

УДК 621.822+001.42:629.463.64+656.4

В. Л. МОИСЕЕНКО, В. Б. ВРУБЛЕВСКИЙ, Д. И. БОЧКАРЕВ, аспиранты кафедры «Детали машин и ПТМ». В. А. ДОВГЯЛО, зав. кафедрой «Детали машин и ПТМ» Белорусского государственного университета транспорта, г. Гомель; А. Б. НЕВЗОРОВА, докторант кафедры «Детали машин и ПТМ» Белорусской государственной политехнической академии, г. Минск

## ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ ДРЕВЕСИНЫ В УЗЛАХ ТРЕНИЯ РОЛИКОВЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ ЗВЕНЬЕВОГО ПУТЕУКЛАДЧИКА

Установлено, что применение подшипников скольжения, самосмазывающихся на основе древесины, увеличивает срок службы роликовых транспортеров звеньев путеукладчика. Получен экономический эффект при изготовлении узлов трения и ремонте машин и механизмов за счет упрощения конструкции узла, сокращения расхода металла и шарикоподшипников, снижения массы конструкции, сокращения времени на техническое обслуживание и ремонты.

Большое значение в улучшении эксплуатационных характеристик втулок (вкладышей) подшипников скольжения имеет композиционный природный материал – прессованная древесина, пропитанная различными полимерными модификаторами на основе минеральных масел, выбор которых определяется требованиями условий работы подшипника. Многие из таких подшипников-втулок предназначены для работы без дополнительной подачи смазки в широком диапазоне температур, при достаточно высоких нагрузках и до конца назначенного ресурса не требуют обслуживания. Такие материалы применяются для самых разнообразных втулок, используемых в узлах трения машин и механизмов, в том числе и в железнодорожной технике [1,2].

Цель данных исследований связана с повышением надежности узлов трения роликовых транспортеров звеньев путеукладчика и снегоубо-

рочной машины за счет применения в них подшипников скольжения самосмазывающихся (ПСС) на основе природного композиционного материала и проверкой их работоспособности в условиях производственных испытаний в путевой машинной станции ПМС-116 Гомельского отделения железной дороги.

На основе лабораторных исследований и конструкторских расчетов были изготовлены опытные образцы ПСС для производственных испытаний в узлах трения роликовых транспортеров звеньев путеукладчика, проводимых на открытом воздухе в условиях абразивно-агрессивной среды. Звеньевой путеукладчик (укладочный поезд) – это комплект машин и оборудования, предназначенный для транспортировки и укладки путевых звеньев [3, 4]. Схема звеньев путеукладчика и его состав приведены на рисунке 1.

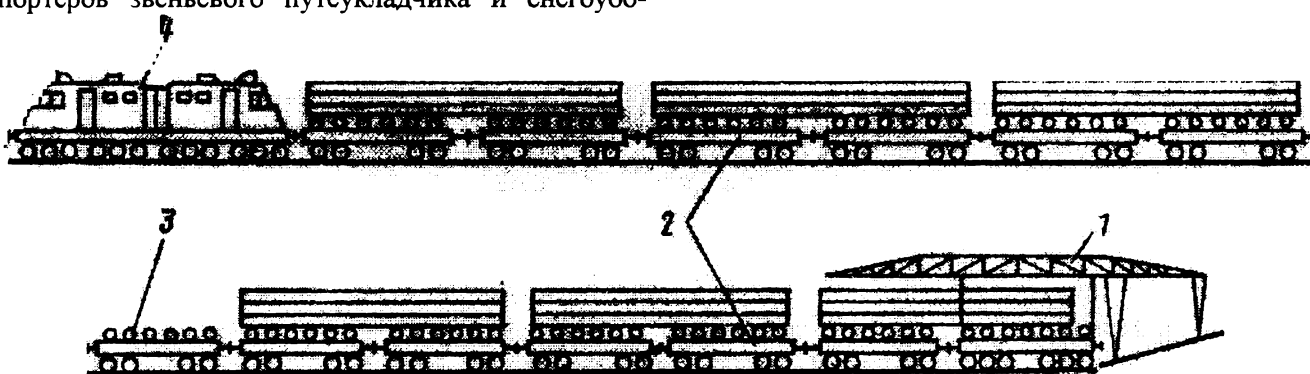


Рисунок 1 – Звеньевой путеукладчик: 1 – самоходный укладочный кран; 2 – платформы, оборудованные роликовым конвейером с пакетами звеньев; 3 – самоходная моторная платформа МПД для тяги хвостовой секции и перетягивания пакетов звеньев; 4 – локомотив

Пакет состоит из 7 – 8 звеньев с деревянными шпалами (в зависимости от типа рельсов) и 4 – 5 звеньев с железобетонными шпалами. При формировании пакета звеньев нижнее звено укладывают на роликовый конвейер рельсами вниз, а остальные звенья – рельсами вверх или на роликовый

конвейер укладывают легкие рельсы, называемые лыжами, а на них – все звенья рельсами вверх. При укладке в путь верхнее звено пакета, подлежащее укладке, захватывают траверсой, приподнимают грузовой лебедкой и выносят тяговой лебедкой вперед. Одновременно укладочный кран с подня-

тым и выдвигаемым звеном с передней секцией поезда передвигается по ранее уложенному пути на длину звена, после чего звено опускают и укладывают на ось пути. Затем цикл укладки звена повторяют. Новый пакет звеньев надвигают на укладочный кран лебедкой так, как описано выше.

Роликовый транспортер состоит из двух аппарелей (аппарель – конструкция из швеллеров), проложенных по всей длине платформы, на которых установлены ролики диаметром 120 мм, а ширина их может быть 90, 100 и 120 мм.

Нагрузку от пакета звеньев рельсо-шпальной решетки, транспортируемого по роликовому транспортеру звеньев путеукладчика, одновременно воспринимают 44 ролика. В одном ролике установлено два подшипника, следовательно, нагрузка от одного звена или пакета звеньев приходится на 88 подшипников.

Максимальная нагрузка,  $H$ , приходящаяся на все подшипники, воспринимающие массу пакета звеньев, определяется выражением

$$P = 9,81mn, \quad (1)$$

где  $m$  – масса одного звена,  $m = 18000$  кг;  $n$  – максимальное количество звеньев в пакете,  $n = 6$ .

Тогда  $P = 1059480$  Н, а нагрузка, воспринимаемая одним подшипником, будет равна 12039, 5 Н.

Несущая способность подшипника (грузоподъемность) определяется по приходящемуся на него давлению по формуле

$$p = P/S = 12040/0,00198 = 6080808 \text{ Па} = 6,08 \text{ МПа},$$

где  $S$  – рабочая площадь поверхности подшипника,  $\text{м}^2$ .

$$S = db, \quad (2)$$

$d$  – внутренний диаметр втулки,  $d = 0,0455$  м;

$b$  – ширина втулки,  $b = 0,044$  м.

Тогда  $S = 0,00198 \text{ м}^2$ .

Скорость скольжения в зоне трения,  $\text{м/с}$ ,

$$v = \pi dn = 0,37,$$

где  $n$  – частота вращения ролика,  $\text{об/с}$

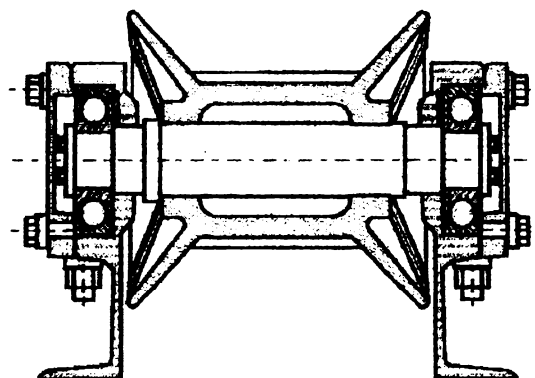
Следовательно, параметр  $p v = 2,25 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ , что соответствует условию  $p v \leq [p v]$ , где  $[p v] = 2,5$

$\text{МПа} \cdot \text{м/с}$ .

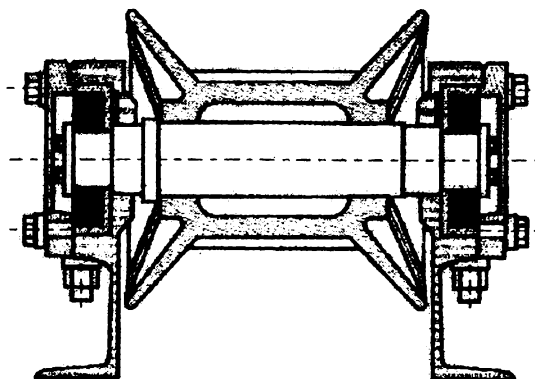
Таким образом, максимальная нагрузка, приходящаяся на один подшипник, составляет 12040 Н. В процессе эксплуатации роликового транспортера могут возникать ударные нагрузки во время перетяжки пакетов звеньев и динамические нагрузки при транспортировке пакетов звеньев во время прохождения путеукладчиком стыков пути и стрелочных переводов. Установлено, что узлы трения роликового транспортера часто выходят из строя из-за заклинивания подшип-

ников качения (рисунок 2, а), приводящего к разрыву тросов лебедки, износу и поломке роликов. Следствием этого является несвоевременное окончание работ, изменение графика движения поездов.

а)



б)



в)

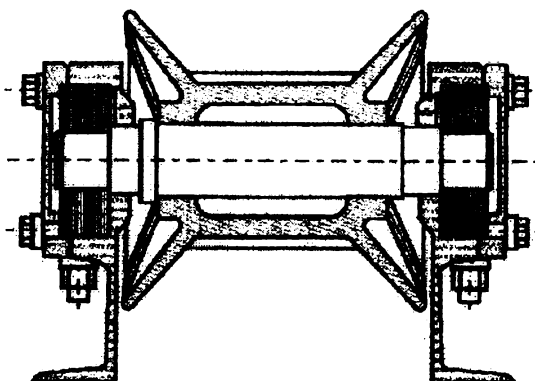


Рисунок 2 – Конструкции подшипникового узла роликового транспортера путевого звеньевукладчика: а – роликоопора с подшипниками качения; б – роликоопора с ПСС, взаимозаменяющими ПК; в – роликоопора с удлиненными ПСС

Для определения эксплуатационных преимуществ ПСС были разработаны два конструктивных их исполнения, заменяющих существующую конструкцию с шарикоподшипником № 409 (см. рисунок 2, а). Первая конструкция подшипника скольжения ПСС-409 (см. рисунок 2, б) взаимоза-

меняла подшипник качения № 409. Производственные испытания в период строительного сезона 1998 года показали, что такой ПСС работает на пределе, так как на него приходится высокое давление, равное 6,08 МПа и определяемое по формуле (2), возрастающее в 100 раз при ударных нагрузках.

С целью снижения нагрузки разработана новая конструкция подшипникового узла с увеличенной контактной поверхностью (рисунок 2, в), которая выдержала производственные испытания. Она имеет конструктивную особенность: за счет расточки корпуса без дополнительных изменений в конструкции роликоопоры увеличена длина ПСС, что позволило воспринимать повышенную нагрузку. При этом значительно сокращается время его сборки, т. к. подшипниковый узел упрощается вследствие отсутствия сальниковых уплотнений, стопорных шайб, винтов.

Положительные результаты лабораторных и производственных испытаний позволили освоить серийный выпуск ПСС, взаимозаменяющих подшипники качения типоразмеров 201, 202, 204, 308, 503, наиболее распространенных в узлах трения строительных и дорожных машин.

Следующим этапом производственных испытаний была установка ПСС в узлы трения пластинчатого транспортера снегоуборочной машины СМ2М [4], эксплуатируемой в путевой части ПЧ-17 Гомельского отделения железной дороги.

При разработке конструкций данного узла тре-

ния исходили из полной взаимозаменяемости ПСС существующих подшипников качения (рисунок 3, а). Пластинчатый транспортер снегоуборочной машины работает на открытом воздухе в течение всего зимнего периода. На узел трения оказывают влияние атмосферные осадки и большая загрязненность засорителями, удаляемыми с полотна железной дороги вместе со снегом. В таких условиях работы необходимо защитить узел трения от коррозии и попадания абразива, вызывающего его преждевременный износ и, как следствие, заклинивание роликов, что приводит к ускоренному износу транспортера. Для этого необходимо применять уплотнительные устройства и регулярно обновлять смазку.

Изготовленные ПСС (рисунок 3, б) для узлов трения пластинчатого транспортера работали в режиме самосмазки в течение всего периода эксплуатации за счет смазки, выделяющейся из микрокапилляров. Испытания показали, что подшипники не заклинивают и могут эксплуатироваться во влажной среде, так как не подвержены коррозии. Попадающий в контактную зону абразив поглощается поверхностным слоем вкладыша или выводится из зоны трения с выделяющейся из микрокапилляров смазкой. Данные положительные качества ПСС в сочетании с упрощением конструкции подшипникового узла и меньшей на 20-50 % стоимостью по сравнению с заменяемыми ими подшипниками качения определили их применение в указанных узлах трения.

б)

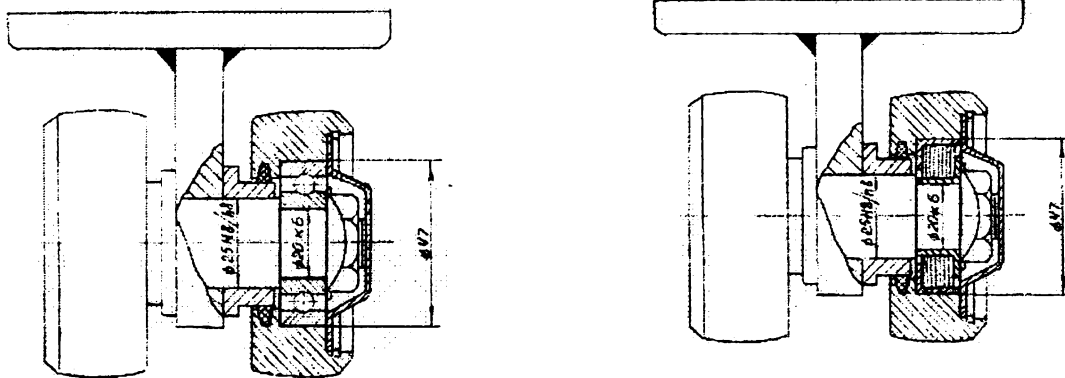


Рисунок 3 – Узел трения пластинчатого транспортера снегоуборочной машины: а – с подшипником качения; б – с подшипником скольжения на основе древесины

На основании вышеизложенного очевидно, что применение ПСС дает большой экономический эффект как при изготовлении узлов трения, так и при ремонте машин и механизмов, поскольку позволяет упростить конструкцию узла, сократить расход металла и шарикоподшипников, снизить массу конструкции, сократить время на техническое обслуживание и ремонты, увеличить срок их службы.

Одним из путей дальнейшего повышения надежности и долговечности техники является совершенствование данного подшипникового материала, исследование модификаторов, снижающих коэффициент трения и формирующих износостойкие граничные слои на контактных поверхностях древесной втулки и вала, а также разработка новых конструктивных исполнений узлов трения.

#### Список литературы

1 Врублевская В. И., Невзорова А. Б., Врублевский В. Б. Новый способ конструирования и изготовления износоустойчивых подшипников скольжения // Проблемы безопасности на транспорте. Гомель: БелГУТ, 1997. С. 113–116.

2 Врублевская В. И., Врублевский В. Б. Подшипники из древесины // Техника, экономика, организация. 1997. № 4. С. 10–11.

3 Путьевые машины / Под ред С. А. Соломонова. М.: Транспорт, 1985. 375 с.

4 Лончаков Э. Т., Петропавловский Б. П. Машины и механизмы для звеносборочных и звеноразборных работ. М.:Транспорт, 1984. 199 с.

5 Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов. М.:Высш.шк., 1998. 383 с.

Получено 15.11.2000

V. L. Moiseenko, V. B. Vrublevsky, D. I. Bochkaryov, V. A. Dovgylo, A. B. Nevzorova. Production Tests of Plain Bearings on the Basis of Wood in the Friction Points of Roller Conveyers of the Link Track-laying Machine.

Using self-lubricating plain bearings on the wood basis increases the service life of roller conveyers of the link-laying machine. The economical effect in manufacturing friction points and repairing machines and mechanisms at the expense of simplifying the unit construction, reducing the expenditure of metal and ball bearing, reducing time on the maintenance and repair is obtained.

**Вестник Белорусского государственного университета транспорта: Наука и транспорт. 2001. № 1**

УДК 621.394.74

*А. Н. СЕМЕНЮТА, доцент кафедры "Микропроцессорная техника и информационно-управляющие системы" Белорусского государственного университета транспорта, г. Гомель*

### СИНТЕЗ СЕТИ СВЯЗИ С АСИНХРОННЫМ МЕТОДОМ ПЕРЕДАЧИ В УСЛОВИЯХ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ

Приведена методика синтеза Ш-ЦСИС с АТМ, предназначенная для использования в ситуациях, характеризующихся отсутствием статистически достоверных данных об основных параметрах ожидаемого на участках сети трафика.

Одной из основных тенденций развития ведомственных (корпоративных) сетей связи, в том числе и на железнодорожном транспорте, является создание широкополосных цифровых сетей с интеграцией служб (Ш-ЦСИС) и использованием асинхронного метода передачи информации (Asynchronous Transfer Mode - АТМ) [1,2]. Поэтому для всех стран мира актуальна проблема синтеза таких Ш-ЦСИС с АТМ, которые обеспечивали бы компромисс между качеством обслуживания потребителей и экономической эффективностью сети.

Для проектирования конкретной сети на базе известных методов расчетов элементов Ш-ЦСИС с АТМ, например рассмотренных в [3-5], необходима полная и достоверная информация о числовых значениях всех параметров, используемых при расчетах.

Однако, как правило, на начальных этапах проектирования таких сетей для конкретных объектов (в том числе и для предприятий железнодорожного транспорта) точные данные о количественном составе подключаемых абонентов, распределениях ожидаемых нагрузок по участкам и во времени, требованиях потребителей к качеству их обслуживания отсутствуют. Поэтому возникает необходимость в разработке методов синтеза Ш-ЦСИС с

АТМ, предназначенных для использования в ситуациях, характеризующихся неопределенностью относительно необходимых для расчетов сети исходных данных.

Один из подходов к разработке методов синтеза сетей связи при неопределенности относительно исходных данных базируется на использовании теории нечетких множеств, согласно которой для формализации нечеткой информации целесообразно использовать показатель, именуемый степенью принадлежности [7]. По определению степень принадлежности изменяется от 0 до 1 и характеризует субъективную вероятность принадлежности данного элемента к рассматриваемому множеству. Чем больше этот показатель, тем выше степень уверенности в принадлежности данного элемента к рассматриваемому множеству [8].

В данной работе предлагается методика синтеза Ш-ЦСИС с АТМ, основанная на использовании исходных данных, представленных с помощью нечетких переменных. При этом используются следующие допущения.

1 Предполагается заданной структура проектируемой сети, определяемая графом  $G = \{A, B\}$ , где  $A$  – множество узлов сети,  $B$  – множество ребер (направлений связи между узлами).

2 Все узлы и ребра сети являются абсолютно