

целесообразности проведения дальнейших численных расчетов на базе конечно-элементных моделей, построенных в этом программном продукте.

Список литературы: 1. *Crawley E.F.* Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures / E.F. Crawley, J. Luis // *AIAA Journal*, 1987. – Vol. 25, – № 10, – С. 1373-1385. 2. *Михеев С.И.* Теоретические и экспериментальные исследования композитных пластин с пьезоэлектрическими актуаторами / С.И. Михеев, В.Ф. Горбач, В.В. Клитной, Ю.М. Тарасов // Труды 4-й международной конференции «Теория и практика технологий производства изделий из композиционных материалов и новых металлических сплавов». – М.: «Знание», 2006. – С. 178-184. 3. *Клитной В.В.* Исследование вибрационных свойств бортовых плат летательных аппаратов / В.В. Клитной // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – № 31. – С. 77 – 83.

Поступила в редколлегию 14.09.2010

УДК 621.833

В.Н. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук, доц., НТУ «ХПИ», г. Харьков

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДИК ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГАРАБИТОВ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Величина диаметра гнучкого колеса хвильової зубчатої передачі суттєво залежить від використуємих методик розрахунків. В статті наведені підсумки порівняльного аналізу існуючих методик розрахунків діаметра гнучкого колеса.

Calculates the diameter of the flexibec wheel according to various eriteria yield significant differences. In the expected work tested the comparative analyses of existing methods of calculation and verified by comparing the final results found by different methods.

Работоспособность волновой зубчатой передачи определяют, в основном, четыре фактора. Это износостойкость рабочих поверхностей зубьев, разрушение подшипников качения генератора волн деформации, выносливость зубчатого гибкого колеса и радиальная жесткость системы жесткое колесо-подшипник генератора волн. При недостаточной радиальной жесткости возможен проскок генератора волн при максимальных вращающих моментах.

В настоящее время проектный расчет волновой передачи, независимо от принятого критерия работоспособности, начинается с вычисления диаметра отверстия гибкого колеса, причем результаты расчетов проектируемой передачи будут отличаться в зависимости от выбранного критерия.

В [1] диаметр ГК вычисляется из условия ограничения давления между зубьями по формуле

$$d_r \geq \sqrt[3]{\frac{4T_{\text{вых}} \cdot K_H}{K_z \psi \cdot [p]}}$$

где $T_{\text{вых}}$ - вращающий момент на выходе передачи, $[p]$ - допускаемое давление между зубьями; K_n - коэффициент неравномерности распределения давления по поверхности зуба (рекомендуемое значение $K_n = 1.5$), ψ - отношение длины зуба B к диаметру $\psi = 0,15 - 0,25$ (в среднем 0,2). K_z - коэффициент учитывающий то, что в зацеплении ВЗП участвует одновременно часть зубьев. K_z обычно $0,22 - 0,25$. Рекомендуемые в [1] значения $[p] = 60 - 65 \text{ МПа}$.

Если вычислять d_r по критерию несмятия рабочих поверхностей зубьев по рекомендациям [2], то

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{10T_{\text{вых}}}{[\sigma]_{\text{см}} \psi}}$$

где $[\sigma]_{\text{см}} = 10 - 30 \text{ МПа}$, а ψ как и ранее $\cong 0,2$.

В [3] d_r рекомендуется определять из расчета гибкого колеса на прочность при кручении в предположении равномерного распределения по зубьям касательных сил в двух равных диаметрально противоположных областях. Расчетная формула приведена к виду

$$d = C \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}} \psi h}{[\tau]}}$$

Здесь ψ_h - отношение диаметра d к толщине гибкого колеса h в зубчатом венце.

Этот коэффициент выбирается в зависимости от передаточного числа передачи и материала гибкого колеса в пределах от 80 до 100. Допускаемые напряжения $[\tau]$ в зависимости от характера нагрузки и материала выбирают от 60 до 90 МПа. Коэффициент C учитывает характер распределения нагрузки по зонам зацепления и при изменении передаточного числа от 100 до 400 уменьшается от 14 до 12.

Рекомендации по [3] и [4] основаны на критерии износостойкости.

$$\text{По [3]} \quad d_r = \sqrt[3]{\frac{10^4 T_{\text{вых}} K}{\psi \cdot [\sigma]_{\text{см}}}}, \quad \text{а по [4]} \quad d_r = 28,4 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}}}{\psi \cdot [p]}}$$

где $[\sigma]_{\text{см}} = 10 - 20 \text{ МПа}$, $[p] = 20 \dots 25 \text{ МПа}$, K - коэффициент динамичности $K = 1 \dots 1,75$ от спокойной до резко динамической нагрузки.

Анализируя формулы для различных составляющих напряжений в гибком колесе можно отметить, что в них входит целый ряд геометрических параметров подлежащих определению. С рядом упрощающих допущений автор [5] получил приближенную зависимость для определения диаметра d_r по критерию изгибной выносливости колеса в области зубчатого венца

$$d_r = 28,4 \sqrt[3]{\frac{0,456T_{\text{вых}}}{\left[\sigma - 1 / (K_\sigma \cdot n_\sigma) - 3EY_z \psi_s / u^a\right] \psi \cdot \psi_s}},$$

где $\psi_s = h/d$ - коэффициент толщины гибкого колеса, а Y_s - зависит от формы зуба при проектном расчете ψ, ψ_s, Y и запас выносливости n_σ задаются.

Расчетные формулы из [6] по критерию изгибной выносливости гибкого колеса несколько проще.

$$d = \frac{d_0}{1 - 2,3 \cdot 10^{-10} \cdot n_h^2 \cdot d_0}, \quad \text{где} \quad d_0 = 105 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}} \cdot [s] \cdot K}{0,16 \cdot u^{0,5} \cdot \sigma_{-1}}}, \text{ а}$$

$[s]$ - коэффициент безопасности, $[s] = 1,6 \dots 1,7$; $K_\sigma = 1,5 + 0,0015 \cdot u$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений; n_h , об/мин - частота вращения генератора волн.

Диаметр гибкого колеса в [6] рекомендуют также определять по критерию динамической грузоподъемности подшипника генератора волн деформации по формуле

$$d_0 = \left(\frac{T_{\text{вых}} \cdot B \cdot K_T}{A \cdot K_L} \sqrt[3]{L_h \cdot n_h} \right)^p,$$

где K_T - температурный коэффициент для подшипников качения; K_L - коэффициент, учитывающий вероятность безотказной работы подшипника; L_h - ресурс работы в часах; $p = 0,357$; A и B в зависимости от типа генератора по таблицам в [6]. Для сравнения результатов расчетов вычисляется диаметр d передачи с передаточным числом $u = 100$, вращающим моментом на выходе 800 кНм при $L_h = 10000$ часов и $n_h = 1500$ об/мин при $\psi = 0,2$ и $n_\sigma = 1,7$. По методике [1] $d \cong 246 \text{ мм}$, по методикам [2], [3], [4] соответственно 159 мм, 142 мм, 156 мм и 207 мм, 198 мм по методикам из [5].

Конечные результаты, как видно существенно отличаются. Обработка данных и характеристик, серийно выпускаемых силовых волновых передач фирмы “United Shoes Machinery Corporation” (США) позволяет отдать предпочтение методике [1], так как она позволяет точно определить размеры всех базовых редукторов, серийно выпускаемых этой фирмой.

Список литературы: 1. Гинзбург Е.Г. Волновые зубчатые передачи.- Л.: Машиностроение, 1979.- 158 с. 2. Шувалов С.А. и др. Волновые механические передачи.- М.: Машиностроение, 1976. – 81 с. 3. Волков Д.П., Крайнев А.Ф. Волновые зубчатые передачи.- К.: Техніка, 1976.- 240 с. 4. Решетов Д.Н. Детали машин.- М.: Машиностроение, 1989.- 472 с. 5. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи.- М.: Высшая школа, 1981.- 185 с. 6. Кудрявцев В.Н. Детали машин. М.-Л.: Машиностроение, 2007.- 465 с.

Поступила в редколлегию 14.09.2010