

УДК 621.855

ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКРЫТО-ШАРНИРНОГО ЦЕПНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

THE OPEN-CHAIN SWIVEL GEAR

Бережной Сергей Борисович
доктор технических наук, профессор,
Кубанский государственный
технологический университет

Юнин Владимир Владимирович
старший преподаватель,
Кубанский государственный
технологический университет
vyunin@mail.ru

Ефремова Ирина Юрьевна
инженер,
Кубанский государственный
технологический университет

Аннотация. Выполнен анализ работы цепного зацепления звездочек с открыто-шарнирной цепью. Исследованы силы, действующие внутри шарниров, внутришарнирный износ и износ звездочек в зависимости от предварительного натяжения цепного контура, режимов работы, износа цепи и звездочек. Определены коэффициенты сцепления открыто-шарнирной цепи со звездочкой с прямым профилем зуба. Коэффициенты сцепления определены для входящих в зацепление и выходящих из зацепления шарниров, а также шарниров, находящихся на дугах обхвата, в зависимости от их формы расположения. Приведенные зависимости коэффициентов сцепления позволяют рассчитать натяжение холостой ветви, обеспечивающее минимальный износ цепи и звездочек.

Ключевые слова: звездочка, открыто-шарнирная цепь, коэффициенты сцепления, натяжение ведущей и холостой ветвей, шарнир цепи.

Berezhnoy Sergey Borisovich
Dr. Sci. Tech., Professor,
Kuban State University of Technology

Yunin Vladimir Vladimirovich
Senior Lecturer,
Kuban State University of Technology
vyunin@mail.ru

Efremova Irina Yurievna
Engineer,
Kuban State University of Technology

Annotation. The article contains analysis of chain linking turnstiles' operation with open-chain hinge. We studied the forces acting inside the hinge, its wear and turnstiles wear, depending on the pre-tensioning of the chain loop, operating modes, chain and turnstiles wear. We determined coupling coefficients for open-link chains with direct tooth contour. We defined coupling coefficients for entering and exiting hinges as well as the hinges positioned on circumference arcs, depending on their location shape. These dependences of coupling allow to calculate the tension of return belt, providing minimum chains' and turnstiles' wear.

Keywords: turnstile, open-hinge chain coupling coefficients, the tension and leading return belt, hinge chain.

Конвейеры с погруженными скребками применяются для транспортировки зерна, продуктов его переработки, комбикормов, а также других сыпучих материалов. При этом, в качестве тягового органа используется открыто-шарнирная цепь, которая по сравнению с другими конструкциями тяговых цепей имеет меньшую металлоемкость, более технологична в изготовлении и, что весьма важно при работе в запыленных и агрессивных средах, хорошо сохраняет в процессе эксплуатации подвижность в шарнирах. В качестве приводных звездочек в таких конвейерах используются двухходовые звездочки с прямолинейным рабочим профилем и числом зубьев, равным 13, 17 или 19.

На рис. 1 представлена схема зацепления открыто-шарнирной цепи с такой звездочкой. Центры круглых валиков располагаются на делительной окружности диаметра d_d . Окружное усилие от звездочки к цепи передается всеми шарнирами, расположенными на дуге обхвата: активными (2, 4, 6) и промежуточными (3, 5). Активные шарниры контактируют с рабочими профилями зубьев, а промежуточные — с затылочными. Анализируя изменения в зацеплении для активного и промежуточного шарни-

ров, можно определить как фактическое число шарниров, передающих усилие [1], так и их фазовое состояние (вход в зацепление, расположение на дуге обхвата, выход из зацепления). В зацеплении со звездочкой $Z=13$ принимают участие один — два активных шарнира, причем один из них обязательно находится в фазе входа или выхода из зацепления. Что касается промежуточных шарниров, то их число в зацеплении фактически не бывает более двух.

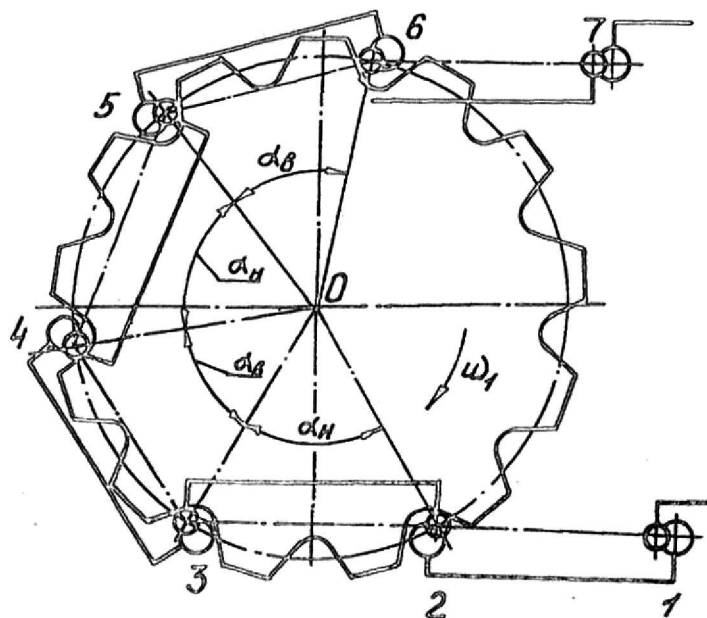


Рис. 1. Схема зацепления открыто-шарнирной цепи со звездочкой

В зависимости от соотношения натяжения сбегавшей S_X и рабочей S_P ветвей цепи, характеризуемого коэффициентом сцепления B_Z , шарнир на дуге обхвата может перемещаться к вершине зуба [2] (форма расположения шарниров стремится к предельной), не перемещаться (нормальная форма расположения шарниров) или перемещаться в сторону впадины (форма расположения стремится к исходной).

Обозначим коэффициенты сцепления при нормальной форме расположения шарниров как B^\uparrow , при стремлении к предельной форме — B^\wedge и при исходной — B^\downarrow . Каждый шарнир в процессе зацепления со звездочкой проходит три стадии: вход в зацепление, рабочий ход, выход из зацепления. В зависимости от фазового положения шарнира действие сил на него различно (рис. 2).

Рассмотрим, к примеру, фазу входа шарнира в зацепление (рис. 2, а), когда форма расположения шарниров стремится к исходной. На круглый валик действует сила S_1 натяжения ведущей ветви, сила S_2 — со стороны впереди идущего звена, сила нормального давления F_{np} , сила трения между круглыми и фасонными валиками $F_{BB} = S_1 \cdot f_{BB}$, а также сила трения между зубом звездочки и круглым валиком $F_{B3} = S_1 \cdot f_{B3}$, где f_{BB} — коэффициент трения скольжения между валиками, f_{B3} — коэффициент трения скольжения в паре валик — зуб. С учетом принятых на рисунке 2, а обозначений и расположения осей координат записывается условие равновесия шарнира, из которого определяется коэффициент сцепления входящего в зацепление шарнира с зубом звездочки:

$$B_1 = \frac{S_1}{S_2} = \frac{\sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma'\right) + f_{B3} \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma'\right)}{(f_{BB} + f_{B3}) \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right) + (1 - f_{B3} \cdot f_{BB}) \cdot \sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right)}. \quad (1)$$

$$B_{II}^{\uparrow} = \frac{\sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma'\right)}{\sin \gamma'} . \quad (6)$$

Схема расположения активного шарнира цепи на звездочке при выходе его из зацепления показана на рисунке 2, в. При повороте звездочки на один угловой шаг натяжение в звене меняется от S_i до S_X , а угол взаимного разворота звеньев — от $4\pi/Z$ до 0. Рассматривая равновесие шарнира аналогично предыдущим случаям, получаем коэффициенты сцепления:

$$B_{III}^{\downarrow} = \frac{\sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right) + 2 \cdot f_{B3} \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right)}{(2 \cdot f_{B3} - f_{BB}) \cdot \cos \gamma' - (1 - 2 \cdot f_{BB} \cdot f_{B3}) \cdot \sin \gamma'} ; \quad (7)$$

$$B_{III}^{\uparrow} = \frac{\sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right)}{\sin \gamma' - f_{BB} \cdot \cos \gamma'} ; \quad (8)$$

$$B_{III}^{\downarrow} = \frac{\sin\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right) + f_{B3} \cdot \cos\left(\frac{4\pi}{Z} + \gamma' - \varphi\right)}{(f_{B3} - f_{BB}) \cdot \cos \gamma' + (1 + f_{BB} \cdot f_{B3}) \cdot \sin \gamma'} . \quad (9)$$

Коэффициенты сцепления промежуточных шарниров, находящихся на дуге обхвата, показаны на рисунке 2, г. Шарнир ложится на затылочную часть зуба и на него действуют силы S_i и S_{i+1} со стороны смежных звеньев. Поскольку перемещений шарнира по зубу нет, то силы трения F_{BB} и F_{B3} отсутствуют, и после соответствующих вычислений получим

$$B_n = \frac{1}{\cos \varphi} . \quad (10)$$

При входе промежуточного шарнира в зацепление угол φ возрастет от 0 до $4\pi/Z$, при выходе — уменьшается от $4\pi/Z$ до 0, а на дуге обхвата остается постоянным и равным $4\pi/Z$.

На рисунке 3 представлены графики изменения коэффициентов сцепления активных и промежуточных шарниров: для зоны I — вход шарниров в зацепление ($0 \leq \alpha \leq 4\pi/Z$), II — рабочая зона ($4\pi/Z \leq \alpha \leq 12\pi/Z$) и для зоны III — выход шарнира из зацепления ($12\pi/Z \leq \alpha \leq 16\pi/Z$). Графики построены для звездочки с $Z=13$, $t=160$ мм, $\gamma=10^\circ$; $f=10^\circ$; $f_{BB}=0,1$ и $f_{B3}=0,15$.

Для того, чтобы определить коэффициент сцепления цепи со звездочкой B_Z , необходимо [2] перемножить коэффициенты сцепления каждого шарнира, находящегося в данный момент времени в зацеплении:

$$B_Z = \prod_{n=1}^p B_n \cdot \prod_{j=1}^k B_{nj} , \quad (11)$$

где B_n — коэффициент сцепления n — го активного шарнира; p — количество активных шарниров в зацеплении; B_{nj} — коэффициент сцепления j -го промежуточного шарнира в зацеплении; k — количество промежуточных шарниров в зацеплении.

Результаты расчетов коэффициентов B_Z с новой звездочкой для различных форм расположения шарниров представлены графиками на рисунке 4.

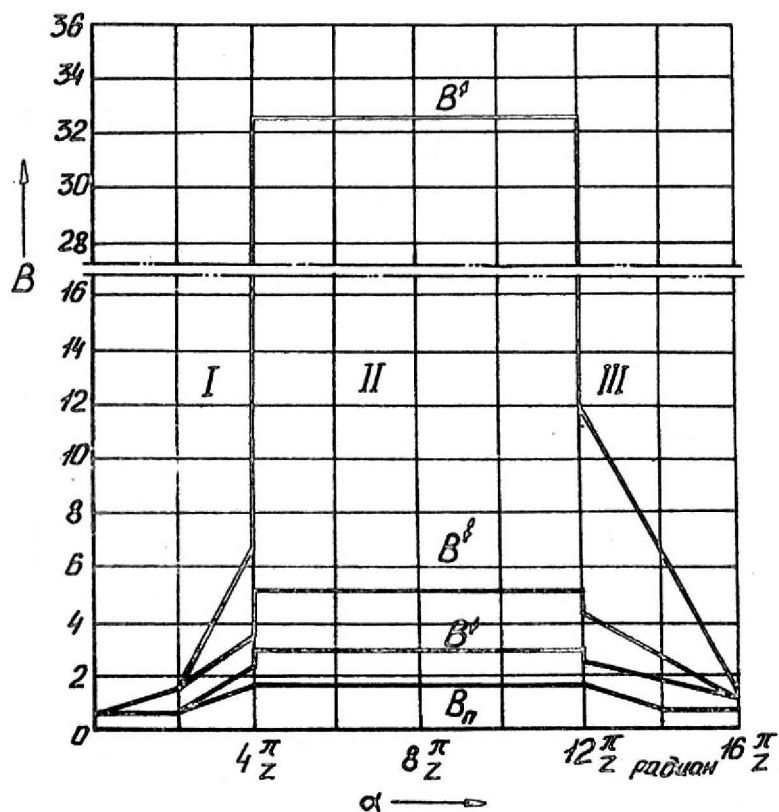


Рис. 3. Графики изменения коэффициента сцепления шарнира цепи с зубом звездочки

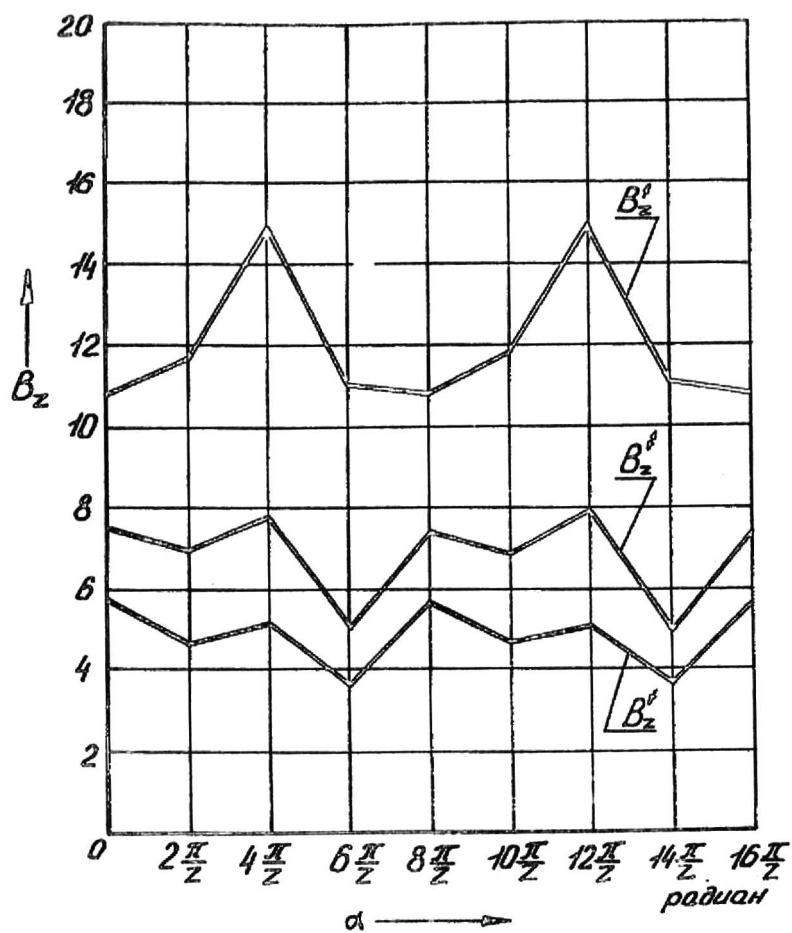


Рис. 4. Графики изменения коэффициентов сцепления цепи с новой звездочкой

Отметим, что все зависимости для определения коэффициентов сцепления шарниров включают половину фактического угла заострения сдвоенного зуба γ' . Для новой звездочки $\gamma' = \gamma$.

В процессе эксплуатации передачи на рабочей поверхности зуба звездочки образуется износная лунка. Определив экспериментально фактический угол заострения γ' , по зависимостям (1)...(10) определяется коэффициент сцепления изношенной звездочки для рассчитываемой формы расположения шарниров, а по формуле (11) находится коэффициент сцепления цепи со звездочкой и необходимое при этом натяжение холостой ветви. Графики изменения коэффициентов сцепления изношенной звездочки при $\gamma' = 25^\circ$ изображены на рисунке 5.

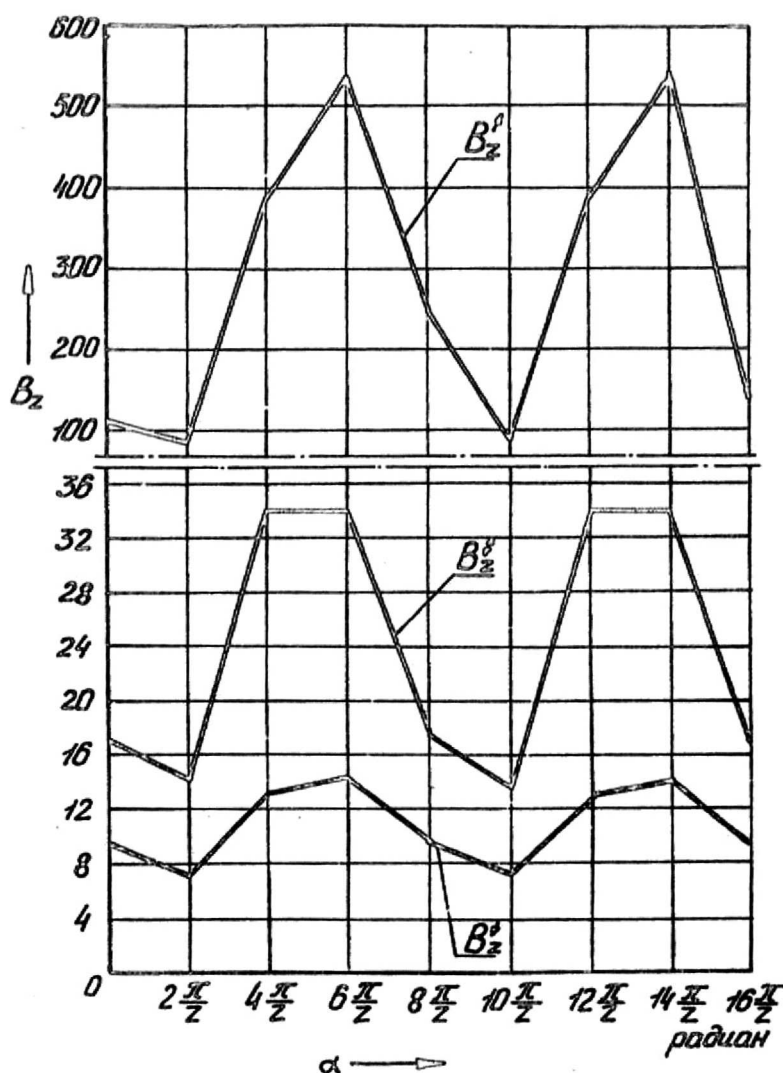


Рис. 5. Графики изменения коэффициентов сцепления цепи с изношенной звездочкой

Анализ графиков изменения коэффициентов сцепления (рис. 4 и 5) показывает, что коэффициент сцепления B_z цепи со звездочкой переменный и чем меньше натяжение холостой ветви S_x , тем больше амплитуда изменения коэффициента сцепления. Кроме того, чем больше изменяется коэффициент сцепления B_z в процессе зацепления цепи со звездочкой, тем больше будет величина перемещения шарниров по рабочим профилям зубьев, а это приводит к увеличению темпа износа зубьев и шарниров цепи и, следовательно, сокращению срока службы конвейера. В то же время значительные колебания натяжений холостой ветви приводят к возникновению допол-

нительных динамических нагрузок. Перетяжка цепи при коэффициентах сцепления $B_Z < B_Z^\downarrow$ вызывает повышенный износ шарниров цепи и зубьев звездочки в результате ползания шарниров по рабочим профилям зубьев при повышенном давлении. Поэтому значения коэффициентов сцепления B_Z назначают в пределах

$$B_Z^\downarrow \leq B_Z \leq 0,7 \cdot B_Z^\uparrow. \quad (12)$$

Выводы

1. Исследованы зацепление шарниров открыто-шарнирной цепи с зубьями двухходовой звездочки, процессы входа и выхода шарниров из зацепления с учетом геометрии цепи и звездочки, трения в шарнире и в паре шарнир-зуб, натяжения рабочей и холостой ветвей.

2. Полученные зависимости позволяют рассчитать коэффициенты сцепления активных и промежуточных шарниров с зубьями звездочки. Зависимости дают возможность определить натяжение холостой ветви, обеспечивающее необходимую форму расположения шарниров как для новой, так и для изношенной звездочек. Приведенные графики наглядно показывают изменение коэффициентов сцепления в зависимости от формы расположения шарниров и углов поворота тяговой звездочки.

Литература:

1. Бережной С.Б. Роликовые цепные передачи общемашиностроительного применения. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 242 с.
2. Бережной С.Б., Остапенко О.И. Тяговая способность цепной передачи с эвольвентной звездочкой // Цепные передачи и приводы. Сборник научных трудов. – Краснодар : Изд-во КубГТУ, 1995. – 112 с.

References:

1. Berezhnoy S.B. Roller chain drives for general machinery uses. – M. : Prod. MSTU Bauman, 2004. – 242 p.
2. Berezhnoy S.B., Ostapenko O.I. Pulling ability of chain transmission with evolvent asterisks // Chain transmissions and drives. Collections of scientific works. – Krasnodar : Prod. KubSTU, 1995. – 112 p.