in this article.

Keywords: spiroid gear, gear design, geometrical restrictions

Получено: 23.04.14

УДК 621.833.3

В. И. Гольдфарб, доктор технических наук, профессор;
Е. С. Трубаев, доктор технических наук, профессор;
А. С. Кузнецов, кандидат технических наук, доцент;
А. А. Корнилов, инженер-конструктор

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НИЗКОСКОРОСТНЫХ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ СПИРОИДНЫХ РЕДУКТОРОВ

Разработка и организация производства широкой гаммы низкоскоростных тяжелонагруженных спироидных редукторов трубопроводной арматуры предполагает обязательное проведение различного рода испытаний: приемосдаточных, которым подвергаются 100 % выпускаемых редукторов; периодических – для проверки и подтверждения соответствия выпускаемых редукторов предъявляемых к ним техническим требованиям; ресурсных; исследовательских – при создании новых образцов, модернизации, применении новых технологий, материалов, смазок. Приводятся некоторые результаты этих испытаний, наряду с описанием испытываемых редукторов, испытательного оборудования, программ испытаний.

Ключевые слова: спироидный редуктор, исследования, испытания

Введение

Одним из широко распространенных видов технологического оборудования, применяемого во многих отраслях промышленности, в первую очередь в нефтяной, газовой, энергетической, химической и других, является трубопроводная арматура (ТПА), важнейшим элементом управления которой являются приводы, от надежности, безопасности работы, долговечности которых во многом зависят аналогичные важнейшие показатели как арматуры, так и трубопроводного транспорта в целом.

Появившиеся около 20 лет назад на рынке арматуростроения редукторы приводов ТПА со спироидными передачами [1–3 и др.] привлекли внимание

специалистов и заняли прочное место благодаря известным достоинствам последних [4, 5 и др.], среди которых важнейшими являются высокая нагрузочная способность, особенно в сравнительно короткие периоды действия повышенных вращающих моментов (в моменты страгивания и запираания запорного органа арматуры они могут кратковременно повышаться в 4–6 раз и более).

Эти достоинства обусловлены высоким коэффициентом перекрытия, благоприятными геометрическими и кинематическими характеристиками зацепления, возможностью надежно работать при изготовлении обоих звеньев передачи из стали. За указанный период в Институте механики ИжГТУ