

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВОЛНОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Благодаря большому передаточному отношению, компактности, высокой нагрузочной способности, бесшумности, точности и плавности вращения волновые механизмы находят широкое применение в технике. Они являются весьма перспективными для систем управления самолетами, ракетно-космических комплексов, роботов, станков, механизированного инструмента, в качестве редукторов общего назначения и др. На кафедре "Детали машин и ТММ" ХАИ уже более 20 лет проводятся исследования таких механизмов с целью дальнейшего повышения их качественных характеристик. Объектами исследования являются новые схемы волновых передач, разработанные в последнее время. Для проведения исследований были спроектированы и изготовлены экспериментальные стенды.

Универсальный стенд рассчитан на испытание передач с нагрузкой до 1000 Нм при плавном регулировании скорости входного звена от 0 до 10000 мин<sup>-1</sup>. Стенд включает системы измерения, смазки и электропитания. Маслосистема обеспечивает давление до 15 МПа, что весьма важно при испытании волновых передач с гидростатическими или гидродинамическими генераторами волн.

Стенд для исследования крутильной жесткости и предельных нагрузок волновых передач снабжен системами измерения и статического нагружения до момента 2500 Нм.

Для проведения длительных испытаний на выносливость одновременно двух волновых передач, работающих в режиме редуктора и мультипликатора служит стенд, имеющий электромагнитную систему нагружения с замером моментов на входных, выходных валах и корпусах передач.

На рис. 1 показана обычная волновая передача для передаточных отношений  $i = 80 \dots 320$ , включающая кулачковый генератор волн с гибким шариковым подшипником 1, гибкое зубчатое колесо 2 и жесткое зубчатое колесо 3. Нагрузочная способность в тех же радиальных габаритах, быстроходность и крутильная жесткость этой передачи повышены за счет одновременной работы гибких колес 1 и 2, соединенных с тихоходным валом 3 (см. рис. 2). Ниже приведены некоторые результаты исследований крутильной жесткости и КПД этой



передачи.

Для оценки крутильной жесткости строились гистерезисные кривые, показывающие зависимость упругой закрутки тихоходного вала  $\varphi_{упр}$  от приложенного к нему вращающего момента  $T$ .

На рис. 3, а показаны гистерезисные кривые для волновых передач с одним и двумя гибкими колесами без предварительной выборки зазоров при нагружении их моментом 23 Нм, что составляет примерно 5% от номинального. Последний устанавливался для волновой передачи с одним гибким колесом и равнялся 459 Нм.

На рис. 3, б изображены гистерезисные кривые исследуемых волновых передач при номинальном моменте. В таблице приведены полученные значения коэффициента крутильной жесткости и угла закрутки тихоходного вала.

Исследования КПД волновых передач с одним и двумя гибкими колесами проводились при диапазоне вращающих моментов на тормозе  $T = 80 \dots 1100$  Нм, частоте вращения генератора волн

$$n_H = 800 \dots 2400 \text{ мин}^{-1}$$

$\frac{T}{T_{ном}} \cdot 100\%$	Волновая передача с одним гибким колесом		Волновая передача с двумя гибкими колесами	
	$C, \text{Нм/рад}$	$\varphi_{упр}, \text{мин}$	$C, \text{Нм/рад}$	$\varphi_{упр}, \text{мин}$
5	6388,4	1,24	147435,8	0,54
100	123188,4	12,85	183600	8,65

На графиках рис. 4 представлены только максимальные значения полученных КПД исследуемых передач из всего диапазона нагрузок и частот без учета потерь в двух зубчатых муфтах, т.е. фактически КПД на 2...4% выше.

Анализ приведенных результатов показывает, что волновая зубчатая передача с двумя гибкими колесами обладает повышенной жесткостью и быстроходностью. Ее КПД соизмерим с передачей с одним гибким колесом. Однако примерное равенство КПД наблюдается в сравниваемых передачах при разных нагрузках. Волновая передача с двумя гибкими колесами имеет наибольший КПД при вращающем моменте, более чем в два раза превышающем номинальный момент передачи с одним гибким колесом, т.е. фактически при тех же габаритных размерах и массе передачи появляется возможность реализовать вращающий момент в два раза больший.

Диапазон передаточных отношений  $i = 30 \dots 80$  не покрывается



обычными волновыми передачами, а в случае применения планетарных или рядных зубчатых редукторов привод имеет низкий КПД или большие габаритные размеры. В ХАИ разработана сдвоенная волновая передача с гибким колесом в виде кольца рис. 5 [2], предназначенная для работы в указанном выше диапазоне передаточных отношений. Передача содержит гибкое колесо 1, жесткие колеса 2 и 3. Отличительной особенностью является наличие двух генераторов 4 и 5, кинематически связанных синхронизатором, состоящим из зубчатых колес 6, 7, 8 и 9. В настоящее время составляется математическая модель такой передачи и готовятся ее экспериментальные исследования.

Генераторы волн с подшипниками качения плохо работают при окружных скоростях  $V > 15$  м/с. Представляется весьма многообещающим с точки зрения быстроходности и нагрузочной способности переход на генераторы с гидростатическими подшипниками (см. рис. 6, 7, 8).

В передаче, изображенной на рис. 6 [3] гибкие колеса 1 и 2 деформируются пространственным кулачком 3 с гидростатическим подшипником, который питается от маслосистемы повышенного давления.

Для сокращения осевых габаритов может быть использовано гибкое колесо-кольцо 1, не имеющее перекосов, что очень важно для работы подшипника скольжения 2 (см. рис. 7).

В случае особо больших скоростей и нагрузок необходимо применять гибкое колесо в виде колокола 1 (см. рис. 8), обладающего повышенной крутильной жесткостью. При этом подшипник скольжения 2 находится в весьма благоприятных условиях работы.

Наиболее ответственным элементом волновой передачи является гибкое колесо. При составлении математической модели оно представляется как кольцо, связанное с оболочкой [4]. Форма деформирования гибкого колеса может быть описана уравнением [5]

$$EJ \left( \frac{d^5 W}{d\varphi^5} + 2 \frac{d^3 W}{d\varphi^3} + \frac{dW}{d\varphi} \right) = R^4 \left( q_t + \frac{d q_z}{d\varphi} \right) \quad (1)$$

На кольцо действуют несколько взаимно уравновешенных радиальных и касательных сил. Разложив каждую из этих сил в ряд Фурье и произведя необходимые преобразования получим решение уравнения (1)

$$W = B \cos \varphi + C \sin \varphi + \sum_{i=1}^m \frac{T_i r^3}{\pi E J_x} \sum_{k=i}^{\infty} \frac{\sin k(\varphi - \varphi_i)}{k(k^2 - 1)^2} + \\ + \sum_{i=1}^n \frac{P_i r^3}{\pi E J_x} \sum_{k=i}^{\infty} \frac{\cos k(\varphi - \varphi_i)}{(k^2 - 1)^2} \quad (2)$$



Силы, действующие в зацеплении, и реакции от генератора волн зависят от формы деформирования гибкого колеса.

Силы в зацеплении определяем по возможным относительным перемещениям зубьев

$$F_{mn} = \mathcal{J}_{mn} / (\lambda_n); F_m = \sum_1^m F_{mn} \quad (3)$$

где  $\lambda$  - коэффициент податливости системы;  $n$  - количество сечений по длине зуба;  $F_m$  - результирующая сила, действующая на зуб;  $\mathcal{J}_{mn}$  - зазор или натяг.

В соотношении (3) неизвестными являются как зазор  $\mathcal{J}_{mn}$ , так и коэффициент суммарной податливости системы. Поэтому задача решается путем последовательных приближений. Задаваясь формой гибкого колеса определяют силы, действующие на генератор.

Если генератор волн выполнен с гидростатическим подшипником, то силы, действующие на гибкое колесо со стороны генератора зависят от эпюры давлений в масляном слое. Функция распределения давлений в масляном слое находится решением уравнения Рейнольдса.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{m} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R\omega_n^F \frac{dh}{d\varphi} \quad (4)$$

Решение задачи по определению нагрузочной способности волновой передачи с гидростатическим генератором сводится к совместному решению уравнения упругой линии кольца, уравнения Рейнольдса, уравнения баланса расходов смазочной жидкости с учетом статического равновесия системы.

Выводы: Полученные результаты соответствуют мировому уровню.

#### Список литературы

1. А.с. СССР № I409803, кл. F I6H I/00. Волновая передача /Полетучий А.И.//Бюл. изобрет. № 26, 1988.
2. А.с. СССР № I525367, кл. F I6H I/00. Волновая зубчатая передача Полетучего А.И. /Полетучий А.И.//Бюл. изобрет. № 44, 1989.
3. А.с. СССР № I483134, кл. F I6H I/00. Волновая зубчатая передача /А.И. Полетучий, Н.П. Артеменко// Бюл. изобрет. № 10, 1989.
4. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. Статика. -М.: Машиностроение, 1977, -485с.
5. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. -М.: Машиностроение, 1973. -456с.







