

А.И. ПОЛЕТУЧИЙ, д.т.н., НАКУ им. Н. Е. Жуковского “ХАИ”

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ (ВЗМ)

Розглянуті шляхи підвищення якісних характеристик хвильових зубчастих механізмів.

The ways of increasing the qualitative characteristics of planetary transmission are considered.

Постановка проблемы. Снижение массогабаритных характеристик при одновременном повышении быстроходности, КПД, крутильной жесткости и точности волновых зубчатых механизмов является актуальной проблемой при создании новой техники.

Анализ литературы. Известные работы по данному вопросу рассматривают отдельные аспекты повышения качественных характеристик ВЗМ.

Цель статьи. Краткое изложение путей повышения многих основных качественных характеристик и достигнутых результатов в этой области.

Благодаря своим известным достоинствам ВЗМ находят широкое использование как элемент высоких технологий. Однако их применение в странах СНГ сдерживается низким уровнем проектирования, технологии и исследования. Многочисленные публикации результатов исследования волновых передач касаются в основном недостаточно обоснованных теоретических разработок, не подтвержденных натурными стендовыми испытаниями. Официальная ведущая организация по волновым редукторам Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт редукторостроения (НИИ редуктор) опирается на устаревшие и недостоверные данные, полученные в МГТУ им. Баумана г. Москва в 80-х годах прошлого столетия. Разработанный НИИ редуктором ГОСТ 300782-93 “Передачи волновые. Типы, основные параметры и размеры” содержит нерациональные конструкции гибких зубчатых колес, не соответствующих достигнутому мировому уровню в области геометрии зацепления, усталостной прочности и технологии. Поэтому можно с большой долей вероятности утверждать, что рекомендуемые в упомянутом документе волновые редукторы будут иметь низкие нагрузочную способность, долговечность и точность. Все это дискредитирует волновые механизмы в глазах промышленников и инженеров.

В рассматриваемой статье кратко изложены основные аспекты проектирования, технологии и исследования известных и новых ВЗМ, направленные на повышение их качественных характеристик, при этом учитывается тридцатипятилетний опыт исследования волновых механизмов в “ХАИ” и обобщенный мировой опыт.

ВЗМ будем характеризовать, как это принято для механических передач, качественными характеристиками. Выделим важнейшие из них: нагрузочная способность и долговечность; быстроходность; КПД; крутильная жесткость и точность; кинематические возможности; инерционность; упругий мертвый ход и др.

Размеры гибкого зубчатого колеса определяют обычно по критерию износостойкости рабочих поверхностей зубьев [1], или по критерию прочности гибкого колеса [2]. Оба метода не имеют явных преимуществ, поскольку после производится проверочный расчет по всем критериям работоспособности ВЗМ.

Важным этапом является разработка конструкции гибкого колеса.

В “ХАИ” было испытано на долговечность большое количество натуральных ВЗМ с различными конструктивными параметрами. По результатам этих испытаний, а также с учетом зарубежного опыта, мы рекомендуем рациональные конструктивные параметры гибких зубчатых колес, выполненных в виде чаши или трубы [3, 4, 5].

Эти параметры обеспечивают максимальную усталостную прочность и долговечность гибкого колеса вследствие устранения влияния концентрации напряжений на заднем торце (радиус R_1), краевого эффекта на переднем торце, соответствующей геометрии “носика” гибкого колеса, соотношениями толщин оболочки и других размеров. (см. рис.1).

Необходимо также обратить внимание на материал гибкого колеса. Это должна быть хромоникелевая сталь, например 40ХН2МА, обладающая низкой чувствительностью к концентрации напряжений. Отечественные исследователи рекомендуют твердость материала гибкого колеса HRC 28 ... 32. Но зарубежные фирмы изготавливают волновые редуктора с твердостью гибкого колеса HRC 30 ... 34, что значительно повышает предел выносливости материала. Но возникает проблема инструмента. В Украине пора наладить производство мелкомодульного инструмента из твердого сплава. При этом можно достигнуть высокой точности и чистоты поверхностей впадин и боковых поверхностей зубьев.

Нагрузочная способность ВЗМ характеризуется в основном номинальным и предельным вращающими моментами.

Значительным резервом повышения нагрузочной способности ВЗМ является предложенные в ХАИ волновые передачи, в которых нагрузка передается одновременно двумя гибкими колесами, связанными с одним тихоходным валом.

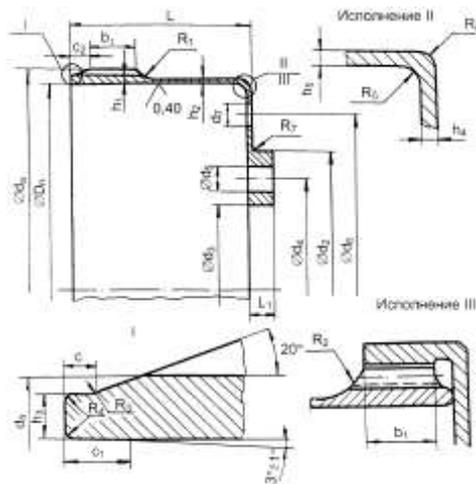


Рис.1

Номинальный момент ВЗМ при одном гибком колесе, Нм [6]

$$T_{НОМ1} = 2,28 \cdot 10^{-4} D_{II}^3 [(i-10)/80]^{0,45}; \quad (1)$$

при двух гибких колесах, Нм [7]

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

где D_{II} – внутренний диаметр гибкого колеса.

Важнейшей характеристикой нагрузочной способности ВЗМ является предельный передаваемый момент $T_{ПР}$. Его необходимо определять в обязательном порядке, так как он может оказаться ниже номинального момента. При этом передача может быть неработоспособной из-за проскока зубьев при соблюдении условия усталостной прочности гибкого колеса.

В общем случае, при двух гибких колесах, предельный момент равен [8]

$$T_{ПР} = \frac{W_{0Г} - 0,9m - \Delta_{max} + 0,64h_d}{\frac{a_{1ПР} + a_{2ПР}}{h_d/m^2} + \frac{\delta_{0ПР}}{T_{НОМ}} + \frac{e_0}{T_{НОМ}}} \left(2 - \frac{0,01}{h_{11}/D_{II}} \right)^3 \sqrt{\frac{L_1}{D_{II}}} \quad (3)$$

где $a_{1ПР}$, $a_{2ПР}$, $\delta_{0ПР}$ и e_0 – приведенные коэффициенты податливости гибкого элемента, жестких колес, генератора и радиальное биение генератора; $T_{НОМ}$ – номинальный вращающий момент одного контура; h_{11} , D_{II} , L_1 – толщина стенки, диаметр и длина гибкого колеса.

Расчеты и эксперименты показывают, что предельный момент растет с увеличением высоты зубьев, радиальной деформации гибкого колеса, жесткости генератора, жесткого гибкого колес, и с уменьшением зазоров в зацеплении, и биения генератора. Соответствующим подбором параметров в ХАИ достигнуто увеличение $T_{ПР}$ в шесть раз по сравнению с номинальным моментом.

Долговечность ВЗМ определяется в основном усталостной прочностью гибкого колеса и работоспособностью генератора волн. Эти параметры можно обеспечить выбором рациональной конструкции, материала и термообработки гибкого колеса и генератора волн, геометрии зацепления и совершенной технологии изготовления. Необходимые рекомендации конструктор может найти в [3]. При соблюдении выше приведенных условий можно обеспечить ресурс ВЗМ 10000 ... 30000 часов.

При исследовании волновых механизмов важно знать фактические зазоры в подшипнике генератора и силы, действующие со стороны генератора и зацепления. Гибкое колесо представляем как кольцо. Дифференциальное уравнение упругой линии плоского кольца

$$\frac{E \cdot J_C}{R_{CP}^4} \left(\frac{d^5 w}{d\varphi^5} + 2 \cdot \frac{d^3 w}{d\varphi^3} + \frac{dw}{d\varphi} \right) = q_2 + \frac{dq_1}{d\varphi} \quad (4)$$

для решения уравнения (4) применим метод разложения заданных сил в ряды Фурье.

В правой части уравнения (4) q_1 и q_2 обозначают радиальные и касательные нагрузки, которые воспринимает гибкий элемент. При генераторе жидкостного трения

$$q_1 = F_V + F_{RM} + \Phi_R + P_R; \quad q_2 = F_{TM} + \Phi_T + \bar{f}_T \quad (5)$$

где \bar{F}_V – силы упругости; F_{RM} , F_{TM} – радиальные и тангенциальные составляющие сил зацепления; $\bar{\Phi}_R$, $\bar{\Phi}_T$ – радиальные и тангенциальные составляющие сил инерции; P – распределенные силы от давления жидкости; \bar{f}_T – сила гидродинамического трения.

При генераторе качения

$$q_1 = F_Y + F_{RM} + \bar{\Phi}_R + P_{RK}; \quad q_2 = F_{TM} + \bar{\Phi}_T + P_{TK} + \bar{P}_T, \quad (6)$$

где P_{RK} , P_{TK} – реакции от тел качения; \bar{P}_T – сила трения.

$$\Phi_R = \rho \cdot t \cdot \omega_H^2 \int \left(\frac{d^2}{d\varphi^2} \left(W + \frac{D_{II}}{2} \right) \right) dL; \quad \Phi_T = \rho \cdot t \cdot \omega_H^2 \int \left(\frac{d}{d\varphi} \left(W + \frac{D_{II}}{2} \right) \right) dL, \quad (7)$$

где ρ – плотность; L – ширина кольца; t – толщина кольца; D_{II} – диаметр отверстия в кольце.

$$\text{Равновесие гибкого элемента в моментах } \sum_1^m T_K = 0. \quad (8)$$

Достоинства ВЗМ в полной мере реализуются при использовании быстроходных двигателей. В этом случае привод имеет минимальные габаритные размеры и массу. Генераторы волн с подшипниками качения длительно работоспособны при окружных скоростях 10 – 15 м/с. Поэтому необходимо переходить на генераторы с гидростатическими или газостатическими подшипниками скольжения.

Задача по определению сил, действующих со стороны генератора скольжения на гибкое колесо, сводится к определению функции распределения давления в слое смазочного материала.

$$P = \int_0^L P \Phi, z \underline{dz}. \quad (9)$$

Для нахождения этой функции, воспользовавшись уравнениями движения (Навье-Стокса) и неразрывности, получим уравнение Рейнольдса

$$\frac{1}{R_H^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu K_z} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\omega_H \frac{dh}{d\varphi}. \quad (10)$$

где R_H – радиус поверхности скольжения недеформированного гибкого колеса; h – зазор в подшипнике скольжения генератора; ω_H – угловая скорость вращения генератора при неподвижном гибком элементе; P – давление в слое смазочного материала; μ – коэффициент динамической вязкости; K_φ и K_z – коэффициенты турбулентности, полученные В. Н. Константинеску.

$$K_\varphi = 1 + 0,044 \cdot \sigma_*^2 R_e^{-0,725}; \quad K_z = 1 + 0,0247 \cdot \sigma_*^2 R_e^{-0,65}; \quad (11)$$

$$\sigma_* = 0,125 \cdot R_e^{0,07}; \quad R_e = \frac{\omega_H \cdot R_H \cdot h}{\nu},$$

где R_e – число Рейнольдса; ν – кинематическая вязкость смазочного материала.

Для ламинарного изотермического течения смазочного материала параметры μ , K_φ , и K_z из уравнения (10) исключаются.

При решении уравнения Рейнольдса необходимо учитывать изменение вязкости вследствие увеличения температуры на поверхности трения. Для этого решают уравнение теплового баланса.

При жидком смазочном материале

$$C_m \cdot \rho_m \left(q_\varphi \frac{\partial T}{R_H \partial \varphi} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \mu \frac{U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{1}{R_H} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right], \quad (12)$$

$$\text{где } q_\varphi = -\frac{h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{R_H \partial \varphi} + \frac{h \cdot U}{2}; \quad q_z = -\frac{h^3}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z}.$$

При газообразном смазочном материале

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) - P \theta_\theta + \Phi, \quad (13)$$

где C_p – теплоемкость при постоянном давлении; T – температура; λ – коэффициент теплопроводности; $\theta_\theta = \frac{\partial V}{\partial t}$ – скорость объемной деформации; Φ – диссипативная функция.

По данным [9] генераторы с подшипниками скольжения могут работать при окружных скоростях $V > 200$ м/с, например, в волновом редукторе для привода винтов вертолета “Каман” от двигателя мощностью 500 л.с. при входных оборотах 51000 мин⁻¹.

При расчете КПД ВЗМ должны учитываться следующие потери: на трение в зацеплении, на трение в подшипниках генератора; на прокачку и перемешивание масла, на трение в опорах, на трение между совместно работающими гибкими колесами.

Для повышения КПД при одновременном увеличении нагрузочной способности рационально использовать ВЗМ с двумя гибкими колесами. В таких механизмах КПД достигает максимального значения

при моментах $T = 2 \dots 3T_{НОМ}$ и повышенных скоростях. Максимальные значения КПД ВЗМ с генераторами качения и скольжения равны, но достигаются при разных скоростях. В генераторах с подшипниками скольжения основными потерями являются потери в подшипнике генератора и на прокачку смазочного материала. Методика расчета потерь в ВЗМ подробно рассмотрена в [7].

Такие качественные характеристики как крутильная жесткость и упругий мертвый ход чрезвычайно важны для ВЗМ при работе в составе мехатронного привода. Крутильную жесткость ВЗМ принять оценивать коэффициентом крутильной жесткости.

$$C = \frac{T_2}{\theta}, \quad (14)$$

где T_2 – реверсивно прикладываемый к тихоходному валу вращающий момент при заторможенном валу генератора. $\theta = \sum \theta_i$ – угол упругого закручивания вала и связанных с ним систем.

Для точного расчета угла θ необходимо учитывать более 20-ти упругих перемещений звеньев, соединений и стыков. В [10] предложены зависимости для установления θ_i . Однако точно определить крутильную жесткость расчетом сложно, в связи с влиянием сил трения, зазоров в зацеплении, качества изготовления и других факторов. Точное определение крутильной жесткости возможно только экспериментально на специальных стендах [11]. Такие эксперименты были проведены в "ХАИ". Они показали, что для повышения крутильной жесткости рационально использовать два гибких колеса и снижать исходные зазоры в зацеплении в цепи жесткое колесо – гибкое колесо – генератор волн. За счет постановки двух гибких колес было достигнуто снижение упругого мертвого хода в 2,3-1,6 раза. Величина упругого мертвого хода входит в состав полной кинетической погрешности. Поэтому его снижение повышает точность передаточного механизма.

Расширить кинематические возможности путем снижения передаточного отношения в два раза можно применением сдвоенных механизмов (СВЗП) с синхронизаторами генераторов волн. Такие механизмы предложены в ХАИ [12].

Динамические нагрузки и быстродействие приводов зависят от инерционности волновых механизмов. При этом необходимо рассчитывать моменты инерции всех элементов генераторов волн. В "ХАИ" разработана точная методика расчета приведенных моментов инерции генераторов, учитывающая моменты инерции тел качения, сепараторы, их конструкцию и материалы. Расчеты при большом диапазоне размеров показали, что момент инерции кулачкового генератора в 18 ... 6 раз больше момента инерции дискового генератора. Но зато масса последнего в 6 ... 4 раза больше.

Учет момента трогания передаточного механизма важен для мехатронных систем, работающих при малой статической или число инерционной нагрузке, так как он существенно влияет на точность следящего привода. Момент трогания на ведущем валу зависит от момента трения в опорах вала генератора, на генераторе волн, в зубчатом зацеплении, в опорах ведомого вала.

Выводы. Предлагаемые пути повышения качественных характеристик различных ВЗП позволяют увеличить их нагрузочную способность в 2-15 раз, быстроходность в 2-30 раз, крутильную жесткость в 2,3-1,6 раза при практически тех же габаритных размерах.

Список литературы: 1. Полетучий А.И. Волновые зубчатые передачи: Учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию. – Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1979. – 107 с. 2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высшая школа. – 1984. – 184 с. 3. Полетучий А.И. Проектировочный расчет волновой зубчатой передачи (ВЗП) и конструктивные параметры гибкого колеса // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2001. – Вып. 24 (1). – С. 62 – 68. 4. Полетучий А.И. Определение конструктивных параметров совместно работающих гибких зубчатых колес // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2001. – Вып. 25 (2). – С. 98 – 102. 5. Полетучий А.И. Расчет конструктивных и геометрических параметров сдвоенных волновых зубчатых передач (СВЗП) // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2001. – Вып. 26 (3). – С. 129 – 137. 6. Полетучий А.И. Инженерные расчеты и основы конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов. Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей высш. учебн. заведений. – Х.: ЧФ Антикава, 2002. – 360 с. 7. Полетучий А.И. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: Монография. – Х.: Нац. аэрокосмический ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2005. – 675 с. 8. Полетучий А.И. Расчет предельного вращающего момента волновой зубчатой передачи с двумя гибкими колесами // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. Ун-т "Харьк. авиац. ин-т". – 2000. – Вып. 17. – С. 221 – 227. 9. Цейтлин Н.И., Цукерман Э.М. Волновые передачи. – "Вопросы ракетной техники", 1965. – № 8. 10. 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. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. – Вып. 30 (3). – С. 97 – 112. 11. Полетучий А.И. Экспериментальное исследование крутильной жесткости волновой зубчатой передачи с одним гибким колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Гос. аэрокосм. ун-т "Харьк. авиац. ин-т". – 2001. – Вып. 24. – С. 52 – 60. 12. 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. 13. Полетучий А.И. Исследование инерционности волновых зубчатых передач с кулачковыми и дисковыми генераторами волн // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2002. – Вып. 28 (1). – С. 149 – 157.

Поступило в редакцию 19.04.2007