

DOI: 10.53078/20778481_2023_2_65

УДК 621.822.6

А. П. Прудников

ПОТЕРИ МОЩНОСТИ В КОНТАКТЕ ЦЕВОК И ЗУБЬЕВ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТИПА К-Н-V

A. P. Prudnikov

POWER LOSSES IN PINS AND TEETH CONTACT AREA OF KHV-TYPE PLANETARY GEARING

Аннотация

Статья посвящена вопросу повышения КПД планетарной цевочной передачи типа К-Н-V путем снижения потерь мощности в контакте цевок и зубьев сателлита. Получены зависимости для определения максимальных потерь мощности на трение, приходящихся на одну цевку, для случаев применения сателлитов с циклоидальным или круговым профилем зубьев. В результате компьютерного моделирования установлено КПД исследуемой передачи с рассматриваемыми профилями зубьев, работающей в режиме мультипликатора.

Ключевые слова:

планетарная передача, цевка, КПД, мультипликатор.

Для цитирования:

Прудников, А. П. Потери мощности в контакте цевок и зубьев планетарной передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2023. – № 2 (79). – С. 65–74.

Abstract

The article deals with the issue of increasing the efficiency of the KHV-type planetary lantern gearing by reducing power losses in the contact area of pins and satellite teeth. Dependencies have been obtained to determine the maximum power losses due to friction per one pin when using the satellites with a cycloidal or circular tooth profile. Computer simulation made it possible to find the efficiency of the transmission under study which has the tooth profiles given above and operates in the multiplier mode.

Keywords:

planetary gear, pin, efficiency, multiplier.

For citation:

Prudnikov, A. P. Power losses in pins and teeth contact area of KHV-type planetary gearing / A. P. Prudnikov // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2023. – № 2 (79). – P. 65–74.

Одним из основных требований к мультипликаторам является высокий КПД передачи, который позволяет максимально сохранить передаваемую мощность, что при постоянном коэффициенте мультипликации скорости обеспечивает высокий момент на ведомом валу. Для параметрической оптимизации планетарной цевочной передачи

типа К-Н-V [1], предлагаемой для создания мультипликатора, по критерию максимального КПД необходимо проанализировать потери мощности в контакте цевок и зубьев сателлита.

Преимуществами эвольвентного зацепления при использовании в планетарных передачах типа К-Н-V являются малые потери на трение и высокая тех-

нологичность изготовления. Его недостатком является то, что его можно применять при небольших передаваемых мощностях (до 2 кВт) и передаточных числах (при разности чисел зубьев сателлита и зафиксированного колеса больше 1), т. к. в обратном случае резко увеличиваются габаритные размеры передачи и размеры эксцентриситета [2].

Циклоидальный профиль лишен указанного недостатка. Его получают путем качения без скольжения цевки по образующей окружности диаметром d_1 сателлита. Центры цевок располагаются на окружности диаметром d_2 зафиксированного колеса. Кривую, получаемую в результате качения без скольжения цевки по образующей, называют эпициклоидой. Уравнение эпициклоиды в параметрической форме имеет следующий вид [3]:

$$\begin{cases} x = (R + r_u) \cos t - r_u \cdot \cos((z_1 + 1) \cdot t); \\ y = (R + r_u) \sin t - r_u \cdot \sin((z_1 + 1) \cdot t), \end{cases} \quad (1)$$

где R – радиус направляющей окружности, по которой катится без скольжения цевка, м; r_u – радиус цевки, м; z_1 – число зубьев сателлита; t – независимый па-

раметр ($t = 0 \dots 2 \cdot \pi$).

Число зубьев сателлита z_1 , размеры R и r_u – взаимно зависимые параметры; соответственно, число зубьев сателлита определяется по формуле

$$z_1 = \frac{R}{r_u}. \quad (2)$$

Исходя из зависимости (2) очевидно, что при увеличении числа зубьев z_1 или радиуса цевки r_u пропорционально увеличиваются габаритные размеры сателлита. К недостаткам циклоидального профиля относится и высокая стоимость изготовления, вызванная технологической сложностью и повышенными требованиями к точности изготовления.

Для планетарных передач типа К-Н-V также предложено использовать круговой профиль зубьев, который обладает высоким КПД и повышенной нагрузочной способностью по контактной прочности. Зубья профилируются в виде окружностей, как приведено на рис. 1. Колеса выполняют прямозубыми, обеспечивая линейный контакт в зацеплении.

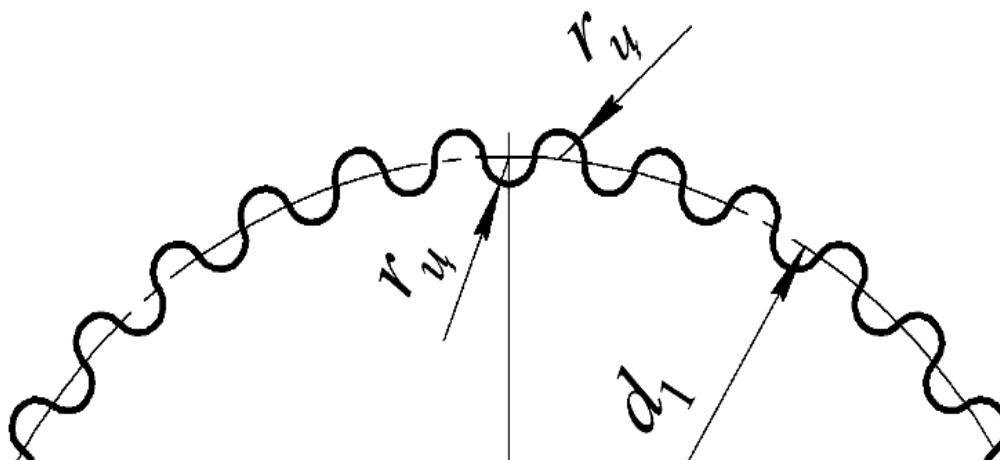


Рис. 1. Круговой профиль зубьев

К преимуществам сателлита с зубьями кругового профиля по сравнению с циклоидальным профилем можно отнести то, что при одинаковом диаметре направляющей окружности, по которой катится без скольжения цевка, мож-

но использовать цевки большего диаметра, что приводит к более высокой нагрузочной способности передачи.

На рис. 2 приведены схемы зацепления с цевками сателлита с циклоидальным и круговым профилями зубьев.

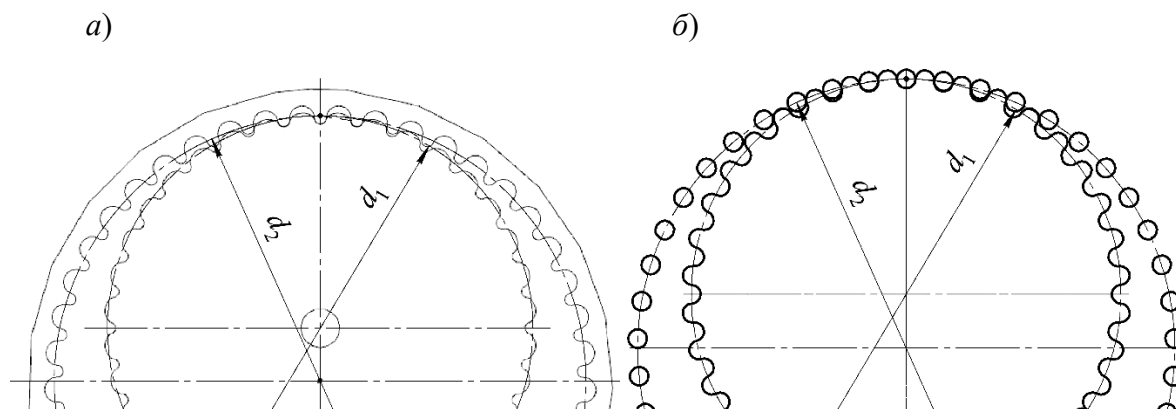


Рис. 2. Схемы зацепления сателлита с цевками в планетарной передаче типа К-Н-V для циклоидального (а) и кругового (б) профилей зубьев

С использованием компьютерного моделирования проанализируем КПД планетарной цевочной передачи типа К-Н-V, работающей в режиме мультипликатора, с учетом трения в зацеплении. Рассмотрим планетарную цевочную передачу типа К-Н-V с циклоидальным и круговым профилями зубьев с коэффициентом мультипликации скорости вращения:

– 10 (число цевок $z_2 = 22$; число зубьев сателлита $z_1 = 20$);

– 30 (число цевок $z_2 = 62$; число зубьев сателлита $z_1 = 60$).

В первом случае примем, что цевки не вращаются и, соответственно, коэффициент трения скольжения в зацеплении составляет 0,1. Вращающий момент на ведомом звене задавался равным 100 Н·м.

На рис. 3 приведены графики вращающего момента (1) на ведущем звене передачи с коэффициентом мультипликации скорости вращения, равным 10.

Исходя из графиков КПД передачи составляет 0,85 и 0,86 соответственно.

На рис. 4 приведены графики вращающего момента (2) на ведущем звене передачи с коэффициентом мультипликации скорости вращения, равным 30.

КПД передачи составляет 0,83 и 0,76 соответственно.

Во втором случае примем, что цевки вращаются. Конструкция цевки представляет собой втулку, установленную на оси (рис. 5). Коэффициент трения качения между цевками и зубьями зададим равным 0,01 мм, коэффициент трения скольжения между втулкой и осью – 0,1.

На рис. 6 представлены графики вращающего момента (3) на ведущем звене передачи с коэффициентом мультипликации скорости вращения, равным 10; КПД передачи составляет 0,87 и 0,94 соответственно.

На рис. 7 приведены графики вращающего момента (4) на ведущем звене передачи с коэффициентом мультипликации скорости вращения, равным 30; КПД передачи составляет 0,88 и 0,91 соответственно.

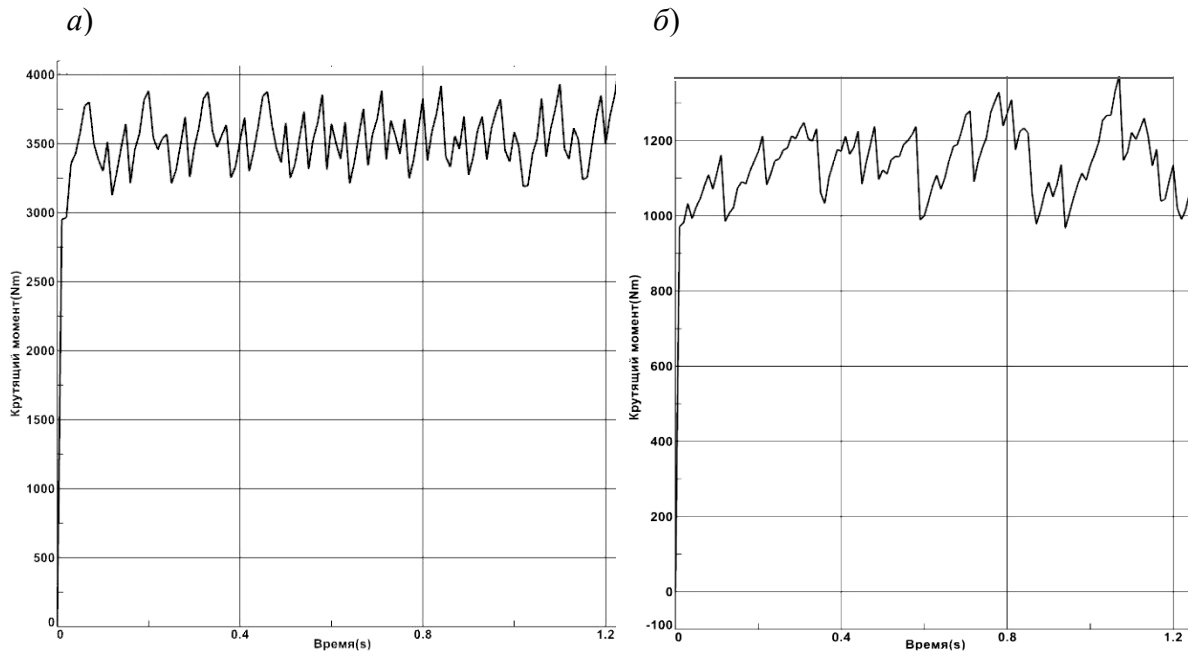


Рис. 3. Графики вращающего момента (1): *а* – передача с циклоидальным профилем зубьев; *б* – передача с круговым профилем зубьев

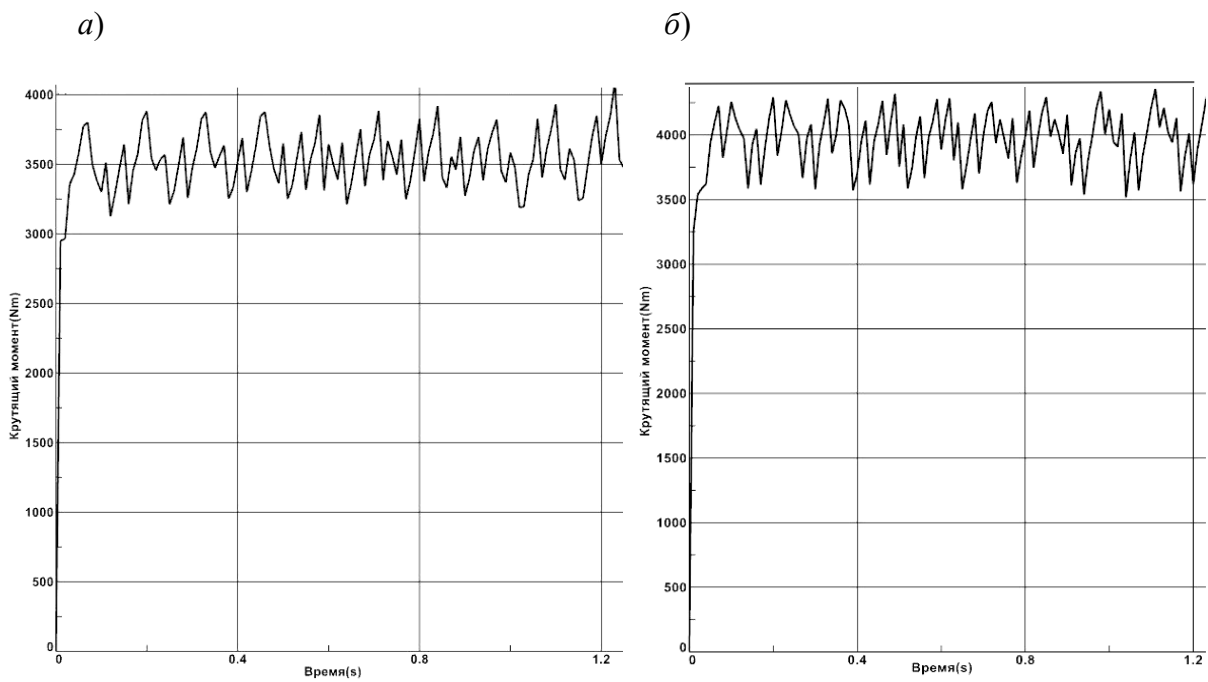


Рис. 4. Графики вращающего момента (2): *а* – передача с циклоидальным профилем зубьев; *б* – передача с круговым профилем зубьев

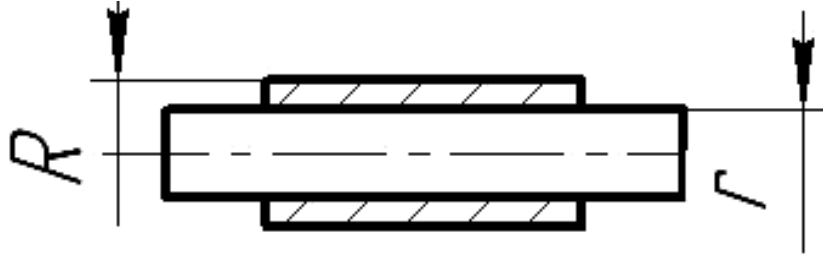


Рис. 5. Конструкция цевки

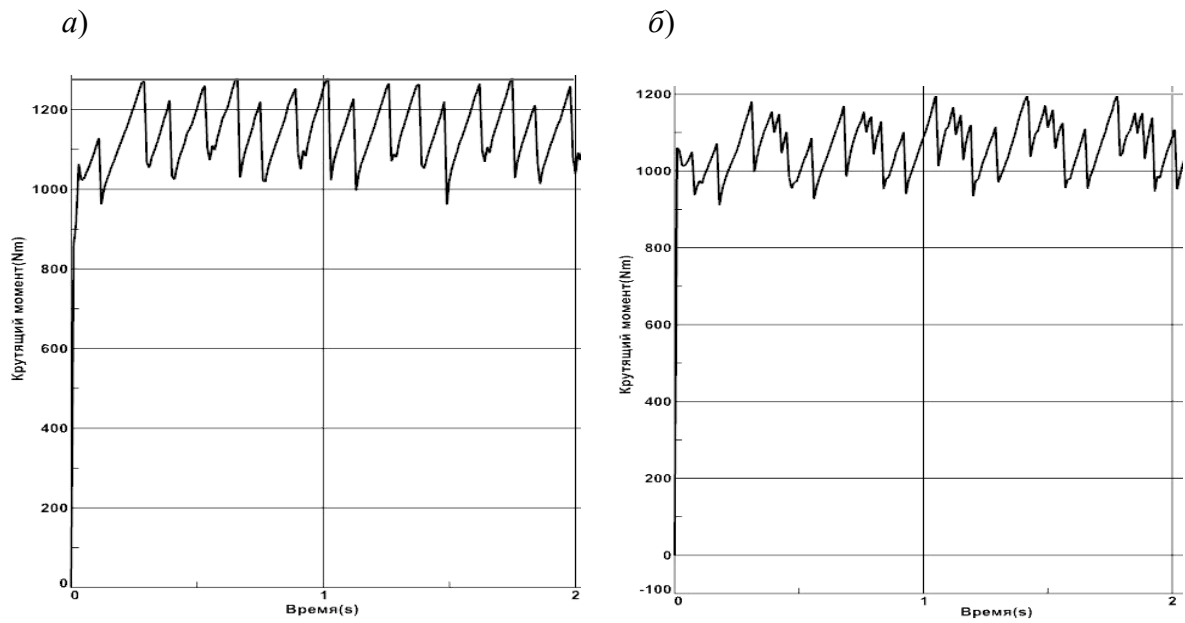


Рис. 6. Графики вращающего момента (3): *а* – передача с циклоидальным профилем зубьев; *б* – передача с круговым профилем зубьев

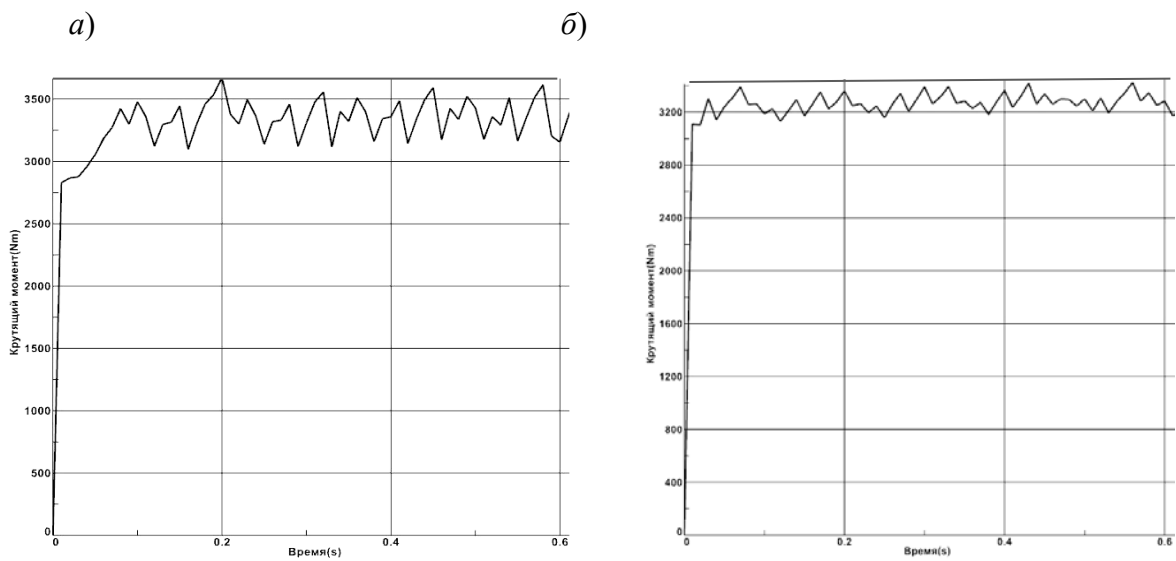


Рис. 7. Графики вращающего момента (4): *а* – передача с циклоидальным профилем зубьев; *б* – передача с круговым профилем зубьев

Из полученных результатов очевидно, что при использовании вращающихся цевок КПД передачи возрастает, особенно это касается кругового профиля зубьев. Увеличение коэффициента мультипликации скорости вращения для циклоидального профиля зубьев незначительно снижает КПД передачи, в то же время для кругового профиля зубьев это приводит к значительному снижению КПД передачи [4].

Проанализируем скорости вращения втулки цевки и силы, действующие на нее со стороны зуба сателлита передачи.

На рис. 8 представлены графики скорости вращения и нормальной силы, действующей на цевку, в случае циклоидального профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 10.

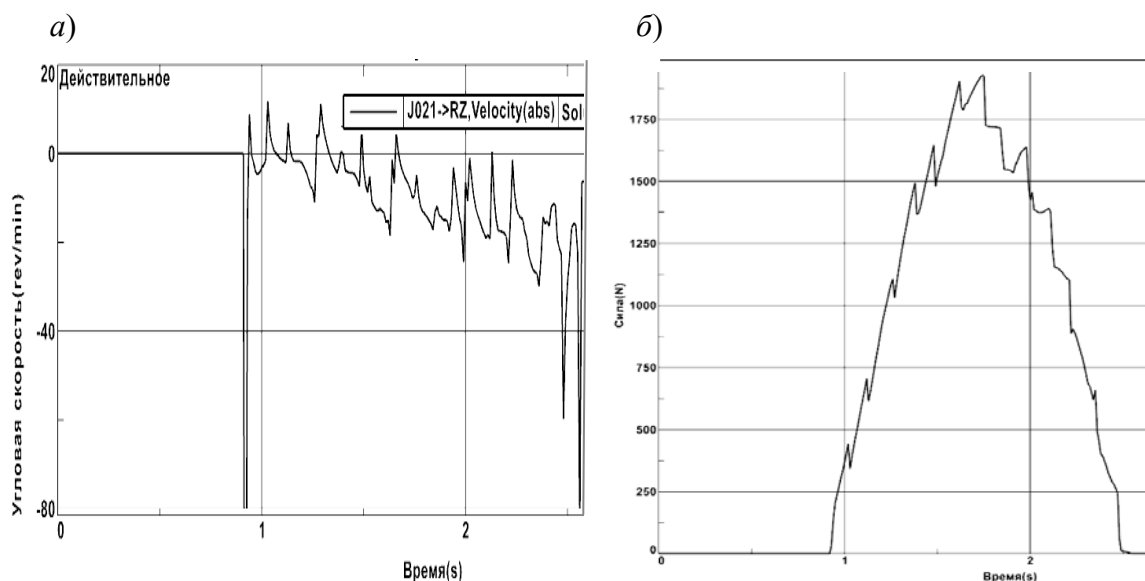


Рис. 8. Графики скорости вращения (а) и нормальной силы (б) для циклоидального профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 10

Определим максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку [5].

Сила трения, возникающая между зубом и цевкой, определяется по формуле

$$F_{tp1} = f_k \cdot \frac{F_n}{R} = 0,01 \cdot \frac{1920}{1,95} = 9,85 \text{ Н}, \quad (3)$$

где f_k – коэффициент трения качения, мм; F_n – нормальная сила в зоне контакта зуба сателлита и цевки, Н; R – радиус цилиндрической поверхности втулки цевки (см. рис. 5), мм.

Сила трения, возникающая между втулкой и осью цевки, рассчитывается

по формуле

$$F_{tp2} = f_c \cdot F_n = 0,1 \cdot 1920 = 192 \text{ Н}, \quad (4)$$

где f_c – коэффициент трения скольжения.

Потери мощности на трение, возникающие между зубом и втулкой цевки, определяются по формуле

$$P_{p1} = F_{tp1} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot R \cdot 10^{-3} =$$

$$= 9,85 \cdot \frac{3,14 \cdot 14}{30} \cdot 1,95 \cdot 10^{-3} = 0,028 \text{ Вт}, \quad (5)$$

где n_c – частота вращения цевки, мин^{-1} .

Потери мощности на трение, возникающие между втулкой и осью цевки, рассчитываются по формуле

$$P_{tp2} = F_{tp2} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot r \cdot 10^{-3} =$$

$$= 192 \cdot \frac{3,14 \cdot 14}{30} \cdot 0,95 \cdot 10^{-3} = 0,267 \text{ Вт}, \quad (6)$$

где r – радиус цилиндрической поверхности оси цевки (см. рис. 5), мм.

Соответственно, максимальные потери мощности на трение, приходящиеся на одну цевку,

$$P_{tp} = P_{tp1} + P_{tp2} =$$

$$= 0,028 + 0,267 = 0,295 \text{ Вт}. \quad (7)$$

Анализ формул (5) и (6) показывает, что наибольшие потери мощности на трение возникают между втулкой и осью цевки и их можно снизить путем уменьшения радиуса цилиндрической поверхности оси цевки.

На рис. 9 представлен график скорости вращения цевки и нормальной силы, действующей на цевку, для циклоидального профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения передачи, равном 30.

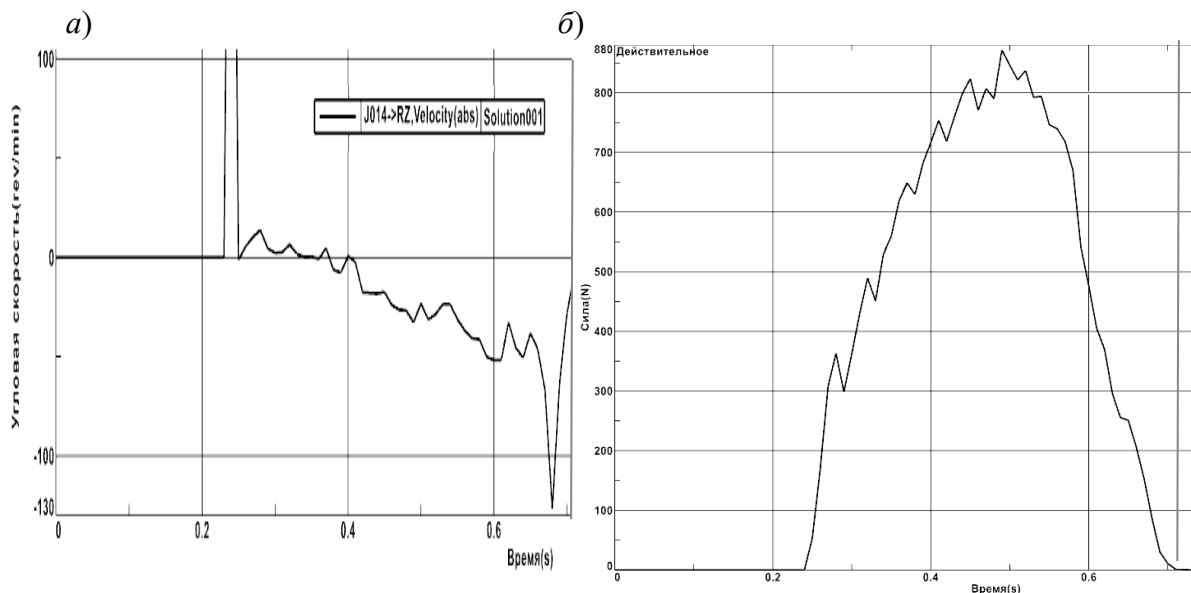


Рис. 9. Графики скорости вращения (а) и нормальной силы (б) для циклоидального профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения передачи, равном 30

Определим максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку:

$$F_{tp1} = f_k \cdot \frac{F_n}{R} = 0,01 \cdot \frac{870}{1,95} = 4,46 \text{ Н};$$

$$F_{tp2} = f_c \cdot F_n = 0,1 \cdot 870 = 87 \text{ Н};$$

$$P_{tp1} = F_{tp1} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot R \cdot 10^{-3} =$$

$$= 4,46 \cdot \frac{3,14 \cdot 34}{30} \cdot 1,95 \cdot 10^{-3} = 0,031 \text{ Вт};$$

$$P_{tp2} = F_{tp2} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot r \cdot 10^{-3} =$$

$$= 87 \cdot \frac{3,14 \cdot 34}{30} \cdot 0,95 \cdot 10^{-3} = 0,294 \text{ Вт};$$

$$P_{tp} = P_{tp1} + P_{tp2} = 0,031 + 0,294 = 0,325 \text{ Вт}.$$

На рис. 10 представлен график скорости вращения цевки и нормальной силы, действующей на цевку, для кругового профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 10.

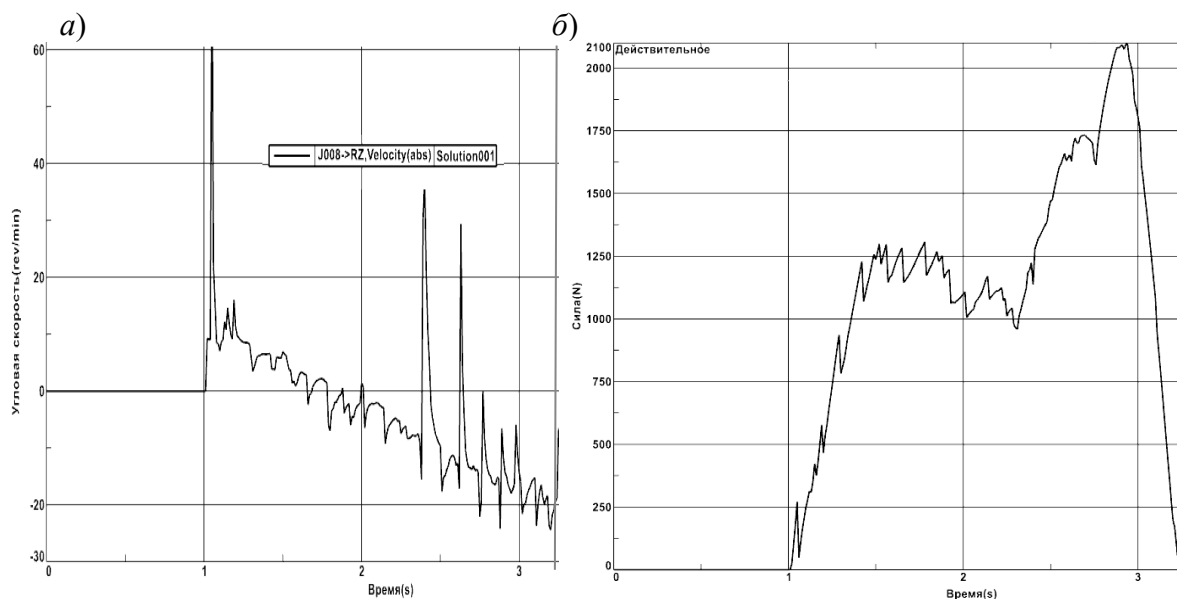


Рис. 10. Графики скорости вращения (а) и нормальной силы (б) для кругового профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 10

Определим максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку:

$$F_{tp1} = f_k \cdot \frac{F_n}{R} = 0,01 \cdot \frac{2100}{2,75} = 7,64 \text{ Н};$$

$$F_{tp2} = f_c \cdot F_n = 0,1 \cdot 2100 = 210 \text{ Н};$$

$$P_{tp1} = F_{tp1} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot R \cdot 10^{-3} =$$

$$= 7,64 \cdot \frac{3,14 \cdot 18}{30} \cdot 2,75 \cdot 10^{-3} = 0,04 \text{ Вт};$$

$$P_{tp2} = F_{tp2} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot r \cdot 10^{-3} =$$

$$= 210 \cdot \frac{3,14 \cdot 18}{30} \cdot 1,75 \cdot 10^{-3} = 0,692 \text{ Вт};$$

$$P_{tp} = P_{tp1} + P_{tp2} = 0,04 + 0,692 = 0,732 \text{ Вт}.$$

На рис. 11 представлен график скорости вращения цевки и нормальной силы, действующей на цевку, для кругового профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 30.

Определим максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку:

$$F_{tp1} = f_k \cdot \frac{F_n}{R} = 0,01 \cdot \frac{1110}{2,5} = 4,44 \text{ Н};$$

$$P_{tp2} = F_{tp2} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot r \cdot 10^{-3} =$$

$$F_{tp2} = f_c \cdot F_n = 0,1 \cdot 1110 = 111 \text{ Н};$$

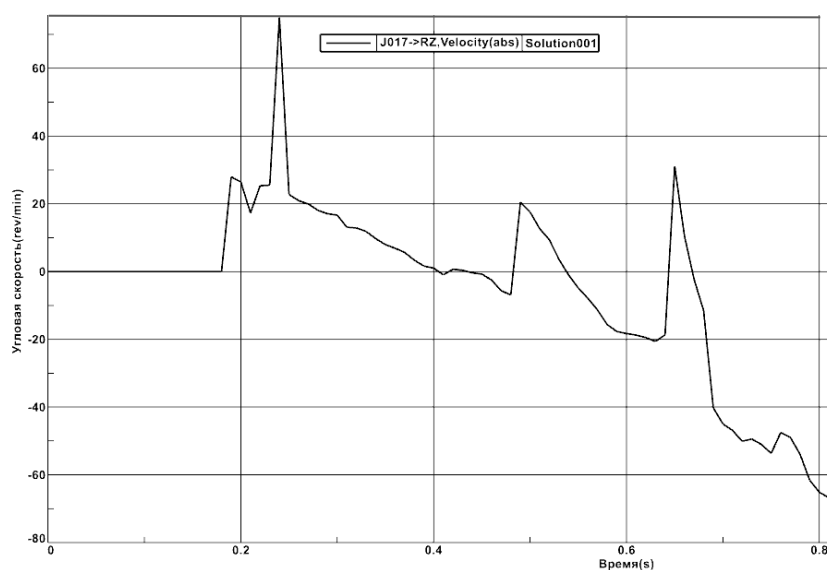
$$= 111 \cdot \frac{3,14 \cdot 61}{30} \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 1,063 \text{ Вт};$$

$$P_{tp1} = F_{tp1} \cdot \frac{\pi \cdot n_c}{30} \cdot R \cdot 10^{-3} =$$

$$P_{tp} = P_{tp1} + P_{tp2} = 0,071 + 1,063 = 1,134 \text{ Вт.}$$

$$= 4,44 \cdot \frac{3,14 \cdot 61}{30} \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,071 \text{ Вт};$$

а)



б)

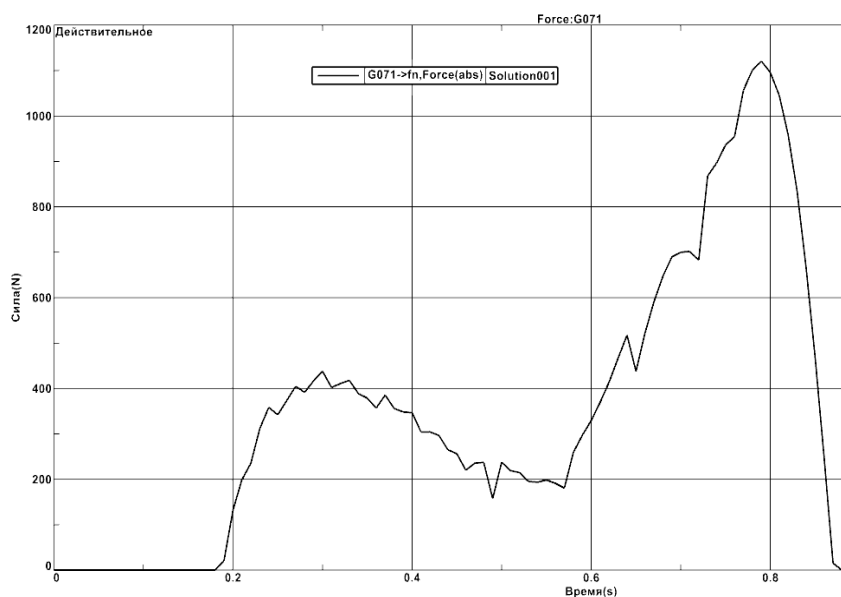


Рис. 11. Графики скорости вращения (а) и нормальной силы (б) для кругового профиля зуба при коэффициенте мультипликации скорости вращения, равном 30

Сравнение циклоидального и кругового профиля зубьев показывает, что в случае циклоидального профиля максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку, значительно меньше вследствие того, что максимальная нагрузка, приходящаяся на цевку, и скорость ее вращения ниже, чем при использовании кругового профиля зубьев.

Как видно из графиков на рис. 10 и 11, в случае кругового профиля зуба цевка при входе зуба в контакт с ней вращается в одну сторону, а затем при выходе зуба из контакта – в противоположную сторону. При этом нормальная сила, действующая на цевку, при выходе зуба из контакта с цевкой значительно больше силы при входе зуба в контакт (в 1,7 раза при коэффициенте мультипликации, равном 10, и в 2,6 раза при коэффициенте мультипликации, равном 30). Следовательно, в течение одной трети времени приложения нагрузки к цевке скорость ее вращения близка к нулю, что и обеспечивает в среднем за цикл меньшие потери мощности и более высокий КПД передачи типа К-Н-V

в случае применения кругового профиля зубьев сателлита.

Таким образом, в результате проведенных исследований получены зависимости для определения максимальных потерь мощности на трение, приходящихся на одну цевку, планетарной передачи типа К-Н-V с циклоидальным и круговым профилями зубьев. На основании проведенного кинематического и силового компьютерного анализа планетарной передачи типа К-Н-V с циклоидальным и круговым профилями зубьев установлено, что, хотя максимальные потери мощности, приходящиеся на одну цевку, значительно меньше в случае использования циклоидального профиля зубьев, но в среднем за цикл потери мощности в случае кругового профиля зубьев будут ниже, а КПД, соответственно, выше. При этом увеличение коэффициента мультипликации скорости вращения для циклоидального профиля зубьев незначительно влияет на КПД, в то же время для кругового профиля зубьев это приводит к более значительному снижению КПД передачи.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прудников, А. П. Мультипликатор на базе планетарной зубчатой передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2022 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 95.
2. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – Ленинград: Машгиз, 1948. – 173 с.
3. Пашкевич, М. Ф. Планетарные шариковые и роликовые редукторы и их испытания / М. Ф. Пашкевич, В. В. Геращенко. – Минск: БелНИИНТИ, 1992. – 248 с.
4. Прудников, А. П. Анализ КПД мультипликатора на базе планетарной зубчатой передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 апр. 2023 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2023. – С. 99.
5. Прудников, А. П. Максимальные потери мощности в контакте цевок и зубьев планетарной цевочной передачи типа К-Н-V / А. П. Прудников // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 апр. 2023 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2023. – С. 100.

Статья сдана в редакцию 19 марта 2023 года

Александр Петрович Прудников, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел. +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.

Aleksandr Petrovich Prudnikov, Cand. Sc. (Tech.), Associate Professor, Belarusian-Russian University. Tel.: +375-292-44-06-70. E-mail: prudnikovap85@gmail.com.