

**А.И. ПОЛЕТУЧИЙ**, докт. техн. наук, НАКУ им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”, г. Харьков

**КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НОВОЙ ВОЛНОВОЙ ПЕРЕДАЧИ ДЛЯ МАЛЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ**

Наведено результати дослідження працездатності запропонованої в “ХАИ” хвильової зубчастої передачі для малих передаточних відношень.

The results of searching the operability of the wave gear for small gear ratio represented in KhAI are given in the work.

**Постановка проблеми.** Уменьшение передаточного отношения при одновременном повышении нагрузочной способности волновой передачи является актуальной проблемой при создании приводов.

**Анализ литературы.** Известные публикации по волновым передачам не содержат сведений по комплексному исследованию работоспособных сдвоенных зубчатых передач (СВЗП).

**Цель статьи.** Ознакомление специалистов, конструкторов и научных работников с результатами комплексного исследования работоспособности СВЗП.

Потребность в редукторах с передаточным отношением  $i = 35...80$  составляет в странах СНГ более 22 % [1] от общего числа выпускаемых редукторов. При этом обычные зубчатые редукторы при указанном диапазоне передаточных отношений имеют большую металлоемкость, планетарные – сложную конструкцию, а червячные – низкий КПД.

W. Masser запатентовал сдвоенную зубчатую передачу для  $i = 35...80$  [2]. Однако она имела низкие нагрузочную способность и долговечность

вследствие проскока зубьев. Автором была предложена [3] новая СВЗП, лишенная этих недостатков. Ее особенностью по сравнению с [2], является то, что она дополнительно снабжена пассивным генератором  $H_2$  и зубчатым синхронизатором вращения генераторов  $H_1$  и  $H_2$  (рис. 1).

Передаточное отношение зубчатого синхронизатора должно быть равно единице, тогда передаточное отношение СВЗП

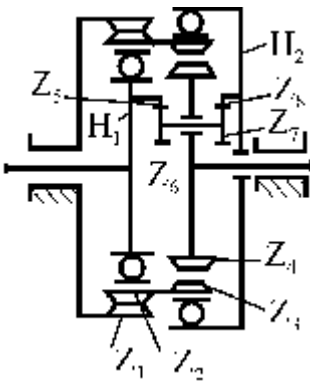


Рис. 1

$$i_{H4}^1 = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_4 - Z_1 \cdot Z_3} \quad (1)$$

Передаточное отношение от генераторов к валу синхронизатора

$$i_{H1,B} = i_{H2,B} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6 + Z_1 \cdot Z_3 (Z_5 - Z_6)}. \quad (2)$$

Числа зубьев гибкого и жестких колес при  $\alpha = 20^\circ$  равны:  $Z_2 = Z_3 + (6 \dots 12)$ ;  $Z_1 = Z_2 + 2$ ;  $Z_4 = Z_3 - 2$ .

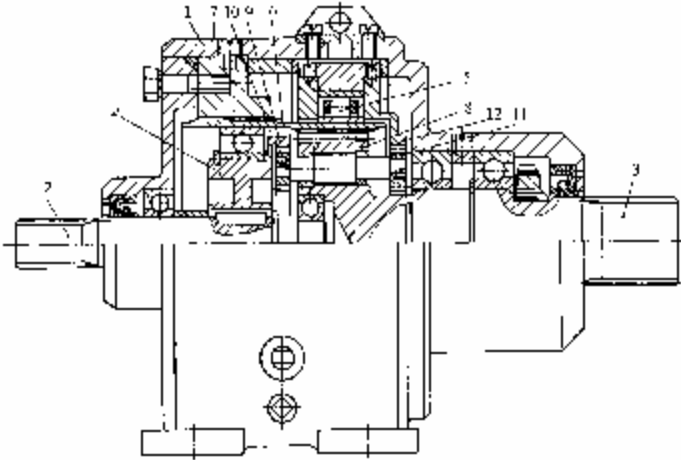


Рис. 2

На рис. 2 показан пример конструктивного выполнения такой СВЗП. Она содержит корпус 1, быстроходный 2 и тихоходный 3 валы, активный генератор волн 4 ( $H_1$ ) с гибким шариковым подшипником и пассивный генератор волн 5 ( $H_2$ ) с гибким роликовым подшипником, гибкое зубчатое колесо 6 с наружным и внутренним зубчатыми венцами, с которыми зацепляются жесткие зубчатые колеса, соответственно 7 и 8. Колесо 7 закреплено неподвижно в корпусе 1, а колесо 8 выполнено заодно с валом 3. Генераторы 4 и 5 кинематически связаны между собой синхронизатором, состоящим из зубчатых колес 9, 10, 11, 12. При числах зубьев  $Z_1 = 174$ ,  $Z_2 = 172$ ,  $Z_3 = 164$  и  $Z_4 = 162$  это передача с передаточным отношением  $i_{H,4}^1 = -41,6$ , что примерно в два раза меньше передаточного отношения обычной волновой передачи при числах зубьев  $Z_1 = 174$ ,  $Z_2 = 172$ , зубчатый синхронизатор нагружается только динамическим моментом, возникающим при пуске и остановке передачи. При установившемся движении синхронизатор не нагружен, так как пассивный генератор  $H_2$  приводится во вращение бегущей волной деформации, создаваемой

активным генератором  $H_1$ . Поэтому зубчатые колеса синхронизатора имеют небольшие размеры.

Новая СВЗП подверглась комплексному исследованию в лаборатории механических передач “ХАИ”.

В проектировочном расчете диаметр гибкого колеса определяли по критерию износостойкость боковых поверхностей зубьев

$$D_{\Pi} = 27,3 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{\Psi_b [P]}}, \quad (3)$$

где  $\Psi_b = \frac{b_{\Gamma}}{D_{\Pi}} = 0,2 \dots 0,3$  – коэффициент ширины зубчатого венца.

Он принимается увеличенным, так как образующие гибкого колеса остаются параллельными оси передачи. При этом нагрузка по длине зубьев распределяется более равномерно. Проверочный расчет выполняют как для обычной волновой передачи [4].

Вращающий момент, по которому рассчитываем вал и зубчатые колеса синхронизатора, устанавливают при исследовании динамической модели СВЗП [5]

$$T_{B \max} = \frac{C_B}{i_{H1,B}} \cdot 2 \cdot \left( \frac{\gamma + \varepsilon}{\alpha} \right), \quad (4)$$

где  $C_B$  – крутильная жесткость вала синхронизатора;  $i_{H1,B}$  – передаточное отношение (см. (2));  $\varepsilon$  – угловое ускорение, приближенно принимаем  $\varepsilon = n_1/t$ , где  $n_1$  – частота вращения генераторов;  $t$  – время разгона;  $\alpha, \gamma$  – коэффициенты,

$$\gamma = \frac{C_{\Gamma 2}}{J_{H2}(C_{\Gamma} + C_{\Gamma 2})} \left( \frac{C_{\Gamma}}{C_{\Gamma 1}} T_{\partial 6} + \frac{T_2}{i_{H1,4}} \right), \quad (5)$$

где  $C_{\Gamma}$  – крутильная жесткость гибкого колеса как тонкостенной цилиндрической оболочки;  $C_{\Gamma 1}$  и  $C_{\Gamma 2}$  – жесткость в системе “генератор – гибкое колесо” для внутреннего и внешнего генераторов, определяется по методике, изложенной в [6];  $T_{\partial 6}$  и  $T_2$  – движущий момент и момент полезного сопротивления;

$$\alpha = \frac{2}{J_{H2}} \cdot \frac{C_B}{i_{H1,B}^2}, \quad (6)$$

где  $J_{H2}$  – момент инерции пассивного генератора  $H_2$ .

При расчете момента  $T_{B \max}$  необходимо учитывать перегрузку передачи. Тогда  $T_{B \max} = T_B \cdot K_{\Pi}$ , где  $K_{\Pi}$  – коэффициент перегрузки.

Были спроектированы и изготовлены натурные СВЗП, которые подверглись теоретическому и экспериментальному изучению.

Стендовые испытания подтвердили работоспособность новой передачи по долговечности и нагрузочной способности. Кроме того, они показали, что в связи с параллельным перемещением зубьев нагрузочная способность СВЗП выше обычной волновой передачи в 1,1 ... 1,5 раза.

Новая СВЗП может работать с одним или двумя гибкими колесами [4]. При этом ее номинальные моменты равны

$$T_{НОМ1} = 2,28 \cdot 10^{-4} \cdot D_{II}^3 [(i_y - 10)/80]^{0,45};$$

$$T_{НОМ2} = 4 \cdot 10^{-4} \cdot D_n^3 [(i_y - 10)/80]^{0,45}, (7)$$

где  $i'_y = Z_2/2$ ,  $i''_y = Z_3/2$  – условные передаточные отношения первой и второй ступеней.

Опыт расчетов и эксперименты показывают, что основными факторами, определяющими уровень предельного момента, передаваемого СВЗП, являются боковой зазор между зубьями, глубина захода зубьев и радиальная жесткость пассивного генератора. Но наиболее слабым элементом СВЗП по предельному моменту оказался корпус пассивного генератора. При его выполнении в виде втулки радиальная жесткость будет пониженной. Нами предложено увеличивать жесткость пассивного генератора увеличением момента инерции его сечения (см. конструкцию рис. 2). На рис. 3 показаны зависимость предельного момента от сечения корпуса пассивного генератора.

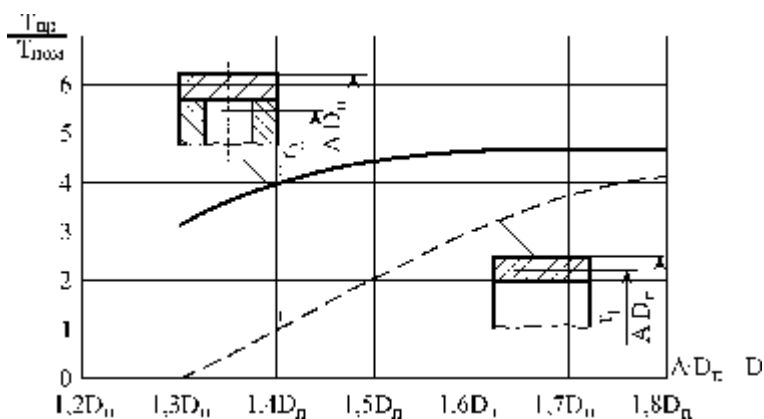


Рис. 3

Недостатки пассивного генератора, выполненного в виде втулки, не свидетельствуют о том, что предложенная нами СВЗП с двумя генераторами, связанными синхронизатором их вращения, обладает некоторыми огра-

ничениями при использовании. Название «пассивный генератор» является условным, так как любой из двух генераторов СВЗП может быть ведущим, т. е. активным. В связи с этим представляется весьма эффективным использование СВЗП встроенными в зубчатые, ременные передачи или непосредственно в приводные двигатели. При этом генератор, который ранее обозначался как пассивный, становится активным, а вопросы обеспечения его жесткости отпадают.

Новая СВЗП имеет нагрузочную способность по предельному моменту в 10...20 раз выше по сравнению с передачей по патенту [2].

Теоретически и экспериментально была исследована крутильная жесткость новой СВЗП. Эту жесткость характеризуют коэффициентом крутильной жесткости и представляют в виде  $C = T_2/\theta$ , где  $\theta = \sum \theta_i$  – суммарный угол упругого закручивания системы при реверсивном нагружении моментом  $T_2$  и заторможенном вале генератора. По расчетной модели, учитывающей более 20 упругих перемещений звеньев, соединений и стыков были установлены значения угла  $\theta$  при различных нагрузках.

Расчеты показывают, что наибольший вклад в угол  $\theta \approx 74\%$  при  $T_2 = (0,4 \dots 2)T_{НОМ}$  вносит зацепление в зоне активного генератора. Это происходит, в первую очередь, из-за того, что суммарный угол закрутки, возникший в первом зацеплении, потом увеличивается в  $i_{Н1,2}^1/i_{Н1,4}^1 (\approx 2,05)$  раза вследствие особенностей кинематики СВЗП.

Результаты расчетов представлены на графиках (рис. 4). Здесь также показан для сравнения график изменения угла  $\theta$  волновой передачи (ВЗП). Из рис. 4 видно, что этот угол для СВЗП существенно больше, а крутильная жесткость соответственно меньше.

Были проведены экспериментальные исследования крутильной жесткости СВЗП. Она характеризуется гистерезисной петлей и увеличенным углом гистерезиса  $\theta_{гист}$ . Расчеты и эксперименты показывают, что крутильная жесткость СВЗП при  $T_{НОМ}$  примерно в 1,6 раза ниже крутильной жесткости ВЗП.

Исследовался КПД СВЗП, имеющей передаточное отношение

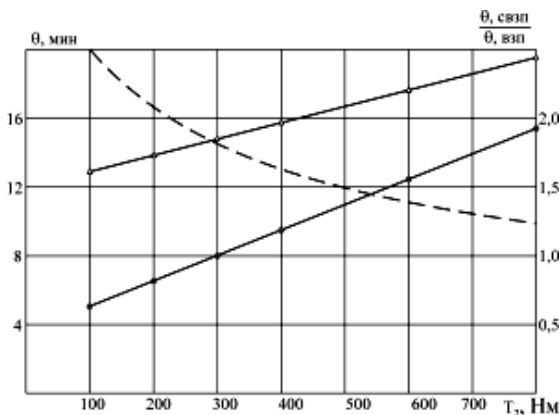


Рис. 4

$i_{H,4}^{-1} = -41,6$  ( $i_y = 86$ ). КПД устанавливался экспериментально и расчетом в зависимости от нагрузки и частоты вращения. Принималось допущение, что номинальные моменты ВЗП и СВЗП при  $D_{\Pi} = 120$  мм равны. На графиках рис. 5 показано изменение КПД ВЗП и СВЗП. Они говорят, что значения КПД этих передач близки. Однако при малых моментах наблюдается значительное расхождение значений КПД сравниваемых передач, что объясняется большей долей вредных сопротивлений у СВЗП.

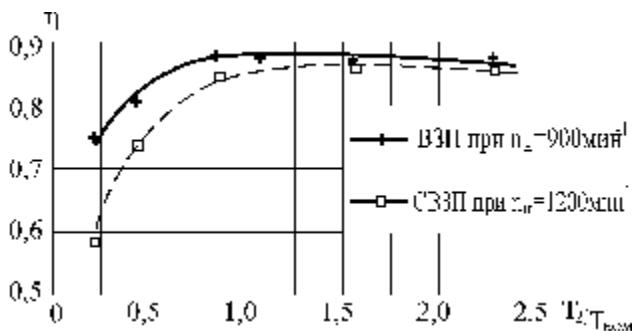


Рис. 5

### Выводы.

1. Создана новая СВЗП, имеющая передаточное отношение в два раза ниже, чем у ВЗП, работоспособная при больших нагрузках и динамических режимах. Ее нагрузочная способность в 10 ... 20 раз выше передачи по патенту [2].
2. Крутильная жесткость СВЗП при номинальном моменте примерно в 1,6 раза ниже ВЗП.
3. КПД новой СВЗП и ВЗП соизмеримы.

**Список литературы:** 1. Редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения: Справочник/ Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 247 с. 2. Patent 2943513 (USA). Dual strain wave gearing /C.W. Musser. – Filed 21.03.55; pat. 5. 07.60. 3. Волновая зубчатая передача Полетучего А.И.: А.с. 1525367 СССР, МКИ F 16H 1/00 / А.И. Полетучий (СССР). – 4288650/25-28; Заявлено 22.07.87; Опубл. 30.11.89, Бюл. № 44 – 2 с. 4. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: Монография. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2005. – 675 с. 5. Полетучий А.И. Расчет синхронизатора сдвоенной волновой зубчатой передачи // Авиационно-космическая техника и технология. – Харьков: Государственный аэрокосмический университет "Харьк. авиац. ин-т". – 2000. – Вып. 18. – С. 154 – 160. 6. Полетучий А.И. Теоретическое исследование крутильной жесткости и упругого мертвого хода волновой зубчатой передачи с одним гибким колесом // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Харьков: Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. – Вып. 30 (3). – С. 94 – 112.

Поступила в редколлегию 22.10.07