

УДК 681.855.001

UDC 681.855.001

АНАЛИЗ УДАРНОЙ СТОЙКОСТИ ЦЕПИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПРОФИЛЯ ЗУБА ЗВЕЗДОЧКИ

ANALYSIS OF IMPACT RESISTANCE OF CHAIN ACCORDING TO SPROCKET LUG PROFILE

Бережной Сергей Борисович
д.т.н., профессор

Berezhnoy Sergey Borisovich
Dr.Sci.Tech., professor

Война Андрей Александрович
к.т.н., доцент

Voina Andrey Aleksandrovich
Can.Sci.Tech., associate professor

Курапов Георгий Владимирович
аспирант

Kurapov Georgiy Vladimirovich
postgraduate student

Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия

Kuban State Technological University, Krasnodar, Russia

Исследованы возможности применения эвольвентных звездочек, более технологичных в изготовлении, в сравнении со звездочками с прямолинейными, выпукло-вогнутыми профилями зубьев по критерию ударной стойкости цепи, предельно допустимой частоты вращения ведущей звездочки, для втулочно-роликовых цепных передач и передач с зубчатой цепью. Сравнительный анализ исследований эксплуатации роликовых и зубчатых цепных передач с различными шагами и типами профилей звездочек показал, что во всех случаях с увеличением шага цепи коэффициент скорости удара увеличивается, а увеличение числа зубьев у звездочек уменьшает скорость удара шарнира о зуб звездочки. Значение коэффициента скорости удара для пары эвольвентная звездочка - зубчатая цепь значительно меньше значения коэффициента скорости удара для пары втулочно-роликовая цепь – звездочка любого профиля. Этими обстоятельствами объясняется меньший шум при работе зубчатых цепных передач с эвольвентными звездочками. В результате исследований установлено, что по кинетической энергии соударения звездочки и шарнира цепи, звездочки с эвольвентным профилем могут применяться наравне со звездочками, имеющими вогнуто-выпуклый или прямолинейный профили зубьев. Соответственно, эвольвентные звездочки могут быть использованы как в цепных передачах с роликовой, так и с зубчатой цепями

The possibility of using involute sprockets, more technologically advanced in manufacturing, compared with sprockets with straight, convex-concave profile of the lug on the criterion shock resistance circuit, the maximum permissible speed of the drive sprocket for bush roller chain drives and gears with a toothed chain. The comparative analysis of researches of operation of roller and tooth chain gearings with various steps and types of profiles of sprockets showed that in all cases with increase in a step of a chain the coefficient of speed of blow increases, and the increase in number of lugs at sprockets reduces the speed of blow of the hinge about sprockets tooth. Value of coefficient of speed of blow for couple an evolvent sprockets - a gear chain is much less than value of coefficient of speed of blow for couple a plug-roller chain –sprockets of any profile. Less noise during the work of tooth chain gearings is due to evolvent sprockets. As a result of researches it is established that on kinetic energy of impact of sprockets and the hinge of a chain, sprockets with an evolvent profile can be applied on an equal basis with the sprockets having concave-convex or rectilinear profiles of lugs. Respectively, evolvent sprockets can be used both in chain transfers with roller and with gear chains

Ключевые слова: ПЕРЕДАЧА, ЦЕПЬ, РОЛИКОВАЯ, ЗУБЧАТАЯ, ЗВЕЗДОЧКА, ЗУБ, ПРОФИЛЬ, ЭВОЛЬВЕНТНЫЙ, ПРЯМОЛИНЕЙНЫЙ, ВЫПУКЛО-ВОГНУТЫЙ

Keywords: TRANSFER, THE CHAIN, ROLLER, GEAR, SPROCKET, LUG, PROFILES, INVOLUTE, STRAIGHT, CONVEX-CONCAVE

Во время работы цепной передачи имеет место явление удара элемента цепи о звездочку, которое влияет на усталостную прочность цепи, нарушает запрессовку ее элементов, вызывает появление шума.

В литературе [1,2] рассмотрен начальный момент контакта шарнира цепи с зубьями звездочек, имеющими вогнуто-выпуклый профиль по ГОСТ 591-69 или прямолинейный профиль по ГОСТ 592-81.

Рассмотрим возможность применения звездочек с эвольвентным профилем по условию ограничения кинетической энергии соударения зуба звездочки с шарниром цепи в сравнении со звездочками, имеющими стандартные профили.

На рисунке 1 изображен общий случай зацепления эвольвентной звездочки с цепью без учета ее разношаговости.

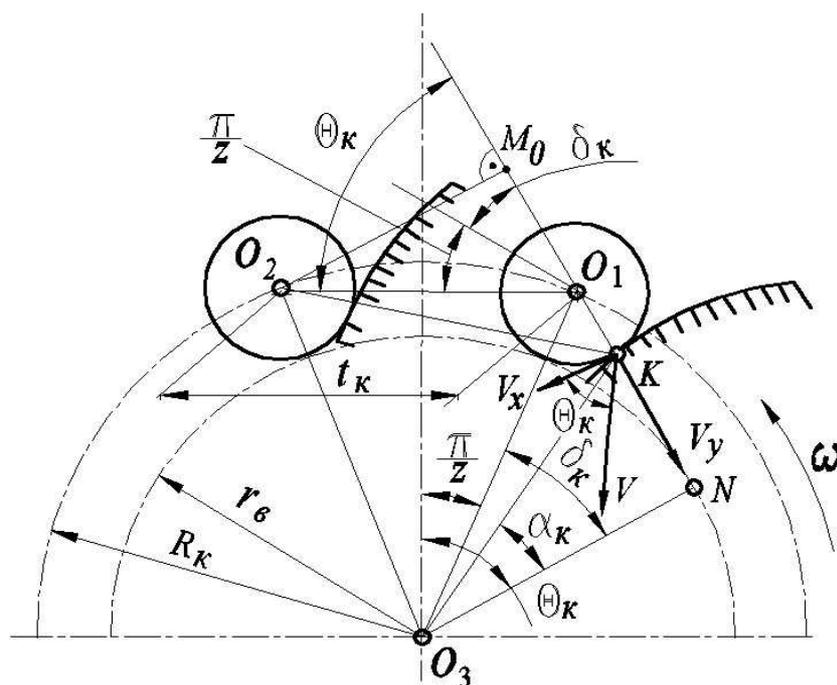


Рисунок 1 Схема удара шарнира втулочно-роликовой цепи о зуб эвольвентной звездочки

Центры шарниров O_1 и O_2 смежных звеньев расположены на произвольной окружности радиуса R_k . Точка K шарнира цепи входит в контакт с зубом звездочки со скоростью

$$V = \omega \cdot O_2K \quad (1)$$

Нормальная составляющая этой скорости, которая определяет силу удара

$$V_y = \omega \cdot O_2M_0 = \omega t_K \sin \Theta_K, \quad (2)$$

где t_K – текущий шаг цепи;

Θ_K – угол давления шарнира на зуб звездочки.

Из рисунка 1 следует, что

$$\Theta_K = \pi/z + \delta_K; \quad (3)$$

$$\delta_K = \arccos\left(\frac{2 r_B \sin \frac{\pi}{z}}{t_K}\right).$$

Для эвольвентной звездочки радиус основной окружности

$$r_e = mz/2 \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

где α – угол профиля режущего инструмента.

Формулу для определения скорости удара окончательно можно представить в виде

$$V_y = \omega t_K \cdot \xi, \quad (5)$$

где $\xi = \sin \Theta$ – коэффициент скорости удара.

Кинетическая энергия удара [2] шарнира цепи о зуб звездочки при входе в зацепление:

$$E = 5,48 \cdot 10^{12} \cdot q \cdot \xi^2 \cdot n^2 \cdot t^3. \quad (6)$$

По результатам вычисления коэффициента ξ на рисунке 2 приведены кривые ξ для различных профилей зубьев и шагов цепи.

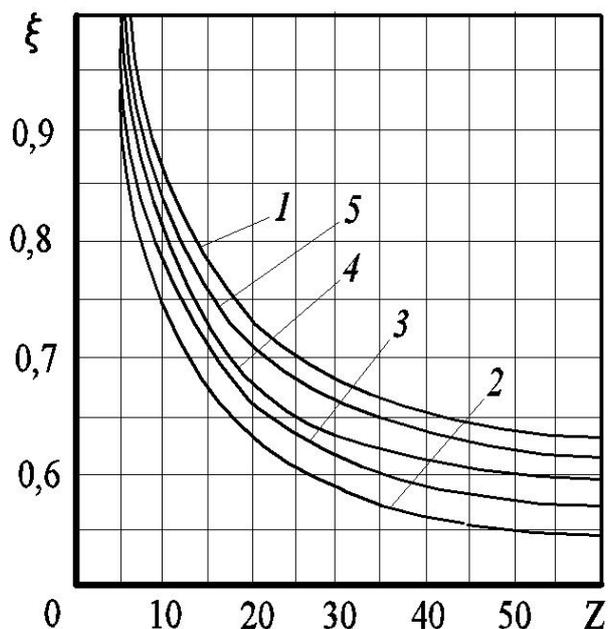


Рисунок 2 Диаграмма изменения коэффициента скорости удара ξ в зависимости от числа зубьев звездочки и формы зуба:

- 1 – выпукло-вогнутый профиль по ГОСТ 591-69;
- 2 – прямолинейный профиль по ГОСТ 592-81;
- 3 – эвольвентный, $t = 31,75$ мм; 4 – эвольвентный, $t = 38,1$ мм;
- 5 – эвольвентный, $t = 50,8$ мм

Анализ графиков показывает:

1. Величина коэффициента ξ уменьшается с увеличением числа зубьев звездочки для всех видов профилей зубьев;
2. Величины ξ для звездочек с эвольвентными и стандартными профилями соизмеримы друг с другом.

Известно [3], что сила удара звена цепи о зуб звездочки определяется кинетической энергией удара в момент зацепления (6). Предельное значение частоты вращения звездочки с меньшим числом зубьев определяется исходя из удельной кинетической энергии удара, которая на основании рекомендации [4] взята равной $(3...4) \cdot 10^{-4}$ Дж/мм.

$$G_{y\partial} = \frac{q \cdot \xi^2 \cdot n^2 \cdot t^3}{1,8 \cdot 10^{12} \cdot L \cdot D} < (3...4) \cdot 10^{-4} \text{ Дж/мм}, \quad (7)$$

где q – масса 1 м. цепи, кг/м;

D, L – диаметр и длина ролика цепи, мм;

ξ – коэффициент скорости удара;

n – частота вращения звездочки, с^{-1} .

Тогда зависимость для определения максимальной скорости имеет вид

$$n_{\max} = \frac{7400}{\zeta \cdot t} \sqrt{D \cdot \frac{B_{\text{вн}}}{qt}}, \quad (8)$$

где $B_{\text{вн}}$ – расстояние между внутренними пластинами цепи, мм;

q – масса 1 м цепи, кг;

D – диаметр ролика цепи, мм.

По зависимости (8) проведены расчеты максимальной скорости (n_{\max}) для звездочек с эвольвентным, вогнуто-выпуклым и прямым профилями.

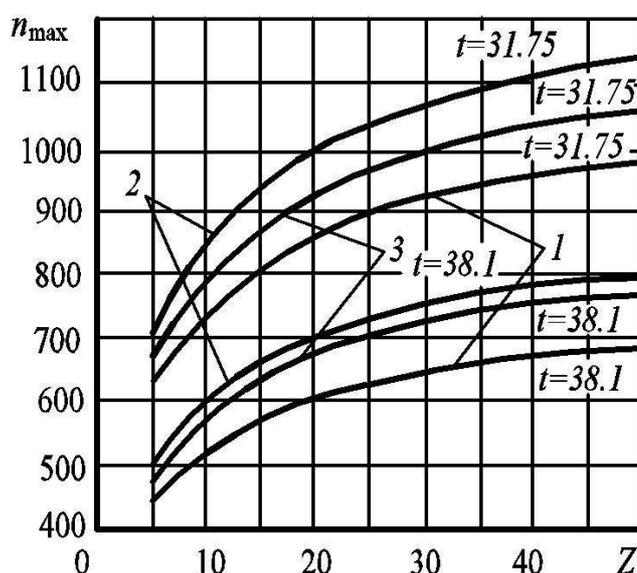


Рисунок 3 Графики предельно допустимой частоты вращения звездочки при работе с новой цепью:

1 – вогнуто-выпуклый профиль по ГОСТ 591-69;

2 – прямолинейный профиль по ГОСТ 592-81; 3 – эвольвентный профиль

На рисунке 3 приведены кривые изменения предельной частоты вращения n_{\max} в зависимости от числа зубьев звездочки, номинального шага цепи и профиля зуба. В качестве примера взяты роликовые цепи с шагами $t = 31,75\text{мм}$ и $t = 38,1\text{ мм}$.

Анализ кривых показывает, что величины n_{\max} для эвольвентных и стандартных звездочек соизмеримы.

На рисунке 4 приведены сравнительные данные результатов работы звездочек с изношенной цепью, из которых следует, что во всех случаях максимально допустимая величина n_{\max} для звездочек с эвольвентным профилем несколько ниже, чем для звездочек с вогнуто-выпуклым и прямолинейным профилями.

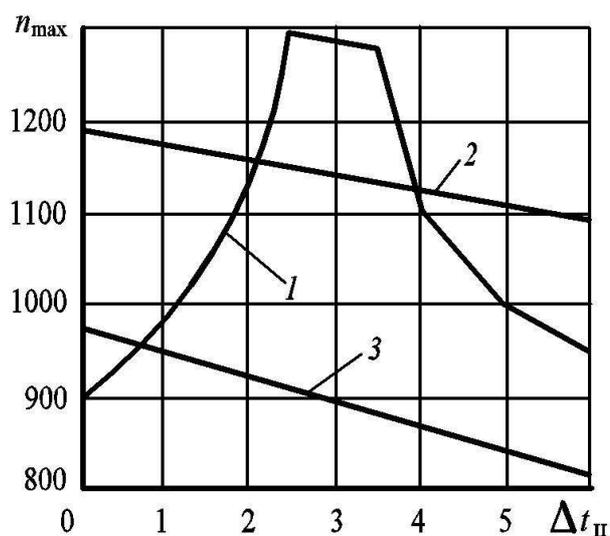


Рисунок 4 Предельно допускаемые частоты вращения звездочки при работе с изношенной цепью:

1 – вогнуто-выпуклый профиль по ГОСТ 591-69;

2 – прямолинейный профиль по ГОСТ 592-81; 3 – эвольвентный профиль

Рассмотрим возможность использования эвольвентных звездочек в цепных передачах с зубчатой цепью. Исследуем удар пластин зубчатой

цепи о зубья звездочек различного профиля. По зависимости (5) определяем скорость удара V_y .

$$V_y = \omega \cdot t_K \cdot \xi, \quad (9)$$

Рассмотрим зацепление новой зубчатой цепи номинального шага t и эвольвентной звездочки, рисунок 5.

Контакт плоских граней пластин цепи с эвольвентной звездочкой имеет место в одной точке K , в отличие от звездочки с прямолинейным профилем, с которой цепь контактирует в пределах рабочей части зуба, ограниченной двумя точками [1]. Скорости удара в этих точках при этом отличаются друг от друга, а для расчетов выбирается скорость удара в средней точке рабочей части зуба.

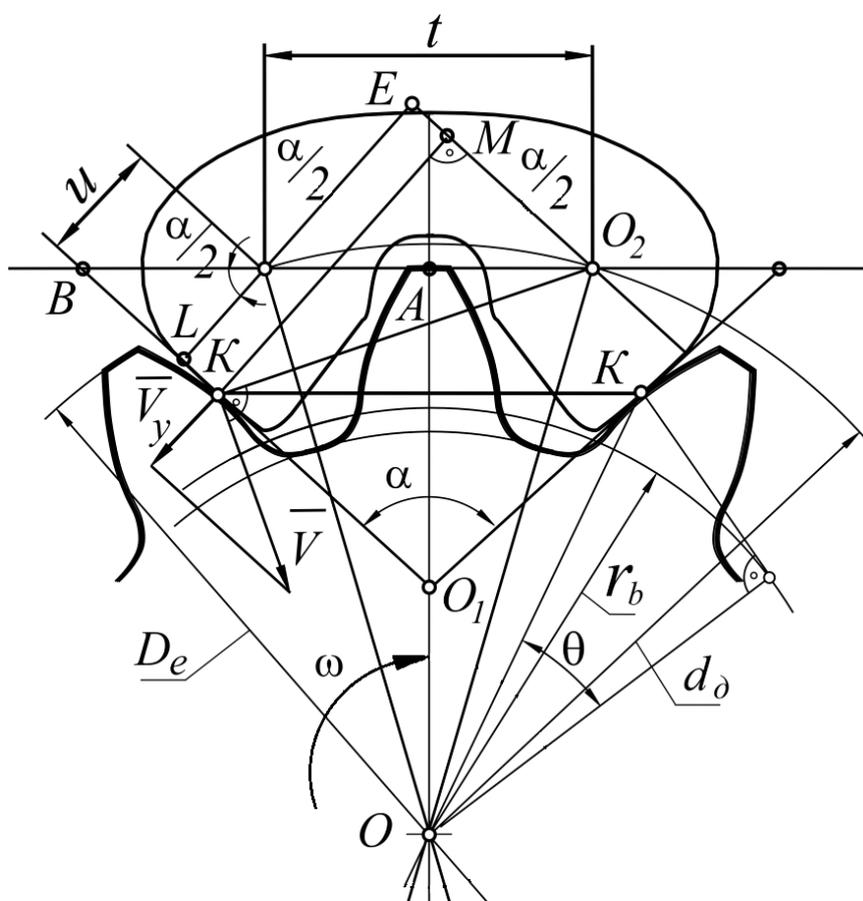


Рисунок 5 Схема удара зубчатой цепи о зуб эвольвентной звездочки

В случае эвольвентных звездочек скорость точки контакта K равна

$$V = O_2K \cdot \omega, \quad (10)$$

где ω - угловая скорость звездочки;

O_2K - расстояние от центра шарнира цепи до точки контакта цепь-звездочка.

Скорость удара V_y как составляющая скорости V и направленная по нормали к профилю в точке контакта K равна

$$V_y = O_2M \cdot \omega. \quad (11)$$

Величина O_2M находится последовательным решением ряда уравнений:

$$O_2M = O_2E - ME, \quad (12)$$

$$O_2E = \frac{t}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (13)$$

где $\alpha = 60^0$ - угол наклона рабочих граней пластины цепи (по ГОСТ 13576-81),

$$ME = O_1B - BL - O_1K, \quad (14)$$

где $O_1B = \frac{O_1A}{\cos \frac{\alpha}{2}};$ (15)

$$O_1A = \frac{\frac{t}{2} + \frac{u}{\cos \frac{\alpha}{2}}}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}};$$

$$BL = u \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

(16)

u - расстояние от центра шарнира до рабочей грани цепи;

$$O_1K = OO_1 \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} - \theta\right)}{\sin \theta};$$

(17)

θ - угол эвольвентного профиля зуба звездочки в точке K .

Так как в явном виде в нашем случае невозможно выделить коэффициент скорости удара ξ , который учитывает влияние на скорость удара геометрии контактирующих поверхностей, то его будем искать в виде

$$\xi = \frac{O_2M}{t}. \quad (18)$$

По приведенным зависимостям были вычислены значения коэффициентов удара ξ в зависимости от числа зубьев звездочки z и построена диаграмма $\xi(z)$ (рисунок 6). Для сравнения на диаграмме приведены значения ξ для звездочек с прямолинейным профилем зуба (кривая 3), а также для случая зацепления втулочно-роликовой цепи со звездочками с вогнуто-выпуклым (кривая 1) и прямолинейным профилем (кривая 2).

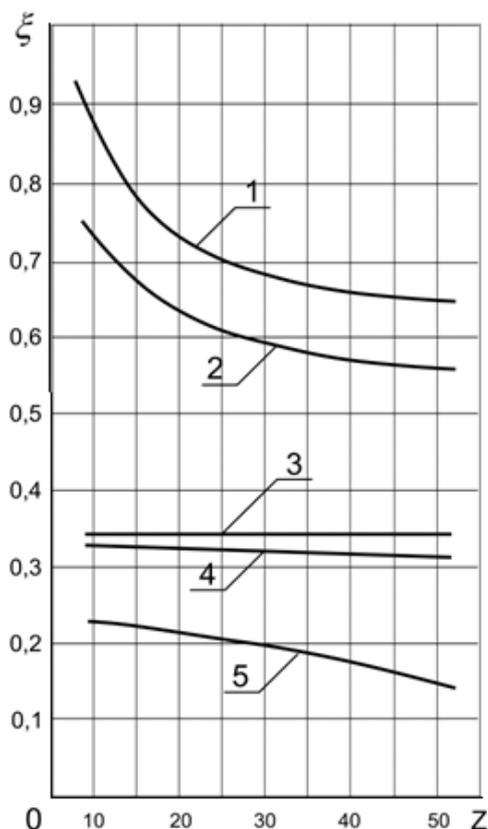


Рисунок 6 Изменение коэффициента скорости удара ξ в зависимости от числа зубьев звездочки и формы зуба, цепь втулочно-роликовая: 1 – выпукло-вогнутый профиль по ГОСТ 591-69, 2 – прямолинейный профиль по ГОСТ 592-75; цепь зубчатая: 3 – прямолинейный профиль по ГОСТ 13576-81, 4 – эвольвентный, $t = 25,4$ мм, 5 – эвольвентный, $t = 19,05$ мм.

Анализ графиков показывает, что:

1) Коэффициент скорости удара ξ при работе зубчатой цепи с эвольвентной звездочкой меньше значений ξ при работе со звездочкой с прямолинейным профилем

2) С ростом числа зубьев коэффициент скорости удара ξ уменьшается;

3) Значения коэффициента ξ для пары эвольвентная звездочка-зубчатая цепь значительно меньше значения коэффициента ξ для пары втулочно-роликовая цепь – звездочка любого профиля.

Этими обстоятельствами объясняется меньший шум при работе зубчатых цепных передач с эвольвентными звездочками.

4) С увеличением шага цепи для всех профилей зубьев звездочек растет коэффициент скорости удара ξ и уменьшается предельно допустимая частота вращения.

По результатам анализа можно сделать вывод, что по кинетической энергии соударения звездочки и шарнира цепи, звездочки с эвольвентным профилем могут применяться наравне со звездочками, имеющими вогнуто-выпуклый (ГОСТ 591-69) или прямолинейный (ГОСТ 592-81) профили зубьев. Соответственно, эвольвентные звездочки могут быть использованы как в цепных передачах с роликовой так и с зубчатой цепями.

Литература

1. Бережной С. Б. Роликовые цепные передачи общемашино-строительного применения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. – 242 с.
2. Бережной С. Б. Синтез и анализ роликовых цепных передач: Дис. д-ра.техн. наук. - Краснодар, 2004. - 431 с.
3. Готовцев А.А., Котенок И.П. Проектирование цепных передач: Справочник. М.: Машиностроение, 1982. 336 с.
4. ГОСТ 13568 -97. Цепи приводные роликовые и втулочные. Общие технические условия. - М.: Изд-во стандартов, 2000. - 22 с.
5. Воробьев Н.В. Цепные передачи. - 3-е изд., перераб. и доп. М.: Mashgiz, 1962. - 240 с.

References

1. Berezhnoy S.B. Rolikovie cepnie peredachi obshemashinostroitel'nogo primeneniya. – М.:Izd-vo MGTU im. N. E. Bauman, 2004. – 242 s.
2. Berezhnoy S. B. Sintezianalizrolikovihcepnihperedach: Dis. d-ra.techn. nauk. - Krasnodar, 2004. - 431 s.
3. Gotovtsev A.A., Kotenok I.P. Proectirovaniecepnichperedach: Spravochnik. М.: Mashinostroenie, 1982. - 336 s.
4. GOST 13568-97. Cepi privodnie rolikovie ivtulochnie. Obshietekhnicheskiesloviya. – М.: Izd-vostandartov, 2000. – 22 s.
5. Vorobiev N. V. Chepnyie peredachy – 3-e izd. pererab. i dop. M^ Mashgiz 1962 – 240 s.