

Научная статья
Статья в открытом доступе
УДК 625.731.8
doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-61-69

ОБ ОДНОЙ ИЗ ПРИЧИН ВЫХОДА ИЗ СТРОЯ ОПОРНО-ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ ПРОИЗВОДСТВА LIEBHERR

Любовь Александровна Сладкова^{1✉}, Валерий Владимирович Фокин², Николай Николаевич Воронин³

^{1,2,3} Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), Москва, Россия

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² valerafokin@inbox.ru

³ profvnn@mail.ru

Аннотация

Для импортозамещения необходимо сохранять работоспособность имеющейся в наличии техники, у которой произошли отказы, тем более что наложенные санкции со стороны недружественных стран не позволяют получать запасные узлы и детали от фирм-производителей. В частности, речь идет об отказах опорно-поворотных устройств (ОПУ) стреловых самоходных кранов грузоподъемностью свыше 50 т срок службы которых по определению, должен быть равен сроку службы машины в целом. Однако, как показывает практика эксплуатации, катастрофический отказ опорно-поворотных устройств происходит через 3...5 лет работы. При этом очевидно, что любой, даже незначительный отказ, этого элемента конструкции крана, равно как и любого другого вида техники, ведет к ремонтным работам по трудоемкости сопоставимыми с капитальными. Установление причин отказа опорно-поворотного устройства зависит от изменения напряженно-деформированного состояния его элементов (шариковые и роликовые опоры), нагрузки на которые передаются от системы привода, одним из основных элементов является зубчатая передача, вид которой зависит от модели крана, выпускаемого заводом-изготовителем (цилиндрическая или коническая). Неравномерное изнашивание

зубьев колеса и шестерни по ширине зуба ведут к изменению кинематики движения колеса и неравномерности нагрузки на элементы опорно-поворотного устройства. Установлен неравномерный износ колеса по высоте, причем верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя, что ведет к проскальзыванию между зубьями передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения. Установленная неравномерность изнашивания колеса в различных его сегментах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Суть усовершенствования заключается в изготовлении не цельного колеса, а состоящего из четырех взаимозаменяемых частей с возможностью переставлять их по мере изнашивания в процессе эксплуатации. Это позволит увеличить срок службы опорно-поворотных устройств в 3-4 раза и довести его до установленного паспортными характеристиками машины.

Ключевые слова: изнашивание, опорно-поворотное устройство, кран, характер, изнашивание, отказ, эмпирические зависимости.

Ссылка для цитирования:

Сладкова Л.А. Об одной из причин выхода из строя опорно-поворотных устройств стреловых самоходных кранов производства Liebherr / Л.А. Сладкова, В.В. Фокин, Н.Н. Воронин // Транспортное машиностроение. – 2024. – №12. – С. 61-69. doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-61-69.

Original article
Open Access Article

ONE OF THE REASONS FOR THE FAILURE OF SLEWING DEVICES OF SELF-PROPELLED JIB CRANES MANUFACTURED BY LIEBHERR

Lyubov Aleksandrovna Sladkova^{1✉}, Valery Vladimirovich Fokin², Nikolay Nikolaevich Voronin³

^{1,2,3} Russian University of Transport (RUT (MIIT)), Moscow, Russia

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² valerafokin@inbox.ru

³ profvnn@mail.ru

Abstract

For import substitution, it is necessary to maintain the operability of available equipment that has suffered failures, especially since the sanctions imposed by unfriendly countries do not allow receiving spare parts and components from manufacturing companies. In particular, failures of slewing devices of self-propelled jib cranes with a lifting capacity of over 50 tons, the service life of which, by definition, should be equal to the service life of the machine as a whole. However, as it is shown from experience, a catastrophic failure of slewing devices occurs after 3 ... 5 years of operation. At the same time, it is obvious that any, even minor, failure of this crane structural element, as well as any other type of equipment, leads to repair work comparable to overhaul in terms of labor intensity. The determination of the causes of slewing device failure depends on changes in the stress-strain state of its elements (ball and roller supports), the loads on which are transmitted from the drive system, one of the main elements is a gear train, which type depends on the model of the crane manufactured (cylindrical or conical). Uneven wear of the teeth of the wheel and

gear along the width of the tooth leads to a change in the kinematics of the wheel movement and uneven load on the elements of the pivoting device. Uneven height wear of the wheel is found out, and its upper part wears out to a greater extent than the lower one, which leads to slippage between the gear teeth in the upper part to a greater extent than in the lower one. The wear of the gear teeth and the rotary wheel leads to uneven and increased wear of the cassettes and separators of the slewing device and, accordingly, to the loss of rolling elements. The found unevenness of wheel wear in its various segments enables to make proposals for improving the wheel design. The essence of the improvement is in the manufacture of not a single wheel, but one consisting of four interchangeable parts with the ability to rearrange them as they wear out during operation. This will increase the service life of the slewing devices by 3-4 times and bring it up to the specified rated characteristics of the machine.

Keywords: wear, slewing device, crane, character, wear, failure, empirical dependencies.

Reference for citing:

Sladkova LA, Fokin VV, Voronin NN. One of the reasons for the failure of slewing devices of self-propelled jib cranes manufactured by Liebherr. *Transport Engineering*. 2024;12: 61-69. doi: 10.30987/2782-5957-2024-12-61-69.

Введение

Импортозамещение подразумевает не отказ от приобретенной ранее за рубежом техники задействие числа единиц которой в настоящее время на различных объектах народного хозяйства составляет более 90 %. Эта цифра относится, например, к башенным и стреловым самоходным кранам грузоподъемностью выше 50 тонн. По данным источника [1] такие краны являются продукцией импорта ведущих фирм Европы («Liebherr» и «Grove») и Японии – («КАТО» и «Тадано»). Сейчас отечественный рынок России наводняется продукцией производителей из Китая.

Экспериментальные исследования являются неотъемлемой частью любой работы, так как позволяют не только оценивать различные процессы, протекающие при эксплуатации машин, но и установить физическую природу их происхождения.

Выход из строя опорно-поворотного устройства ведет к существенному экономическому ущербу, связанному с длительными простоями техники из-за невозмож-

ности его замены новым в результате наложения санкций со стороны недружественных стран. Если ранее до введения ограничительных санкций (мер) выход из строя ОПУ проходила менее болезненно и занимала по времени от 15 дней до одного месяца максимум, то сейчас это растягивается до 3...5 месяцев. Это связано с тем, что основным поставщиком ОПУ на краны производства Liebherr является Германия. В настоящее время поставка жизненно необходимых запасных частей возможна только через третьи страны, что существенно увеличивает сроки поставки. В связи с чем целью работы является выявление причины преждевременного выхода из строя опорно-поворотных устройств кранов производства компании Liebherr при их эксплуатации и разработка решений по их устранению. Объектом исследования являются элементы опорно-поворотного устройства стреловых самоходных кранов на примере модели LTM 1350-6.1 (ЛИБХЕР-ВЕРК ЭХИНГЕН). Предмет ис-

следования – оценка и определение характера изнашивания элементов опорно-поворотного устройства. Для выявления причин выхода из строя опорно-поворотного устройства была в результате изнашивания колеса зубчатой передачи привода стрелового самоходного крана

Закономерности характера изнашивания элементов зубчатой передачи опорно-поворотных устройств. Приводное колесо передачи

Экспериментальные исследования являются неотъемлемой частью любой работы, так как позволяют не только оценивать различные процессы, протекающие при эксплуатации машин, но и установить физическую природу их происхождения.

Одним из несущих элементов опорно-поворотных устройств с точки зрения их работоспособности является зубчатая передача поворотного круга, зубья которой имеют тенденцию к изнашиванию. Известно [2, 3], что характер изнашивания и

была разработана методика оценки степени изнашивания колес, проведена обработка полученных данных, получены эмпирические зависимости, позволившие выявить неравномерность этого процесса не только по изменению формы зуба, но и по месту положения зуба на колесе.

скорость протекания этого процесса оказывают значимое влияние на изменение нагрузок непосредственно на опорно-поворотное устройство. Анализ процесса изнашивания ко всему прочему позволит выявить факторы, влияющие на работу опорно-поворотных устройств.

В соответствии с [3] вид отказа зубчатой передачи проявляется в изнашивании боковой поверхности зубьев приводного колеса (рис. 1) опорно-поворотного устройства.

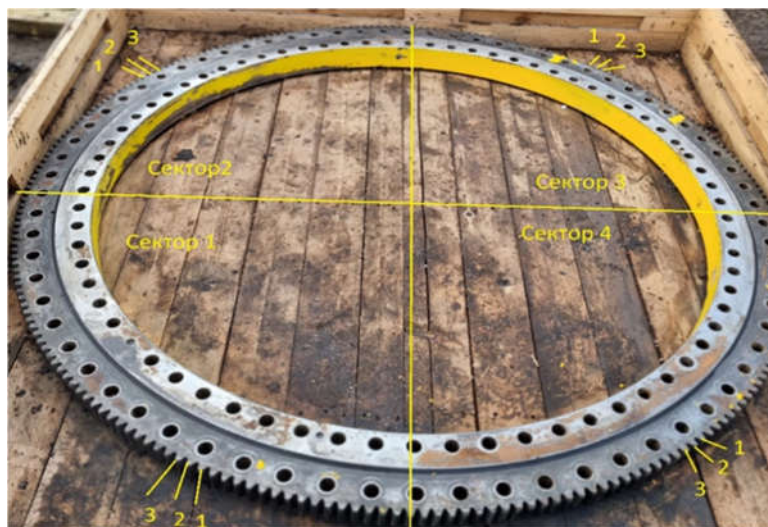


Рис. 1. Зубчатое колесо поворотного круга

Fig. 1. Turntable gear

Для получения достоверной картины изнашивания зубьев поворотного круга разобьем его на 4 сектора в каждом из которых рассмотрим по 3 рядом стоящих зуба (рис. 1), которые будут пронумерованы от единицы до трех. Для оценки характера и скорости изнашивания зубьев колеса поворотного круга (рис. 1) используем теорию случайных чисел. Такой выбор обоснован большим числом зубьев колеса равного 247 [4]. Число зубьев шестерни равно 10.

Число зубьев (повторных опытов) определялось по алгоритму [5] по зависимости:

$$t_{\text{пр}} = \frac{K_T \bar{I}}{\sigma} \quad (1)$$

где K_T – заданная допустимая погрешность измерений; \bar{I} – величина среднестатистического замера; σ – величина среднего квадратического отклонения замеров зуба.

При величине погрешности измерений 10 %, допускаемого штангенциркулем (IP-54, артикул 06-71-39) с ценой деления 0,01 мм и температуре в процессе прове-

дения измерений равной 25 °С при доверительной вероятности 0,95 и величине среднего отклонения измеряемых размеров $\bar{I} = 11,51$ мм, величина среднего квадратического отклонения замеров зуба равна 0,141. Предполагаемая величина критерия Стьюдента, равна 8,16. Ближайшее табличное значение критерия Стьюдента при заданной доверительно вероятности равно 12, что соответствует числу степеней свободы, равного 1 из чего следует, что для заданной точности проведения эксперимента достаточно в каждом секторе провести замеры двух зубьев. Для достоверности принимаем число изменяемых зубьев равным 3.

Измерение величины износа будем определять по делительному диаметру колеса, опорно-поворотного устройства:

$$d = mz, \quad (2)$$

где m – модуль зацепления, $m = 8$ мм; z – число зубьев.

Ширина зуба s по делительному диаметру определяется по зависимости [6]:

$$s = \frac{\pi m}{2}. \quad (3)$$

Для оценки степени изнашивания зуба разобьем его по высоте на равные участки (рис. 2). Результаты измерений представлены в табл 1.

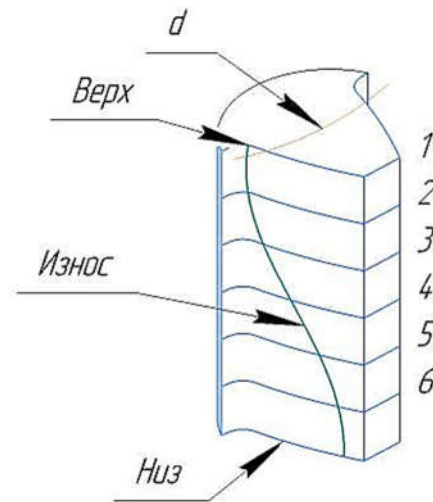


Рис. 2. Методика замера изнашивания колеса (шестерни) поворотного круга
Fig. 2. Method of measuring the wear of the wheel (gear) of the turntable

Таблица 1

Результаты изнашивания зубьев поворотного круга

Table 1

Wear results of circle teeth

Номер замера	Сектор 1			Сектор 2			Сектор 3			Сектор 4		
	Номер зуба			Номер зуба			Номер зуба			Номер зуба		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	11,45	11,53	11,35	11,43	11,52	11,27	11,49	11,12	10,99	11,23	11,40	10,96
2	11,49	11,54	11,82	11,85	11,57	11,56	11,63	11,30	11,32	11,55	11,43	11,47
3	11,60	11,59	11,73	11,85	11,60	11,56	11,63	11,47	11,63	11,66	11,46	11,58
4	11,60	11,63	11,76	11,83	11,61	11,71	11,63	11,59	11,57	11,66	11,47	11,56
5	11,64	11,64	11,96	11,88	11,62	11,68	11,65	11,73	11,60	11,66	11,45	11,57
6	11,68	11,63	11,92	11,91	11,67	11,80	11,66	11,75	11,69	11,68	11,47	11,56
7	11,78	11,64	11,95	11,92	11,72	11,81	11,67	11,74	11,70	11,69	11,47	11,65

Обработка результатов эксперимента проводилась в табличном редакторе MS Excel. Зная расчетную величину ширины зуба и, используя результаты замеров (табл. 1) видно, что:

- максимальная величина износа равна 1,21 мм;
- минимальная величина износа равна 0,61 мм.

Аналогично измерялись зубья шестерни, находящейся в зацеплении с зубьями колеса (круга). Графическая интерпретация результатов замеров приведена на рисунке 3.

Характер изменения размеров изношенных зубьев по высоте представляет собой полином шестой степени типа:

$$y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + k, \quad (4)$$

где a, b, c, d, e, f, k – коэффициенты полинома (табл. 2), определяемые при уровне коэффициента корреляции, равного 1;

y и x – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сечения, соответственно.

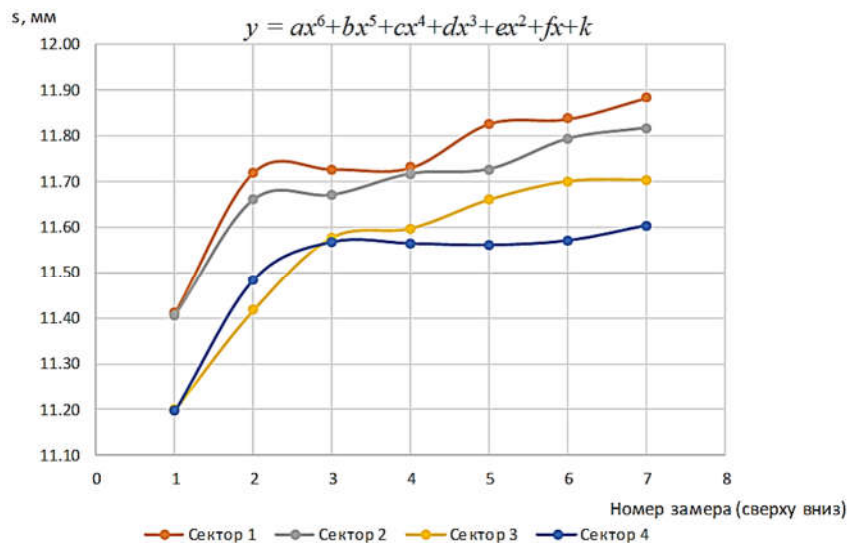


Рис. 3. Изменение размеров изношенного зуба по высоте
Fig. 3. Changing the size of a worn tooth in height

Таблица 2

Коэффициенты полинома изнашивания зубьев колеса опорно-поворотного устройства

Table 2

Polynomial coefficients of wear of the teeth of the wheel of the slewing bearing device

Коэффициент полинома	Номер сектора			
	1	2	3	4
a	0,0009	0,0012	0,0011	0,0002
b	- 0,0197	0,03	- 0,0282	- 0,0037
c	0,1595	- 0,2936	0,275	0,0317
d	- 0,5842	1,4606	- 1,3281	- 0,1144
e	0,8629	- 3,8768	3,2622	0,0748
f	0,0295	5,2111	3,5954	0,4914
k	11,02	8,8767	12,613	10,717

Из графиков, приведенных на рис. 3 видно, что интенсивность изнашивания зуба снижается сверху вниз. Износ проявляется в увеличении бокового зазора и, в связи с этим изменении времен входа и выхода зубьев из зацепления.

На рис. 3 видно, что изнашивание зубьев в секторе 4 выше, чем в секторе 1, причем каждый рядом, стоящий сектор изнашивается в большей степени, чем предыдущий, представляя собой практически концентрические кривые.

Одной из причин неравномерности изнашивания зубьев по секторам является эргономический показатель – стремление машиниста крана направлять выполняемые действия с правой стороны и, выполняя

«автоматически» цикл работ при одном положении крана.

Далее проанализируем изменение изнашивания в каждом сечении сектора (рис. 4).

Полученные зависимости представляют собой полином третьей степени с коэффициентом корреляции равным 1.

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d, \quad (5)$$

где a, b, c, d – коэффициенты полинома при оценке размеров изношенного зуба по секторам; y и x – величина замера толщины зуба (мм) в сечении и номер сектора, соответственно.

Оценка влияния величины изнашивания на изменение работы зубчатой переда-

чи, проведенные автором [5] свидетельствуют:

- о снижение передаточного числа передачи;
- об изменение сопряжения зубьев в зависимости от коэффициента перекрытия,

ведут к возникновению колебаний в системе.

Эмпирические зависимости распределения изнашивания по секторам приведены в табл. 3.

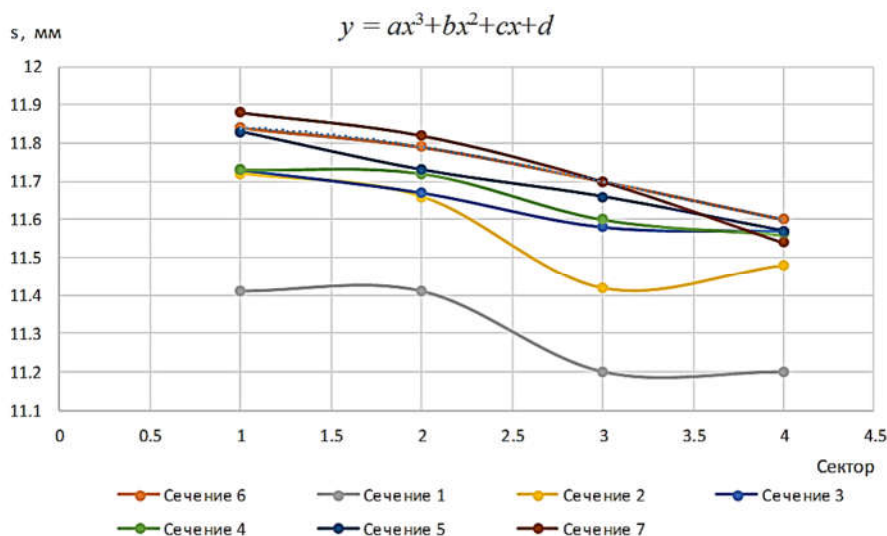


Рис. 4. Изменение размеров изношенного зуба по секторам
Fig. 4 Changing the size of a worn tooth by sector

Таблица 3

Распределения изнашивания сечений зуба колеса по секторам

Table 3

Distribution of wear sections of the wheel tooth by sectors

Сечение зуба по секторам	Уравнение изнашивание зубьев колеса по сечениям
1	$y = 0,07x^3 - 0,525x^2 + 1,085x + 10,78$
2	$y = 0,08x^3 - 0,57x^2 + 1,09x + 11,12$
3	$y = 0,0183x^3 - 0,125x^2 + 0,1867x + 11,65$
4	$y = 0,0317x^3 - 0,245x^2 + 0,5033x + 11,44$
5	$y = -0,083x^3 + 0,065x^2 - 0,2367x + 12,01$
6	$y = 0,05x^3 - 0,5x^2 + 0,065x + 11,82$
7	$y = 0,0033x^3 - 0,05x^2 + 0,0667x + 11,86$

Величина бокового зазора до 1 мм ведет к снижению частоты собственных колебаний в 20 раз [7]. Это в свою очередь усугубляет процесс изнашивания боковой поверхности зубчатых колес, что ведет к возрастанию динамических нагрузок.

Износ зубьев оказывают существенное влияние на изменение нагруженности тел качения опорно-поворотного устройства.

Величину контактного напряжения в зубе оценим по зависимости [8]:

$$\sigma = \frac{KF_t}{bm} \left(\frac{6lm}{s^2} - \frac{mtg\alpha_\omega}{s} \right) \leq [\sigma], \quad (6)$$

где K – коэффициент нагрузки; F_t – касательная составляющей нагрузки, зависящая от величины крутящего момента; b – длина контактной линии зуба, мм; m – модуль зацепления, мм; s – ширина зуба по

делительному диаметру, мм; α_ω – угол зацепления, $\alpha_\omega = 20^\circ$; l – плечо изгибающей силы, мм.

Анализ зависимости (6) показывает увеличение контактного напряжения в зубе

передачи в зависимости от увеличения бокового зазора. Расчеты приведены ниже, при условии незначительности влияния значений s значение порядка малости:

- неизношенный: $12,26 / 12,56 = 1$;
- при минимальном износе (по нижнему сечению зуба): $11,95 / 12,26 = 0,9747$;

– при максимальном износе (по верхнему сечению зуба): $11,35 / 12,26 = 0,9258$.

Расчеты показывают в первом приближении об изменении крутящего момента по высоте зуба на 6 % (рис. 5).

Это ведет к неполному сцеплению зубьев и увеличению усилий на подшипниковые элементы поворотного круга, такие как тела качения.

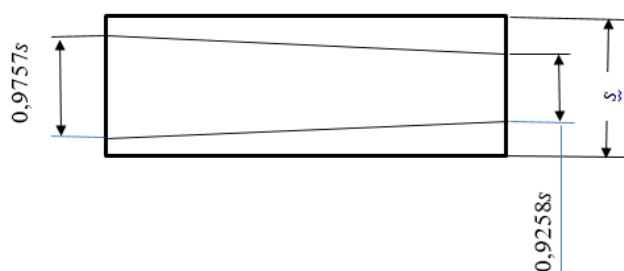


Рис. 5. Характер изнашивания боковых стенок колеса
Fig. 5. Pattern of wear of the side walls of the wheel

Рассмотрим рабочий процесс стрелового самоходного крана в процессе эксплуатации. При проведении погрузочно-разгрузочных работ его рабочий цикл составляет около 5 минут (крепление груза – подъем на заданную высоту – перемещение в точку отгрузки – снятие груза – возвращение в исходное состояние). Третья, четвертая и пятая операции сопряжены с поворотом стрелы крана в горизонтальной плоскости и имеют незначительный по продолжительности промежутки времени в течение которого используется поворотный круг.

Ниже приведем характерные отказы опорно-поворотного устройства, происходящие в результате неравномерности изнашивания его зубчатой передачи (рис. 6):

- изнашивание кассет и сепараторов, изготовленных из капролона рис. 6 [9];
- выпадение тел качения (рис. 6, а, и 6, б);
- выдавливание уплотнительной ленты (рис. 6, б);
- износ зубьев шестерни и поворотного круга.



а)



б)

Рис. 6. Катастрофические отказы опорно-поворотного устройства:
а – выпадение тел качения из кассет (сепараторов); б – выдавливание уплотнителя

Fig. 6. Catastrophic failures of the slewing bearing:
a – loss of rolling elements from cassettes (separators); b – gasket extrusion

Анализ зависимости (6) показал, что неравномерное изнашивание по ширине зубьев колеса и шестерни ведут к нарушению кинематики колеса и возникновению неравномерного нагружения на элементы

Выводы

Установленный неравномерный износ зубьев колеса по высоте (верхняя его часть изнашивается в большей степени, чем нижняя) являются причиной проскальзывания зубьев передачи в верхней части в большей степени, чем в нижней. Изнашивание зубьев шестерни и поворотного круга ведут к неравномерному и повышенному изнашиванию кассет и сепараторов опорно-поворотного устройства и соответственно к выпадению тел качения.

Определенная неравномерность изнашивания колеса в различных его сегмен-

тах позволяет внести предложения по усовершенствованию конструкции колеса. Суть усовершенствования заключается в изготовлении не цельного колеса, а состоящего из четырех взаимозаменяемых частей с возможностью переставлять их по мере изнашивания в процессе эксплуатации. Это позволит увеличить срок службы опорно-поворотных устройств в 3-4 раза и довести его до установленного паспортными характеристиками машины.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Бардышев О. А. Особенности сертификации зарубежных кранов и подъемников // Все краны, июнь, 2006. С. 31-34.
2. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем : учебник для студ. высш. учеб. заведений / В.А.Зорин. М.: Издательский центр «Академия», 2009. 208 с. ISBN 978-5-7695-6003-32.
3. Зорин В.А. Надежность механических систем : учебник / В.А. Зорин. Москва : ИНФРА-М, 20214. 380 с. DOI 10.12737/7596
4. Паспорт. Кран стреловой на специальном шасси. МОД. LTM 1350-6.1. Книга 1. ЛИБХЕР-ВЕРК ЭХИНГЕН.
5. Бойко А.Ф., Кудеников Е.Ю. Точный метод расчета необходимого количества повторных

- опытов. // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016, № 8. С. 128-132.
6. Гузенков П.Г. Детали машин. Учебник для вузов. Москва : «Высшая школа», 1975. 464 с.
7. Сунь Сяохинь. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов. Автореферат дисс... канд техн наук по направлению 05.22.07 – Подвижной состав железных дороги тяга поездов. Москва, Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ). 2000. 24 с.
8. Гурин В.В., Тихонов В.В. Механика. Учебник для вузов. Томск : Томский политехнический университет, 2015. 358 с.
9. ТУ 2224-001-78534599-2006. Полиамид 6 блочный. М., 2006.

REFERENCES

1. Bardyshev OA. Certification features of foreign cranes and lifts. Moscow: All cranes; 2006.
2. Zorin VA. Fundamentals of operability of technical systems: textbook for students. Moscow: Publishing Center "Academy"; 2009.
3. Zorin VA. Reliability of mechanical systems: textbook. Moscow: INFRA-M; 2014. DOI 10.12737/7596
4. Jib crane on a special chassis. MOD. LTM 1350-6.1. LIEBHERR-WERK EHINGEN.
5. Boyko AF, Kudenikov EYu. Accurate method for calculating the required number of repetitive exper-

- iments. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2016;8:128-132.
6. Guzenkov PG. Machine parts. Textbook for universities. Moscow: Vysshaya Shkola; 1975.
7. Sun Xiaohin. The effect of toothed wheel wear on the quality of electric train traction transmission [abstract of dissertation]. [Moscow (RF)]; Russian University of Transport; 2000.
8. Gurin VV, Tikhonov VV. Mechanics. Textbook for universities. Tomsk: Tomsk Polytechnic University; 2015.
9. ТУ 2224-001-78534599-2006. Polyamide 6 block. Moscow; 2006.

Информация об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский Университет транспорта (МИИТ). Новосушевская ул. 22, ст. 1, Москва, 127055, Российская Федерация; тел.: +7(965) 377-93-89.

Фокин Валерий Владимирович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский Университет транспорта

Sladkova Lyubov Aleksandrovna – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Ground Transport and Technological Means, Russian University of Transport (MIIT). 22 (1), Novosushchevskaya Str. Moscow, 127055, Russian Federation; phone: +7(965) 377-93-89.

Fokin Valery Vladimirovich – Postgraduate student of the Department of Ground Transport and Technological Means, Russian University of

(МИИТ). Новосушевская ул. 22, ст. 1, Москва, 127055, Российская Федерация; тел.: +7(925) 050-41-85.

Воронин Николай Николаевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава» Российский Университет транспорта (МИИТ). Новосушевская ул. 22, ст. 1, Москва, 127055, Российская Федерация; тел.: +7(917) 544-33-86.

Transport (MIIT). 22 (1), Novosushchevskaya Str. Moscow, 127055, Russian Federation; phone: +7(925) 050-41-85.

Voronin Nikolay Nikolaevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Technology of Transport Engineering and Rolling Stock Repair, Russian University of Transport; phone: +7(917) 544-33-86.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.
Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 28.10.2024; одобрена после рецензирования 18.11.2024; принята к публикации 27.11.2024. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 28.10.2024; approved after review on 18.11.2024; accepted for publication on 27.11.2024. The reviewer is Antipin D.Ya., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.