

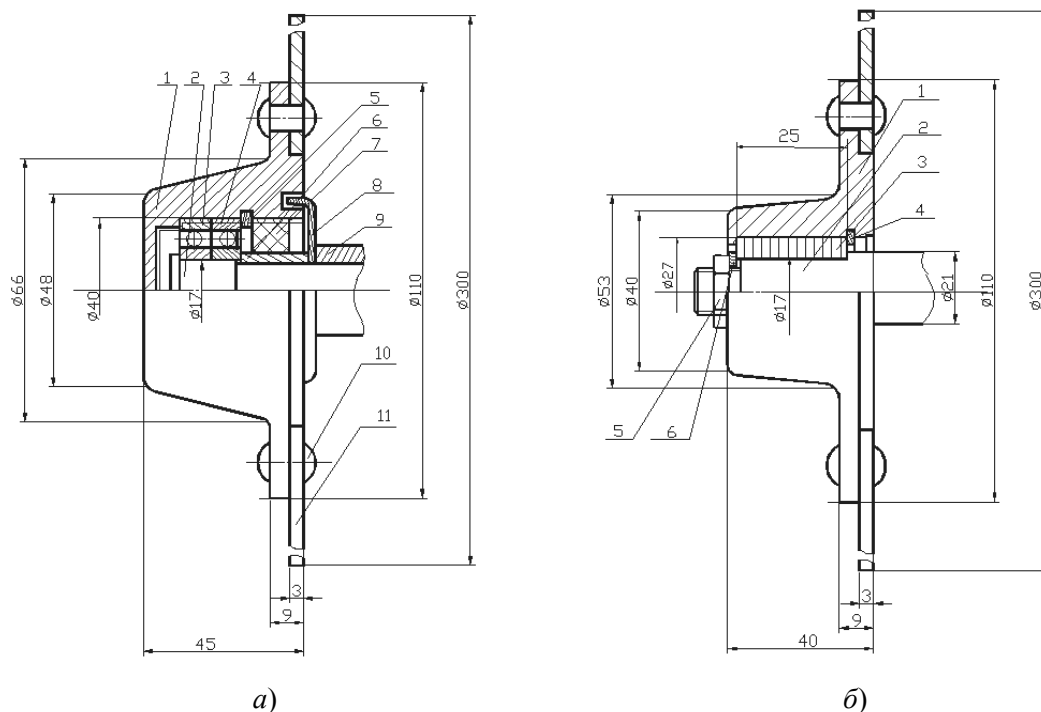
**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОБОСНОВАНИЕ  
ВОЗМОЖНОСТИ СНИЖЕНИЯ МЕТАЛЛОЕМКОСТИ УЗЛА  
ТРЕНИЯ СОШНИКА СЕЯЛКИ СПУ-6 НА ОСНОВЕ  
КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**

**В. В. Макеев**

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

Научный руководитель В. И. Врублевская

Сеялки являются наиболее часто используемыми машинами в сельском хозяйстве. Они предназначены для формирования борозд и посева семян зерновых и зернобобовых растений. Борозды образуются в результате углубления диска 11 сошника сеялки в почву на 4–5 см. На одну сеялку приходится 24 сошника. Узлы трения сошников сеялки СПУ-6 работают в абразивно-агрессивных и влажных средах. В базовой комплектации узел трения сошника сеялки СПУ-6 (рис. 1, а) состоит из ступицы 1, к которой крепится заклепками 10 диск 11; в ступице размещается ось 2 с напрессованными на ее шейку двумя шарикоподшипниками радиальными однорядными 3 и 4 типов 203 и полузакрытого 160203. Стопорное кольцо 5 и втулка 6 фиксируют положение подшипников относительно ступицы 1. Полимерная манжета 7 и крышка 8 предотвращают попадание абразива к подшипникам качения 3, 4. Но несмотря на такое защитное уплотнительное устройство в подшипниковый узел попадает пыль, влага и через 2–4 месяца эксплуатации подшипники заклинивают, корродируют и выходят из строя (не вращаются).



*Рис. 1. – Конструкция узла трения сошника сеялки СПУ-6:  
а – ПК: 1 – ступица, 2 – ось, 3 – подшипник 203, 4 – подшипник полузакрытый 160203,  
5 – стопорное кольцо, 6 – втулка, 7 – полимерная манжета, 8 – крышка, 9 – втулка,  
10 – заклепка, 11 – диск; б – ПСС: 1 – ступица, 2 – ось, 3 – ПСС, 4 – стопорное кольцо,  
5 – гайка, 6 – шайба*

С целью увеличения ресурса работы узла трения сошника было предложено заменить подшипники качения на подшипник скольжения самосмазывающийся (ПСС) на основе прессованной древесины. Научной базой для ее создания послужили работы ученых УО «БелГУТ» по разработке нового антифрикционного материала на основе древесины торцово-прессового деформирования и технологии его производства [1]–[4]. ПСС обладают исключительной работоспособностью в абразивных, агрессивных и влажных средах при  $pv \leq 2,5$  МПа·м/с. Они обеспечивают повышение ресурса работы узла трения в сравнении с ПК в 2–7 раз в зависимости от условий эксплуатации.

За счет устранения из конструкции сошника подшипников качения 3 и 4, втулки 6, крышки 8 (рис. 1, а) и изменения конструкции ступицы обеспечивается снижение металлоемкости и массы узла трения.

На основе программного пакета SolidWorks были созданы компьютерные модели нескольких вариантов исполнения ступицы сошника сеялки СПУ-6. Исходными условиями процесса моделирования были базовая конструкция ступицы (рис. 2) и нагрузка, действующая на узел трения.

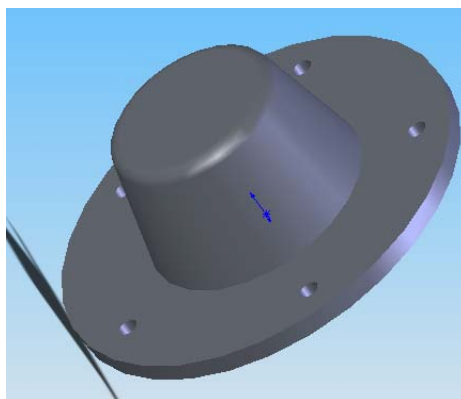


Рис. 2. Базовая конструкция ступицы сошника сеялки СПУ-6

Расчет нагрузки производился на основе анализа условий эксплуатации сошников сеялки. Ранее проводились испытания работоспособности и надежности сошников сеялки СЗУ-3,6, которые осуществлялись в полевых условиях на различных почвах [1]. При рабочей скорости трактора 9–10 км/ч и глубине хода сошника 4,0–5,0 см наработка за сезон составляла 310 га, а по времени 97–100 ч.

Подшипниковый узел воспринимает нагрузку, которая создается массой сошника,  $m = 11$  кг.

Давление в подшипнике составляет [5]:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F_r}{ld} = \frac{mg}{ld} = \frac{11 \cdot 9,8}{0,025 \cdot 0,017} = 250 \text{ кПа},$$

где  $S$  – контактная площадь оси с ПСС, м<sup>2</sup>;  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $l$  – длина ПСС, м ( $l = 0,025$  м);  $d$  – диаметр оси, м ( $d = 0,017$  м).

Расчет выполнен на статическую прочность по допускаемым напряжениям. Исследуемый образец выполнен из хрупкого материала – чугуна. Для него предельное состояние характеризуется пределом прочности  $\sigma_u = 210$  МПа [6, с. 60] (образование трещин).

Коэффициент запаса прочности  $n_\sigma$  определяется следующим образом:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_u}{[\sigma]},$$

где  $[\sigma]$  – допускаемые напряжения, Па.

При его расчете принимается, что наибольшие по абсолютной величине напряжения в детали равны допускаемым напряжениям  $\sigma_{\max} = [\sigma]$ .

Анализ напряженно-деформированного состояния ступицы в базовом исполнении позволил выявить наименее нагруженные области, рассчитать коэффициент запаса прочности  $n_\sigma = 262$ . Его значение свидетельствует о том, что действующие максимальные эквивалентные напряжения  $\sigma_{\max} = 0,8$  МПа значительно меньше предела прочности для материала чугуна  $\sigma_u$ . Полученные данные явились основанием для уменьшения размеров ступицы и создания новой ее конструкции (рис. 3, а).

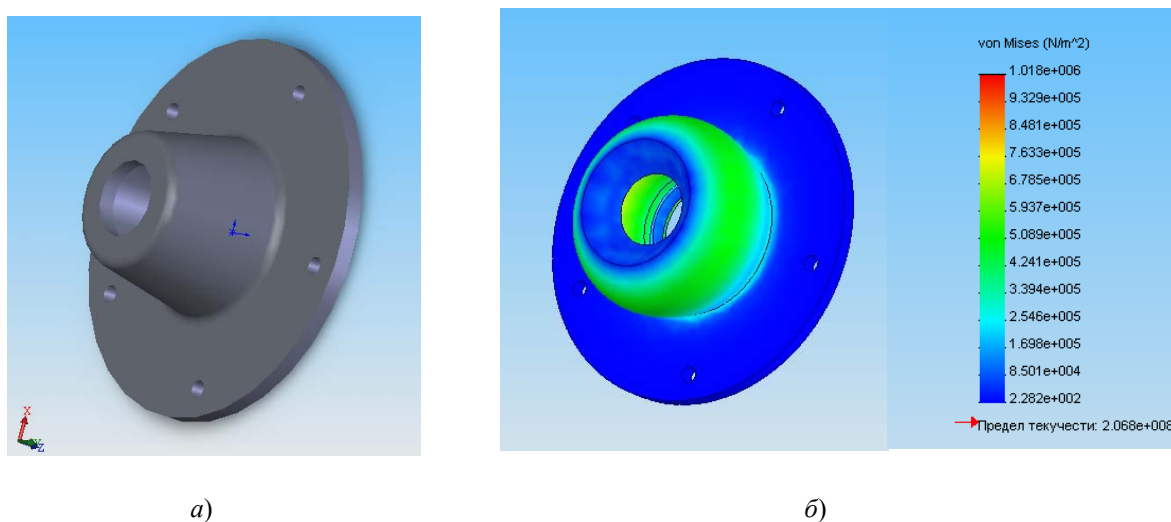


Рис. 3: а – созданная конструкция ступицы; б – моделирование напряженно-деформированного состояния ступицы

Коэффициент запаса прочности для новой конструкции ступицы составляет  $n_\sigma = 206$ . Его значение удовлетворяет требованию работоспособности детали при возможном росте нагрузок, неточности изготовления конструкции и т. д. В результате проведенных исследований стало возможным уменьшить массу ступицы на 15 % (с 0,65 до 0,55 кг).

Контртелом для ПСС является ось. В процессе эксплуатации сеялки она подвергается абразивному изнашиванию. Для удобства диагностирования ее состояния в ступице было выполнено отверстие, через которое проходит ось. Она закреплена в ступице со стороны отверстия гайкой 5 через шайбу 6, и с противоположной стороны – буртом (рис. 1, б). Такая конструкция упрощает монтаж и демонтаж всего узла трения.

*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.