

В.Н. ТКАЧЕНКО

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ПРОВЕРКА ПРИМЕНИМОСТИ ЛИНЕЙНОЙ ТЕОРИИ ОБОЛОЧЕК ДЛЯ РАСЧЕТА НАПРЯЖЕНИЙ В ГИБКИХ КОЛЕСАХ ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧ

В статті наведені підсумки експериментального дослідження напружено-деформованого стану гнучкого колеса хвильової передачі. Проведено порівняння експериментально визначених та теоретично розрахованих напружень.

The article presents the results experiment investigation supple wheels harmonic drive and conducts comparison with results receive theoretical.

Для расчетов гибкого колеса на прочность и выносливость нужно установить зависимость между величинами нормальных напряжений σ_0 в области зубчатого венца ЗВ и величиной передаваемого крутящего момента.

Можно решать поставленную задачу, задавая в качестве исходных данных силы зацепления и их закон распределения в области зацепления. В силу многопарности зацепления одновременно в зацеплении принимают участие до 15-20% числа зубьев гибкого колеса. Закон, по которому распределены силы зацепления, зависят от величины передаваемого крутящего момента. При аналитическом определении этой зависимости возникает ряд препятствий, например, может оказаться, что в пределах допуска на изготовление гибкого колеса, указанные законы будут существенно отличаться. Радиальная податливость подшипников генератора также вносит свой вклад в изменение рассматриваемой зависимости.

Ответить на вопрос, каким же будет этот закон в действительности, в передаче с приработанными зубьями, то есть с геометрией зубьев гибкого и жесткого колес отличающейся от исходной, вообще не представляется возможным. Известен и другой подход [1], когда в качестве исходных данных выбирают закон распределения радиальных перемещений зубчатого венца гибкого колеса по окружности (по углу θ). При расчетах прочности гибких колес такой подход оправдан тем, что в отличие от обычных передач, где не исключена поломка зуба, в волновых передачах разрушается гибкое колесо, причем разрушение начинается в области впадин между зубьями гибкого колеса, если недостаточна его изгибная выносливость. Зная вышеупомянутую зависимость, можно вычислить напряжения от изгиба в зубчатом венце.

Экспериментальное определение радиальных перемещений проводилось в волновой передаче с застопоренным жестким колесом. Гибкое колесо фиксировалось со стороны выходного вала. Нагружение передачи осуществлялось приложением крутящего момента к входному валу, при этом контролировались величины как входного, так и выходного моментов в передаче.

Всего было испытано четыре редуктора с числами зубьев гибких колес

$Z_z = 225; 226; 227; 228$. Числа зубьев жестких колес соответственно $Z_{ж} = 227; 228; 229; 230$. Модуль $m = 0,8$.

Гибкие колеса изготовлены из улучшенной до $HR_c 30-32$ стали 40 ХН. Каждый из редукторов испытывался с использованием двухдискового генератора, причем конструкция генератора позволяла регулировать величину угла охвата диска генератора гибким колесом. Угол охвата в ненагруженном состоянии редуктора изменялся от 40° до 75° .

Испытания проводились следующим образом: гибкое колесо в волновом редукторе нагружалось крутящим моментом, после чего производился трехкратный замер радиальных перемещений в 48 точках сдеформированного края гибкого колеса. Затем редуктор разгружался, нагружался вновь и замеры повторялись. Каждый из испытываемых редукторов нагружался моментами до 1 кНм и шагом $0,25 \text{ кНм}$ (от 0 до $0,25 \text{ кНм}$ с шагом $0,05 \text{ кНм}$).

Радиальные перемещения в вершине волны деформации ненагруженной передачи составляли $W_0 = (1,1 \dots 1,2) m$. По мере увеличения момента на гибком колесе W_0 уменьшались до $0,95 m$ за счет осадки генератора волн под действием радиальных сил. Перемещения в области впадины волны деформации с ростом нагрузки несколько возрастали, угол охвата уменьшался и одновременно смещался в направлении вращения генератора. При этом по части периметра гибкое колесо поджималось к жесткому, что обеспечивало увеличение количества сопряженных зубьев с ростом передаваемой нагрузки.

Полученные в результате экспериментом радиальные перемещения использовались в качестве исходных данных для формирования граничных условий при решении задачи определения напряжений в цилиндрической оболочке – гибком колесе волновой передачи.

Потенциальная функция координат точки срединной поверхности оболочки, с учетом условия периодичности по координате θ , имела вид

$$\phi = \sum_m [\varphi_{1m}(\xi) \cos m\theta + \varphi_{2m}(\xi) \sin m\theta].$$

В искоемых функциях φ_{1m} соответствует напряженному деформируемому состоянию симметричному оси $\theta = 0$, а φ_{2m} – обратно симметричному [2].

После определения m -ой составляющей потенциальной функции определялись m -ые составляющие перемещений, усилий и изгибающих моментов и напряжений в любой точке гибкого колеса, а полные их значения получались суммированием по m .

Проверка достоверности вычисленных таким образом напряжений осуществлялась тензометрированием одного из четырех гибких колес.

Тензорезистивные датчики в окружном направлении располагались так, чтобы геометрические центры чувствительных элементов отстояли друг от друга на расстояниях, соответствующих углу $\theta = 7,5^\circ$. Минимальное рас-

стояние датчиков от венца выбиралось так, чтобы измеряемые деформации при значительных перемещениях не превосходили величин, соответствующих напряжениям 200-230 МПа. Замеры осуществлялись прибором ИСД-3 со стабилизированным источником питания.

На рис. 1 и 2 сплошной линией проведены кривые, соответствующие напряжениям изгиба в окружном направлении полученным экспериментально. Штриховые линии на тех же графиках соответствуют теоретическому решению. Некоторая осцилляция решения является следствием дифференцирования дискретной функции $W(\theta)$, полученной экспериментально, т.е. с неизбежными погрешностями.

Графики на рис. 1 получены при угле охвата 40° в ненагруженной передаче. На рис. 2 приведены графики для той же передачи нагруженной моментом 750 нм.

Удовлетворительное совпадение результатов расчета и эксперимента свидетельствует о практической применимости используемой линейной теории оболочек для расчета напряжений в гибких колесах волновых передач.

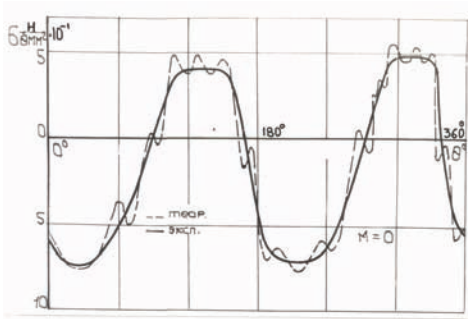


Рис. 1

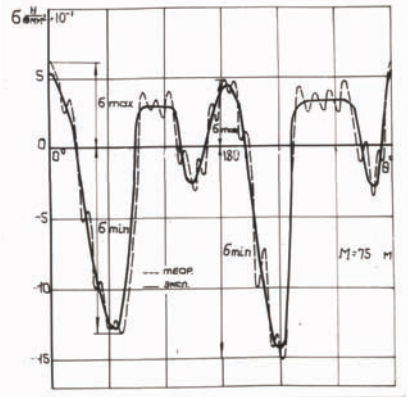


Рис. 2

Список литературы: 1. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. М., 1981. 180 с. 2. Ткаченко В.Н. Исследование напряженного состояния оболочки волновой зубчатой передачи. НТС «Динамика и прочность машин», вып. 22., «Вища школа», Харьков, 1985 г.

Надійшла до редколегії 21.04.08