

Применение библиотеки типовых конструктивных элементов поковок позволяет снизить временные затраты на проектирование модели поковки до 50 % и облегчить работу технологов, испытывающих затруднения при разработке моделей поковок стандартными средствами.

Библиографические ссылки

1. Покрас И. Б., Ахмедзянов Э. Р. Использование САПР КОМПАС-3D для автоматизации проектирования технологии горячей объемной штамповки // Интеллектуальные системы в машиностроении. – 2009. – № 2. – С. 165–169.
2. Кидрук М. Конструкторские библиотеки и инструменты для их создания в системе КОМПАС-3D. Ч. 2. Сделай сам, или как создать свою библиотеку для КОМПАС-3D // САПР и графика. – 2011. – № 2.
3. Покрас И. Б., Ахмедзянов Э. Р. Использование САПР КОМПАС-3D для автоматизации проектирования технологии горячей объемной штамповки.
4. Ковка и штамповка : справочник. В 4 т. / ред. совет: Е. И. Семенов (пред.) [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – Т. 2. Горячая штамповка / под ред. Е. И. Семенова. – 592 с.
5. Там же.

I. B. Pokras, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Izhevsk State Technical University

E. R. Akhmedzyanov, Candidate of Technical Sciences, Izhevsk State Technical University

O. I. Makarova, Candidate for a Master's Degree, Izhevsk State Technical University

Hot Forging Design Automation Using Standard Forged Pieces Library

Classification of forging constructive elements, received by hot forging on various kinds of press-forging equipment is offered. The library, based on the proposed classification is described. This library permits to facilitate and accelerate creation of forgings 3D models for computer-aided design of forging technology.

Key words: CAD system, forging process, КОМПАС-3D program, geometric model, library

Получено: 15.11.11

УДК 621.833.389

В. Ю. Пузанов, аспирант

Ижевский государственный технический университет

К РАЦИОНАЛЬНОМУ ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ НЕОРТОГОНАЛЬНОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исследовано влияние некоторых геометрических параметров, характеризующих червячные передачи, на их геометро-кинематические показатели, силовые и эксплуатационные характеристики. Кроме того, приведены рекомендации по выбору геометрических параметров при проектировании неортогональных червячных передач.

Ключевые слова: червячные передачи, проектирование

Введение

Совершенствованию червячных цилиндрических передач с целью преодоления их основных недостатков (неудачного расположения контактных линий по отношению к вектору относительной скорости, низких скоростей перемещения точек контакта по контактирующим поверхностям, высокой чувствительности к погрешностям изготовления, монтажа и деформациям, повышенных скоростей скольжения) посвящен целый ряд работ [1, 2, 3, 4]. Следует отметить, что именно этими недостатками обусловлено применение антифрикционных материалов вместо стали для изготовления червячных колес. Усилия, предпринимаемые авторами указанных работ, не дали эффективных результатов: в зоне зацепления передачи практически всегда имеются так называемые обыкновенные узловые точки контакта [5], скорость перемещения которых по поверхности витков червяка обращается в нуль, и участки контактных линий с близким к нулю наклоном по отношению к вектору относительной скорости.

Улучшению характеристик червячных передач путем изменения угла между осями звеньев посвящены работы проф. Н. И. Колчина [6], Л. И. Назаренко [7], Е. П. Устиновского [8] и др. Однако заметим, что предлагаемые в этих работах сочетания параметров не помогают преодолеть неудачного расположения контактных линий и низких скоростей перемещения контактных точек.

В данной работе нами было исследовано влияние некоторых геометрических параметров червячной передачи (делительного диаметра червяка d_1 , углов профиля витков червяка $\alpha_{L,R}$ – профиль выбран симметричным ($\alpha_L = \alpha_R$), коэффициента смещения червяка x и межосевого угла Σ) на ее геометро-кинематические, силовые и эксплуатационные показатели:

- скорости скольжения v_s , перемещения v_{r1} и v_{r2} контактных точек по поверхностям зубьев;
- углы α_s между касательной к линиям сопряженного контакта и вектором v_s ;
- суммарную длину l_Σ контактных линий;
- приведенные радиусы $\rho_{пр}$ кривизны;
- контактные напряжения σ_H ;
- осевую составляющую F_{a1} силы, действующей на червяк в зацеплении;
- КПД передачи.

При этом целью исследования было выявить сочетания параметров, при которых удастся достичь наилучших показателей зацепления.

Результаты исследования

Для расчета указанных показателей приняты известные методы теории зубчатых зацеплений. Для каждой передачи показатели вычислялись по всей протяженности поля сопряженного зацепления в шести его фазах, после чего определялись их средние значения. Исследование проведено с помощью программного комплекса «SPDIAL+» [9].

В соответствии с полученными значениями основных расчетных показателей были построены графики (рис. 1–3). Межосевое расстояние для всех передач составляло 260 мм. Расчеты проведены для частоты вращения червяка 20 об/мин и вращающего момента на колесе 64 000 Н · м. Коэффициент трения в зацеплении принят равным 0,10.

Анализ графиков (рис. 1–3) показывает, что своих наилучших значений такие важные геометро-кинематические показатели, как $v_{r1,2}$ и α_s , достигают при меньших значениях делительного диаметра и больших углах профиля витков червяка, а так-

же при отрицательных значениях коэффициента смещения и межосевых углах меньше 90° . Именно от указанных показателей зависит качество контакта в передаче с точки зрения условий смазывания в зацеплении, теплоотвода и, в конечном итоге, возможности применения стали для изготовления колеса, что в свою очередь заметно повышает нагрузочную способность передачи [10].

При этом следует помнить о том, что уменьшение делительного диаметра червяка приводит к снижению прочности тела червяка. Поэтому выбор делительного диаметра следует производить из условия обеспечения прочности тела червяка. Кроме этого следует учитывать, что при малых углах профиля поле зацепления смещено относительно средней плоскости венца колеса (рис. 4), что приводит к концентрации нагрузки на ограниченном участке зуба колеса и снижению его прочности.

Для коэффициента смещения рациональным практически по всем показателям является диапазон значений $-2 \dots -1$. Выход за пределы указанного диапазона значений оказывает в основном неблагоприятное воздействие на качество зацепления: при $x > -1$ снижаются скорость v_{r1} , углы α_s и КПД, а также повышаются осевые усилия F_{a1} , при этом скорость v_{r2} возрастает незначительно; в то же время при $x < -2$ значительно снижаются приведенные радиусы кривизны и, следовательно, возрастают контактные напряжения, а также существенно уменьшается толщина витка червяка, что в целом снижает и контактную, и изгибную прочность последнего.

Что касается межосевого угла, то наиболее рациональным при проектировании неортогональной червячной передачи мы считаем выбор последнего из диапазона значений $70 \dots 80^\circ$, при этом большим передаточным отношениям соответствуют меньшие значения углов. Указанный диапазон обусловлен стремлением сохранить достаточно высокий КПД и избежать возрастания осевых усилий (нижняя граница диапазона), а также обеспечить благоприятное расположение контактных линий (верхняя граница).

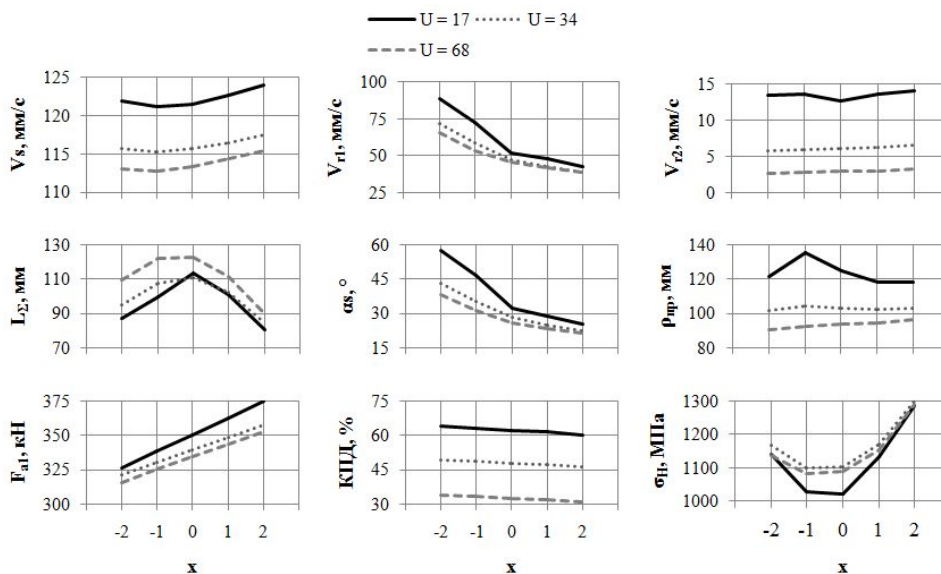


Рис. 1. Графики зависимости расчетных показателей неортогональной червячной передачи от коэффициента смещения червяка x

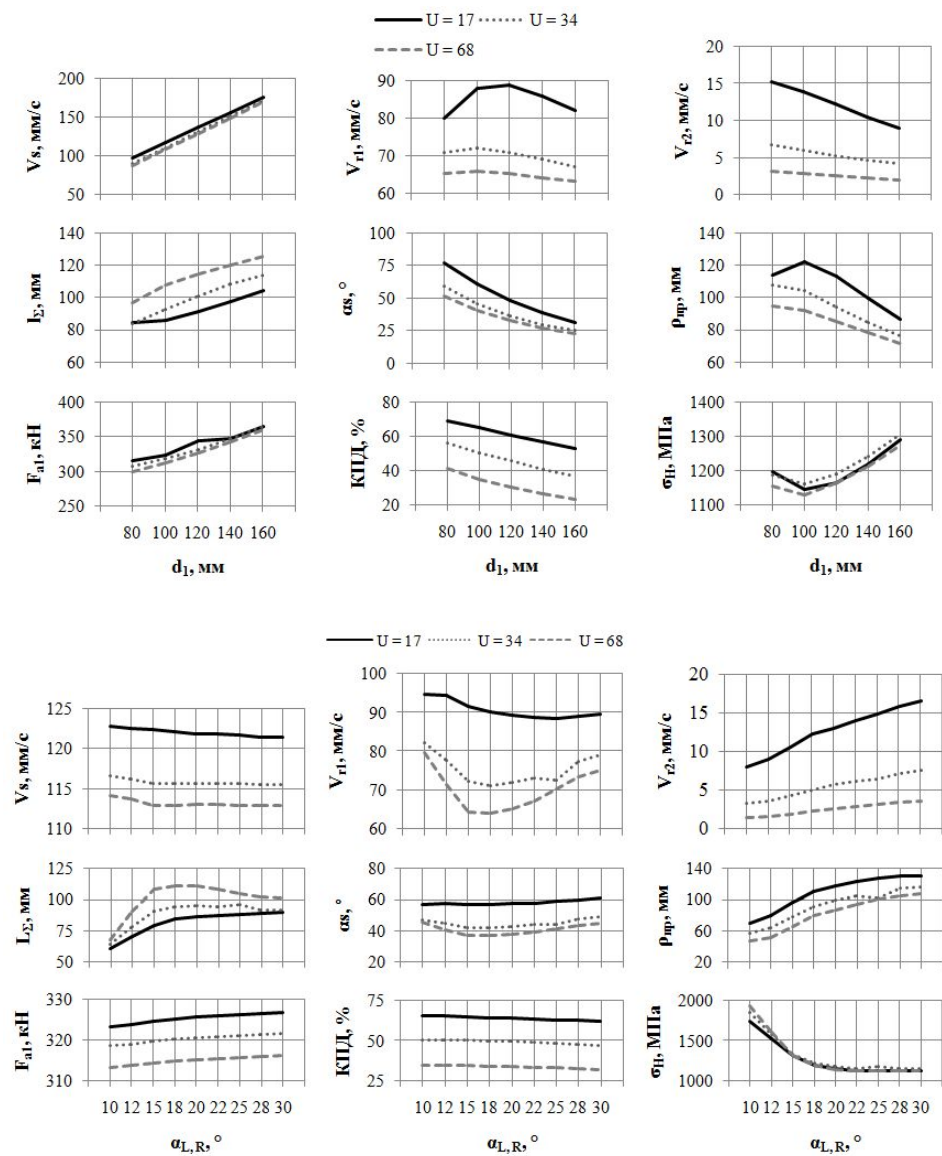


Рис. 2. Графики зависимости расчетных показателей неортогональной червячной передачи от делительного диаметра d_1 и углов профиля витков червяка $\alpha_{L,R}$

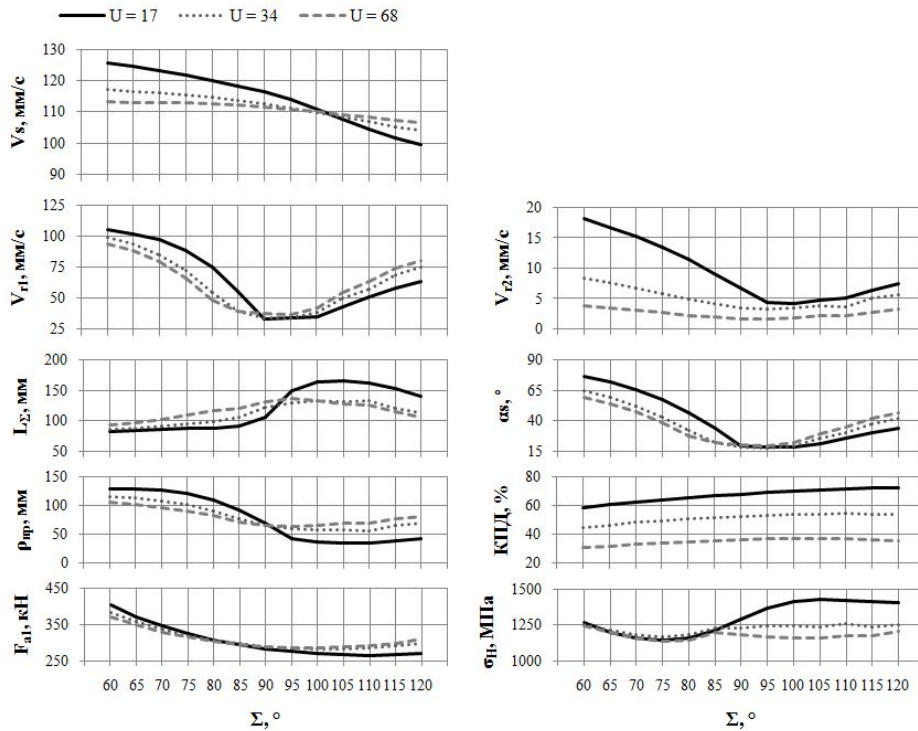


Рис. 3. Графики зависимости расчетных показателей неортогональной червячной передачи от межосевого угла Σ

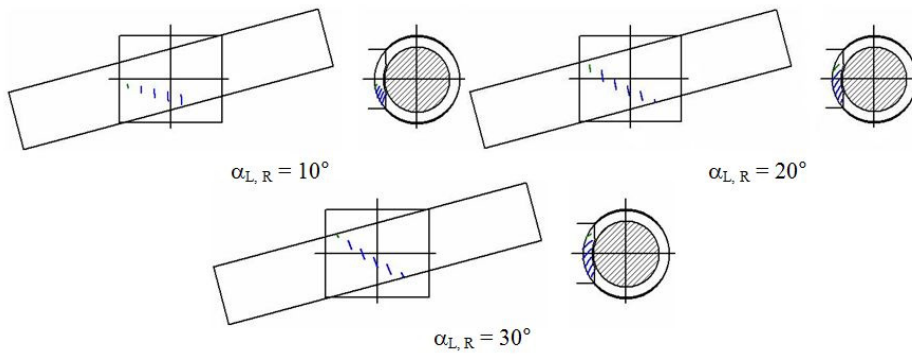


Рис. 4. Расположение поля зацепления в неортогональной червячной передаче при углах профиля витков червяка $\alpha = 10, 20$ и 30°

Кроме того следует отметить, что увеличение передаточного числа при прочих равных условиях приводит к снижению общего уровня скорости v_s , v_{r1} , v_{r2} , углов α_s , приведенных радиусов кривизны $\rho_{пр}$ и КПД, а также к повышению суммарной длины контактных линий l_Σ .

Обобщая вышесказанное, можно сформулировать следующие рекомендации по выбору указанных геометрических параметров при проектировании неортогональной червячной передачи:

1. Следует выбирать минимально возможный делительный диаметр червяка (из условия обеспечения прочности тела червяка, а также некоторых конструктивных ограничений, например диаметров шеек вала под подшипники).
2. Зачастую выбор углов профиля витков червяка ($\alpha_{L,R} = 20^\circ$) обусловлен применением стандартного инструмента. При этом использование имеющегося стандартного инструмента и необходимость обеспечения локализации контакта могут потребовать некоторой коррекции этого параметра – обычно в пределах $\pm 1,5^\circ$. Если имеется возможность изготовления и использования специального инструмента, следует стремиться к большим значениям углов профиля витков червяка, помня о том, что при слишком больших (30° и более) значениях углов возможно возникновение заострения витков.
3. Выбирать коэффициент смещения червяка из диапазона $-2 \dots -1$.
4. Выбирать межосевой угол из диапазона $70 \dots 80^\circ$.

Библиографические ссылки

1. Грубин А. Н. Гидродинамическая теория смазки архимедовых червячных передач в простейших приложениях. – М. ; Л. : АН СССР, 1947. – С. 32–43.
2. Литвин Ф. Л. Новые виды цилиндрических передач. – М. : Машгиз, 1962. – 103 с.
3. Buckingham E., Ryffel H. Design of worm and spiral gears. – New York, 1949.
4. Niemann G., Heyer E. Untersuchungen an Schneckengetrieben. – Germany : VDI, 1953. – № 6. – S. 147–157.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. – М. : Наука, 1968. – 584 с.
6. Колчин Н. И. Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений. – М. ; Л. : Машгиз, 1949. – 208 с.
7. Назаренко Л. И. Сравнительное исследование группы зацеплений, примыкающих к червячной передаче : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Л. : 1963. – 18 с.
8. Устиновский Е. П. Исследование неортогональных червячных передач с архимедовым червяком : дис. ... канд. техн. наук. – Челябинск : ЧПИ, 1972. – 178 с.
9. Goldfarb V. I., Trubachev E. S. Development and Application of Computer-Aided Design and Tooth Contact Analysis of Spiral-Type Gears With Cylindrical Worms // Technical Paper for AGMA FTM, 2002, USA, p. 17–21.
10. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. U. New possibilities of non-orthogonal worm gears // Proceedings of the 3rd International Conference “Power Transmissions 09”, 2009, Greece, Chalkidike, p. 139–145.

V. Yu. Puzanov, Postgraduate Student, Izhevsk State Technical University

On the Rational Choice of Non-Orthogonal Worm Gear Parameters

The influence of some worm gear geometric parameters on its geometry, kinematics, force and performance characteristics is studied. The recommendations on selecting the geometric parameters when designing non-orthogonal worm gears are given.

Keywords: non-orthogonal worm gears, investigation, designing

Получено: 02.11.11