

Рис. 9. Эквивалентные напряжения в теле плунжера с круговым профилем в условиях однопарного зацепления в момент входа в контакт

Библиографические ссылки

1. Chan Il Park. Multi-objective optimization of the tooth surface gears using the response surface method // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 10–14.

2. Designing conical gear drives in approximate line contact for power transmission / Shyi-Jeng Tsai [et al.] // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 58–63.

3. Advanced methods for automotive drivetrain system gear whine optimization / Takeshi Abe [et al.] // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 1–5.

4. Система трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС-3D V10, продукт № 104, лицензия № 7, АО «Воткинский завод».

5. Каракулов М. Н. Синтез точного плунжерного зацепления // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. – 2009. – № 2.

6. Каракулов М. Н., Каракулова Е. В. Модификация геометрии плунжерного зацепления по условию снижения интенсивности заедания // Вестник машиностроения. – 2009. – № 11. – С. 7–9.

7. Калабин С. Ф. Исследование плунжерных планетарных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1966. – 147 с.

Получено 10.12.15

УДК 62-231.1

А. В. Романов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ НА БАЗЕ ВЕНТИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РОЛИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Введение

Современное технологическое оборудование предъявляет повышенные требования к нагрузочной способности, жесткости и точности позиционирования исполнительных органов. Проведенный анализ [1, 2, 3, 4] показал, что данным требованиям максимально удовлетворяют линейные мехатронные модули движения на базе вентильных электродвигателей (ВЭД) и роliko-винтовых передач (РВП).

Вентильные электродвигатели обладают рядом неоспоримых преимуществ по сравнению с другими типами: устойчивостью к высоким перегрузкам, хорошими регулировочными свойствами, бесконтактностью, возможностью работы в тяжелых условиях эксплуатации, большим сроком службы и высокой надежностью [5, 6]. Роliko-винтовые передачи в последние десятилетия широко применяются в прецизионном оборудовании в силу ряда неоспоримых преимуществ, таких как высокая грузоподъемность, скорость вращения (до 3000 об/мин.), ускорения (7000 рад/сек.²), хорошая повторяемость позиционирования и др. В отличие от передач типа винт – гайка качения роliko-винтовая пара может выдерживать

большие нагрузки в течение тысяч часов эксплуатации в самых жестких условиях. В связи с этим роliko-винтовая пара идеально подходит для ответственных применений с непрерывным режимом работы. Конструктивно роliko-винтовая пара состоит из винта и гайки (рис. 1), внутри которой по окружности расположены ролики, параллельные винту. Нагрузка передается от гайки к винту через все ролики одновременно [7, 8].

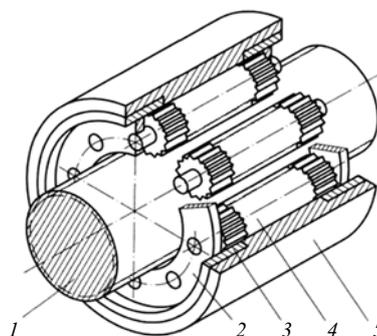


Рис. 1. Устройство роliko-винтовой передачи: 1 – многозаходный винт; 2 – сепаратор; 3 – втулка; 4 – однозаходный резьбовой ролик; 5 – многозаходная гайка

Для определения закона движения гайки 5 необходимо построение динамической модели мехатронного модуля.

Теоретическая часть

При разработке модели приняты следующие допущения: жесткость винта и гайки по длине неизменна, массой роликов при расчете инерции механизма пренебрегаем, трения в подшипниковых опорах и передаче винт – гайка линейные, возможные погрешности изготовления деталей не учтены. Расчетная схема мехатронного модуля приведена на рис. 2.

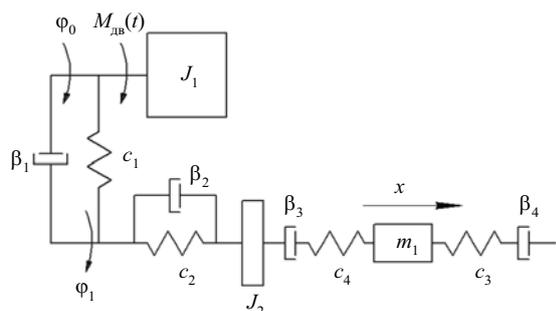


Рис. 2. Расчетная схема мехатронного модуля на базе ВЭД и РВП: J_1, J_2 – момент инерции двигателя и ведущей шестерни, ролик-винтовой передачи и ведомой шестерни соответственно; m_1 – масса гайки и перемещаемого объекта; $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ – коэффициент демпфирования ременной передачи, в подшипниках (β_2, β_4), в РВП соответственно; c_1, c_2, c_3, c_4 – жесткость ременной передачи, опоры винта, РВП, винта соответственно; $M_{дв}(t)$ – момент на валу двигателя; φ_1, φ_2 – угол поворота вала двигателя, винта соответственно; x – перемещение гайки

Согласно теории колебаний [9] уравнение движения под действием внешней силы выглядит следующим образом:

$$a\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t),$$

где a – обобщенный коэффициент инерции системы; b – обобщенный коэффициент трения; c – обобщенный коэффициент жесткости системы; x – обобщенная координата (перемещение гайки); $F(t)$ – внешняя сила.

Обобщенный инерционный коэффициент может быть найден из кинетической энергии системы [10]:

$$E_k = \frac{1}{2} (J_1 \dot{\varphi}_0^2 + J_2 \dot{\varphi}_1^2 + m_1 \dot{x}^2).$$

Угол поворота ведомой шестерни находится как

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_0}{i},$$

где $i = \frac{Z_2}{Z_1}$ – передаточное отношение ременной передачи; Z_1 – число зубьев ведущей шестерни; Z_2 – число зубьев ведомой шестерни.

Перемещение x гайки относительно винта [11]

$$x = x_{21} + x_{32}$$

складывается:

– из перемещения ролика относительно винта

$$x_{21} = \frac{\varphi_1 P}{4\pi} \left(\frac{k+2}{k+1} \right) (z_1 + kz_2);$$

– перемещения гайки относительно ролика

$$x_{32} = \frac{\varphi_1 P}{4\pi} \left(\frac{k}{k+1} \right) (z_3 - z_2 (k+2)),$$

где P – шаг резьбы; z_1, z_2, z_3 – число заходов резьбы на винте, ролике, гайке соответственно; $k = \frac{d_1}{d_2}$; d_1, d_2, d_3 – средний диаметр резьбы винта, ролика, гайки соответственно.

Таким образом, результирующее перемещение x гайки относительно винта РВП находится как

$$x = \frac{\varphi_1 P}{4\pi} \left(\frac{(k+2)(z_1 + kz_2) + k(z_3 - z_2(k+2))}{k+1} \right). \quad (1)$$

Согласно [12] момент инерции винта РВП вычисляется как

$$J_2 = 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 L_0, \quad (2)$$

где l_1 – длина винта.

Подставляя (1), (2) в (3) получаем

$$E_k = \frac{1}{2} \left(m_1 + k_{прив} \left(J_1 i + 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 L_0 \right) \right) \dot{x}^2, \quad (3)$$

$$\text{где } k_{прив} = \frac{16\pi^2}{P^2} \left(\frac{k+1}{(k+2)(z_1 + kz_2) + k(z_3 - z_2(k+2))} \right).$$

Из [13] следует, что

$$a\ddot{x} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{x}} \right).$$

Обобщенный коэффициент инерции

$$a = m_1 + k_{прив} \left(J_1 i + 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 L_0 \right).$$

Обобщенный коэффициент жесткости может быть найден из потенциальной энергии системы [14]

$$E_n = \frac{1}{2} (C_1 (\varphi_0 - \varphi_1)^2 + C_2 x^2 + C_3 x^2 + C_4 x^2),$$

где C_1, C_2, C_3 – приведенная к ведомому шкиву жесткость ременной передачи, опоры винта, РВП, винта соответственно.

Жесткость ременной передачи находится как [15]

$$C_1 = c \frac{D_2^2}{2},$$

где d_2 – диаметр ведомого шкива; $c = \frac{E_0 A}{l}$ – коэффициент жесткости ремня; E_0 – модуль упругости ремня; A – площадь поперечного сечения ремня; l – длина ветви ремня.

Жесткость РВП [16]

$$C_3 = \frac{C_k C_T}{C_k + C_T}, \quad (4)$$

где C_k – контактная жесткость,

$$C_k = \frac{893 F^{1/3} n_p^{2/3} \left(\frac{d_3}{k+2} \right)^{1/3}}{\left(\frac{2K}{\pi \mu} \right)_1 \left(\frac{2k+1}{k} \right)^{1/3} (i_{12} k_{p12})^{-2/3} + \left(\frac{2K}{\pi \mu} \right)_3 \left(\frac{2k+3}{k+2} \right)^{1/3} (i_{23} k_{p23})^{-2/3}};$$

$\left(\frac{2K}{\pi \mu} \right)_3$, $\left(\frac{2K}{\pi \mu} \right)_1$ – коэффициенты, зависящие от разности кривизны сопряженных резьбовых поверхностей; C_T – жесткость тел вращения, $C_T = 165000 \frac{d_3}{L_0} k_S$; k_S – отношение площади поперечного сечения тел, передающих осевую нагрузку, к площади поперечного сечения гайки.

При односторонней опоре жесткость винта находится как [17]

$$C_4 = \frac{\pi d_1^2 E}{4000 L_1},$$

где d_1 – диаметр винта по внутреннему диаметру резьбы; E – модуль Юнга; L_1 – расчетная длина винта.

Согласно [18]

$$cx = \frac{dE_n}{dx},$$

следовательно, обобщенный коэффициент жесткости системы

$$C = c \frac{D_2^2}{2} + C_2 + \frac{C_k C_T}{C_k + C_T} + \frac{\pi d_1^2 E}{4000 L_1}.$$

Частота собственных свободных колебаний системы находится как

$$f = \sqrt{\frac{c}{a}} = \sqrt{\frac{c \frac{D_2^2}{2} + C_2 + \frac{C_k C_T}{C_k + C_T} + \frac{\pi d_1^2 E}{4000 L_1}}{m_1 + k_{прив} \left(J_1 i + 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 L_0 \right)}}.$$

Для нахождения обобщенного коэффициента трения введем диссипативную функцию Рэлея [19]:

$$\Phi = \frac{1}{2} \left(\beta_1 (\ddot{\varphi}_0 - \ddot{\varphi}_1)^2 + \beta_2 \ddot{x}^2 + \beta_3 \ddot{x}^2 + \beta_4 \ddot{x}^2 \right).$$

Потери на трение в РВП [20]

$$\beta_3 = \beta_{3c} + \beta_{3к}, \quad (5)$$

где $\beta_{3c} = \frac{2f}{1-f}$ – трение скольжения;

$\beta_{3к} = \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha$ – трение качения, где μ – коэффициент трения качения; S – величина перемещения за оборот; $\operatorname{tg} \alpha = \frac{Pn}{\pi d_2}$ – угол подъема резьбы, где P – шаг резьбы; n – число заходов; d_2 – средний диаметр. Таким образом, потери на трение составляют

$$\beta_3 = \frac{2f}{1-f} + \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставляя, получаем

$$\Phi = \frac{1}{2} \left(\beta_1 k_{прив} (i-1) + \beta_2 + \frac{2f}{1-f} + \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha + \beta_4 \right) \ddot{x}^2.$$

Исходя из того, что обобщенная сила трения [21]

$$F_{тр} = - \frac{d\Phi}{dx} = -bx,$$

обобщенный коэффициент трения находится как

$$\beta = \beta_1 k_{прив} (i-1) + \beta_2 + \frac{2f}{1-f} + \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha + \beta_4.$$

Решение дифференциального уравнения в общем виде может быть представлено как

$$x = \frac{1}{af_*} \int_0^t F(t) e^{-h(t-\tau)} \sin f_*(t-\tau) d\tau,$$

где h – коэффициент, характеризующий вязкость системы,

$$h = \frac{b}{2a} = \frac{\beta_1 k_{прив} (i-1) + \beta_2 + \frac{2f}{1-f} + \mu \frac{2\pi}{S} (k+1) \operatorname{tg} \alpha + \beta_4}{2 \left(m_1 + k_{прив} \cdot \left(J_1 i + 7,66 \cdot 10^{-13} d_3^4 \left(\frac{k}{k+2} \right)^4 \right) L_0 \right)};$$

f_* – частота колебаний системы,

$$f_* = \sqrt{f^2 - h^2}.$$

Примем $F(t) = 2M_{дв}/d_1$ и получим уравнение движения гайки РВП под действием внешней силы:

$$x = \frac{1}{af_*} \int_0^t \frac{2M_{дв}}{d_1} e^{-h(t-\tau)} \sin f_*(t-\tau) d\tau. \quad (6)$$

Анализ результатов

Полученный закон поступательного движения гайки учитывает такие особенности, как сложное взаимодействие трения скольжения и качения (5), а также ее жесткость (4). Уравнение (6) обладает устойчивым решением и при построении законов управления требует небольших корректировок существующих алгоритмов, связанных с оценкой влияния

принятых допущений, учет которых может быть осуществлен программным образом.

Выводы

Динамическая модель позволяет учесть характерные особенности ролик-винтовой передачи, а именно: жесткость, потери на комбинированное трение (скольжения и качения), геометрические и массоинерционные параметры, что позволяет построить передаточную функцию и закон управления механизмами с использованием мехатронных модулей с ролик-винтовыми передачами.

Библиографические ссылки

1. Волокитина Е. В., Власов А. И., Опалев Ю. Г. Новые моментные вентильные электродвигатели для прецизионных электроприводов технологических роботов и металлообрабатывающего оборудования // *Электроника и электрооборудование транспорта*. – 2011. – № 4. – С. 37–40.
2. Интеллектуальные мехатронные системы : учеб. пособие для студентов вузов / А. И. Абрамов, И. В. Абрамов, Ю. Р. Никитин, С. А. Трефилов. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, 2015. – 192 с.
3. Блинов Д. С. Планетарные ролик-винтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / под ред. проф. О. А. Ряховского. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 222 с. : ил.

Получено 13.01.16

4. Козырев В. В. Конструкции ролик-винтовых передач и методика их проектирования : учеб. пособие / Владим. гос. ун-т., 2004. – 100 с.
5. Волокитина Е. В., Власов А. И., Опалев Ю. Г. Указ. соч. С. 37–38.
6. Абрамов А. И., Абрамов И. В., Никитин Ю. Р., Трефилов С. А. Указ. соч. С. 169.
7. Блинов Д. С. Указ. соч. С. 25–29.
8. Абрамов А. И., Абрамов И. В., Никитин Ю. Р., Трефилов С. А. Указ. соч. С. 181–182.
9. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний : учеб. пособие. – М. : Наука, 1980. – 270 с.
10. Там же. С. 23.
11. Козырев В. В. Указ. соч. С. 24.
12. Там же. С. 42.
13. Пановко Я. Г. Указ. соч. С. 23.
14. Там же. С. 24.
15. Коновалов А. Б., Гребенникова В. М. Ременные передачи : учеб. пособие / СПбГТУРП. – СПб., 2011. – 106 с. : ил.
16. Козырев В. В. Указ. соч. С. 40.
17. Конструкция и расчет приводов подачи станков с ЧПУ с передачей винт-гайка качения // *Инженерный журнал-справочник*. – 2007. – Приложение № 1.
18. Пановко Я. Г. Указ. соч. С. 24.
19. Пановко Я. Г. Указ. соч. С. 41.
20. Козырев В. В. Указ. соч. С. 41.
21. Пановко Я. Г. Указ. соч. С. 41.

УДК 351.82

С. А. Писарев, доктор технических наук, кандидат экономических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Д. В. Чирков, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Р. Р. Фархетдинов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

К ВОПРОСУ ОБОСНОВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ ЗАДАНИЙ НА РАЗРАБОТКУ НОВЫХ ОБРАЗЦОВ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ

Ранее на кафедре «Стрелковое оружие» ИжГТУ имени М. Т. Калашникова была разработана модель системы создания боевого стрелкового оружия РФ и функционально-структурная модель государственной политики РФ по развитию этой системы, которые были опубликованы в ряде работ [1, 2].

Это было сделано для того, чтобы с учетом применения системной методологии дать рекомендации по совершенствованию управления развитием стрелковой отрасли, облегчить процесс прогнозирования тенденций развития стрелкового оружия и составления технических заданий на разработку оружия новых поколений с учетом потребностей Вооруженных сил РФ.

В этих работах, в частности, речь шла о потребностях в стрелковом оружии подразделений Минобороны РФ, ФСБ РФ, МВД РФ, которые отличаются друг от друга, а также подчеркивалось, что в настоящее время алгоритм разработки технических

заданий на создание перспективных образцов оружия не формализован и сильно зависим от субъективных решений. Поэтому многие образцы оружия принимаются на вооружение, но затем на долгое время остаются в «тени» и мало используются на практике.

Сегодня проблемы прогнозирования путей развития оружия на долгосрочную перспективу, алгоритмизации процесса составления технических заданий на разработку стрелкового оружия новых поколений актуальны как никогда, так как для получения оружия, которое будет востребовано, например, через 30 лет, надо провести целенаправленную работу по созданию научных заделов, поскольку наукоемкое оружие новых поколений без новых знаний не создать.

Сегодня не совсем ясен вид нового автомата, который будет использоваться, например, через 10 или 20 лет, так как, судя по сообщениям СМИ, оружейные заводы решают, как правило, краткосрочные