

УДК 621.833.7

Б.В. ДНИСТРЯН, С.И. ПШЕНИЧНЫХ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ЗУБЬЕВ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В статье рассмотрено изменение геометрии зуба гибкого колеса ненагруженной волновой зубчатой передачи, а так же перемещения гибкого колеса в зацеплении. Представлено зацепление волновой передачи с учётом перекосов, возникающих по длине образующих вследствие деформирования гибкого колеса. Рассмотрены неравномерный контакт зубьев и неравномерное распределение усилий в зубчатой паре волновой передачи, возникающие за счёт неполной выборки зазоров. Предложены рекомендации по уменьшению массогабаритных размеров волновой зубчатой передачи, с учётом профилирования зубьев гибкого колеса.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, перекос образующей оболочки гибкого колеса, перемещения зубьев, зазоры в зацеплении, геометрия зуба.

Введение

Волновые зубчатые передачи (ВЗП) имеют ряд преимуществ. Среди них:

- большое передаточное число, при малом количестве деталей ($i = 80..320$);
- улучшенные массогабаритные характеристики по сравнению с обычными зубчатыми передачами;
- высокая кинематическая точность и плавность хода;
- передача момента через герметичные стенки.

Но наряду с преимуществами, имеются недостатки, которые влияют на их эксплуатацию. Среди них:

- высокая напряженность основных элементов гибкого колеса и генератора волн;
- пониженная крутильная жесткость.

Формирование проблемы

В процессе работы ВЗП гибкое колесо деформируется и, в результате, образуется перекос зубьев. Перекос зубьев изменяет размер зазоров по длине зубьев, под действием нагрузки происходит выборка этих зазоров, дополнительно деформируется гибкое колесо (ГК). Он связан с поворотом образующих гибкого колеса, выполненного в виде цилиндра, у которого на одном конце выполнен зубчатый венец, а другой конец жёстко соединён с валом или корпусом (рис. 1). На рисунке штриховые линии относятся к срединной поверхности цилиндра до его деформирования, сплошные линии к той же поверхности после деформирования, жирные линии соответствуют линиям зубьев до и после деформирования.

Некоторая образующая, расположенная под углом φ , занимает положение cc_1 до деформирования и cc_2 после деформирования [1].

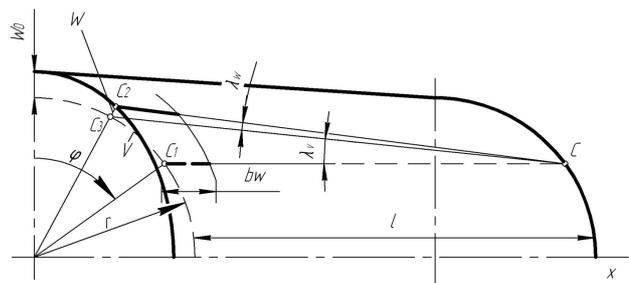


Рис. 1. Перекос образующих оболочки гибкого колеса

Положение зубьев получено в результате окружного V и радиального W перемещений её внешнего конца образующей, при этом возникает и осевое перемещение:

$$U = -\left(\frac{r}{4 \cdot l}\right) \cdot W_0 \cdot \cos 2\varphi.$$

Оно настолько мало, что им можно пренебречь (рис. 2). Перемещениям V и W соответствуют углы поворота образующих:

в окружном направлении

$$\lambda_V = \arcsin \frac{V}{l},$$

в радиальном направлении

$$\lambda_W = \arcsin \frac{W}{l},$$

где V и W – перемещения в расчётном сечении; l – расстояние расчётного сечения от начала цилиндра, соединённого с валом (длина гибкого колеса) [1].

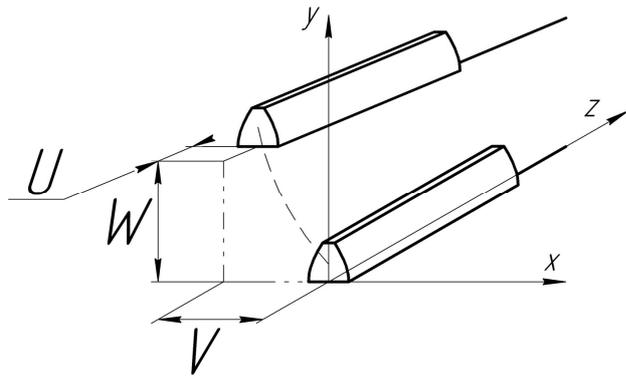


Рис. 2. Перемещения точек зуба во время работы

С λ_w связана различная глубина захода зубьев по внешнему и внутреннему торцам (рис. 3, а) [1].

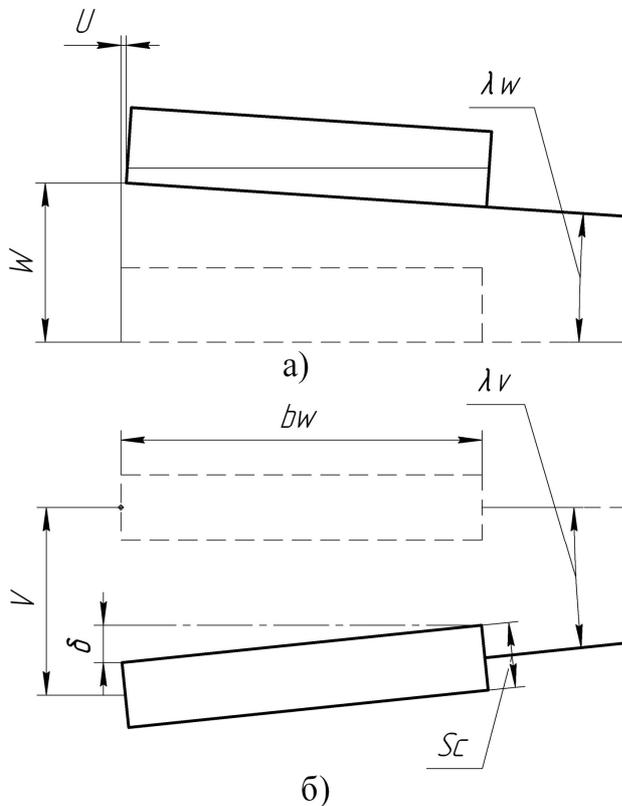


Рис. 3. Расположение зубьев гибкого колеса вдоль образующих:
а – по высоте зуба; б – по ширине зуба.

На рис. 3 изображено сечение зубьев некоторой цилиндрической поверхности на дуге входа в зацепление. Положение зуба гибкого колеса до перекоса показано штриховыми линиями. На дуге входа в зацепление рабочие стороны зубьев сближаются у внутренних и расходятся у внешних торцов.

С λ_v связан поворот зубьев гибкого колеса во впадинах жёсткого колеса в окружном направлении (рис. 3, б).

Зубчатый венец гибкого колеса в зацеплении с

жёстким колесом деформируется и не совпадает с образующей, что делает зону перегиба ослабленной, так как она является концентратором напряжений. В итоге возникает неравномерное зацепление жёсткого и гибкого колеса, вследствие того, что жёсткое колесо закреплено, а гибкое – меняет свою форму в процессе работы и как следствие – понижение прочностных характеристик и износа боковых поверхностей зубьев.

За счёт изменения профиля зуба гибкого колеса можно достичь равномерности пятна контакта вдоль длины зуба.

Решение проблемы

Геометрию гибкого колеса выберем по рекомендациям [2]. Согласно им, основные параметры примем:

$$l = 0,8 \cdot D_{\text{п}},$$

$$b_w = 0,21 \cdot D_{\text{п}},$$

$$h_1 = 0,13 \cdot D_{\text{п}},$$

где b_w – длина зубчатого венца; $D_{\text{п}}$ – внутренний диаметр гибкого колеса; h_1 – толщина гибкого колеса под зубчатым венцом.

Под действием нагрузки, рабочая зона гибкого колеса смещается на угол $\varphi \approx 15^\circ$ (рис. 4), исследования будем проводить для зуба находящегося в этом положении.

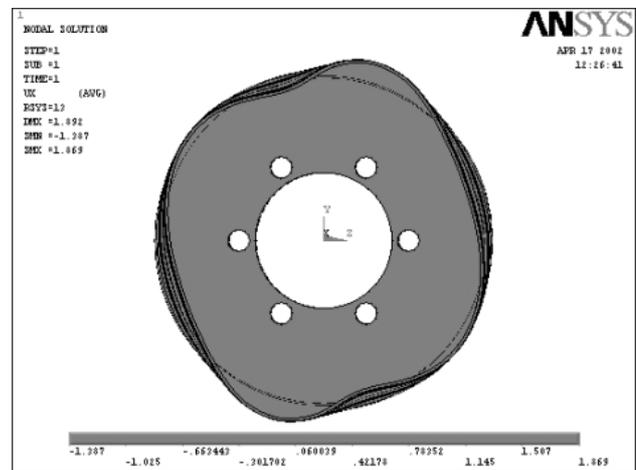


Рис. 4. Деформации в поперечной плоскости зубчатого венца ВЗП

Также условно в целях простоты рассуждений принят прямолинейный профиль зубьев.

Рассмотрим, что происходит с зубом в плоскости поперечного сечения, под действием генератора волн, точки зуба имеют перемещение W , выражающийся законом [2]:

$$W = W_0 \cdot \cos 2\varphi \cdot \left(\frac{x}{l}\right).$$

Следует отметить, что при $x = l$ радиальное перемещение максимально велико:

$$W = W_0 \cdot \cos 2\varphi.$$

Зуб будем рассматривать таким образом, чтобы при $\varphi \approx 15^\circ$ и с учётом перемещения W , его рабочая поверхность совпадала с пятном контакта (рис. 3, а).

Изменив форму зуба таким образом, чтобы в рассматриваемой точке ($\varphi \approx 15^\circ$) вершина зуба гибкого колеса была параллельна впадине на жёстком колесе. Получим равномерное распределение нагрузок по длине зуба, изображённое на рис. 5.

При этом

$$\lambda_w = \arcsin \frac{W_{\max}}{l},$$

где W_{\max} – максимальное перемещение W при $\varphi \approx 15^\circ$;

$$W_{\max} = W_0 \cdot \cos 2\varphi.$$

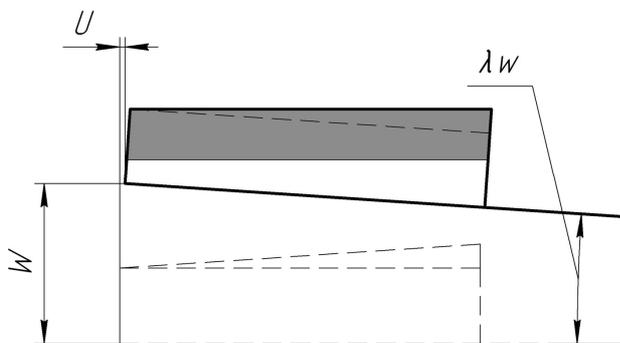


Рис. 5. Изменённая форма продольного сечения зуба.

Используя это выражение, мы можем варьировать длину гибкого колеса.

Проанализируем график (рис. 6) зависимости угла λ_w от относительной длины $\bar{l} = l_1 / l$, который необходим для определения дополнительной высоты зуба.

Из данного графика видно, уменьшение длины гибкого колеса в 2 раза не приведёт к значительным изменениям λ_w .

При этом вершина зуба внутреннего торца зубчатого венца будет уменьшаться (рис. 7).

Толщина зуба вершины в этом сечении, проходящем через точку С определяется для трапециевидального сечения:

$$S_c = S_b - 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \lambda_w \cdot b_w,$$

где S_b – толщина вершины зуба в наружном сечении зубчатого венца, проходящем через точку «В», мм; α – угол наклона боковой стороны трапеции, построенной в поперечном сечении зуба по крайним точкам эвольвентного профиля; b_w – длина зуба, мм.

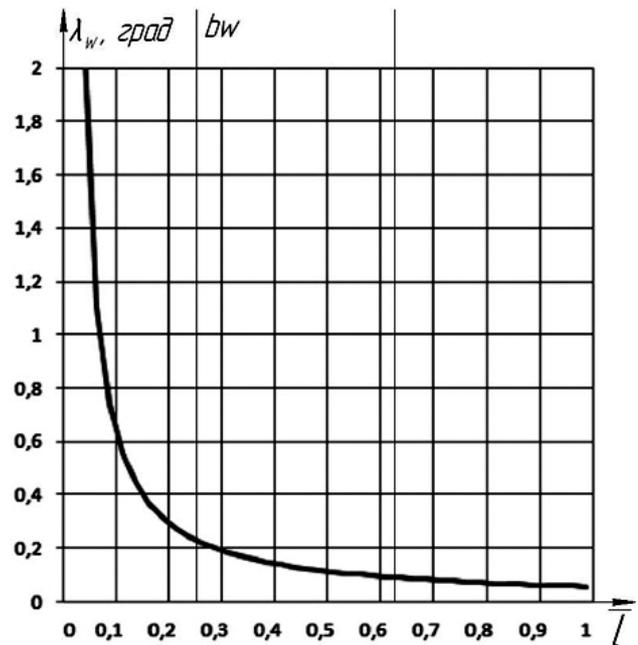


Рис. 6. График зависимости угла λ_w от l

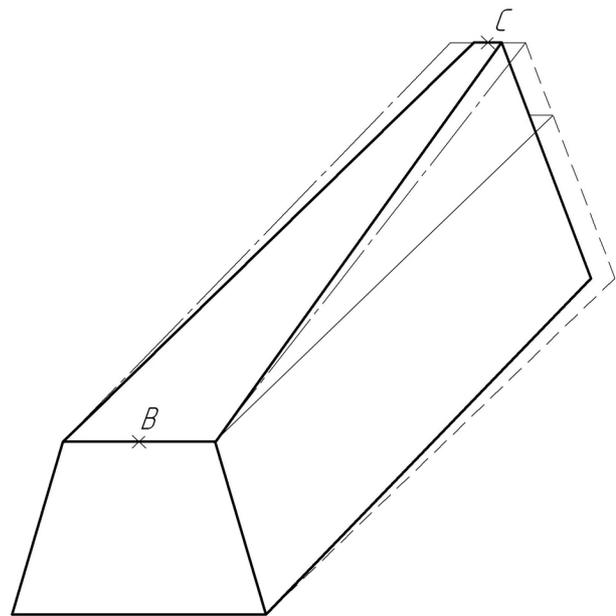


Рис. 7. Утончение зуба гибкого колеса

На графике (рис. 8) построена зависимость утончения вершины зуба при изменении формы продольного сечения зуба от длины гибкого колеса. Из него видно, что при уменьшении длины гладкой части ГК, существенное влияние на изменение геометрии зуба радиальное перемещение не оказывает.

Точки гибкого колеса подвергаются окружному перемещению V , которое определяется выражением:

$$V = -\frac{1}{2} \left(\frac{x}{l} \right) W_0 \cdot \sin 2\varphi.$$

Заметим, что при $x = l$ окружное перемещение максимально велико.

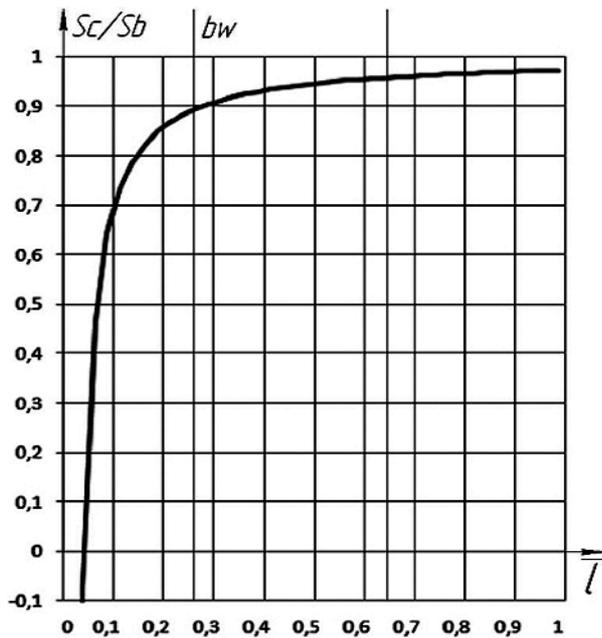


Рис. 8. Изменения относительной толщины вершины зуба по его высоте

Для равномерного распределения нагрузок по длине зуба изменим форму зуба таким образом, чтобы при $\varphi \approx 15^\circ$ боковая поверхность зуба принимала положение, параллельное соответствующей боковой поверхности впадины жесткого колеса (рис. 9).

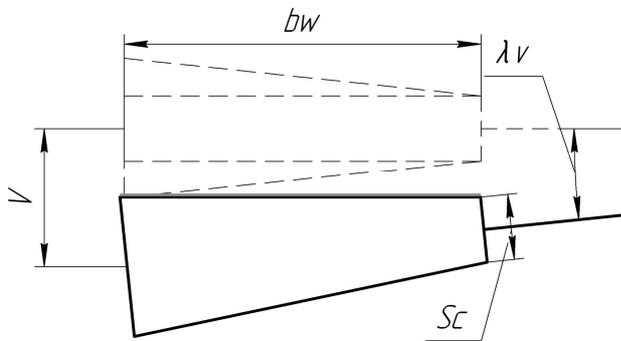


Рис. 9. Изменённая форма вершины зуба

Для обеспечения параллельности сопряженных поверхностей зубьев жесткого и гибкого колес по длине зубчатого венца, вершина зуба примет трапециевидальную форму. При этом угол λ_v определяется по формуле:

$$\lambda_v = \arcsin \frac{V}{l}$$

А толщина зуба Sc :

$$Sc = 2 \cdot \operatorname{tg} \lambda_v \cdot \left(\left(\frac{Sb}{2 \cdot \operatorname{tg}(\lambda_v)} \right) - bw \right)$$

В результате вычислений получим график, представленный на рис. 10.

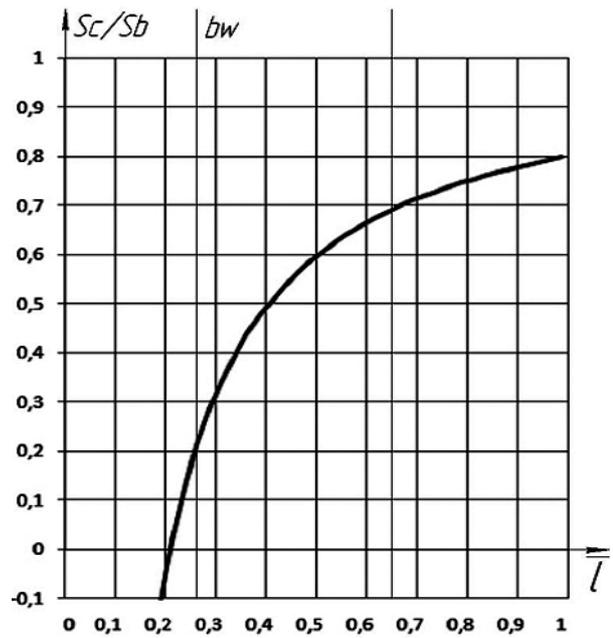


Рис. 10. Изменение относительной толщины вершины зуба ГК по его длине

Из графика видно, что при уменьшении длины гладкой части гибкого колеса, существенное влияние на изменение геометрии зуба происходит от окружного перемещения.

Вследствие изменения геометрии зуба в обеих плоскостях вершина зуба на внутреннем торце зубчатого венца будет уменьшаться. Поскольку условно принят прямолинейный профиль зуба, то полученные графики изменения зубьев складываем графически, результирующее уменьшение толщины зуба для внутреннего торца венца зубьев изображены на рис. 11.

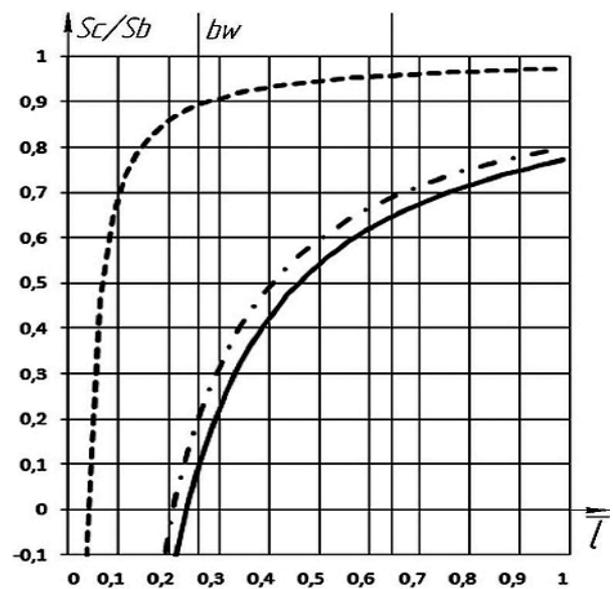


Рис. 11. Суммарное изменение относительной толщины зуба гибкого колеса

Заключение

Профилирование формы зуба для внутреннего торца зубчатого венца гибкого колеса, позволяет: обеспечить равномерное распределение нагрузки по длине зацепления; уменьшить длину гладкой облоочки колеса примерно в два раза, при утонении зуба примерно на 35%, что позволяет уменьшить массогабаритные характеристики ВЗП.

Литература

1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи / М.Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1981. – 184 с.
2. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / А.И. Полетучий. – Х.: ХАИ, 2004. – 675 с.
3. Полетучий А.И. Построение конечноэлементной модели волновой передачи с двумя гибкими колесами / А.И. Полетучий, С.И. Пшеничных // Вісник Нац. техн. ун-ту “ХПІ”. – Х.: НТУ “ХПІ”, 2002. – Вип. 10. – С. 63-72.

Поступила в редакцию 23.05.2011

Рецензент: д-р техн. наук, проф. кафедры 203 Д.Ф. Симбирский, Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРІЇ ЗУБЦІВ ГНУЧКОГО КОЛЕСА ХВИЛЬОВОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

Б.В. Дністрян, С.І. Пшеничних

У статті розглянуто зміна геометрії зуба гнучкого колеса ненавантаженої хвильової зубчастої передачі, а також переміщення гнучкого колеса в зачепленні. Представлено зачеплення хвильової зубчастої передачі з урахуванням перекосів, що з'являються по довжині утворюючій внаслідок деформування гнучкого колеса. Розглянуто нерівномірний контакт зубців і нерівномірний розподіл зусиль в зубчастій парі хвильової передачі, що виникають за рахунок неповної вибірки зазорів. Запропоновано рекомендації щодо зменшення масо-габаритних розмірів хвильової зубчастої передачі, з урахуванням профілювання зубців гнучкого колеса.

Ключові слова: хвильова зубчаста передача, перекосяк гнучкого колеса, переміщення зубців, зазори в зачепленні, геометрії зуба гнучкого колеса.

TEETH GEOMETRY OPTIMIZATION OF THE WAVE TOOTH GEAR LEXSPLINE

B.M. Dnistryan, S.I. Pshenichnyh

The article deals with changing of flexspline tooth geometry of unloaded wave tooth gear and its displacements are considered. Due to incomplete filling of backlashes uneven teeth contact and non-uniform force distribution are appeared in gear pair. Wave tooth gear with the account of the tooth length warps under deformation of a flexspline is considered. Recommendations to reduce the wave tooth gear weight and size taking into account of profiling of flexspline teeth are offered.

Key words: the wave gear, tooth length warps, teeth displacements, gear backlashes, tooth geometry.

Дністрян Богдан Владимирович – студент 3 курса факультета ракетно-космической техники Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

Пшеничных Сергей Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики и машиноведения Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.