

УДК 621.833.65: 539.43

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
начальник НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: ishin@oim.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: ark.goman@gmail.com

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук
ведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: skanst@yandex.ru

В.В. ШПОРТЬКО, магистр физ.-мат. наук
научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: llii7pot@yandex.ru

С.А. ШИШКО
заместитель главного конструктора – начальник отдела механических трансмиссий²
E-mail: mex@belaz.minsk.by

В.В. РЕГИНЯ, канд. техн. наук
инженер-конструктор 1-й категории КБ гидромеханических передач²
E-mail: mex@belaz.minsk.by

Д.И. КОРНАЧЕНКО
инженер-конструктор 1-й категории КБ гидромеханических передач²
E-mail: mex@belaz.minsk.by

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

²ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 01.02.2023.

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО РЕСУРСА ПЛАНЕТАРНОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ГМТ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ФОРСИРОВАННЫХ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ

Целью работы является оценка соответствия расчетного ресурса планетарной коробки передач гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала БЕЛАЗ фактическому эксплуатационному по результатам ускоренных (форсированных) стендовых испытаний. Предварительные прочностные расчеты проведены для двух наиболее напряженных режимов движения самосвала в карьере на подъеме, где имеют место наиболее значимые повреждения зубчатых передач: максимальной производительности (мощности) и максимального момента. Исследования показали, что лимитирующими ресурс коробки зубчатыми колесами являются солнечная шестерня и сателлиты 3-го планетарного ряда. В результате проведенных испытаний было достигнуто расчетное время наработки планетарной коробки передач на стенде, что гарантирует эксплуатационный ресурс не менее 400 000 км пробега самосвала.

Ключевые слова: карьерный самосвал, планетарная коробка передач, зубчатая передача, ускоренные стендовые испытания, форсированный режим, эксплуатационный ресурс

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-31-38>

Введение. Если рассматривать ресурсоспособность планетарной коробки передач (ПКП) как ее потенциальный эксплуатационный ресурс, определяемый (рассчитываемый) по результатам ускоренных форсированных стендовых испыта-

ний [1–5], то величина форсированной нагрузки не должна превышать значения, при котором могут произойти качественные изменения механических свойств материала [6, 7]. Для определения допустимой величины форсированной нагрузки при

ускоренных испытаниях, как правило, применяется принцип ступенчатого нагружения [8, 9]. При этом зубчатые передачи последовательно нагружаются возрастающими нагрузками до наступления отказа наиболее нагруженной передачи [10].

В статье [1] авторами была предложена методика проведения ускоренных (форсированных) стендовых испытаний ПКП карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н, которая построена на основе выявления наиболее нагруженных элементов коробки передач (зубчатые колеса, подшипники качения), лимитирующих ее ресурс. В основу определения режимов форсированных стендовых испытаний ПКП положены расчеты зубчатых колес по контактной и изгибной выносливости [11]. Отличительная особенность данной методики заключается в том, что она разработана для оценки эксплуатационного ресурса при ограниченном числе объектов испытаний (одна ПКП). Поэтому статистические методы обработки результатов испытаний не могут быть использованы для получения достоверных оценок показателей надежности: ресурс, вероятность безотказной работы, доверительные границы вероятности безотказной работы с заданной доверительной вероятностью.

Постановка задачи. Посредством расчетов по контактной и изгибной выносливости установлены ресурсы работоспособности зубчатых передач ПКП, а следовательно, и ресурс всей коробки по наиболее нагруженной зубчатой передаче [11–14]. Анализ результатов расчета показал, что лимитирующими ресурс коробки зубчатыми колесами являются солнечная шестерня и сателлиты 3-го планетарного ряда.

Сокращение сроков ресурсных испытаний приводных механизмов осуществляется путем выбора форсированных нагрузок, оказывающих решающее влияние на расходование ресурсов элементов, лимитирующих ресурс механизма в целом, и обеспечивающих вид и характер разрушения, идентичные эксплуатационным. При проведении ускоренных стендовых испытаний ПКП следует учитывать, что деструктивный процесс каждого элемента имеет свою критическую область, при переходе через которую происходят его качественные изменения [1].

Исходя из этого, режим ускоренных испытаний выбран таким, чтобы эта критическая область не была достигнута и, следовательно, качественная сторона процесса разрушения оставалась неизменной. По найденным напряжениям для критериев прочности (контактной, изгибной) зубчатых передач по соответствующим зависимостям [11] рассчитаны величины форсированных моментов. При этом учитывалось, что при изготовлении сателлитов могут иметь место два варианта технологического процесса: первый — когда переходная поверхность зуба шлифуется; второй — с нарезанием зубчатых колес фрезой с протуберанцем без

последующего шлифования переходной поверхности зубьев.

Разработанная методика испытаний является универсальной и применима для обоих вариантов технологии изготовления зубчатых колес, для чего предложено использовать два последовательных форсированных режима в процессе ступенчатого нагружения. Величина первой форсированной нагрузки определяется пределом изгибной выносливости зубьев сателлита 3-го планетарного ряда, второй форсированной нагрузки — пределом контактной выносливости солнечной шестерни 3-го планетарного ряда.

Целью исследований является оценка соответствия расчетного ресурса коробки передач фактическому эксплуатационному по результатам стендовых испытаний, которые ведутся либо до исчерпания ресурса лимитирующего элемента, либо до достижения расчетного времени работы стенда на форсированном режиме [1]. При достижении расчетного времени наработки и удовлетворительном техническом состоянии лимитирующих ресурс элементов ПКП гарантируется, что ее эксплуатационный ресурс будет не менее 400 000 км пробега карьерного самосвала. При меньшем значении суммарной наработки ПКП в результате выхода из строя лимитирующих элементов делается вывод о том, что ее эксплуатационный ресурс менее 400 000 км пробега карьерного самосвала.

Объект испытаний и испытательный стенд. Объектом являлась планетарная коробка передач, входящая в состав гидромеханической передачи (ГМП) карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н грузоподъемностью 55 т, переключение ступеней в которой осуществляется посредством многодисковых фрикционных муфт и тормозов, снабженных гидроприводом управления. Кинематическая схема ПКП представлена на рисунке 1.

Исследования были проведены в научно-техническом центре ОАО «БЕЛАЗ» на стенде ЧР-4160-000, предназначенном для ресурсных испытаний планетарных гидромеханических передач карьерных самосвалов БЕЛАЗ и конструктивно выполненном по разомкнутой схеме (рисунк 2).

Стенд оснащен двигателем внутреннего сгорания Cummins KTA38-C. Мощность двигателя $P = 895$ кВт при числе оборотов $n = 2100$ мин⁻¹, максимальный момент двигателя $M_{\max} = 4200$ Н·м при $n = 1350$ мин⁻¹. Мультипликатором, служащим для повышения оборотов и понижения крутящего момента на входе в гидротормоз, является доработанная ГМП 75570-1700004, которая аналогична испытываемой ГМП и расположена в обратном направлении. Нагрузка на выходном валу ГМП создается посредством гидродинамического тормоза. Контроль нагружения ПКП осуществлялся с помощью датчиков Tilkom M40-20k и Tilkom M40-60k. На каждом этапе нагружения датчиками

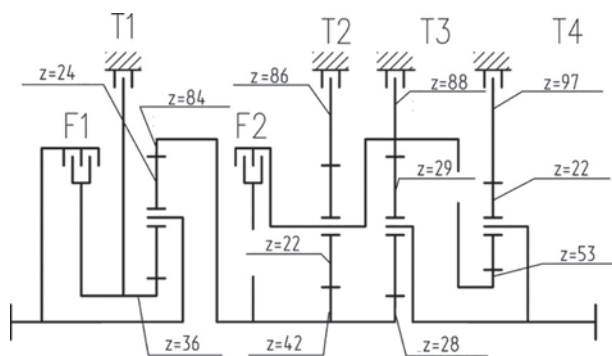


Рисунок 1 — Кинематическая схема ПКП карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н

Figure 1 — Kinematic diagram of the planetary gearbox of the BELAZ-7555H dump truck

контролировался крутящий момент на входном и выходном валах ПКП и частоты вращения этих валов.

Определение лимитирующего элемента и величины форсированной нагрузки. Проведенные расчеты контактной и изгибной выносливости зубчатых колес планетарной коробки передач карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н показали, что при выбранных режимах движения самосвала, оснащенного двигателем внутреннего сгорания QSK23 FR 5377 мощностью 641 кВт, расчетный ресурс зубчатых передач превышает заданный ТЗ

ресурс 400 000 км. Лимитирующими элементами коробки являются зубчатые колеса 3-го планетарного ряда при движении самосвала на первой передаче [1]. Проведенные расчеты подшипников также показали, что при выполнении требований ISO по качеству смазочных масел ресурс подшипников сателлитов составляет не менее 400 000 км.

Задача ускоренных испытаний заключается в сокращении сроков ресурсных испытаний планетарной коробки передач путем выбора форсированных нагрузок, оказывающих решающее влияние на расходование ресурса лимитирующего элемента, при этом должна соблюдаться идентичность вида и характера разрушений при форсированных и эксплуатационных режимах. Для определения форсированной нагрузки при ускоренных испытаниях используется способ последовательного ступенчатого увеличения нагрузок с контролем степени повреждений на каждом уровне нагружения. Величина форсированной нагрузки не должна превышать значения, при котором могут произойти качественные изменения механических свойств материала.

В [1] было установлено, что для сателлита 3-го планетарного ряда со шлифованной переходной поверхностью зуба, лимитирующего ресурс коробки по изгибу, предел выносливости $\sigma_{Flim} = 534,4$ МПа достигается при величине момента двигателя $M_{дв} = 4100$ Н·м и частоте вращения вала $n = 1700$ мин⁻¹. Поэтому за величину первой форсированной нагрузки при испытаниях был принят момент $M_{ф} = M_{дв} = 4100$ Н·м.

Следует отметить, что в работе [1] величина предела выносливости по изгибу для сателлита определялась для технологии изготовления, при которой переходная поверхность зуба шлифуется. Расчетный коэффициент Y_g [11], учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба, принимался для цементированных колес равным 0,75. При использовании варианта технологического процесса с нарезанием зубчатых колес фрезой с протуберанцем без последующего шлифования переходной поверхности зубьев следует принять значение коэффициента $Y_g = 1$. Тогда предел выносливости сателлита будет равен $\sigma_{Flim} = 712,5$ МПа и достигается при величине момента двигателя $M_{дв} = 5600$ Н·м.

Для солнечной шестерни 3-го ряда, лимитирующей ресурс коробки по контакту, предел выносливости $\sigma_{Hlim} = 1334$ МПа достигается при $M_{дв} = 4530$ Н·м, т. е. при изготовлении по технологическому процессу, предполагающему нарезание зубьев фрезой с протуберанцем без последующего шлифования переходной поверхности зубьев, предел выносливости по контакту солнечной шестерни достигается при значительно меньшем моменте двигателя, чем предел выносливости по изгибу сателлита. Таким образом, в случае успешного завершения

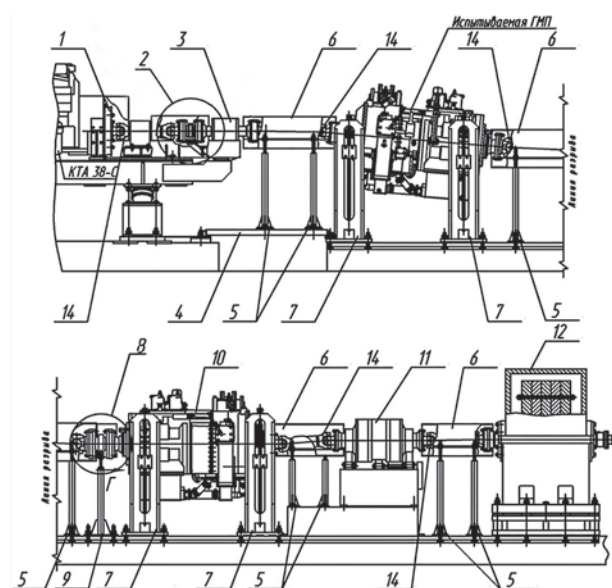


Рисунок 2 — Трансмиссия стенда ЧР-4160-000:

- 1 — установка муфты упругой; 2 — датчик крутящего момента;
- 3 — опора промежуточная; 4 — рама кожуха ограждения карданного вала; 5 — стойки кожухов ограждения;
- 6 — кожухи ограждения карданных валов; 7 — стойки ГМП; 8 — датчик крутящего момента; 9 — стойка датчика крутящего момента;
- 10 — мультипликатор; 11 — гидродинамический тормоз; 12 — инерционная масса; 14 — валы карданные

Figure 2 — Transmission of the ChR-4160-000 bench:

- 1 — installation of the elastic coupling; 2 — torque sensor;
- 3 — intermediate support; 4 — casing frame of the driveshaft guard;
- 5 — racks of the guard casings; 6 — driveshaft guard casings;
- 7 — hydromechanical gear racks; 8 — torque sensor; 9 — torque sensor rack; 10 — multiplier; 11 — hydrodynamic brake;
- 12 — inertial mass; 14 — driveshafts

Таблица 1 — Режимы форсированного нагружения и время испытаний ПКП на шестом и седьмом этапах
Table 1 — Modes of forced loading and the test time of the planetary gearbox at the sixth and seventh stages

Степень нагружения	M_1 , Н·м	n_1 , мин ⁻¹	Передача	M_2 , Н·м	n_2 , мин ⁻¹
6	4100	1700 ± 20	1	16 986 ± 150	410
7	4200	1350...1400	1	17 500 ± 150	332 ± 6

испытаний при величине форсированного момента $M_\phi = 4100$ Н·м проводится еще один цикл испытаний при второй форсированной нагрузке ПКП с максимальным моментом двигателя стенда.

Режимы проведения испытаний. Ускоренные стендовые испытания ПКП карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н проводятся в семь этапов по программе-методике, разработанной в научно-техническом центре ОАО «БЕЛАЗ» совместно с Объединенным институтом машиностроения НАН Беларуси [1].

На первом этапе испытания ПКП ведутся при частоте вращения входного вала $n_1 = 1000$ мин⁻¹ без нагрузки в течение одного часа на каждой передаче. Суммарное время испытаний — 7 ч.

На втором и третьем этапах испытаний осуществляется обкатка при пониженных нагрузках: соответственно на каждой передаче переднего хода с моментами 650 и 1300 Н·м при частоте вращения 1700 мин⁻¹, на передаче заднего хода — с моментами 535 и 1070 Н·м при частоте вращения 1400 мин⁻¹, в течение часа на каждой передаче. Суммарное время испытаний — 14 ч.

Первые три ступени нагружения предназначены для осуществления обкатки ПКП на каждой передаче. Обкатка имеет целью обеспечить приработку трущихся поверхностей и выявить дефекты, возникшие в результате допущенных при сборке отклонений от технических требований. Приработка — это результат обкатки, заключающийся в формировании оптимальной для эксплуатации микро- и макрогеометрии поверхности, ее физико-механических свойств. Повышенная нагрузка на агрегаты в начальный период обкатки может вызвать высокие контактные давления, значительный локальный нагрев трущихся поверхностей, схватывание, задиры и наволакивание. Во избежание этого приработку сопрягаемых поверхностей ведут при малых скоростях, нагрузках и обильной смазке.

Четвертая и пятая ступени нагружения соответствуют эксплуатационным нагрузкам. При этих нагрузках уровни контактных и изгибных напряжений в элементах ПКП существенно ниже предельных значений и накопление повреждений в них будет происходить в течение длительного времени, что значительно увеличит сроки испытаний. На этих этапах испытания проводятся при нагрузках и оборотах, соответствующих эксплуатационным режимам: для передач переднего хода — с моментами 2050 и 3075 Н·м при частоте вращения 2100 мин⁻¹, для передачи заднего хода — с моментами 1367 и 2050 Н·м при частоте

вращения 1400 мин⁻¹, в течение часа на каждой передаче, кроме шестой. Суммарное время испытаний — 12 ч.

На форсированных режимах (таблица 1) осуществляется нагружение ПКП моментом 4100 Н·м на входном валу на первой передаче при частоте вращения 1700 мин⁻¹, затем нагружение с максимальным моментом двигателя стенда. При данных режимах в лимитирующих ресурсах ПКП элементах происходит интенсивное накопление повреждений, соответствующих повреждениям в эксплуатации.

Результаты испытаний. Последовательность режимов нагружения ПКП приведена в таблице 2.

При проведении испытаний были использованы зубчатые колеса без шлифования переходных поверхностей зубьев. После шестого этапа (первого форсированного режима нагружения) осмотр не выявил признаков повреждений элементов ПКП.

Испытания были продолжены до появления питтинга на зубьях солнечной шестерни 3-го планетарного ряда (рисунок 3). Общее время испытаний составило 244 ч, что при пересчете на эксплуатационный пробег составляет 580 000 км.

Таким образом, проведенные ускоренные испытания показали, что ресурс ПКП превышает величину заданного при проектировании коробки ресурса в 400 000 км пробега, т. е. подтверждено соответствие расчетного ресурса зубчатых передач и подшипников ПКП эксплуатационному.

Испытания также показали, что реальные коэффициенты внутренней динамики и неравномерности распределения нагрузки вдоль линии

Таблица 2 — Последовательность и время ускоренных испытаний ПКП
Table 2 — Order and time of accelerated tests of the planetary gearbox

Степень нагружения	Испытываемые передачи	Время испытания на каждой передаче, ч	Длительность испытаний, ч
1	1–6, з.х.	1	7
2	1–6, з.х.	1	7
3	1–6, з.х.	1	7
4	1–5, з.х.	1	6
5	1–5, з.х.	1	6
6	1	57	57
7	1	154	154
Всего			244

зацепления зубчатых сопряжений, от величины которых в степенной функции зависит ресурс работоспособности механизма, существенно изменятся в течение их функционирования, при этом предварительный прогнозный ресурс может оказаться значительно завышенным.

Измерения показателей кинематической точности, плавности работы, контакта зубьев, бокового зазора зубчатых колес 1-го и 3-го планетарных рядов были проведены в заводской лаборатории ОАО «БЕЛАЗ» до и после ускоренных стендовых испытаний. К этим показателям относятся: по кинематической точности — радиальное биение зубчатого венца F_r ; по плавности работы — погрешность профиля зуба f_f ; по нормам контакта зубьев — погрешность направления зуба F_β ; по нормам бокового зазора — длина общей нормали W . Также измерялись: профильная модификация зуба C_a , продольная модификация зуба C_β , внутренние диаметры сателлитов, диаметры осей сателлитов. Результаты обмера зубчатых колес 3-го планетарного ряда представлены в таблице 3.

Для изготовленных по степени точности 7С солнечной шестерни с числом зубьев $z = 28$ и сателлитов с числом зубьев $z = 29$ 3-го планетарного

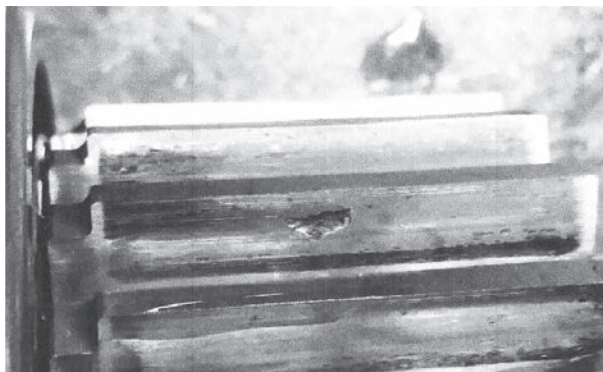


Рисунок 3 — Питтинг на зубьях солнечной шестерни 3-го планетарного ряда
Figure 3 — Pitting on the teeth of the sun gear of the 3rd planetary series

ряда ПКП допуск на погрешность профиля формы зуба f_f для модуля $m = 4$ мм составляет 14 мкм [15]. После первого форсированного режима ускоренных испытаний погрешность профиля зуба f_f с рабочей стороны составила в среднем 38–40 мкм. Следовательно, после проведения испытаний солнечная шестерня и сателлиты 3-го ряда по параметру плавности f_f имеют десятую степень точности. Такое изменение погрешности профиля зуба в процессе эксплуатации ПКП может привести к уменьшению несущей способности зубчатых передач [16, 17].

После второго форсированного режима погрешность профиля зуба сателлитов 3-го ряда ПКП f_f составила 46 мкм, т. е. увеличилась незначительно по сравнению с замером после первого форсированного режима ускоренных испытаний ($f_f = 40$ мкм). В то же время аналогичный показатель для солнечной шестерни достиг значения 103,5 мкм (что соответствует 12-й степени точности) при его величине после первого форсированного режима испытаний 37,7 мкм (рисунок 4). Кроме того, погрешность направления зуба солнечной шестерни увеличилась до значения $F_\beta = 137,1$ мкм (что соответствует 12-й степени точности) при ее величине после первого форсированного режима испытаний 19,6 мкм.

Таким образом, при проведении дополнительного цикла испытаний с моментом двигателя стенда 4200 Н·м вследствие интенсивного изнашивания рабочих поверхностей зубьев значительно меняются погрешности профиля зубьев f_f (норма плавности работы) и направления зуба F_β (норма контакта зубьев) по сравнению с их первоначальными величинами. Из-за этого существенно увеличиваются расчетные коэффициенты внутренней динамической нагрузки K_{Hv} , K_{Fv} (на 15–16 %) и коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий (по ширине зуба) $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ (примерно на 50 %). Поэтому за время проведения испытаний значительно из-

Таблица 3 — Результаты обмера зубчатых колес 3-го планетарного ряда
Table 3 – Measurement results of gears of the 3rd planetary series

Наименование показателя	Нормированное значение показателей, установленных в документах	Измеренное значение показателей для образца	
		после первого форсированного режима	после второго форсированного режима
сателлиты			
Допуск на погрешность профиля зуба f_f , мкм	14	6,3–40,8	7,3–46,1
Допуск на направление зуба F_β , мкм	16	10,3–17,7	6,1–10,2
Радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм	40	35,9	—
солнечная шестерня			
Допуск на погрешность профиля зуба f_f , мкм	14	4,2–37,7	10,5–103,5
Допуск на направление зуба F_β , мкм	16	11,7–19,6	32,2–137,1
Радиальное биение зубчатого венца F_r , мкм	40	29,2	240,7

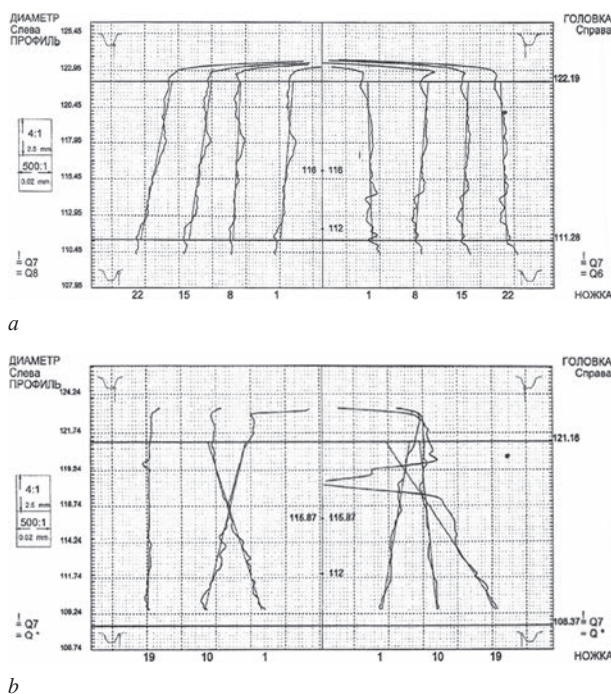


Рисунок 4 – Погрешность профиля зубьев солнечной шестерни третьего ряда: *a* — после первого форсированного режима; *b* — после второго форсированного режима
Figure 4 — Profile error of the teeth of the sun gear of the 3rd series: *a* — after the first forced mode; *b* — after the second forced mode

меняются контактные и изгибные напряжения в зубчатых колесах, что отражается на процессах расходования их ресурсов: скорость накопления усталостных повреждений увеличивается. Вследствие этого в процессе стендовых испытаний следует уточнять значения величин расчетных коэффициентов, влияющих на напряжения и ресурс зубчатых передач, поскольку предварительный прогнозный ресурс может оказаться значительно завышенным.

Заключение. Ускоренные стендовые испытания ПКП карьерного самосвала БЕЛАЗ-7555Н осуществлялись методом последовательного ступенчатого нагружения с выходом на форсированную нагрузку на шестом и седьмом этапах.

Испытания были остановлены через 244 ч после того, как было достигнуто состояние питтинга на зубьях солнечной шестерни 3-го планетарного ряда. Проведенные ускоренные испытания показали, что ресурс зубчатых колес, лимитирующих ресурс ПКП, соответствует эксплуатационному пробегу ПКП 580 000 км и превышает величину заданного при проектировании коробки ресурса в 400 000 км.

Существующие в настоящее время методические рекомендации и стандарты по прогнозированию ресурсов работоспособности зубчатых передач базируются на расчетных зависимостях, не учитывающих изменения величин основных коэффициентов в процессе эксплуатации зубчатых приводных механизмов. Реальные же коэффициенты внутренней динамики и неравномерности

распределения нагрузки вдоль линии зацепления зубчатых сопряжений, от величины которых в степенной функции зависит ресурс работоспособности механизма, существенно изменяются в течение их функционирования, при этом предварительный прогнозный ресурс может оказаться значительно завышенным. Для уточнения прогнозируемого остаточного ресурса ответственных элементов зубчатых приводных механизмов необходимо в процессе эксплуатации (или испытаний) отслеживать изменение величин названных коэффициентов и учитывать эти изменения при проведении прогнозных расчетов.

Список литературы

1. Метод проведения ускоренных стендовых испытаний зубчатых приводных механизмов при минимальном количестве испытываемых образцов / Н.Н. Ишин [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2020. — Вып. 9. — С. 234–237.
2. Елисеева, М.А. Менеджмент ресурсоспособности оборудования горного производства / М.А. Елисеева, К.Н. Маловик, А.Н. Мирошниченко // Горный информационно-аналитический бюл. (науч.-техн. журнал). — 2015. — № 8. — С. 315–322.
3. Анилович, В.Я. К определению коэффициента перехода от результатов стендовых испытаний к результатам испытаний в эксплуатационных условиях / В.Я. Анилович, И.П. Сычев // Вестн. машиностроения. — 1969. — № 6. — С. 28–30.
4. Jimenez, M. Accelerated fatigue test in mechanical components / M. Jimenez // Contact and Fracture Mechanics. — 2018. — Pp. 253–273. — DOI: <https://doi.org/10.5772/intechopen.72640>.
5. Miláček, O. Endurance testing of automotive gearbox [Electronic resource] / O. Miláček. — Mode of access: <https://stc.fs.cvut.cz/history/2011/sbornik/papers/pdf/1100039-1.pdf>. — Date of access: 16.01.2023.
6. Комплексная система контроля качества. Аппаратура, приборы, устройства и оборудование военного назначения. Типовые методики ускоренных испытаний на безотказность и долговечность: РД В 319.01.11-98: введ. 15.06.1999. — М.: ЦНИИ МО РФ, 2000. — 95 с.
7. Some thoughts on accelerated durability testing [Electronic resource]. — Mode of access: <https://community.sw.siemens.com/s/article/some-thoughts-on-accelerated-durability-testing>. — Date of access: 16.01.2023.
8. Стендовые ускоренные испытания технических систем на надежность: учеб. пособие / Б.И. Гиясов [и др.]. — М.: АСВ, 2017. — 74 с.
9. Accelerated testing with the inverse power law [Electronic resource]. — Mode of access: <https://www.reliasoft.com/resources/resource-center/accelerated-testing-with-the-inverse-power-law>. — Date of access: 16.01.2023.
10. Кугель, Р.В. Испытания на надежность машин и их элементов: учеб. пособие / Р.В. Кугель. — М.: Машиностроение, 1982. — 181 с.
11. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — Введ. 01.01.89. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.
12. Сергеев, В.А. Проверочный расчет зубчатых передач трансмиссии автомобилей: учеб.-метод. пособие / В.А. Сергеев. — Минск: БНТУ, 2016. — 61 с.
13. Методика расчета надежности машин при проектировании. Расчет деталей машин на долговечность. Этап разработки рабочей документации: РД 22-127-85: введ. 01.07.1985. — М.: НПО «ВНИИСтройдормаш», 1985. — 135 с.
14. Расчет долговечности зубчатых механизмов электромеханических приводов / Г.А. Тимофеев [и др.] // Изв. вузов. Машиностроение. — 2017. — № 9(690). — С. 12–21. — DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2017-9-12-21>.
15. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски: ГОСТ 1643-81. — Введ. 01.07.1981. — М.: Изд-во стандартов, 1981. — 69 с.

16. Горлов, В.В. Анализ влияния погрешностей профиля зуба на нагрузочную способность цилиндрических зубчатых колес / В.В. Горлов, Н.В. Сурина // Горное оборудование и электромеханика. — 2012. — № 10. — С. 15–19.
17. Влияние профильной погрешности на контактную прочность зубьев / В.Н. Рудницкий [и др.] // Новые материалы и технологии в машиностроении. — 2016. — Вып. 23. — С. 31–32.

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: ishin@oim.by

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: ark.goman@gmail.com

SKOROKHODOV Andrey S., Ph. D. in Eng.

Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: skanst@yandex.ru

SHPORTKO Vladimir V., M. Sc. in Phys. and Math.

Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: llii7pot@yandex.ru

SHYSHKO Sergei A.

Deputy Chief Designer – Head of the Department of Mechanical Transmissions²

E-mail: mex@belaz.minsk.by

REGINJA Vladimir V., Ph. D. in Eng.

First Category Design Engineer of the Design Bureau of Hydromechanical Transmissions²

E-mail: mex@belaz.minsk.by

KORNACHENKO Dmitry I.

First Category Design Engineer of the Design Bureau of Hydromechanical Transmissions²

E-mail: mex@belaz.minsk.by

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

²OJSC “BELAZ” – Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

Received 01 February 2023.

OPERATIONAL LIFE ASSESSMENT OF PLANETARY GEARBOX OF HYDROMECHANICAL TRANSMISSION OF MINING DUMP TRUCK ACCORDING TO THE RESULTS OF FORCED BENCH TESTS

The aim of this work is to assess the compliance of the estimated lifetime of the planetary gearbox of hydromechanical transmission of a BELAZ mining dump truck with the actual operational one based on the results of accelerated (forced) bench tests. Preliminary strength calculations were carried out for the two most stressed modes of movement of a mining dump truck in a quarry on the rise, where the most significant damage to gear trains takes place: for maximum productivity (power) and maximum torque. Investigations showed that the gears limiting the lifetime of the gearbox are the sun gear and satellites of the 3rd planetary series. As a result of the tests, the estimated operating time of the planetary gearbox on the bench was achieved, which guarantees an operational life of at least 400,000 km of the dump truck run.

Keywords: *mining dump truck, planetary gearbox, gear train, accelerated bench tests, forced mode, operational life*

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-1-62-31-38>

References

- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Naturjeva M.K., Shportko V.V., Shishko S.A., Reginja V.V. Metod provedeniya uskorennykh stendovykh ispytaniy zubchatykh privodnykh mekhanizmov pri minimalnom kolichestve ispytyvaemykh obraztsov [Method for carrying out accelerated bench tests of gear drive mechanisms with a minimum number of test samples]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2020, iss. 9, pp. 234–237 (in Russ.).
- Eliseeva M.A., Malovik K.N., Miroshnichenko A.N. Menedzhment resursosposobnosti oborudovaniya gornogo proizvodstva [Management of a resourceability of the equipment of mining]. *Mining informational and analytical bulletin*, 2015, no. 8, pp. 315–322 (in Russ.).
- Anilovich V.Ya., Sychev I.P. K opredeleniyu koeffitsienta perekhoda ot rezultatov stendovykh ispytaniy k rezul'tatam ispytaniy v ekspluatatsionnykh usloviyakh [To the determination of the coefficient of transition from the results of bench tests to the results of tests in operational conditions]. *Vestnik mashinostroeniya*, 1969, no. 6, pp. 28–30 (in Russ.).
- Jimenez M. Accelerated fatigue test in mechanical components. *Contact and fracture mechanics*, 2018, pp. 253–273. DOI: <https://doi.org/10.5772/intechopen.72640>.
- Miláček O. *Endurance testing of automotive gearbox*. Available at: <https://stc.fs.cvut.cz/history/2011/sbornik/papers/pdf/1100039-1.pdf> (accessed 16 January 2023).
- RD V 319.01.11-98. *Kompleksnaya sistema kontrolya kachestva. Apparatura, pribory, ustroystva i oborudovanie voenno-goznacheniya. Tipovye metodiki uskorennykh ispytaniy na bezotkaznost i dolgovechnost* [Comprehensive quality control system. Facilities, tools, devices and equipment for military purposes. Typical methods of accelerated tests for reliability and durability]. Moscow, TsNII MO RF Publ., 2000. 95 p. (in Russ.).
- Some thoughts on accelerated durability testing*. Available at: <https://community.sw.siemens.com/s/article/some-thoughts-on-accelerated-durability-testing> (accessed 16 January 2023).
- Giyasov B.I., Seregin N.G., Seregin D.N., Belyakov V.A. *Stendovye uskorennyye ispytaniya tekhnicheskikh sistem na nadezhnost* [Bench accelerated tests of technical systems for reliability]. Moscow, ASV Publ., 2017. 74 p. (in Russ.).
- Accelerated testing with the inverse power law*. Available at: <https://www.reliasoft.com/resources/resource-center/accelerated-testing-with-the-inverse-power-law> (accessed 16 January 2023).
- Kugel R.V. *Ispytaniya na nadezhnost mashin i ikh elementov* [Reliability tests of machines and their components]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982. 181 p. (in Russ.).
- State Standard 21354-87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolventnye vneshnego zatsepleniya. Raschet na prochnost* [Cylindrical evolvent gears of external engagement. Strength calculation]. Moscow, Standartov Publ., 1988. 129 p. (in Russ.).
- Sergeenko V.A. *Proverochnyy raschet zubchatykh peredach transmisiy avtomobiley* [Verification calculation of gears of the transmission of cars]. Minsk, Belorusskiy natsionalnyy tekhnicheskiiy universitet Publ., 2016. 61 p. (in Russ.).
- RD 22-127-85. *Metodika rascheta nadezhnosti mashin pri proektirovani. Raschet detaley mashin na dolgovechnost. Etap razrabotki rabochey dokumentatsii* [Methodology for calculating the reliability of machines in the design. Calculation of machine parts for durability. Stage of development of detailed design documentation]. Moscow, NPO “VNIISTROYDORMASH” Publ., 1985. 135 p. (in Russ.).
- Timofeev G.A., Krasavin S.I., Silchenko P.N., Novikov E.S. Raschet dolgovechnosti zubchatykh mekhanizmov elektromekhanicheskikh privodov [Durability calculation for gear mechanisms in electromechanical actuators]. *BMSTU journal of mechanical engineering*, 2017, no. 9, pp. 12–21. DOI: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2017-9-12-21> (in Russ.).
- State Standard 1643-81. *Osnovnye normy vzaimozamenyayemosti. Peredachi zubchatye tsilindricheskie. Dopuski* [Basic requirements for interchangeability. Cylindrical gears. Tolerances]. Moscow, Standartov Publ., 1981. 69 p. (in Russ.).
- Gorlov V.V., Surina N.V. Analiz vliyaniya pogreshnostey profilya zuba na nagruzochnuyu sposobnost tsilindricheskikh zubchatykh koles [Analysis of the effect of tooth profile errors on the load capacity of cylindrical gears]. *Mining equipment and electromechanics*, 2012, no. 10, pp. 15–19 (in Russ.).
- Rudnitsky V.N., Sazonov D.S., Zaitsev V.S., Lisyutin V.A. Vliyaniye profilnoy pogreshnosti na kontaktную prochnost zubev [The influence of profile error on the contact strength of the teeth]. *Novye materialy i tekhnologii v mashinostroenii*, 2016, iss. 23, pp. 31–32 (in Russ.).