

Волновая сдвоенная зубчатая передача для главного редуктора вертолета

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

Винты современных вертолетов имеют частоту вращения $n_B = 300 \dots 600 \text{ мин}^{-1}$. Если в качестве приводов использовать газотурбинные двигатели, то необходимые передаточные отношения главных редукторов будут находиться в пределах $i = 40 \dots 80$ [1]. В настоящее время в качестве главных редукторов применяют планетарные зубчатые передачи. Однако они при таких передаточных отношениях имеют весьма сложную конструкцию, повышенные габаритные размеры и массу, большое число зубчатых колес и подшипников.

Известно, что волновая передача при тех же нагрузках и передаточных отношениях обладает примерно в 2-3 раза меньшими габаритными размерами и массой по сравнению с планетарными [2]. Поэтому были предприняты попытки использовать волновые передачи для тяжело нагруженных быстроходных механических систем [3]. Для привода винтов вертолета «Каман» был применен волновой редуктор, передающий мощность 370 кВт при частоте вращения на входе 53000 мин^{-1} и передаточном отношении $i=51$. В экспериментальном волновом редукторе использовано колоколообразное гибкое колесо, генератор волн с гидродинамическим подшипником и адаптивное жесткое колесо, состоящее из набора колец, установленных на брусках равного сопротивления изгибу. Но волновые передачи с металлическим гибким колесом обеспечивают его долговечность при $i > 80$. Поэтому в экспериментальном волновом редукторе применили сложную геометрию зубьев, вызывающую сомнения в ее эффективности при длительной работе. Кроме этого, изготовление колоколообразного гибкого колеса и адаптивного жесткого колеса связано с большими технологическими трудностями.

Указанные недостатки известной волновой зубчатой передачи затрудняют ее использование в качестве главного редуктора вертолета. В целях решения этой проблемы автором в ХАИ была предложена [4] сдвоенная волновая зубчатая передача, выполненная по оригинальной схеме, с гидростатической смазкой генераторов и синхронизатором их вращения (см. рис. 1).

Передача содержит: 1 – корпус; 2, 3 – быстроходный и тихоходный валы; 4 – гибкое зубчатое колесо с внутренним 5 и наружным 6 зубчатыми венцами; 7, 8 – внутреннее и наружное жесткие зубчатые колеса; 9, 10 – генераторы волн; 11, 12 – зубчатые колеса с внутренними зубьями; 13, 14 – шестерни; 15 – вал; 16, 17 – подшипники жидкостного трения генераторов волн; 18 – опорный подшипник скольжения; 19, 20, 21, 22, 23 – маслоподводящие каналы; 24 – полость; 25 – уплотняющие кольца; 26, 27, 28, 29 – маслоподводящие каналы; 30 – сливной канал.

Передача работает следующим образом. Перед включением передачи в работу от маслосистемы высокого давления по каналам 19, 20, 21 и 22 подается смазочный материал на рабочие поверхности подшипников скольжения 17 и 18, а по каналу 21 через полость 23, каналы 25, 26 смазочный материал подается на рабочую поверхность подшипника скольжения 16. При этом между

подшипниками 16 и 17 и гибким колесом 4 создаётся слой смазочного материала с избыточным давлением, необходимым для существования жидкостного трения.

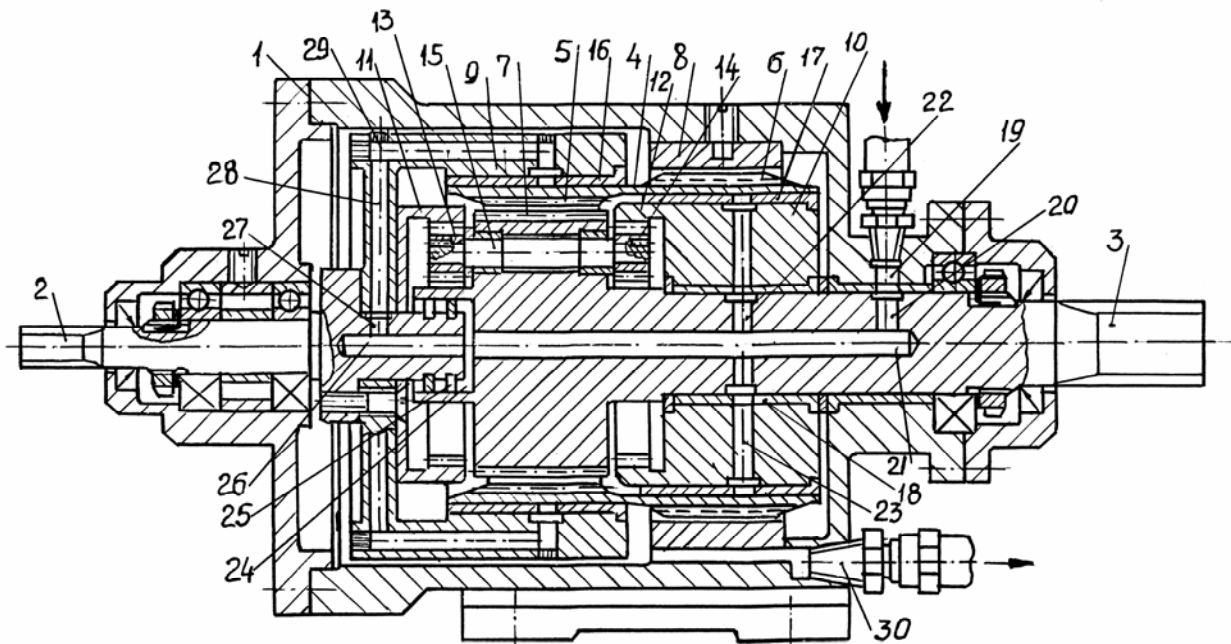


Рис. 1. Сдвоенная волновая зубчатая передача для главного редуктора вертолета

При вращении быстроходного вала 2 получает вращение непосредственно связанный с ним генератор волн 9 внешнего расположения и генератор волн 10, связанный с генератором 9 зубчатой передачей, состоящей из колёс 11, 13, 14, 12.

Вращение генераторов волн 9 и 10 происходит синхронно, и относительное положение их осей не изменяется при разгоне и остановке передачи.

При своём вращении генераторы 9 и 10 деформируют гибкое зубчатое колесо 4. Благодаря волновому зацеплению наружного венца 6 с жёстким зубчатым колесом 8 и внутреннего венца 5 с внутренним жёстким колесом 7 последнее получает замедленное вращение и сообщает его тихоходному валу 3.

Слабым элементом предложенной СВЗП является нагрузочная способность подшипников скольжения генераторов. Для этих подшипников мы предложили гидростатическую систему смазки. Так как даже без нагрузки подшипники генератора нагружаются силами радиальной жесткости гибкого колеса, то гидродинамический подшипник здесь не подходит из-за больших потерь и износа при пуске – остановке.

Силы, действующие со стороны генератора на гибкое колесо, характеризуются функцией распределения давления на поверхности трения гидростатического подшипника

$$P = \int_0^L P(\varphi, z) dz. \quad (1)$$

Для нахождения этой функции воспользуемся уравнением движения вязкой жидкости (уравнение Навье–Стокса) и уравнением неразрывности

$$\rho \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} = -\text{grad} p + \mu \Delta \bar{v}, \quad (2)$$

$$\text{div} \rho \bar{v} = 0.$$

С учетом принятых допущений [5] система уравнений Навье-Стокса и неразрывности сводится к уравнению Рейнольдса [6]. В общем виде неизотермичности и турбулентности течения уравнение Рейнольдса запишем следующим образом [6]:

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

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.

Согласно работе [7]

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

$$\sigma^* = 0,125 \cdot R_e^{0,07}; \quad R_e = \frac{\omega_H \cdot R_H \cdot h}{\nu}, \quad (4)$$

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 (3) исключаются.

Обозначения, принятые в формулах, показаны на рис. 2. При решении (3) необходимо учитывать изменение вязкости вследствие приращения температуры на поверхности трения. Указанное приращение температуры можно определить, решая уравнение теплового баланса, которое базируется на законе сохранения энергии. Будем считать процесс установившимся (стационарным), т.е. $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$.

Запишем уравнение уравнение теплового баланса [6]

$$C_m \cdot \rho_m \left(q_\varphi \frac{\partial T}{R_H \partial \varphi} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \mu \frac{U^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{1}{R_H} \cdot \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial z} \right)^2 \right], \quad (5)$$

где

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

C_m , ρ_m – теплоемкость и плотность масла; q_φ и q_z – потоки масла вдоль координат φ и z ; T – температура масла; U – скорость относительного скольжения.

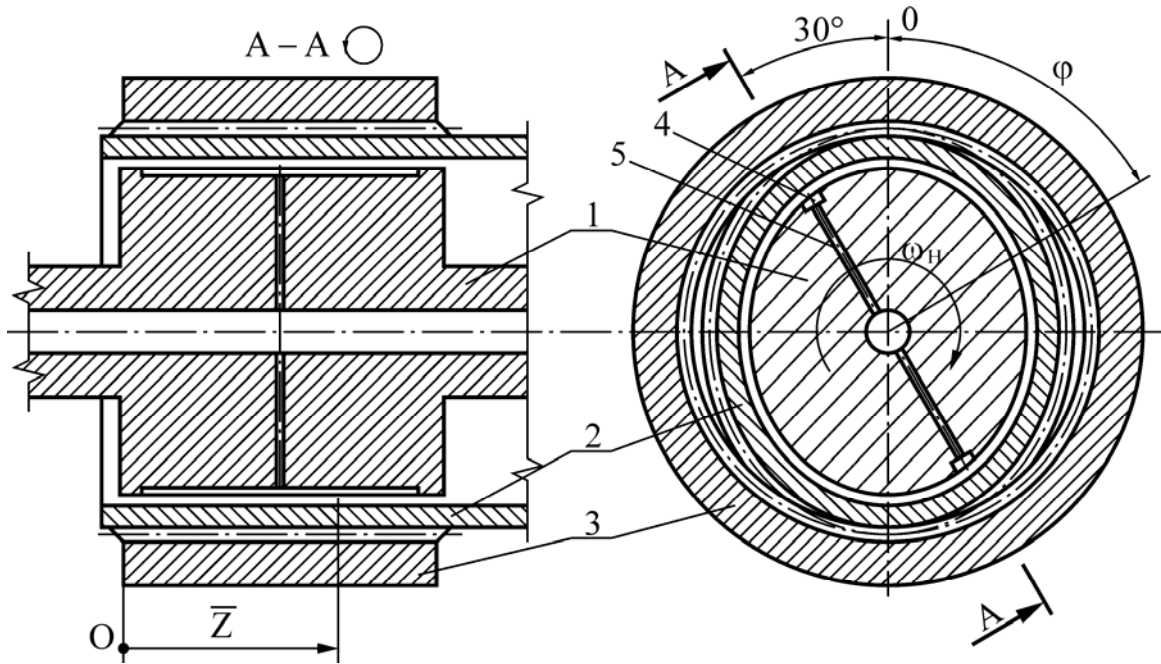


Рис. 2. Расчетная схема волновой передачи с подшипником скольжения жидкостного трения: 1 – кулачковый генератор; 2, 3 – гибкое и жесткое колеса; 4 – камера; 5 – дроссель

Зависимость вязкости от температуры аппроксимируем формулой

$$\mu = \mu_0 \exp[\alpha_\mu (T - T_0) + \beta (P - P_0)]; \quad (7)$$

$$T(0, z) = f_1(z); \quad T\left(\varphi, \frac{L}{2}\right) = f_2(\varphi), \quad (8)$$

где α_μ – температурный коэффициент; β – пьезокоэффициент вязкости.

Приведем уравнение (5) к безразмерному виду и введем обозначения [8]

$$\begin{aligned} & \left(-\frac{\bar{h}^3 \cdot \lambda}{12 \cdot \bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} + \frac{\bar{h} \bar{U}}{2} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} + \left(-\frac{\bar{h}^3 \cdot \lambda}{12 \cdot \bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} = \\ & = \frac{\bar{\mu} \cdot U^2}{\lambda \cdot \bar{h}} + \frac{\lambda \cdot \bar{h}^3}{12 \cdot \bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial z} \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} A &= \left[\frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} - 3 \left(\frac{2 \cdot \bar{\mu} \cdot \bar{U}}{\lambda \cdot \bar{h}^2} \right) \right]; \quad B = \left[\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right]; \\ D &= -3 \left(\frac{2 \cdot \bar{\mu} \cdot \bar{U}}{\lambda \cdot \bar{h}^2} \right)^2 - \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \varphi} \right)^2 - \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right)^2. \end{aligned} \quad (10)$$

После преобразований уравнение (9) представим в виде

$$A \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} + B \frac{\partial \bar{T}}{\partial \bar{z}} = D. \quad (11)$$

Для нахождения поля температур во всех сечениях подшипника нужно решить двумерную задачу для квазилинейного уравнения переноса (11) при граничном условии по координате φ :

$$\bar{T}(\varphi = 0, z) = \bar{T}_0. \quad (12)$$

Для решения задачи необходимо задать граничное условие по координате z . Однако на торцах генератора волн определить температуру сложно. В связи с этим нами предложено использовать в качестве граничного условия по координате z решение одномерной задачи для срединного сечения генератора:

$$\bar{T}(\varphi, z = L/2) = \bar{T}(\varphi) \text{ одномерное.} \quad (13)$$

При решении двумерной краевой задачи для квазилинейного уравнения переноса наиболее часто применяют шаблоны двух типов: L-шаблон и Г-шаблон. Решая формулу численно на L-шаблоне, приходим к разностной схеме

$$\bar{T}_{i+1,j} = \bar{T}_{ij} + \left[D - B \left(\frac{\bar{T}_{ij+1} - \bar{T}_{ij}}{\Delta \bar{z}} \right) \right] \frac{\Delta \varphi}{A}. \quad (14)$$

Решая зависимость на Г-шаблоне, получаем

$$\bar{T}_{i+1,j} = \left[D + \frac{A}{\Delta \varphi} \bar{T}_{ij} - \frac{B}{\Delta \bar{z}} \bar{T}_{i+1,j+1} \right] / \left(\frac{A}{\Delta \varphi} - \frac{B}{\Delta \bar{z}} \right). \quad (15)$$

Дальнейшие действия, связанные с численным решением уравнения, аналогичны описанным для одномерной задачи. Таким образом, мы получаем поле температур, удовлетворяющее исходному дифференциальному уравнению (9) при граничных условиях (12) и (13), которое служит для расчета вязкости смазки по формуле (7).

Таким образом, совместное решение уравнений Рейнольдса и энергии позволяет определить нагрузочную способность гидростатического генератора и зазоры, уравнивающие силы зацепления.

Расчет генераторов волн для главного редуктора вертолета сводится к исследованию силового взаимодействия звеньев в волновом редукторе и установлению таких параметров, как давление на входе P_0 и вязкость смазочного материала μ , зазоры средний δ и текущий h между кулачком генератора и гибким элементом при соответствующих значениях числа, ширины b_k и длины l_k .

Был разработан алгоритм расчета гидростатического генератора на базе изложенной выше математической модели (рис. 3) и выполнены исследования основных параметров, характеризующие работоспособность генератора.

В качестве примера на рис. 4 показаны графики, полученные расчетом зависимостей КПД редуктора зазора между кулачком и гибким колесом δ . Они показывают, что оптимальные значения зазора δ по КПД находятся в диапазоне $\delta = 0.05 \dots 0.06$ мм. Аналогично было исследовано влияние на КПД и нагрузочную способность T параметров P_0 , μ , ω и др.

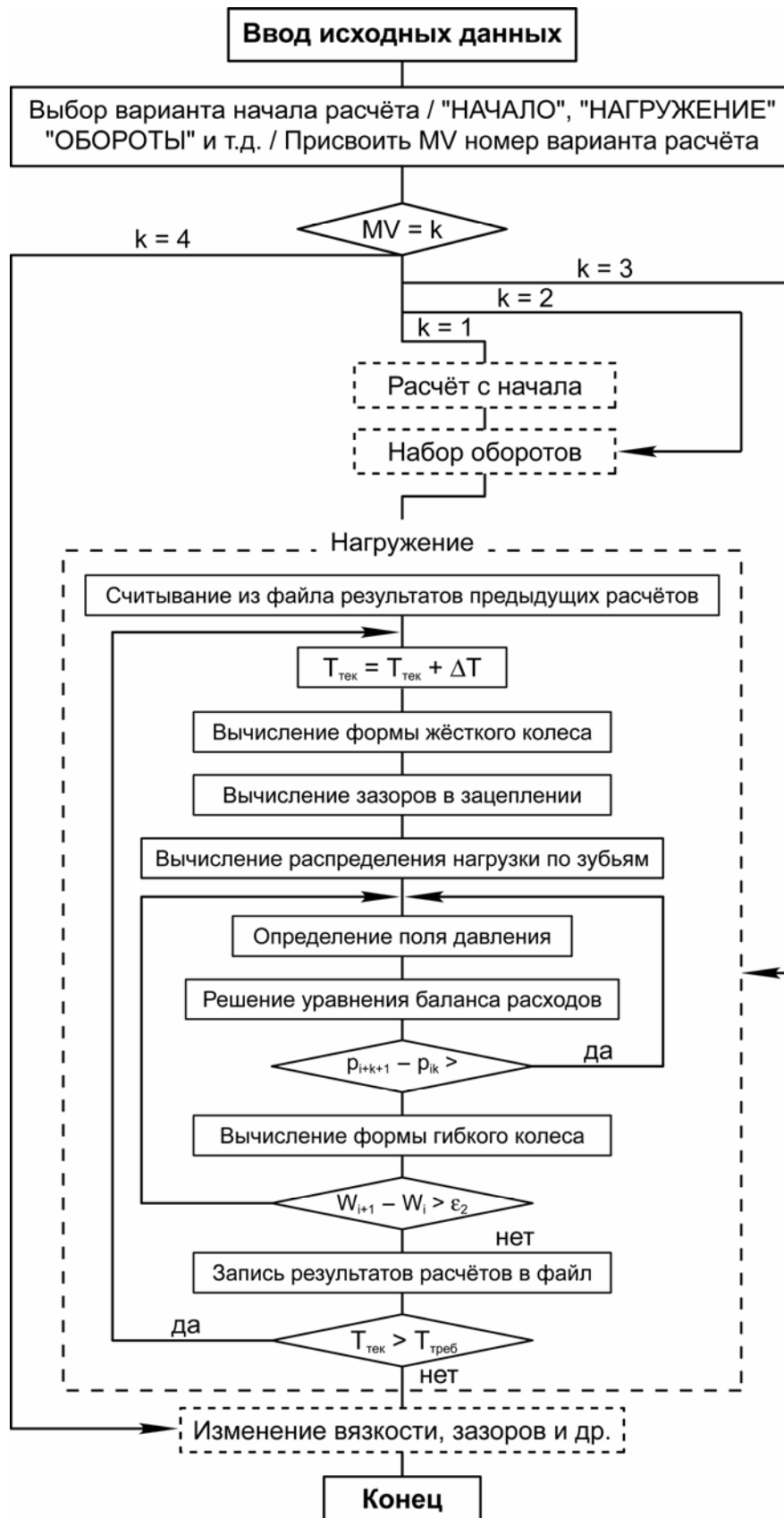


Рис. 3. Укрупненный алгоритм расчета силового взаимодействия звеньев ВЗП с генератором скольжения

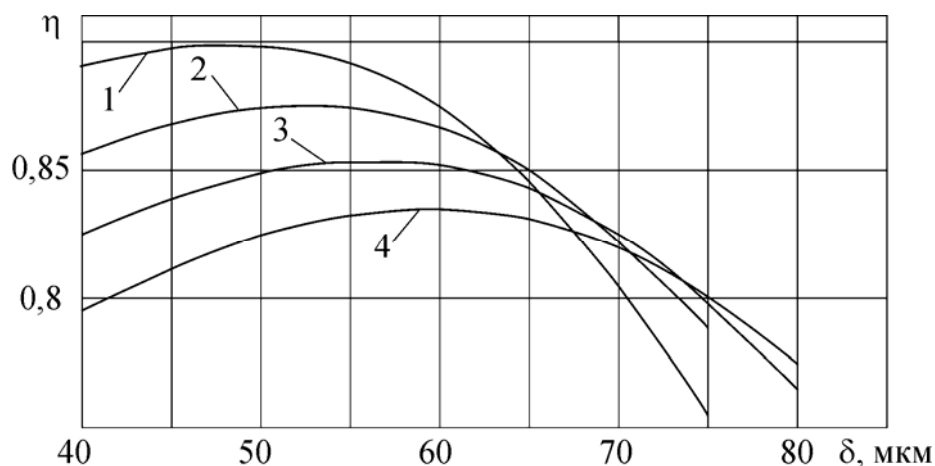


Рис. 4. Зависимость КПД от среднего зазора в подшипнике генератора волн при $\mu = 0.002 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $T_2 = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $\omega_H - \text{var}$:
 кривая 1 – $\omega_H = 600 \text{ с}^{-1}$; кривая 3 – $\omega_H = 1000 \text{ с}^{-1}$;
 кривая 2 – $\omega_H = 800 \text{ с}^{-1}$; кривая 4 – $\omega_H = 1200 \text{ с}^{-1}$

Выводы

1. Разработана новая СВЗП, которая может быть эффективно использована для тяжело нагруженных, высокоскоростных редукторов. При этом достигается снижение габаритных размеров и массы примерно в 2-3 раза.
2. Изложены основы теории работоспособности генератора волн с гидростатическим подшипником.
3. Приведен алгоритм расчета нагрузочной способности гидростатического генератора волн.

Список литературы

1. Полетучий А.И., Рыдченко В.М. Основы конструирования авиационных редукторов: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов: В 2 ч. – Х.: ХАИ, 1994. – Ч. I. – 337 с., – Ч. II. – 58 с.
2. Иванов М.Н. Волновые зубчатые передачи. – М.: Высш. – 1984. – 184 с.
3. Волновые зубчатые передачи / Д.П. Волков, А.Ф. Крайнев, М.В. Маргулис и др. – К.: Техніка, 1976. – 221 с.
4. Сдвоенная волновая зубчатая передача: Патент 49543 Украины, МКИФ16Н 1/00/ А.И. Полетучий (Украина). – 2001128985; Заявлено 25.12.2001; опубл. 16.09.2002, Бюл. № 9. – 5 с.
5. Полетучий А.И. Некоторые вопросы теории волновой зубчатой передачи с генераторами скольжения // Вестник Харьк. политехн. ун-та: Сб. науч. тр. – Х.: ХГПУ, 1999. – Вып. 50. – С.86-94.
6. Богданов О.Д., Дьяченко С.К. Расчет опор скольжения. – К.: Техніка. – 1966. – 242 с.
7. Константиnescу В.Н. Анализ работы подшипников в турбулентном режиме // Техническая механика. – 1964. – № 3. – С. 168 – 176.
8. Полетучий А.И., Цуканов Р.Ю. Решение уравнения энергии для масляного слоя подшипников скольжения генератора волновой передачи // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: Харьк. авиац. ин-т. им. Н.Е. Жуковского. – 1998. – С. 170 – 174.