

Вывод. На основе компьютерного моделирования была оптимизирована конструкция ступицы сошника сеялки СПУ-6. Это позволило снизить ее массу на 15 %, упростить процесс диагностирования узла трения в процессе эксплуатации.

Литература

1. Врублевская, В. И. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них / В.И. Врублевская, А. Б. Невзорова, В. Б. Врублевский. – Гомель : БелГУТ, 2000. – 324 с.
2. Невзорова, А. Б. Теоретические основы и технология механотрансформации древесины / А. Б. Невзорова. – Гомель : БелГУТ, 2003. – 160 с.
3. Врублевский, В. Б. Подшипники скольжения на основе древесины: проектирование и взаимозаменяемость / В. Б. Врублевский, А. Б. Невзорова, В. А. Довгяло. – Гомель : БелГУТ, 2001. – 55 с.
4. Моисеенко, В. Л. Создание самоустанавливающихся подшипников скольжения на основе прессованной древесины и технологии их изготовления: автореф. ... дис. канд. техн. наук : 05.21.05. – Минск, 2002. – 20 с.
5. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для студентов вузов / М. Н. Иванов; под ред. В. А. Финогенова. – 6-е изд., перераб. – Москва : Высш. шк., 1998. – 383 с.
6. Старовойтов, Э. И. Сопротивление материалов : учебник для студентов техн. вузов / Э. И. Старовойтов. – Гомель : БелГУТ, 2004. – 376 с.

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КАТКОВ И ХОДОВЫХ ПУТЕЙ ПОДВЕСНЫХ ГРУЗОНЕСУЩИХ КОНВЕЙЕРОВ

В. А. Дашковский, Ю. В. Савельев

*Учреждение образования «Белорусский государственный
университет транспорта», г. Гомель*

Научный руководитель В. И. Врублевская

Подвесные грузонесущие и толкающие конвейеры и их разновидности получили широкое распространение и являются неотъемлемой частью технологического процесса современных предприятий массового и серийного производства. Подвесной конвейер служит для непрерывного транспортирования штучных грузов (иногда насыпных грузов в таре) по замкнутому контуру сложной пространственной трассы.

Остановка конвейерной системы и нарушение непрерывности транспортного потока вызывает прекращение выпуска продукции, поэтому подвесным конвейерам из-за большой их ответственности предъявляются повышенные требования надежности и долговечности их работы.

Одной из причин выхода из строя подвесного конвейера является износ ходового пути и катков кареток. Замена ходового пути требует полного демонтажа конвейера и длительной его остановки. Замена катков кареток возможна в межсменный период без нарушения нормированной работы конвейера и с значительно меньшей затратой труда, чем при замене путей [1].

В современных каретках применяются катки-подшипники (рис. 1, а, рис. 1, б).

Катки кареток штампуют из стали 40, 45 и легированных сталей с высокой прочностью, с термической обработкой обода до твердости *HRC* 30–40.

Излишне высокая твердость наружной поверхности обода, вызванная необходимостью закалки беговых дорожек (для шариков) до твердости *HRC* 60–70; приводит к интенсивному изнашиванию ходовых путей конвейера из обычной стали Ст3 и к необходимости изготовления их из легированных сталей повышенной твердости.

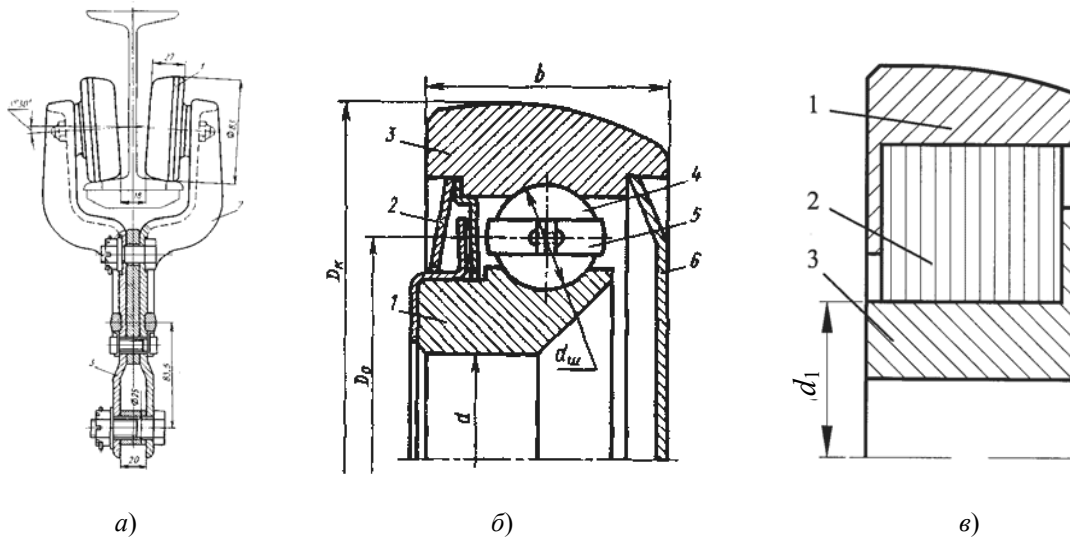


Рис. 1: а – каретка подвесного грузонесущего конвейера; б – каток-подшипник: 1 – внутреннее кольцо, 2 – лабиринтное уплотнение, 3 – обод катка, 4 – шарик, 5 – сепаратор, 6 – крышка; в – каток-подшипник скольжения: 1 – обод катка, 2 – древесный вкладыш, 3 – внутреннее кольцо

Для решения этой задачи нами разработана новая конструкция катка-подшипника (рис. 1, в) в котором обод 1 может изготавливаться из стали с любой заданной поверхностной твердостью. В него запрессовывается вкладыш 2 из износостойкой пресованной древесины, модифицированной пластичными смазками, обеспечивающими работу катка подшипника в режиме самосмазки при скоростях скольжения до 1,5 м/с и давлении до 12 МПа. Внутреннее кольцо 3 катка-подшипника изготавливается из стали 45 и термообработывается до твердости HRC 40–45. Нагрузку, действующую на каток-подшипник скольжения, взаимозаменяющий стандартный каток, определяем по допускаяемой максимальной расчетной нагрузке на каретку и значениям основных размеров стандартного катка-подшипника; основные размеры катков подшипников представлены в таблице.

Основные размеры катков подшипников

Тип конвейера	Расчетная нагрузка на каретку, кгс	Масса каретки, кг	Номер катка подшипника	Основные размеры, мм				
				D_k	D_0	d	$d_{ш}$	b
ГН-80Р	250	2,3	260 703	65	42	20	10	24
ГН-100Р	500	4,5	260 805	83	52	25	12	27
ГН-160Р	800	11,6	260 905	125	74	25	16	34

На подвесном конвейере с трассой, расположенной в горизонтальной плоскости, нагрузка на каретку Q_r , несущую подвеску с грузом, определяется по формуле [1]:

$$Q_r = g(m_r + m_n + m_{ц}t_k) = 9,81(500 + 5,5 + 5,2 \cdot 0,8) = 5 \text{ кН},$$

где m_r , m_n , $m_{ц}$ – масса (кг) соответственно груза, подвески, 1 м цепи; t_k – шаг кареток, м. Принимаем $m_r = 500$, $m_n = 5,5$, $m_{ц} = 5,2$ кг; $t_k = 0,8$ м [2].

На горизонтальном повороте трассы возникает центростремительное ускорение и на груз, перемещаемый на подвеске, действует центробежная сила, которая рассчитывается:

$$F = \frac{(m_r + m_n)v^2}{R_r} = \frac{(500 + 5,5) \cdot 0,37^2}{1,93} = 35,86 \text{ Н,}$$

где v – скорость движения цепи конвейера, м/с ($v = 0,37$ м/с); R_r – радиус горизонтального поворота по оси цепи, м, который рассчитывается по формуле:

$$R_r \geq \frac{t_{k \max}}{2 \sin \frac{\varphi_0}{2}} = \frac{1}{2 \sin \frac{30^\circ}{2}} = 1,93 \text{ м,}$$

где $t_{k \max}$ – максимальный шаг кареток, м ($t_{k \max} = 1$ м); φ_0 – наибольший угол взаимного поворота секций цепи из условия обеспечения зазора не менее 25–50 мм от деталей цепи до нижней кромки балки пути ($\varphi_0 = 30$).

Дополнительная нагрузка на катки каретки определяется по формуле:

$$P_r = \pm \frac{FH - g(m_r + m_n) \cdot a}{2a} = \frac{35,86 \cdot 0,5 - 9,81(500 + 5,5) \cdot 0,105}{2 \cdot 0,105} = |2,4| \text{ кН,}$$

где H – расстояние от центра тяжести груза до опоры катка каретки, м ($H \approx 0,5$ м); a – расстояние от пути до цепи конвейера, м ($a = 0,105$ м).

Максимальная нагрузка на один каток каретки рассчитывается по формуле:

$$Q_{k.r.1 \max} = \frac{(Q_r + m_k g) K_H}{2} + P_r = \frac{(5 \cdot 10^3 + 5,5 \cdot 9,81) \cdot 1,2}{2} + 2,4 \cdot 10^3 = 5,4 \text{ кН,}$$

где m_k – масса каретки, кг ($m_k = 5,5$ кг); $K_H \approx 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки на каток.

Максимальная нагрузка на каретку будет на выходной дуге вертикального перегиба с наибольшим натяжением S_{\max} и соответствующим ему радиусом перегиба R :

$$Q_{B \max} = Q_{r \max} \cdot \cos \alpha_k + \frac{S_{\max} t_{k \max}}{R} = 5 \cdot 10^3 \cdot \cos 60^\circ + \frac{9 \cdot 10^3 \cdot 1}{1} = 11,5 \text{ кН,}$$

где α_k – угол поворота кареток на длине одного шага, определяем

$$\alpha_k = 2 \arcsin \frac{t_{k \max}}{2R} = 2 \arcsin \frac{1}{2 \cdot 1} = 60^\circ.$$

Принимаем $S_{\max} = 9 \cdot \text{кН}$, $t_{k \max} = 1$ м, $R = 1$ м.

Максимальная вертикальная нагрузка на один каток и ось каретки определяется:

$$Q_{k1 \max} = \frac{Q_{B \max}}{K_H + 1} \cdot K_H = \frac{11,5 \cdot 10^3}{1,2 + 1} \cdot 1,2 = 6,3 \text{ кН.}$$

При линейном контакте (цилиндрический и конический ободья катков) напряжение местного смятия по теории Герца-Беляева равно:

$$\sigma_{\text{см}} = \sqrt{\frac{Q_{\text{к1 max}}}{\pi R_{\text{к}} b_{\text{к}} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)}} = \sqrt{\frac{6,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,0415 \cdot 0,027 \left(\frac{1-0,3^2}{2,1 \cdot 10^6} \cdot 2 \right)}} = 455 \text{ МПа},$$

где $R_{\text{к}}$ и $b_{\text{к}}$ – радиус и ширина обода катка ($R_{\text{к}} = 0,0415$ м, $b_{\text{к}} = 0,027$ м); E_1, μ_1 и E_2, μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов ходового пути и обода катка соответственно. Для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$.

Максимальная допускаемая нагрузка на один каток по контактной прочности катка и путей при допускаемом напряжении местного смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 750$ МПа и при одинаковых материалах пути и катков определяется по формуле:

$$P_{\text{к}} = \frac{[\sigma_{\text{см}}]^2 2\pi R_{\text{к}} b_{\text{к}} (1-\mu^2)}{E} = \frac{750^2 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,0415 \cdot 0,027 (1-0,3^2)}{2,1 \cdot 10^5} = 1,7 \text{ кН}.$$

Давление в контактной зоне катка-подшипника скольжения составит [3]:

$$p = \frac{P_{\text{к}}}{S} = \frac{P_{\text{к}}}{b d_1} = \frac{1,7 \cdot 10^3}{0,027 \cdot 0,05} = 1,3 \text{ МПа},$$

где S – контактная площадь; b – ширина катка; d_1 – наружный диаметр внутреннего кольца 3.

Скорость скольжения катка-подшипника скольжения определяется по формуле:

$$v = \pi d_1 n = \pi d_1 \frac{v_{\text{к}}}{\pi D_{\text{к}}} = 0,05 \frac{0,5}{0,125} = 0,2 \text{ м/с},$$

где n – частота вращения, $v_{\text{к}}$ – максимальная скорость перемещения конвейера, $v_{\text{к}} = 0,5$ м/с; $D_{\text{к}}$ – наружный диаметр катка подшипника, $D_{\text{к}} = 0,125$ м.

$$pv = 1,3 \cdot 0,2 = 0,26 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [pv] = 3 \text{ МПа} \cdot \text{м/с},$$

которое меньше допускаемого в 12 раз.

Внедрение катков-подшипников скольжения обеспечит высокую работоспособность в тяжелых условиях эксплуатации, бесшумность работы, экономию высококачественной легированной подшипниковой стали, отсутствие износа ходовых путей конвейера из обычной стали Ст3. Преимущество катков-подшипников скольжения: бесшумность движения; отсутствие заклинивание катка; возможность работы в условиях интенсивного загрязнения абразивной пылью.

Литература

1. Дьячков, В. К. Подвесные конвейеры / В. К. Дьячков. – Изд. 3-е, перераб. и доп. – Москва : Машиностроение, 1976. – 320 с.
2. Конвейеры: Справочник / под общ. ред. Ю. А. Пертена. – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 367 с.
3. Врублевская, В. И. Износостойкие самосмазывающиеся антифрикционные материалы и узлы трения из них / В. И. Врублевская, А. Б. Невзорова, В. Б. Врублевский. – Гомель : БелГУТ, 2000. – 324 с.