

ЗВЕЗДОЧКИ С МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ЗУБЬЯМИ ДЛЯ РОЛИКОВЫХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Волганкин М.М., Гаврилов С.Д., Война А.А.

Кубанский государственный технологический университет, Краснодар

Ключевые слова: роликовая цепная передача, несимметричные зубья, консольные зубья, поперечные колебания, граненность звездочек, разношаговость звеньев цепи.

Аннотация. В статье рассмотрены варианты усовершенствования звездочек для роликовых цепных передач. Показано, что вследствие граненности звездочек и разношаговости звеньев цепи концевые шарниры ветвей цепи перемещаются в вертикальной плоскости, вызывая поперечные колебания ветвей цепи, которые растут по мере износа шарниров цепи. Вследствие этого увеличивается путь трения в шарнирах при пробеге по цепному контуру, что ведет к снижению срока службы роликовой цепной передачи. Для уменьшения влияния этих негативных факторов предложено использовать два типа звездочек с модифицированными зубьями: звездочки с несимметричным профилем зубьев, имеющие увеличенные углы рабочих профилей зубьев, и звездочки с консольными зубьями, обладающими повышенной податливостью. Установлено, что использование звездочек с модифицированными зубьями позволяет уменьшить величину поперечных перемещений концевых шарниров ветвей цепи, что положительно отражается на динамике цепной передачи и повышает её ресурс. Представлены зависимости для определения величины перемещения концевого шарнира цепи, вызванного граненностью звездочки и разношаговостью звеньев цепи, а также результаты расчетов, подтверждающие преимущества использования звездочек с модифицированными зубьями в роликовых цепных передачах.

SPROCKETS WITH MODIFIED TEETH FOR ROLLER CHAIN DRIVES

Volgankin M.M., Gavrilov S.D., Voina A.A.

Kuban State Technological University, Krasnodar

Keywords: roller chain drives, asymmetric teeth, cantilevered teeth, lateral vibrations, sprocket facets, chain links disparity.

Abstract. The article discusses options for improving sprockets for roller chain drives. It is shown that due to the faceted nature of the sprockets and the disparity of the chain links, the end joints of the chain branches move in a vertical plane, causing lateral oscillations of the chain branches that increase as the chain joints wear out. As a result, the friction path in the joints increases as the chain travels along the chain path, leading to a decrease in the service life of the roller chain drive. To reduce the influence of these negative factors, it is proposed to use two types of sprockets with modified teeth: sprockets with an asymmetric tooth profile, which have increased angles of the working sides of the teeth, and sprockets with cantilevered teeth, which have increased flexibility. It has been established that the use of sprockets with modified teeth allows to reduce the magnitude of the lateral movements of the end joints of the chain branches, which has a positive effect on the dynamics of the chain transmission and increases its resource. The paper presents dependencies for determining the displacement of the chain end joint caused by the sprocket's faceting and the disparity of the chain links, as well as the calculation results confirming the advantages of using sprockets with modified teeth in roller chain drives.

Введение

Роликовые цепные передачи широко применяются в приводах автомобилей и мотоциклов, строительной и сельскохозяйственной технике в качестве трансмиссий для передачи движения рабочим органам машин. Большинство цепных передач – открытого типа, работающие в условиях обедненной смазки, поэтому их основным недостатком является малый ресурс цепи, обусловленный повышенным износом шарниров. Причем износ шарниров обусловлен не только поворотами смежных звеньев цепи при входе и выходе из зацепления со звездочками, но также и поперечными колебаниями ветвей цепи. Основными факторами, вызывающими поперечные колебания ветвей цепи, являются граненность звездочек и разношаговость смежных наружных и внутренних звеньев цепи. В статье описываются конструкции звездочек, способных уменьшить вредное влияние этих факторов, и тем самым повысить срок службы роликовой цепной передачи.

Материалы и методы исследований

Работа роликовой цепной передачи сопровождается износом деталей шарниров цепи – валиков и втулок, соединяющих наружные и внутренние звенья цепи. Износ обусловлен поворотами смежных звеньев цепи относительно друг друга при входе и выходе шарниров цепи из зацепления со звездочками. Расчет роликовой цепи на износостойкость обычно включает определение суммарного пути трения в шарнире по величине суммарного угла поворота валика относительно втулки при пробеге по цепному контуру в течение заданной наработки. При этом следует учитывать наличие поперечных колебаний ветвей цепи, из-за которых суммарный путь трения в шарнире может существенно увеличиваться [1].

На рисунке 1 показано фото работающей роликовой цепной передачи, на котором видна траектория движения одного из шарниров цепи при его пробеге по ведущей ветви передачи. Снимок сделан в ходе стендовых испытаний роликовых цепных передач, проводимых в лаборатории кафедры Технической механики и специальных машин им. проф. А.А. Петрика. На момент проведения съемки износ цепи составлял около 2% при допустимом предельном износе 3%. На фото видно, что амплитуда поперечных колебаний достаточно велика. Полученные осциллограммы нагружения тензозвена цепи при пробеге по ведущей ветви также подтвердили наличие значительных динамических нагрузок.

Источником возбуждения поперечных колебаний ветвей цепи являются перемещения концевых шарниров ветвей, обусловленные двумя негативными факторами, присущими любой роликовой цепной передаче: граненностью звездочек и разношаговостью смежных наружных и внутренних звеньев цепи [1, 2].

Первый негативный фактор – граненность звездочки – это расположение звеньев цепи на звездочке в виде сторон многоугольника, приводящее к периодическим перемещениям концевых шарниров ветвей цепи в вертикальной плоскости на величину h_{cp} (рис. 2).

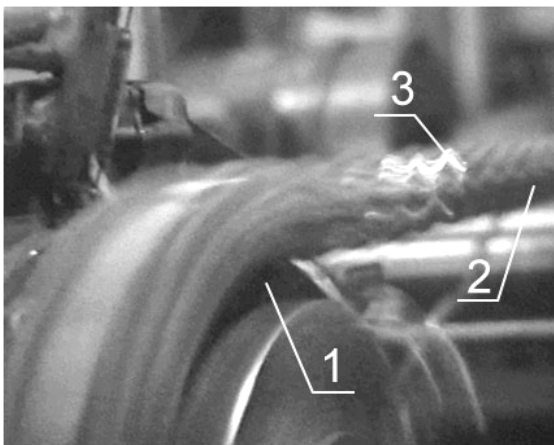


Рис. 1. Фото работающей роликовой цепной передачи: 1 – ведомая звездочка; 2 – ведущая ветвь цепи; 3 – траектория движения шарнира

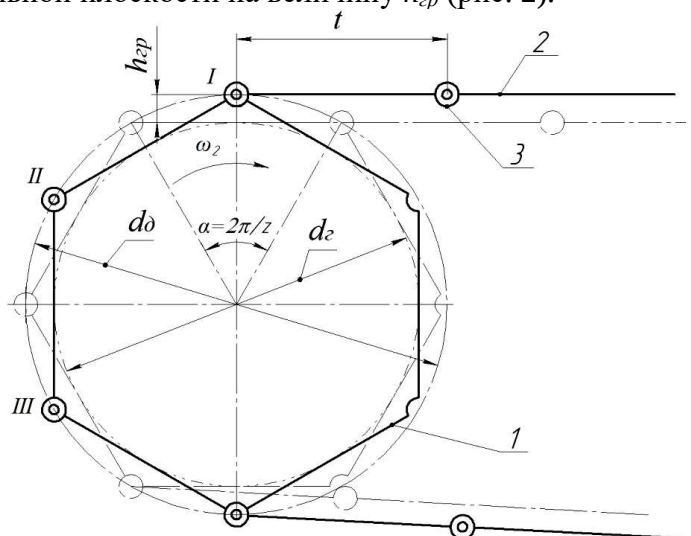


Рис. 2. Схема для определения граненности звездочки: 1 – звездочка; 2 – ведущая ветвь цепи; 3 – шарнир цепи; d_0 – диаметр делительной окружности звездочки; d_{cp} – диаметр окружности, вписанной в многоугольник, образованный звеньями цепи

Значение h_{cp} определяется формулой:

$$h_{cp} = \frac{t}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\pi}{2z}, \quad (1)$$

где t – шаг роликовой цепи; z – число зубьев звездочки.

Причем эффект граненности наиболее ярко проявляется у звездочек с малыми числами зубьев $z < 15$.

Второй негативный фактор – разношаговость смежных наружных t_n и внутренних t_e звеньев цепи – приводит к тому (рис. 3), что при входе и выходе из зацепления со звездочкой

1 шарниры наружных звеньев 2 располагаются на больших радиусах R_n , чем шарниры внутренних 3 звеньев R_6 [2].

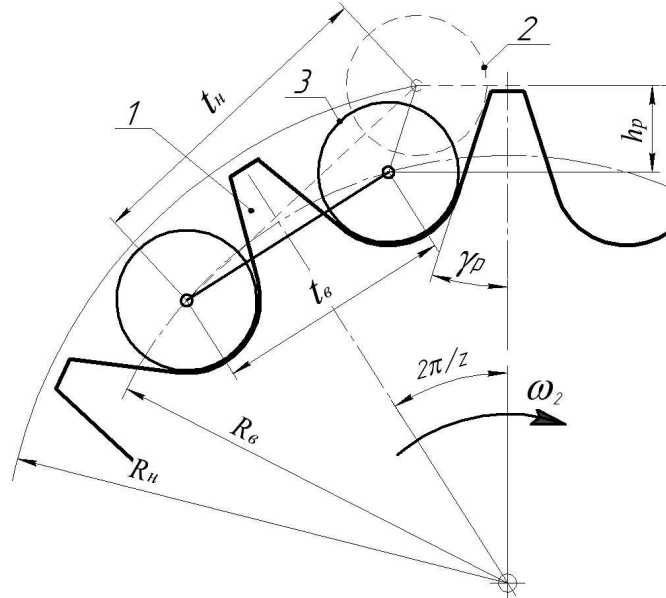


Рис. 3. Схема для определения величины h_p для звездочки с симметричными зубьями

Разность радиусов расположения шарниров, выходящих на ведущую ветвь, приводит к периодическим перемещениям концевых шарниров вместе с ветвью цепи на величину h_p , которая определяется зависимостью [3]:

$$h_p = \cos \gamma_p \cdot \sqrt{t_6^2 + t_n^2 - 2t_6 t_n \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{2\pi}{z} - \gamma_p - \arcsin \frac{t_6 \sin \left(\frac{2\pi}{z} + \frac{\pi}{2} + \gamma_p \right)}{t_n} \right)}, \quad (2)$$

где t_n – средний шаг наружных звеньев цепи; t_6 – средний шаг внутренних звеньев цепи; γ_p – угол заострения рабочего профиля зуба звездочки.

По мере износа шарниров цепи шаги наружных звеньев t_n увеличиваются значительно быстрее чем шаги внутренних звеньев t_6 , то есть разношаговость смежных звеньев цепи постоянно растет, а вместе с ней растет и величина h_p . В результате суммарное перемещение концевого шарнира ветви цепи h_Σ с учетом граненности звездочки и разношаговости смежных звеньев цепи можно описать выражением:

$$h_\Sigma = h_{ep} + h_p. \quad (3)$$

Очевидно, что для снижения амплитуды поперечных колебаний ветвей цепи следует по возможности уменьшить величину суммарных перемещений концевых шарниров ветвей h_Σ , то есть создать условия, при которых цепное зацепление будет способно сглаживать эффект граненности звездочек и адаптироваться под периодическое изменение длин смежных звеньев цепи при входе и выходе из зацепления со звездочками.

Для реализации этих условий авторами предлагается два способа.

Первый способ предполагает применение звездочек с несимметричными зубьями, которые имеют увеличенные углы заострения рабочих профилей зубьев.

Второй способ предусматривает применение звездочек с консольными зубьями, обладающими повышенной податливостью.

Рассмотрим первый способ.

Звездочка с несимметричными зубьями [4, 5] включает (рис. 4) зубья 1 с несимметрично расположенными профилями рабочей 2 и затылочной 3 стороны зубьев. Угол заострения γ_z затылочного профиля зуба 3 рассчитывается из условия свободного выхода шарнира цепи 4 из зацепления со звездочкой по зависимости:

$$\gamma_3 = 0,5 \arcsin \frac{t \cdot (\operatorname{tg} \frac{\pi}{2z} + 0,5)}{2t - D}, \quad (4)$$

где D – диаметр ролика цепи.

Угол заострения γ_p рабочего профиля зуба 2 рассчитывается из условия обеспечения минимально допустимой толщины зуба S_{emin} по окружности выступов:

$$\gamma_p = \gamma_3 \cdot \left(\frac{t}{D} + 0,01 \cdot z \right). \quad (5)$$

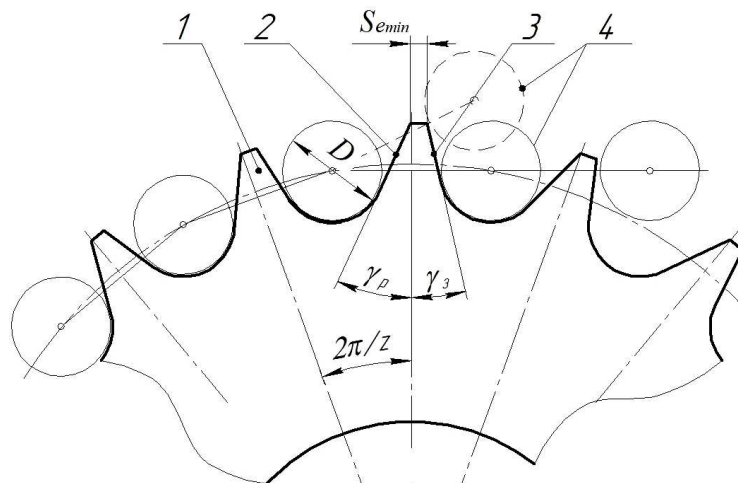


Рис. 4. Звездочка с несимметричными зубьями

Рассмотрим зацепление роликовой цепи с ведомой звездочкой с несимметричными зубьями (рис. 5).

При увеличении угла заострения рабочего профиля 2 зуба звездочки γ_p вертикальное перемещение h_p кондового шарнира 4 ветви цепи уменьшается. По сравнению со схемой, показанной на рисунке 3, очевидно, что при той же разношаговости смежных звеньев цепи величина h_p при зацеплении с несимметричными зубьями звездочки становится меньше.

Значения h_p для звездочки с числом зубьев $z = 19$ и роликовой цепи, изношенной на 2%, полученные по формуле (1) для разных углов заострения γ_p , представлены на диаграмме (рис. 6).

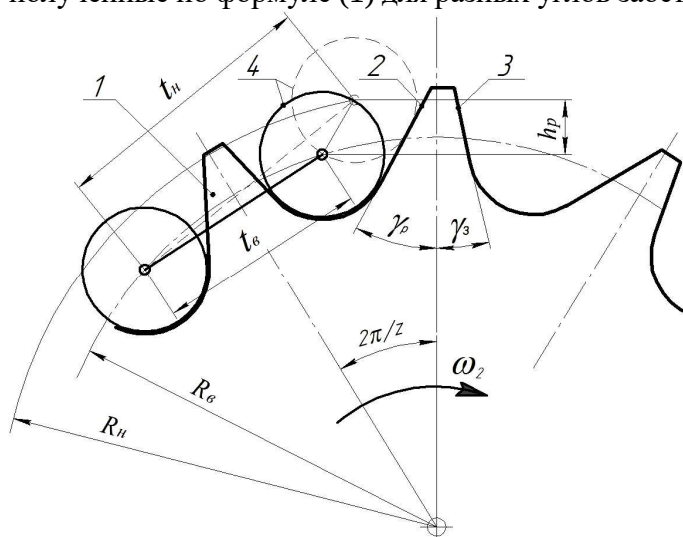


Рис. 5. Схема для определения величины h_p для звездочки с несимметричными зубьями

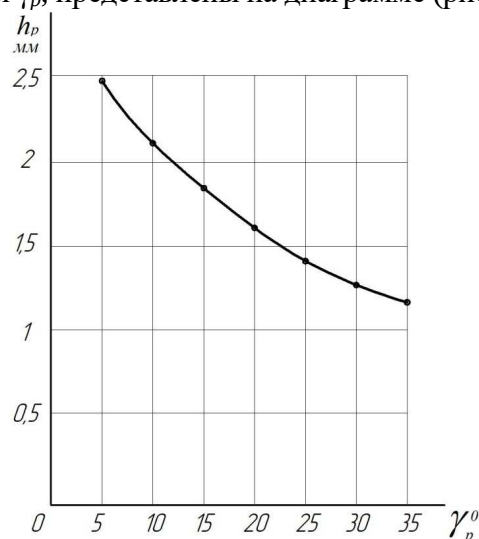


Рис. 6. Диаграмма зависимости h_p от угла заострения рабочего профиля зуба звездочки γ_p

На диаграмме видно, что применение звездочек с несимметричными зубьями, имеющими увеличенные углы заострения γ_p рабочих профилей зубьев, позволяет уменьшить значения h_p , то есть снизить вредное влияние разношаговости смежных наружных и внутренних звеньев цепи. Однако изменение угла заострения зубьев звездочек не позволяет уменьшить влияние

граненности звездочек [6]. Для этого следует предусмотреть возможность периодического изменения радиуса расположения концевой шарнира при повороте звездочки на половину углового шага π/z . Такой эффект можно получить, если увеличить податливость зубьев звездочки, чтобы использовать их деформацию для перемещения шарнира цепи [7].

Рассмотрим второй способ.

В работах [8, 9] предлагались конструкции звездочек (рис. 7) с консольными зубьями 1, однако вся суть технических решений сводилась к различным вариантам выполнения радиальных прорезей 2 во впадинах зубьев звездочек с отверстиями 3 различной формы.

Радиальные прорезы придают зубьям способность амортизировать удары при входе шарниров в зацепление с зубьями звездочек, но не позволяют обеспечить перемещение концевой шарнира ветви цепи в радиальном направлении. Кроме того, при малых числах зубьев звездочки глубина радиальных прорезей ограничена внешним диаметром ступицы и не достигает размеров, позволяющих получить достаточную величину упругой деформации изгиба.

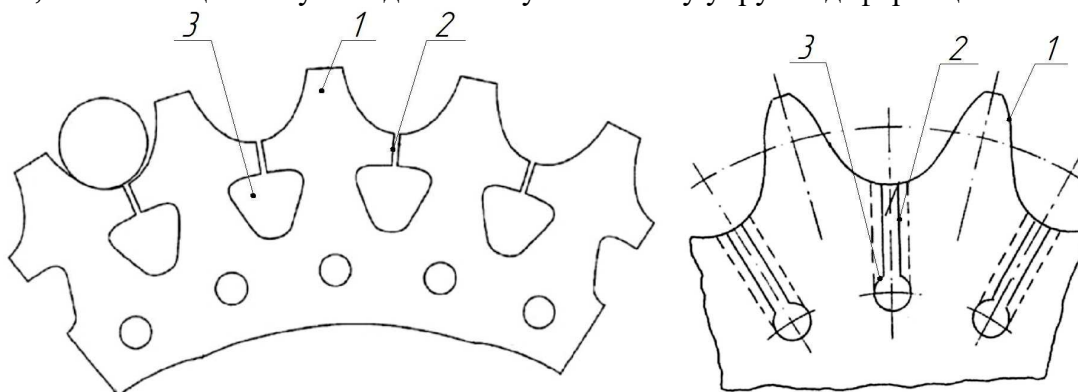


Рис. 7. Звездочки с консольными зубьями, образованными радиальными прорезями: 1 – зуб звездочки; 2 – радиальная прорезь; 3 – отверстие

Поэтому авторами предложена конструкция звездочки [10] с консольными зубьями 1, образованными косыми прорезями 2, которые выполнены во впадинах под углом φ к осям зубьев (рис. 8).

При этом глубина прорезей l рассчитывается по величине передаваемого крутящего момента T из условия изгибной выносливости основания консоли зуба по зависимости:

$$l = \frac{t \cdot b \cdot s^2 \cdot [\sigma_F]}{4T \cdot \sin(\pi/z)} - D, \quad (7)$$

где t – шаг цепи, мм; D – наружный диаметр ролика цепи, мм; T – передаваемый

крутящий момент на валу звездочки, Н·мм; b – ширина зубчатого венца звездочки, мм; z – число зубьев звездочки; s – толщина основания консоли зуба, мм; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба для материала звездочки, МПа.

Давление концевой шарнира 3 приводит к деформации изгиба консольного зуба 1 звездочки (рис. 9) и его смещению в тангенциальном и радиальном направлении с изменением радиуса расположения концевой шарнира ветви цепи. Кроме того, расположение косых прорезей 3 под углом φ к осям зубьев 2 дает возможность увеличить длину консолей зубьев для придания им требуемой податливости при сохранении упругих свойств материала.

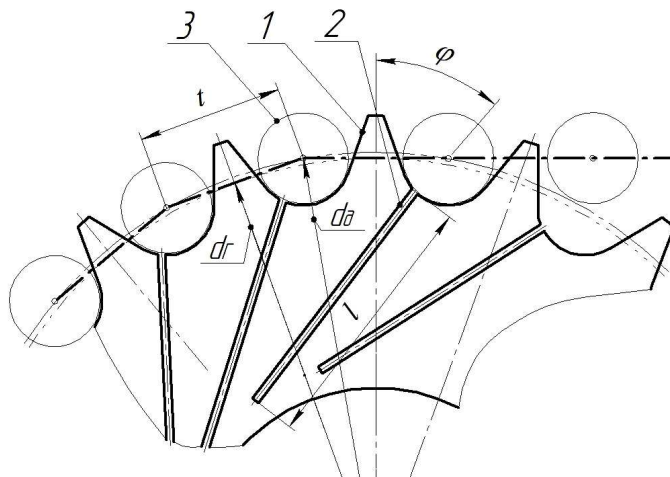


Рис. 8. Звездочка с консольными зубьями, образованными косыми прорезями

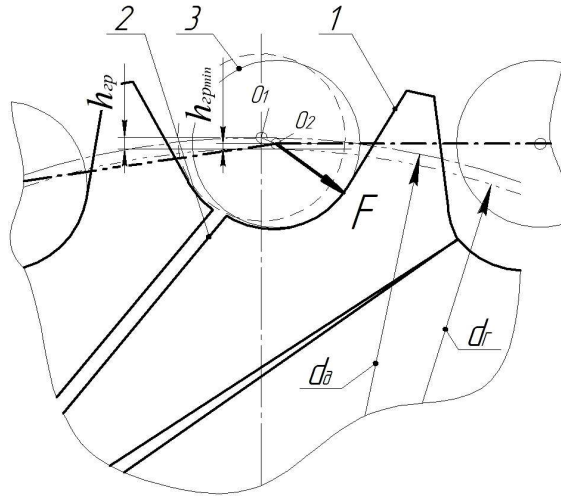


Рис. 9. Схема для определения радиального перемещения концевых шарниров ветви цепи

Результаты

Для оценки преимуществ использования звездочек с модифицированными зубьями был произведен расчет ресурса роликовой цепной передачи, оснащенной такими звездочками.

Сначала были рассчитаны суммарные поперечные перемещения шарниров $u_{\Sigma\xi}(j)$ при пробеге по ветвям передачи с учетом поперечных колебаний, вызванных граненностью звездочек и разношаговостью смежных звеньев цепи:

$$u_{\Sigma\xi}(j) = h_{\Sigma 1} \sin \frac{z_1 \omega_1 \bar{t}}{4V} j \cdot \frac{\sin \frac{z_1 \omega_1 \bar{t}}{4a} j}{\sin \frac{z_1 \omega_1 \bar{t}}{4a} n} + h_{\Sigma 2} \sin \left(\frac{\pi}{2} \eta - \frac{z_2 \omega_2 \bar{t}}{4V} j \right) \cdot \frac{\sin \frac{z_2 \omega_2 \bar{t}}{4a} (n-j)}{\sin \frac{z_2 \omega_2 \bar{t}}{4a} n}, \quad (8)$$

где $h_{\Sigma 1}$, $h_{\Sigma 2}$ – суммарные вертикальные перемещения концевых шарниров ветви вследствие разношаговости звеньев цепи и граненности, соответственно, на ведущей и ведомой звездочках, определяемые по зависимости (3); j – текущее положение шарнира цепи, которое изменяется в интервале $1 \leq j \leq n$; n – число шарниров в ветви цепи; z_1 , z_2 – числа зубьев ведущей и ведомой звездочки; ω_1 , ω_2 – угловые скорости ведущей и ведомой звездочки; $\bar{t} = \frac{t_n + t_e}{2}$ – средний шаг цепи; V – средняя скорость движения цепи в продольном направлении; $a = \sqrt{Sg/q}$ – коэффициент натяжения ветви цепи; S – натяжение ветви цепи; g – ускорение свободного падения; q – масса одного погонного метра цепи; $0 \leq \eta \leq 0,5$ – коэффициент синфазности вращения звездочек.

Затем по значениям $u_{\Sigma\xi}(j)$ определялись траектории движения трех смежных шарниров, по которым рассчитывался суммарный угол разворота φ_{Σ} в паре валик – втулка и путь трения в шарнире S_{Σ_i} при пробеге по цепному контуру с учетом углов разворота смежных звеньев при входе и выходе из зацепления со звездочками. Полученные результаты использовались для определения ресурса роликовой цепной передачи с использованием методик, изложенных в работах [1, 11].

Для проведения большого объема вычислений авторами была разработана компьютерная программа, позволяющая проводить расчет ресурса передачи до достижения предельного 3%-го износа цепи. Результаты расчетов представлены на рисунке 10.

Анализ результатов расчетов показал, что применение звездочек с модифицированными зубьями позволяет уменьшить величину вертикальных перемещений концевых шарниров ветвей, вызванных граненностью звездочек и разношаговостью смежных звеньев цепи, что снижает амплитуду поперечных колебаний ветвей цепи и увеличивает ресурс роликовой цепной передачи $T_{\text{эксpl}}$ с 775 часов до 960 часов, то есть на величину до 20%.

Кроме того, применение звездочек с модифицированными зубьями дает дополнительные преимущества:

- равномерное распределение нагрузки по дуге обхвата звездочки, что ведет к снижению износа зубьев звездочек [5, 12];
- демпфирование ударов шарниров о зубья звездочки при входе в зацепление и уменьшение шума в процессе работы цепной передачи [8, 9].

$t = 19.05$ $z = 19$ $W = 84$ $n = 31$ $Ip0 = 0.000001625$						
hp(мм)	k(гpm)	f(град)	Sf(мм)	Уизн(%/ч)	Тэксpl(ч)	
1.15	1	28.13	2.93	0.001790	775.0	

а

$t = 19.05$ $z = 19$ $W = 84$ $n = 31$ $Ip0 = 0.000003096$						
hp(мм)	k(гpm)	f(град)	Sf(мм)	Уизн(%/ч)	Тэксpl(ч)	
0.5	1	11.02	1.15	0.002487	960.1	

б

Рис. 10. Результат работы компьютерной программы: а) расчет ресурса цепной передачи со стандартными звездочками; б) расчет ресурса цепной передачи с модифицированными звездочками

Выводы

Перечисленные достоинства звездочек с модифицированными зубьями дают основание полагать, что их применение создает весомые предпосылки для увеличения срока службы роликовых цепных передач.

По разработанной методике авторами были изготовлены звездочки с несимметричными и консольными зубьями (рис. 11), которые будут использоваться при проведении экспериментальных исследований на испытательном стенде кафедры ТМиСМ КубГТУ. В ходе испытаний планируется проведение углубленных исследований роликовых цепных передач, оснащенных звездочками с модифицированными зубьями, для подтверждения преимуществ их практического применения.



Рис. 11. Звездочки с модифицированными зубьями: а – с несимметричными зубьями; б – с консольными зубьями

Заключение

Проведенные исследования показали обоснованность применения звездочек с модифицированными зубьями в роликовых цепных передачах с целью уменьшения вредного влияния граненности звездочек и разношаговости смежных звеньев цепи. Доказано, что увеличение углов заострения рабочих профилей зубьев звездочек при их несимметричной форме, а также податливости консольных зубьев создает условия для снижения амплитуды поперечных колебаний ветвей цепи и повышения срока службы роликовой цепной передачи.

Список литературы

1. Метильков С.А. Исследование поперечных колебаний ветвей цепных передач сельхозмашин и их влияние на изнашивание роликовых цепей: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Краснодар, 1979. – 22 с.
2. Рябов Г.К. Оптимизация и метод расчета цепных передач: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Владимир, 1993. – 34 с.
3. Война А.А., Луценко И.И. Влияние угла заострения рабочего профиля несимметричного зуба звездочки на поперечные колебания ветвей цепи, вызванные разношаговостью звеньев цепи // *Машиностроение: инновационные аспекты развития: Материалы международной научно-практической конференции.* – СПб.: НИЦ МС, 2023. – №6. – С. 52-56.
4. Патент №2797975 РФ. Звездочка с несимметричными зубьями / А.А. Война, И.И. Луценко, А.А. Сотников. – Заявка №2023104066 от 22.02.2023; опублик. 13.06.2023, Бюл. №17.
5. Voina A.A., Berezhnoi S.B., Yunin V.V. Sprocket with asymmetric teeth for roller chain drives of vehicles // *Transportation Research Procedia.* 2022, vol. 63, pp. 1281-1287. doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.136.
6. Yu Yong Wang, Desheng Ji, Kai Zhan. Modified sprocket tooth profile of roller chain drives // *Mechanism and Machine Theory.* 2013, vol. 70, pp. 380-393. doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.006.
7. Fuglede, N., Thomsen, J.J., Kinematic and dynamic modeling and approximate analysis of a roller chain drive // *Journal of Sound and Vibration.* 2016, vol. 366, pp. 447-470. doi.org/10.1016/j.jsv.2015.12.028.
8. Patent No. 7052424 US. Cantilever tooth sprocket / Todd R. Kabrich, Morris E. Taft, Stephen C. Todd. – Publ. 30.05.2006.
9. Патент №1350 РФ. Звездочка цепной передачи / Г.К. Рябов. – Заявка №92015503 от 30.12.1992; опублик. 16.12.1995.
10. Патент №2844194 РФ. Звездочка с консольными зубьями / А.А. Война, М.М. Волганкин. – Заявка №2025108915 от 10.04.2025; опублик. 28.07.2025, Бюл. № 22.
11. Палочкин С.В., Рудовский П.Н. Экспериментальное определение динамических нагрузок в приводной цепи при ее поперечных колебаниях как струны с закрепленными концами // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* – 2020. – №5. – С. 3-10. – doi.org/10.18698/0536-1044-2020-5-3-10.
12. Nekrasov A.Ya., Sobolev A.N., Arbuzov M.O., Rivkin A.V. To the question of the distribution of the workload between the teeth of chain gear sprockets // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.* 2020, vol. 971, p. 042044. doi.org/10.1088/1757-899X/971/4/042044.

References

1. Metilkov S.A. Research of lateral oscillations of branches of chain drives of agricultural machines and their influence on wear of roller chains: Abstract of the diss ... cand. of tech. sc. – Krasnodar, 1979. – 22 p.
2. Ryabov G.K. Optimization and calculation method of chain gears: Abstract of the diss ... doct. of tech. sc. – Vladimir, 1993. – 34 p.
3. Voina A.A., Lutsenko I.I. Influence of the point of the working profile of the non-symmetrical tooth of the sprocket on the lateral oscillations of the chain branches caused by the different steps of the chain links // *Mechanical Engineering: Innovative Aspects of Development: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference.* – SPb.: SRC MS, 2023. – No. 6. – P. 52-56.
4. Patent No. 2797975 RU. Sprocket with asymmetric teeth / A.A. Voina, I.I. Lutsenko, A.A. Sotnikov. – Appl. No. 2023104066 from 22.02.2023; publ. 13.06.2023, Bul. No. 17.
5. Voina A.A., Berezhnoi S.B., Yunin V.V. Sprocket with asymmetric teeth for roller chain drives of vehicles // *Transportation Research Procedia.* 2022, vol. 63, pp. 1281-1287. doi.org/10.1016/j.trpro.2022.06.136.
6. Yu Yong Wang, Desheng Ji, Kai Zhan. Modified sprocket tooth profile of roller chain drives // *Mechanism and Machine Theory.* 2013, vol. 70, pp. 380-393. doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.08.006.
7. Fuglede, N., Thomsen, J.J., Kinematic and dynamic modeling and approximate analysis of a roller chain drive // *Journal of Sound and Vibration.* 2016, vol. 366, pp. 447-470. doi.org/10.1016/j.jsv.2015.12.028.
8. Patent No. 7052424 US. Cantilever tooth sprocket / Todd R. Kabrich, Morris E. Taft, Stephen C. Todd. – Publ. 30.05.2006.
9. Patent No.1350 RU. Chain Drive Sprocket / G.K. Ryabov. – Appl. No. 92015503 from 30.12.1992; publ. 16.12.1995.
10. Patent No. 2844194 RU. Sprocket with cantilevered teeth / A.A. Voina, M.M. Volgankin. – Appl. No. 2025108915 from 10.04.2025; publ. 28.07.2025, Bul. No. 22.

11. Palochkin S.V., Rudovsky P.N. Experimental Determination of Dynamic Loading in a Drive Chain with Transverse Vibrations as a String with Fixed Ends // News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2020, no. 5, pp. 3-10. doi.org/10.18698/0536-1044-2020-5-3-10.
12. Nekrasov A.Ya., Sobolev A.N., Arbuzov M.O., Rivkin A.V. To the question of the distribution of the workload between the teeth of chain gear sprockets // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 971, p. 042044. doi.org/10.1088/1757-899X/971/4/042044.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Волганкин Михаил Михайлович – аспирант	Volgankin Mikhail Mikhailovich – postgraduate student
Гаврилов Савелий Денисович – аспирант	Gavrilov Savely Denisovich – postgraduate student
Война Андрей Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры Технической механики и специальных машин им. проф. А.А. Петрика	Voina Andrey Alexandrovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of technical mechanics and special machines named after prof. A.A. Petrik
volgankin.mm@gmail.com	

Получена 09.06.2026