

УДК 621.8-1/-9

Е. С. Трубочёв, доктор технических наук
А. С. Кузнецов, кандидат технических наук
В. Ю. Пузанов, кандидат технических наук

Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР НОВОГО ВИДА

Представлены результаты проектирования и испытаний неортогонального тяжело нагруженного низкоскоростного червячного редуктора. Дано сравнение с ортогональным аналогом.

Ключевые слова: червячный редуктор, выбор параметров, оценка нагруженности.

Введение

Благодаря высокой степени редукции, плавности работы и сравнительной простоте изготовления червячные передачи и редукторы чрезвычайно распространены в низкоскоростных тяжело нагруженных приводах, в частности – в редукторах трубопроводной арматуры. Обладая теми же преимуществами, а также дополнительными – в частности, более высоким коэффициентом перекрытия и применением стали для изготовления колес, – спироидные передачи все более широко применяются, в том числе взамен червячных.

В противоречие этой тенденции именно червячная передача нашла свое место в номенклатуре перспективных изделий отечественных редукторов трубопроводной арматуры, что стало возможным благодаря ряду новых технических и технологических решений. В настоящей работе представлены основные результаты этой разработки.

Предпосылки

Основным внешним отличием указанной передачи от аналогичных распространенных решений является неортогональность осей. Само по себе это не является новым в теории и практике зацеплений, на потенциально благоприятные свойства неортогональных передач обращали внимание и ранее [1–4]. Профессор Ф. Л. Литвин указывал [5] на неортогональность осей как прием для преодоления традиционного недостатка червячных цилиндрических передач – наличия обыкновенной узловой точки контакта с крайне неблагоприятными условиями зацепления. Как было показано в [6], в неортогональном червячном зацеплении можно получить и дополнительные преимущества – большой коэффициент перекрытия, благоприятное расположение контактных линий и низкую чувствительность к действию погрешностей. В частности, обнаружено, что такими качествами обладает червячная передача, не имеющая осей зацепления. Это свойство позволило создать инженерную методику выбора параметров передачи [7]. При неортогональных осях остаются компоновочные и технологические преимущества червячных передач перед спироидными: при равных габаритах имеется возможность выполнить большее центральное отверстие в колесе и применить колесо с меньшим диаметром (это облегчает выполнение технологических операций, в которых ограничены размеры рабочего пространства оборудования – например, термических и зуборезных).

Некоторые исходные данные

Основные исходные данные для проектирования редуктора были следующими:

- назначение – управление трубопроводной арматурой (шаровыми кранами и дисковыми затворами);
- угол поворота выходного вала, ° – 90;
- максимальный вращающий момент на выходном валу, кНм – 64;
- предельный статический вращающий момент на выходном валу, кНм – 96;
- требуемый ресурс – 4000 циклов «открыто-закрыто».
- диапазон передаточных отношений – 25...70;
- частота вращения входного вала, об/мин – 1...20;
- продолжительность включения, не более – 25 %;

Основные геометрические соотношения

в передаче. Сравнение с передачами-аналогами

Для обеспечения благоприятных свойств зацепления следует выбирать межосевой угол в пределах 70...80° и коэффициент смещения червяка не более – 1,0 [8, 9]. В таблице сведены основные параметры и характеристики одной из реализуемых в редукторе передач и передач-аналогов – спироидной и ортогональной червячной (редуктора GS 315 [10]). Как показано в [11, 12] и как можно видеть из данных таблицы, главными геометро-кинематическими факторами, обеспечивающими возмозможность большего нагружения неортогональной и спироидной передач по сравнению с ортогональной червячной передачей (ср. значения максимальных контактных напряжений σ_H), являются благоприятное расположение линий контакта и повышенная скорость перемещения точек контакта по поверхности более теплонагруженного звена – червяка. Обратим внимание также на меньшую чувствительность первых двух передач к действию технологических погрешностей и деформаций [13, 14]. Как раз эти свойства позволяют применять в качестве материала колеса закаленную сталь взамен антифрикционных материалов – бронзы и чугуна. Для проектирования редуктора важным моментом также является то, что в зацеплении спироидной и неортогональной червячной передач оказались существенно большими величины сил в зацеплении, что, с одной стороны, является своеобразной платой за достижение других, благоприятных свойств при предлагаемой неортогональности, а с другой – следствием большей компактности этих вариантов редукторов.

Основные характеристики неортогональной червячной передачи и передач-аналогов

Передача	Червячная неортогональная	Червячная ортогональная*	Спироидная**
Межосевое расстояние, мм	260	315	177
Межосевой угол, °	75	90	90
Внешний (наибольший) диаметр колеса, мм	444	555	530
Передаточное отношение	52	53	53
Делительный диаметр червяка, мм	104	115	104
Осевой модуль червяка, мм	8	10	7
Ширина венца колеса, мм	80	110	62,5
Коэффициент перекрытия	5,2	3,0	4,9 / 5,1
Средняя суммарная длина линий контакта, мм	118,1	186,2	60,6 / 65,1
Средний приведенный радиус кривизны, мм	73,0	75,0	86,7 / 355,0
Средняя скорость скольжения в зацеплении***, мм/с	53,4	58,9	49,1 / 49,1
Средняя скорость перемещения точек контакта***, мм/с, по...	виткам червяка	23,3	49,5 / 46,5
	зубьям колеса	1,43	2,53 / 2,87
Средний и наименьший углы между вектором относительной скорости и касательной к линии контакта, °	34,8 и 12,0	24,5 и 0	79,3 и 76,6 68,9 и 18,2
КПД****	0,405	0,443	0,396 / 0,427
Средняя величина σ_H ****, МПа	1220	804	1447 / 833
Средняя величина силы в зацеплении в проекции на ось червяка****, кН	317	242	317 / 318

* параметры и характеристики восстановлены расчетом по открытым данным;

** характеристики в числителе – для зацепления выпуклых поверхностей зубьев, в знаменателе – вогнутых;

*** при $\omega_1 = 1$ рад/с;

**** при $T_2 = 64$ кНм, равномерном распределении σ_H вдоль линий контакта и коэффициенте трения 0,1.

Конструкция редуктора

Конструкция редуктора показана на рис. 1. Основными ее элементами являются: корпус 1, крышка 2, выполненные из стали (применение серого чугуна не обеспечивает надлежащий запас прочности в столь компактной конструкции); червяк 3, выполненный из нитроцементованной стали 12ХН3А, закаленный до твердости HRC₅₆₋₅₈; червячное колесо 4, выполненное из стали 40X, объемно закаленное до твердости HRC₄₈₋₅₂; фланец 5 и втулка-переходник 6. Червяк выполнен с разнесенными опорами 7, которые включают два радиальных игольчатых подшипника и два однорядных упорных шариковых

подшипника. Опоры 8 колеса включают шариковый упорный подшипник, а также радиальный и упорный подшипники скольжения с металло-фторопластовым покрытием. Червячное колесо выполнено в форме сектора, поворот которого ограничен регулируемы упорами. Разрезное кольцо 10 используется для передачи осевой силы с червяка на корпус. В качестве смазки зацепления в редукторе использовался следующий состав: основа (массовая доля – 80 %) – консистентная литиевая смазка Циатим 201, мелкодисперсный графит (10%), дисульфид молибдена (10 %). Присоединение редуктора осуществляется к фланцу арматуры.

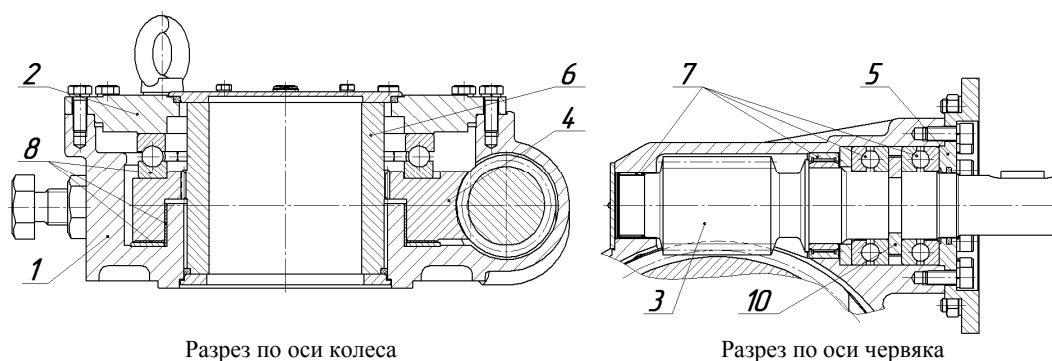
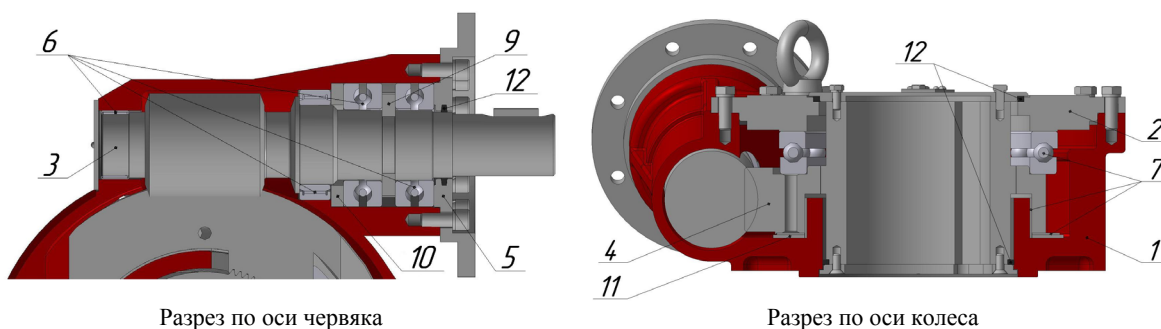


Рис. 1. Конструкция четвертьоборотного неортогонального червячного редуктора

Результаты испытаний

При проектировании передач редуктора закладывалась продольная и высотная модификация зубьев, достигающая величин 0,2...0,3 мм на границах активных поверхностей (рис. 2, 3). В совокупности с отмеченной сравнительно низкой чувствительностью пе-

редачи к действию технологических погрешностей это обеспечило сборку и опытных образцов, и серийных редукторов практически без дополнительных регулировок зацепления. Фактические отклонения осевого положения средней плоскости колес мы оценили ориентировочно в 0,3...0,4 мм.



Разрез по оси червяка

Разрез по оси колеса

Рис. 2. Конструкция четвертьоборотного неортогонального червячного редуктора

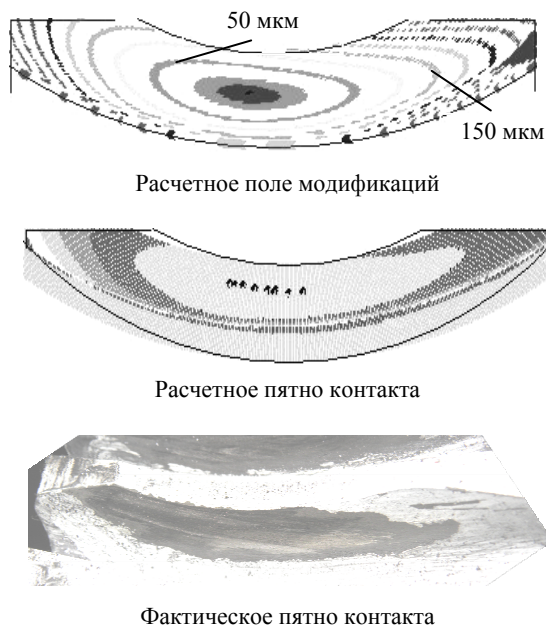


Рис. 3. Локализация контакта в передаче

Опытный образец редуктора подвергнут приемочным испытаниям в своем двухступенчатом исполнении (в качестве первой ступени применен спиройдный редуктор РЗАМ-С-6000). Основные параметры испытаний следующие:

- угол поворота выходного вала при максимальном вращающем моменте (64 кНм), ° – 20;
- угол поворота выходного вала при пониженном вращающем моменте (51 кНм), ° – 70;
- передаточные числа входной и выходной ступеней соответственно – 22 и 34;
- частота вращения входного вала, об/мин – 100;
- продолжительность включения – 25 %;
- общее число циклов нагружения – 4000.

Испытания проведены на стенде, выполненном по открытому потоку мощности и оснащенном дисковым фрикционным тормозом 1 (рис. 4). Вращающий момент создается с помощью мотор-редуктора 2, передается с помощью открытой цилиндрической передачи 3 на испытываемый редуктор 4. Для контроля величины входного вращающего момента на выходном валу мотор-редуктора установлен датчик 5 вращающего момента. Режим нагружения задается специальным пультом.

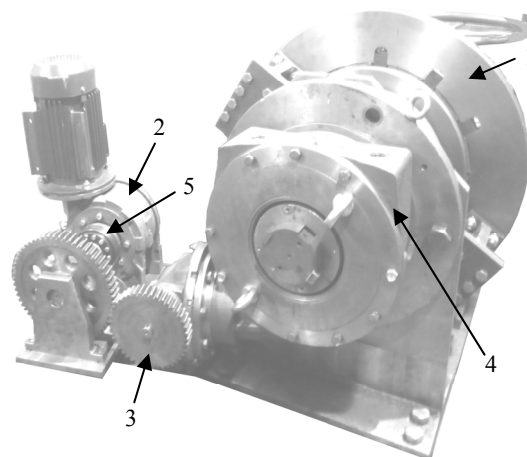


Рис. 4. Испытательный стенд

В ходе и после испытаний значительных повреждений контактных поверхностей зубьев в неортогональной передаче отмечено не было (рис. 5). Нагрева тихоходной червячной ступени отмечено практически не было (в установившемся режиме небольшой – не более 50 °С – нагрев наблюдался у быстроходной ступени). По ходу испытаний после каждой 1000 циклов нагружения контролировался КПД редуктора в движении и в статическом режиме. По ходу испытаний – после установления максимальных значений (в результате приработки) до последних циклов он несколько падал – примерно на 3 %. На рис. 6 в качестве примера приведены результаты измерения КПД после 1000 циклов нагружения.

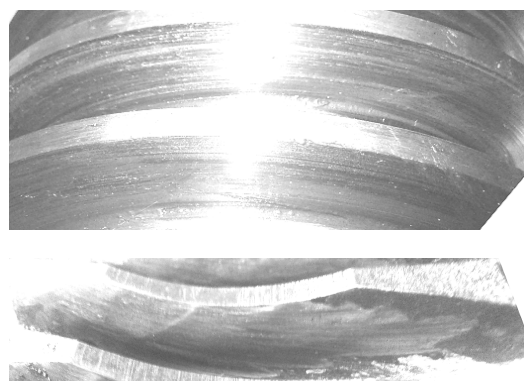


Рис. 5. Состояние рабочих поверхностей червяка и колеса после испытаний

На последнем этапе проведены испытания в статическом режиме, которые подтвердили достаточность заложеного запаса прочности элементов редуктора.

Сравнение с аналогами и перспективы

Полученный нами опыт позволит заключить, что неортогональные червячные передачи являются вполне конкурентоспособными в низкоскоростных тяжелонагруженных приводах арматуры, обеспечивая ряд преимуществ перед аналогами. В частности, в сравнении с упомянутым выше редуктором Auma GS 315 обеспечивается более чем полуторакратное снижение массы (с 520 до 330 кг). При этом в большей степени получаемые преимущества проявляются при меньших передаточных отношениях. Вместе с тем следует признать, что при межосевых углах меньше 90° несколько падает КПД червячных передач и редукторов.

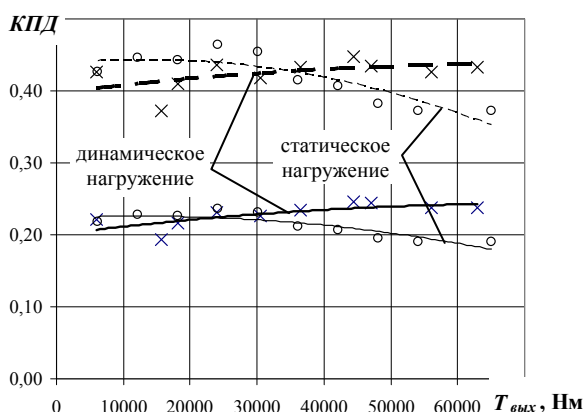


Рис. 6. Результаты измерения КПД редуктора: «—» — редуктор в целом, «- -» — вторая ступень (оценка)

E. S. Trubachev, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
A. S. Kuznetsov, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
V. Yu. Puzanov, PhD in Engineering, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

New type of worm gearbox

The paper presents the results of designing and testing the non-orthogonal heavy-loaded low-speed worm gearbox. Comparison with its orthogonal analog is given.

Keywords: worm gearbox, choice of parameters, load state evaluation.

Получено: 15.08.14

УДК 681.513.1

А. Н. Шельпяков, кандидат технических наук, доцент
 Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РЕГУЛИРОВАНИЯ УРОВНЯ ЖИДКОСТИ В НАКОПИТЕЛЬНОЙ ЕМКОСТИ СЕПАРАТОРА

Представлена реализация метода имитационного моделирования процесса регулирования уровня жидкости в накопительной емкости газожидкостного сепаратора, использованного при его проектировании. Рассмотрена схема сепаратора, особенности его работы и проблемы проектирования. Предложен алгоритм моделирования процесса работы сепаратора с регулированием уровня при помощи трехпозиционного регулятора, на основе которого разработана программа моделирования в среде DELPHI. Показаны некоторые результаты исследования параметров и режимов работы сепаратора, полученные с применением разработанной программы.

Ключевые слова: моделирование, процесс регулирования уровня жидкости, газожидкостный сепаратор, алгоритм моделирования процесса работы сепаратора, трехпозиционный контроллер, программа моделирования в среде DELPHI.

Библиографические ссылки

1. Назаренко Л. И. Сравнительное исследование группы зацеплений, примыкающих к червячной передаче : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1963. – 18 с.
2. Устиновский Е. П. Исследование неортогональных червячных передач с архимедовым червяком : дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1972. – 178 с.
3. Коростелев Л. В., Балтаджи С. А., Лагутин С. А. Червячные передачи с двумя зонами зацепления // Теория передач в машинах : сб. науч. тр. – М., 1973. – С. 15–19.
4. Балтаджи С. А. Оптимизационный синтез неортогональных червячных передач // Известия вузов. Машиностроение. – 1981. – № 23. – С. 40–43.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
6. Трубочёв Е. С., Пузанов В. Ю. Новые свойства неортогональных червячных передач // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения : тр. науч.-техн. конф. – Ижевск, 2008. – С. 240–244.
7. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. Yu. New possibilities of non-orthogonal worm gears // Proceedings of the 3rd International Conference "Power Transmissions 09". Greece, Chalkidike, 2009. – P. 139–145.
8. Трубочёв Е. С., Пузанов В. Ю. Указ. соч.
9. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. Yu. Op. cit.
10. URL: http://auma.com/uploads/media/sp_import2/technische_daten/getriebe/schwenkgetriebe/td_gs0_315_500_sphaero_en.pdf.
11. Трубочёв Е. С., Пузанов В. Ю. Указ. соч.
12. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. Yu. Op. cit.
13. Трубочёв Е. С., Пузанов В. Ю. Указ. соч.
14. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. Yu. Op. cit.