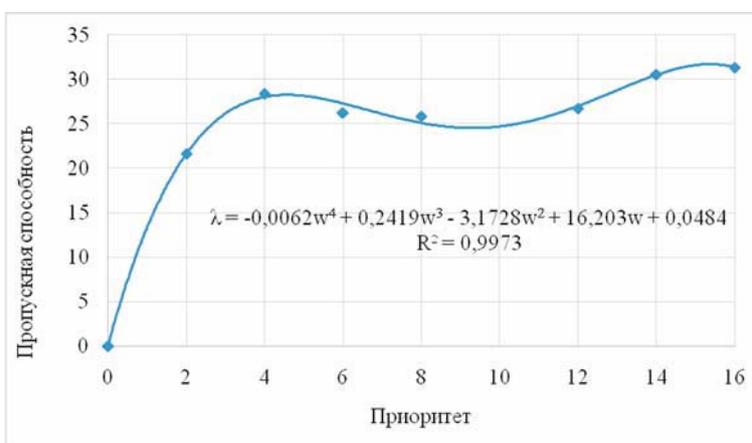
Рис. 4. Зависимость $\lambda(\mu)$ 

Рис. 5. Зависимость пропускной способности от приоритета запроса

Библиографические ссылки

1. Мелехин В. Ф., Павловский Е. Г. Вычислительные машины, системы и сети. – М. : Академия, 2006. – 384 с.
2. Денисов А. Н., Лайко К. А. Направляющие системы электросвязи. – Ч. 1. Проектирование волоконно-оптических линий связи : учеб. пособие. – Новосибирск : Изд-во НГТУ, 2006. – 75 с.

3. Вишневецкий В. М. Теоретические основы проектирования компьютерных сетей. – М. : Техносфера, 2003. – С. 117–121.
4. Венцель Е. С., Овчаров Л. А. Прикладные задачи теорий вероятностей. – М. : Радио и связь, 1983. – 416 с.
5. Морозов В. К. Моделирование информационных и динамических систем. – М. : Академия, 2011. – 384 с.
6. Васильев А. Н. МАТЛАБ. Самоучитель. Практический подход. – СПб. : Наука и техника, 2012. – 448 с.

Получено 21.07.2015

УДК 621.833.6

А. В. Овсянников, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ОСОБЕННОСТИ КИНЕМАТИКИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ОДНОРОЛИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТА

Зубчатые планетарные передачи позволяют реализовать большое передаточное отношение в одной ступени, обладают высокой несущей способностью, хорошими массогабаритными показателями,

сравнительно высоким КПД, благодаря чему нашли широкое применение в технике. Наибольший интерес представляет планетарная передача с внутренним зацеплением колес и малой разницей в чис-

лах их зубьев, содержащая ведущее водило в виде эксцентрикового вала, сателлит, центральное колесо с внутренними зубьями и механизм передачи движения от сателлита к ведомому валу. Такая конструкция обладает всеми вышеперечисленными достоинствами, но требует применения достаточно сложного механизма снятия движения с сателлита, представляющего собой либо двойной шарнир Гука – Кардана, либо муфту Ольдгейма или другое подобное устройство [1].

Однако существуют более простые по конструкции, компактные и эффективные планетарные передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлита, подлежащие изучению [2, 3]. Одна из конструкций такой передачи показана на рис. 1. Она содержит центральное колесо с внутренними зубьями, выполненное за одно целое с ведомым валом, сателлит, выполненный за одно целое с диском механизма снятия движения, в радиальном пазу которого установлен ролик, а корпус имеет приливы, радиальные пазы в которых соответствуют меньшим диаметрам ролика. Принцип действия механизма снятия движения с сателлита подобен кривошипно-кулисному механизму.

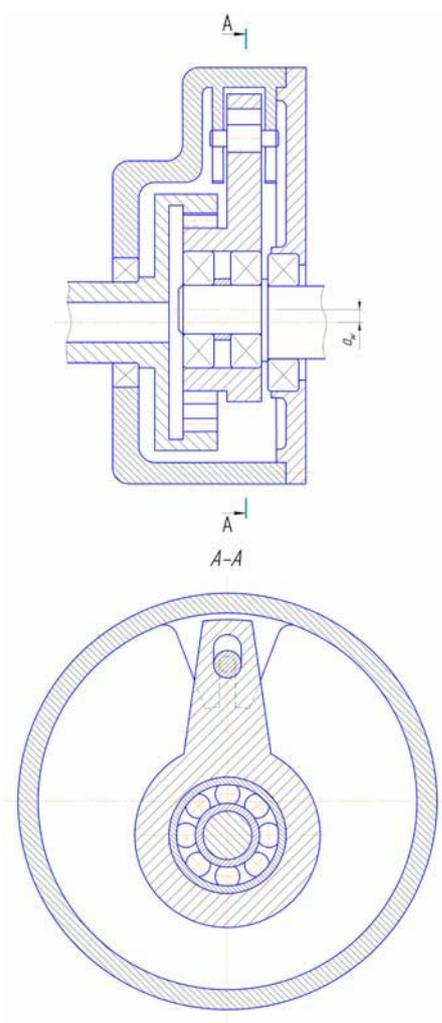


Рис. 1. Конструкция планетарной передачи с однороликовым механизмом снятия движения с сателлита

Рассмотрим особенности кинематики указанной планетарной передачи (ее кинематическая схема представлена на рис. 2). Основными элементами передачи являются: ведущее эксцентриковое водило H , сателлит g и колесо e с внутренними зубьями. Так как сателлит выполнен как одно целое с диском механизма снятия движения, то закон движения сателлита зависит от конструкции и кинематической схемы механизма, представляющего собой подобие рычажного кривошипно-кулисного механизма.

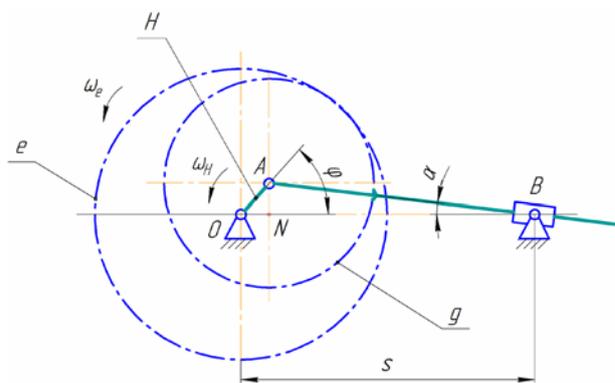


Рис. 2. Кинематическая схема планетарной передачи с однороликовым механизмом снятия движения с сателлита

Для определения угловой скорости ведомого колеса e сообщим всем звеньям скорость, равную угловой скорости ведущего водила, но в противоположном направлении (метод Виллиса) [4]. Тогда передаточное отношение от сателлита g к колесу e при неподвижном водиле H

$$i_{g-e}^H = \frac{\omega_g - \omega_H}{\omega_e - \omega_H} = \frac{z_e}{z_g}, \quad (1)$$

где ω_H , ω_g , ω_e – угловые скорости водила, сателлита и колеса с внутренними зубьями соответственно; z_g , z_e – числа зубьев сателлита и колеса с внутренними зубьями.

Выразив угловую скорость ведомого колеса из уравнения (1), получим

$$\omega_e = \left(1 - \frac{z_g}{z_e}\right) \omega_H + \frac{z_g}{z_e} \omega_g. \quad (2)$$

Угловая скорость сателлита ω_g в такой передаче является величиной переменной. Отсюда следует, что колесо с внутренними зубьями тоже вращается с переменной угловой скоростью ω_e , которая согласно уравнению (2) имеет постоянную составляющую $\left(1 - \frac{z_g}{z_e}\right) \omega_H$ и переменную составляющую $\frac{z_g}{z_e} \omega_g$. Причем угловая скорость выходного вала изменяется периодически с повторением цикла за каждый оборот водила.

С учетом выражения (2) мгновенное передаточное отношение от входного звена передачи к выходному

$$i_{H-e} = \frac{\omega_H}{\omega_e} = \frac{z_e}{z_e - z_g \left(1 - \frac{\omega_g}{\omega_H}\right)}, \quad (3)$$

где $\frac{\omega_g}{\omega_H}$ – относительная угловая скорость сателлита.

Из уравнения (3) при $\omega_g = 0$ среднее передаточное отношение передачи $i_{cp} = \frac{z_e}{z_e - z_g}$.

Выведем основные кинематические зависимости в рассматриваемой передаче. Согласно уравнению (2) для определения угловой скорости ведомого колеса необходимо знать угловую скорость сателлита. Для этого сначала найдем угол поворота α диска механизма снятия движения из треугольника ANB (см. рис. 2):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{AN}{NB} = \frac{a_w \sin \varphi}{s - a_w \cos \varphi}, \quad (4)$$

где $a_w = OA$ – величина межосевого расстояния передачи; s – расстояние между опорами; φ – угол поворота водила.

Введя для удобства расчета безразмерный параметр относительной длины $\nu = \frac{a_w}{s}$ и разделив числитель и знаменатель выражения (4) на s , получим

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{\nu \sin \varphi}{1 - \nu \cos \varphi}. \quad (5)$$

Дифференцируя уравнение (5) и принимая во внимание, что $\frac{d\varphi}{dt} = \omega_H$ и $\frac{d\alpha}{dt} = -\omega_g$, получим выражение для нахождения угловой скорости сателлита:

$$\omega_g = - \frac{\nu \cos \varphi - \nu^2}{1 - 2\nu \cos \varphi + \nu^2} \omega_H. \quad (6)$$

Подставляя выражение (6) в уравнение (2), найдем угловую скорость ведомого колеса:

$$\omega_e = \left[1 - \frac{z_g (1 - \nu \cos \varphi)}{z_e (1 - 2\nu \cos \varphi + \nu^2)} \right] \omega_H. \quad (7)$$

Когда угол поворота $\varphi = 0$, угловая скорость ведомого колеса имеет минимальное значение $\omega_{e \min} = \left[1 - \frac{z_g}{z_e (1 - \nu)} \right] \omega_H$. При мгновенной остановке ведомого вала ($\omega_{e \min} = 0$) параметр относительной длины $\nu_{\omega_e=0} = \frac{z_e - z_g}{z_e} = \frac{1}{i_{cp}}$. Когда угол поворота $\varphi = 180^\circ$, угловая скорость ведомого колеса имеет

максимальное значение $\omega_{e \max} = \left[1 - \frac{z_g}{z_e (1 + \nu)} \right] \omega_H$.

Из уравнения (7) мгновенное передаточное отношение от водила к ведомому валу

$$i(\varphi) = \frac{\omega_H}{\omega_e} = \left[1 - \frac{z_g (1 - \nu \cos \varphi)}{z_e (1 - 2\nu \cos \varphi + \nu^2)} \right]^{-1}. \quad (8)$$

Представим зависимость (8) передаточного отношения i от угла поворота водила φ при различных параметрах передачи (Δz – разность чисел зубьев колеса с внутренними зубьями и сателлита) в виде графиков (рис. 3–6).

Из графиков видно, что при $\nu = 0,005$ и разности чисел зубьев колеса с внутренними зубьями и сателлита $\Delta z = 2$ отклонение передаточного отношения от среднего его значения в процессе работы передачи составляет 13...33 %, а при $\Delta z = 3 - 9...19$ %. Наибольшие отклонения передаточного отношения наблюдаются при углах поворота φ , близких к 0, 360° и половине оборота водила (180°), наименьшие – при углах поворота, близких к 90° и 270° . С ростом числа зубьев сателлита отклонение передаточного отношения возрастает. При увеличении параметра относительной длины ν от 0,005 до 0,01 диапазон отклонения передаточного отношения расширился примерно в 2 раза. Описанные зависимости следует учитывать при проектировании планетарного механизма.

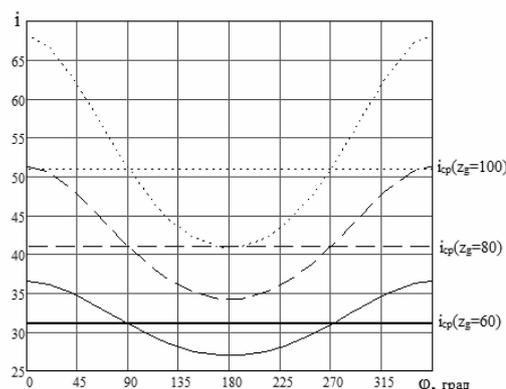


Рис. 3. Зависимость передаточного отношения передачи от угла поворота водила при $\Delta z = 2$ и $\nu = 0,005$: — $z_g = 60$; ---- $z_g = 80$; - · - · $z_g = 100$

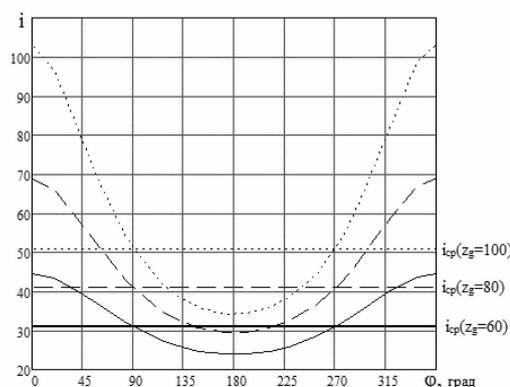


Рис. 4. Зависимость передаточного отношения передачи от угла поворота водила при $\Delta z = 2$ и $\nu = 0,01$: — $z_g = 60$; ---- $z_g = 80$; - · - · $z_g = 100$

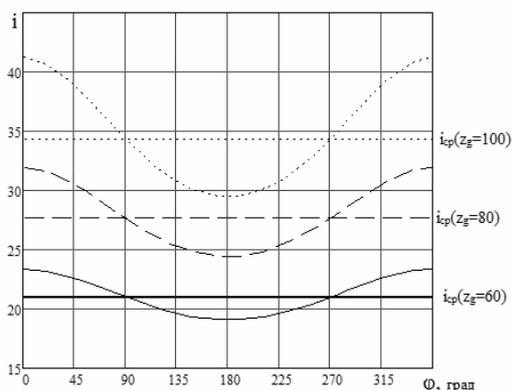


Рис. 5. Зависимость передаточного отношения передачи от угла поворота водила при $\Delta z = 3$ и $\nu = 0,005$:
 — $z_g = 60$; --- $z_g = 80$; $z_g = 100$

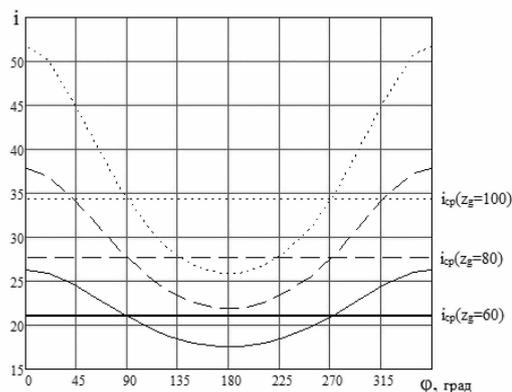


Рис. 6. Зависимость передаточного отношения передачи от угла поворота водила при $\Delta z = 3$ и $\nu = 0,01$:
 — $z_g = 60$; --- $z_g = 80$; $z_g = 100$

Выполненное исследование позволяет определить конструкционные особенности планетарной передачи с однороликовым механизмом снятия движения с сателлита и оценить ее кинематические возможности.

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В. Н., Кирдяшев Ю. Н., Гинзбург Е. Г. Планетарные передачи : справочник. – Л. : Машиностроение, 1977. – 563 с.

2. Пат. № 2460917, РФ, МПК F16H 1/32. Планетарная передача / Ф. И. Плеханов, А. В. Овсянников. – Оpubл. 10.09.2012, бюл. № 25.

3. Овсянников А. В. Кинематика планетарной передачи с наклонными пазами роликового механизма снятия движения с сателлита // Вестник ИжГТУ. – 2014. – № 4(64). – С. 19–22.

4. Плеханов Ф. И. Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчета на прочность : учеб.-науч. пособие для высших учебных заведений. – Ижевск : Удмуртия, 2003. – 200 с.

Получено 19.06.15

УДК 351.82

Б. А. Якимович, доктор технических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

С. А. Писарев, доктор технических наук, кандидат экономических наук, профессор, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

Р. Р. Фархетдинов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

Д. В. Чирков, кандидат технических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ОБОСНОВАНИЕ АКТУАЛЬНОСТИ МОДУЛЬНОЙ СХЕМЫ АВТОМАТА

Анализ конструкции современных общевойсковых автоматов показывает, что в большинстве случаев работа их автоматики основана на принципе отвода пороховых газов через отверстие в стенке канала ствола и передаче их энергии массивному ведущему звену автоматики – затворной раме, расходующей ее на совершение работ по перезаряданию оружия. Однако существует ряд других схем автоматики, имеющих те или иные преимущества, что приводит к вопросу о выборе для перспективного общевойскового автомата наиболее рациональной схемы работы автоматики и конструктивной компоновки. Для оценки этого необходимо определить предельные возможности различных конструктивных схем стрелкового оружия и конкретизировать ограничения, накладываемые каждой схемой на облик автомата в соответствии с перспективами развития стрелкового оружия.

Поскольку в настоящее время наиболее распространены образцы оружия с отводом пороховых газов через отверстие в стенке канала ствола (схема автомата Калашникова), то их параметры взяты за основу при проведении сравнительного анализа результатов исследований.

В ходе работы проведен анализ влияния различных конструктивных схем автоматики на повышение боевой эффективности оружия, степени его унификации, эксплуатационных и эргономических характеристик, а также на уменьшение массово-габаритных параметров оружия и снижение его стоимости.

Об увеличении боевой эффективности оружия

При разработке отечественных автоматов всегда наблюдалось стремление повысить кучность стрельбы очередями, то есть увеличить вероятность поражения цели очередью из нескольких выстрелов. Для подавляющего большинства иностранных армий ха-