

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕТОСТАТИКИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПРЕЦЕССИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Технический Университет Молдовы
Кишинева, Молдова

Abstract: The problem of reducing the gabarits, mass and the price of the actual kinematical mechanical transmissions is especially important. In the article there are presented investigations regarding the constructive and technological optimization of planetary precessional kinematical transmissions, recommendations regarding the selection of plastic materials for the toothed wheels from the precessional gear with nonstandard teeth profile.

Ключевые слова: Кинематика, прецессионная передача, редукторы, малые габариты.

1. Введение

Одна из самых важных проблем в области машиностроения на сегодняшний день является снижение габаритов, массы и себестоимости механических передач. В решении этой проблемы очень важную роль имеют планетарно – прецессионные передачи, разработанные на кафедре «Теория механизмов и детали машин» Технического Университета Молдовы. До настоящего времени исследования проводились только в области силовых передач, где использовано многопарное зацепление зуб – ролик (рис. 1). Силовой прецессионный редуктор состоит из кривошипного вала 1, на котором свободно установлен сателлитный блок 2 с двумя роликowymi венцами 3 и 4, которые взаимодействуют с неподвижным зубчатым колесом 5 и, соответственно, с подвижным зубчатым колесом 6, связанное с ведомым валом 7. Вращательное движение ведомого вада превращается в прецессионное движение сателлитного блока 2 при помощи кривошипного вала 1. В результате зацепления зубьев центральных колес с роликами венцов сателлитного блока (между зубьями зацепляемых венцов существует соотношение $z_5 = z_3 \pm 1$, и $z_6 = z_4 \pm 1$) ведомый вал 7 будет вращаться с редукцией

$$i = - \frac{z_3 \cdot z_6}{z_5 \cdot z_4 - z_3 \cdot z_6} \quad (1)$$

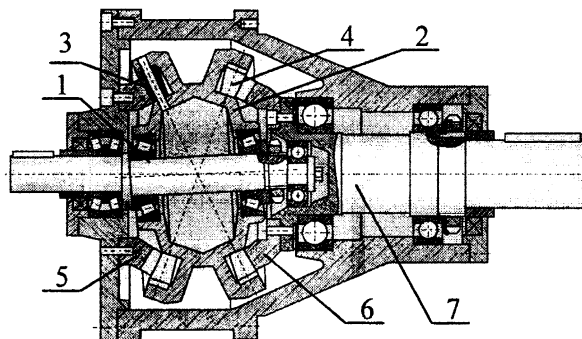


Рис. 1.

Принимая во внимание постоянно растущая потребность в кинематических механизмах (для автомобилей, роботов, точной механики) на кафедре была разработана гамма планетарно – прецессионных кинематических передач. В отличие от силовых планетарно – прецессионных редукторов, где контакт осуществляется через зуб – ролик (трение скольжения заменено на трение качения), в кинематических планетарно – прецессионных передачах зацепление осуществляется посредством пары зуб – зуб. Сателлитный блок изготовлен целиком вместе с двумя зубчатыми венцами 3 и 4. Центральные зубчатые колеса и сателлитный блок изготавливаются литьем из пластмасс. В зацеплении присутствует трение скольжения (рис. 2).

Одна из самых острых проблем в изучении кинематических планетарно – прецессионных передач является определение силовых потерь в зацеплении. Для определения потерь мощности в зацеплении необходимо определить скорость скольжения между зубьями.

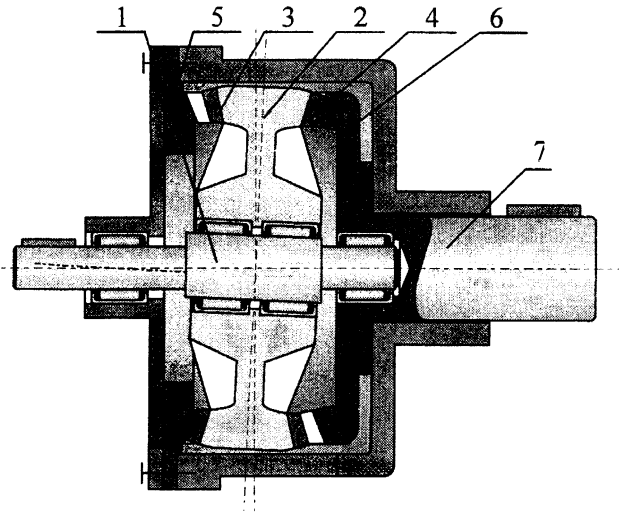


Рис.2.

2. Теоретические основы для определения скорости скольжения в зацеплении

Для выявления формул определения скорости скольжения в зацеплении «зуб – зуб» необходимы некоторые обозначения.

Угол вращения кривошипного вала

$$\psi = \psi_i = (i-1)^\circ, \quad (2)$$

$$\text{где: } i = 1 \div \left(360 \frac{Z_2}{Z_1} + 1 \right).$$

Окружная скорость

$$\dot{\psi} = n\pi/30 \quad (\text{s}^{-1}), \quad (3)$$

где n – в об/мин.

В соответствии с уравнением (2) координаты центра кривизны D зубьев сателлита будут определяться формулами:

$$x_D = R \{ \cos \delta [-\cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \sin \psi \times \\ \times \cos(z_1 \psi / z_2) \cos \theta] - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \}; \quad (4)$$

$$y_D = -R \{ \cos \delta [\sin \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \cos \psi \times \\ \times \cos(z_1 \psi / z_2) \cos \theta] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \}; \quad (5)$$

$$z_D = -R \{ \cos \delta \sin \theta \cos(z_1 \psi / z_2) + \sin \delta \cos \theta \}. \quad (6)$$

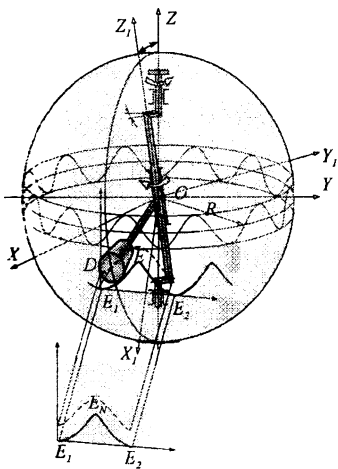


Рис.3

Первая производная от полученных координат точки D представляют скорость точки D .

$$\dot{x}_D = \dot{\psi} R \left\{ \cos \delta \left[\left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cos \theta \right) \sin \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \left(\cos \theta - \frac{z_1}{z_2} \right) \cos \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \right] - \sin \delta \sin \theta \cos \psi \right\}; \quad (7)$$

$$\dot{y}_D = \dot{\psi} R \left\{ -\cos \delta \left[\left(1 - \frac{z_1}{z_2} \cos \theta \right) \cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) + \left(\frac{z_1}{z_2} - \cos \theta \right) \sin \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \right] - \sin \delta \sin \theta \sin \psi \right\}; \quad (8)$$

$$\dot{z}_D = \dot{\psi} R \frac{z_1}{z_2} \cos \delta \sin \theta \sin(z_1 \psi / z_2). \quad (9)$$

Вторая производная декартовых координат точки D представляют ускорение точки D .

$$\ddot{x}_D = \frac{\dot{x}_D}{\dot{\psi}} \dot{\psi} + \dot{\psi}^2 R \left\{ \cos \delta \left[\cos \psi \sin(z_1 \psi / z_2) \times \left(1 - 2 \frac{z_1}{z_2} \cos \theta + \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right) + \sin \psi \cos(z_1 \psi / z_2) \times \right. \right.$$

$$\times \left[-\cos\theta + 2\frac{z_1}{z_2} - \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \cos\theta \right] + \sin\delta \sin\theta \sin\psi \}; \quad (10)$$

$$\ddot{y}_D = \frac{\dot{y}_D}{\dot{\psi}} \ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 R \left\{ \cos\delta \left[\sin\psi \sin(z_1\psi/z_2) \times \left(1 - 2\frac{z_1}{z_2} \cos\theta + \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \right) - \cos\psi \cos(z_1\psi/z_2) \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[-\cos\theta + 2\frac{z_1}{z_2} - \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \cos\theta \right] \right] - \sin\delta \sin\theta \cos\psi \right\}; \quad (11)$$

$$\ddot{z}_D = \frac{\dot{z}_D}{\dot{\psi}} \ddot{\psi} + \left(\frac{z_1}{z_2}\right)^2 \dot{\psi}^2 R \cos\delta \cos(z_1\psi/z_2) \sin\theta. \quad (12)$$

Для упрощения полученных формул осуществляются следующие обозначения:

$$P_1 = \dot{x}_D y_D - x_D \dot{y}_D;$$

$$P_2 = \dot{y}_D z_D - y_D \dot{z}_D;$$

$$P_3 = \dot{z}_D x_D - z_D \dot{x}_D.$$

и

$$Q = \sqrt{R^2 \cos^2 \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D)^2 - \\ - [R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2 (P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)]}. \quad (13)$$

Профиль зуба зубчатого колеса представляет собой кривую, равноудаленную от траектории точки D . Координаты точки E , описывающие поверхность зубьев, следующие:

$$z_E = \frac{R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - R \cdot Q}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}; \quad (14)$$

$$x_E = \frac{P_2}{P_1} z_E - \frac{R^2 \cos \beta}{P_1} \dot{y}_D; \quad (15)$$

$$y_E = \frac{P_3}{P_1} z_E - \frac{R^2 \cos \beta}{P_1} \dot{x}_D. \quad (16)$$

Скорость точки E по координате z будет:

$$\dot{z}_E = \dot{z}_{E1} \cdot P_{11} + \dot{z}_{E2} \cdot P_{21} + \dot{z}_{E3} \cdot P_{31} + \dot{z}_{EX} \cdot \ddot{x}_D + \dot{z}_{EY} \cdot \ddot{y}_D \quad (17)$$

где:

$$P_{11} = \ddot{x}_D y_D - x_D \ddot{y}_D;$$

$$P_{21} = \ddot{y}_D z_D - y_D \ddot{z}_D;$$

$$P_{31} = \ddot{z}_D x_D - z_D \ddot{x}_D.$$

Для определения составляющих скорости по координатам x и y необходимо определить координаты точки E профиля зуба по оси z в 3 позициях, которые охватывают полный цикл прецессии.

$$z_{E1} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \frac{P_1 R}{Q} [R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - \\ - 2 P_1 [R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - R Q]]}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2} \quad (18)$$

$$\bar{z}_{E2} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \left\{ R^2 \dot{y}_D \cos \beta - \frac{R}{Q} [R^2 \cos^2 \beta \times \right. \\ \left. \times (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) \dot{y}_D - P_2 (R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2) \right\} - \frac{[R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - RQ] 2P_2}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}; \quad (19)$$

$$\bar{z}_{E3} = \frac{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2) \left\{ -R^2 \dot{y}_D \cos \beta \cdot \dot{x}_D - \frac{R}{Q} \right\} \times \left[-R^2 \cos^2 \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) \dot{x}_D - P_3 (R^2 \cos^2 \beta (\dot{x}_D^2 + \dot{y}_D^2) - P_1^2) \right] - \\ - \frac{[R^2 \cos \beta (P_2 \dot{y}_D - P_3 \dot{x}_D) - RQ] 2P_3}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}}{(P_1^2 + P_2^2 + P_3^2)^2}. \quad (20)$$

Координаты точки E по осям x и y будут следующими:

$$z_{Ex} = \frac{-P_3 R^2 \cos \beta + \frac{R^3 \cos^2 \beta}{Q} [P_2 P_3 \dot{y}_D + (P_1^2 + P_2^2) \dot{x}_D]}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}; \quad (21)$$

$$z_{Ey} = \frac{-P_3 R^2 \cos \beta + \frac{R^3 \cos^2 \beta}{Q} [P_2 P_3 \dot{x}_D + (P_1^2 + P_2^2) \dot{y}_D]}{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2}. \quad (22)$$

Для определения скорости точки E по координате x необходимо определить: координаты точек E_1 и E_2 по оси x .

$$x_{E1} = -\frac{1}{P_1^2} (P_2 z_E - R^2 \dot{y}_D \cos \beta); \quad (23)$$

$$x_{E2} = \frac{z_E}{P_1}. \quad (24)$$

координаты точки E по оси y и z .

$$x_{Ey} = -\frac{R^2 \cos \beta}{P_1}; \quad (25)$$

$$x_{Ez} = \frac{P_2}{P_1}. \quad (26)$$

В финале получаем формулу определения скорости точки E по координате x :

$$\dot{x}_E = x_{E1} \cdot P_{11} + x_{E2} \cdot P_{21} + x_{Ey} \cdot \dot{y}_D + x_{Ez} \cdot \dot{z}_E. \quad (27)$$

В аналогичном порядке поступаем и в случае определения скорости точки E по координате y :

$$y_{E1} = -\frac{1}{P_1^2} (P_3 z_E - R^2 \dot{x}_D \cos \beta); \quad (28)$$

$$y_{E3} = \frac{z_E}{P_1}; \quad (29)$$

$$y_{Ez} = \frac{P_3}{P_1}; \quad (30)$$

$$y_{Ex} = \frac{R^2 \cos \beta}{P_1}; \quad (31)$$

$$\dot{y}_E = y_{E1} \cdot P_{11} + y_{E3} \cdot P_{31} + y_{Ez} \cdot \dot{z}_E + y_{Ex} \cdot \dot{x}_D. \quad (32)$$

На основе полученных формул получаем зависимость для определения скорости скольжения точки E .

$$V_E = \sqrt{\dot{X}_E^2 + \dot{Y}_E^2 + \dot{Z}_E^2}. \quad (33)$$

На основе полученных формул была разработана программа и выполнены ряд вычислений, которые позволили определить скорости скольжения в зацеплении кинематических планетарно – прецессионных передач с разными геометрическими параметрами (фиг. 4 и 5).

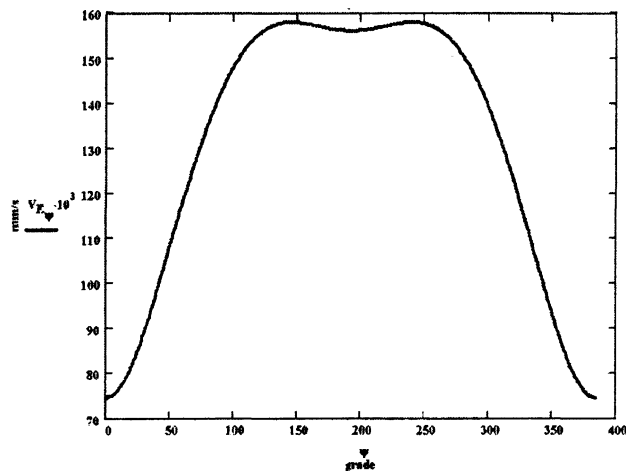


Рис.4.

где $Z_1=Z_2-1$; $Z_1=15$; $Z_2=16$; $\delta=22.5^\circ$; $\beta=4^\circ$; $\theta=2.5^\circ$; $R_c=20\text{мм}$.

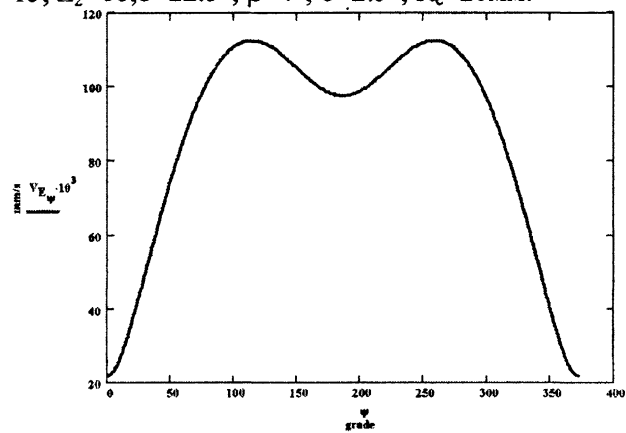


Рис.5.

где $Z_1=Z_2-1$; $Z_1=30$, $Z_2=31$, $\delta=22.5^\circ$, $\beta=2^\circ$, $\theta=2.5^\circ$, $R_c=20\text{мм}$

3. Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

При выборе материала для изготовления зубчатых колес нужно обратить внимания на назначение передачи, срок эксплуатации и условия работы, тип и характер смазки, технологические требования оборудование, имеющееся в наличие, стоимость материала.

Материалы, использованные для изготовления зубчатых колес, бывают очень разными. В машиностроении зубчатые колеса изготавливаются из стали и чугуна. В аппаратостроении помимо стали используется медь, титан, алюминиевые сплавы и др. Пластмассы чаще всего используются в маломощных кинематических передачах.

Пластмассы и полимерные составляющие представляют собой особый класс материалов на базе полимеров, которые отличаются от традиционных строительных материалов малой плотностью, эластичностью, большой сопротивлением на единицу массы, большой коррозионной устойчивостью в разных средах, хорошей и легкой обрабатываемостью. Наряду с этими качествами пластмассы характеризуются относительно малым модулем упругости, малой теплопроводностью, высоким коэффициентом термического расширения, сильно выраженными деформационными свойствами.

Рекомендуемые материалы для изготовления зубчатых колес и сателлитного блока являются:

- пластмасс Durethan - Polyamid 66 (PA66), Glass Reinforced BКV30H.
- полиамид П – 6

- полиамид П –610
- полиамид АК93/7
- полиамид П – 12
- полиэтилен ПЭВД
- полиэтилен ПЭНД
- полипропилен
- поликарбонат

Для улучшения механических свойств зубчатых колес все материалы применяются с добавлением стекла.

Литература. 1. Бостан, И. *Прецессионные передачи с многопарным зацеплением*, Кишинев, 1991. 2. Bostan, I., Dulgheru, V., Grigoraş, S. *Transmisii planetare precesionale și armonice*. Atlas, Bucureşti, Chişinău, 1997. 3. Thomas, A. Ruffalo. *Engineering resins feature wear resistance at high temperatures*. Journal of Modern Plastics, Enciclopedia '99, p. 66.

УДК 621.833.6

Э.Л. Айрапетов, Т.А. Шарипов, А.Ж. Сейдахмет,
Д.А. Беков, С.Т. Шарипов

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПРИКЛАДНОЙ ПРОГРАММОЙ ADIS-1.2

*Казахский национальный технический университет им. К.И. Сатпаева
Алматы, Республика Казахстан
Институт машиноведения им А.А. Благонравова РАН
Москва, Россия*

Математическая модель (граф связи) описывается в векторно-матричной форме, что позволяет, используя понятие причинности связей, автоматизировать процесс вывода на ПЭВМ дифференциальных уравнений состояния для линейных стационарных систем

$$\dot{X} = AX + BU + E\dot{U}$$

где X – вектор переменных состояния;

U – вектор входных переменных для системы;

A, B, E – матрицы.

Пакет прикладных программ анализа динамических систем (ADIS-1.2) разработан Сейдахметом А.Ж. (КазНТУ) [2,3] и предназначен для автоматического исследования динамических систем представленных в виде графов связи. Исходной информацией для подсистемы расчетно-исследовательской САПР является линейный код графа с номерами их связей, а также числовые значения параметров. Кроме вывода дифференциальных уравнений программа производит расчет собственных частот и векторов исследуемой системы, а также интегрирует уравнения состояния с использованием вводимых в ПЭВМ начальных условий X_{i0} и указателей функций источников.

Для моделирования с использованием подсистемы САПР ADIS – 1.2 расчетные динамические модели объектов рассматриваются как линейные системы с сосредоточенными параметрами. Строится модель в виде графа связи, определяются параметры модели и внешних нагрузок. Информация о топологии модели (линейный код модели), параметрах модели и внешних нагрузок, а также о том, какое исследование модели требуется выполнить, вводится в ПК с помощью специального входного языка.