

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.833

А.С. ЛИСИЧИК

начальник бюро механических трансмиссий¹

E-mail: a.lisichik@yandex.ru

С.А. ШИШКО

заместитель главного конструктора — начальник отдела механических трансмиссий¹

E-mail: mex@belaz.minsk.by

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.

начальник НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: ishin@oim.by

А.Г. СИДОРЕНКО, канд. техн. наук

заведующий лабораторией проблем надежности и металлоемкости карьерных автосамосвалов большой и особо большой грузоподъемности НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: samosvaloim@mail.ru

Н.Н. МАКСИМЧЕНКО, канд. техн. наук

заместитель начальника организационно-аналитического отдела²

E-mail: maksnat2001@mail.ru

¹ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь

²Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 17.04.2023.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ САМОСВАЛА БЕЛАЗ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Цель исследований — совершенствование метода расчета ресурса конических зубчатых передач с круговым зубом ведущего моста самосвала БЕЛАЗ с гидромеханической трансмиссией. Анализ отечественных и зарубежных расчетных методов показал, что при определении контактных напряжений в зацеплении не учитывается влияние модификации боковых поверхностей зубьев на величину внутренних динамических нагрузок, что приводит к существенному завышению расчетного ресурса передач при их проектировании. Решение проблемы — введение в традиционно применяемые в ОАО «БЕЛАЗ» расчетные методы уточняющих коэффициентов, величины которых определяются согласно рекомендациям фирмы Gleason (США) — поставщика ОАО «БЕЛАЗ» зубообрабатывающего оборудования. Сопоставление реальной величины ресурса зубчатых колес главной передачи, установленного по результатам карьерной эксплуатации самосвала БЕЛАЗ грузоподъемностью 90 т с гидромеханической трансмиссией (142 000 км пробега), с результатами расчетов ресурса по предложенному (134 000 км пробега) и традиционному (167 000 км пробега) методам показало, что относительная погрешность оценки величины ресурса конических зубчатых колес ведущего моста самосвала, рассчитанного по предложенному методу, составляет около 6 %, а по традиционному — 15,5 %.

Ключевые слова: карьерный самосвал, ведущий мост, коническая зубчатая передача с круговым зубом, динамическая нагрузка, эксплуатационный ресурс

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41>

Введение. Карьерные автосамосвалы являются одним из важнейших инструментов, позволяющих быстро добывать полезные ископаемые открытым способом. Вместе с тем, рост добычи влечет за собой увеличение глубины карьеров, уклонов технологических трасс при необходимости сохранения высокой производительности транспортных средств. Известно, что силовые передачи с электроприводом достигают максимальной эффективности на подъемах с крутизной до 5...7 %, а при большей крутизне их эффективность резко падает [1]. Поэтому ведущие мировые фирмы-производители горнодобывающей техники уделяют большое внимание созданию карьерных самосвалов особо большой и сверх особо большой грузоподъемности (90...450 т) с гидромеханическими трансмиссиями (ГМТ). Механическая силовая передача обеспечивает наиболее эффективное преобразование мощности двигателя в тяговое усилие на колесе, сохраняя при этом высокие скорости движения на подъемах и большую гибкость при работе на дорогах с большой крутизной по сравнению с электроприводом, что способствует снижению расхода топлива. Эффективность силовой передачи с механическим приводом обеспечивает сохранение общей эффективности трансмиссии на уровне 82–85 % при движении на подъемах с крутизной до 16 %.

Традиционно ОАО «БЕЛАЗ» производит карьерные самосвалы грузоподъемностью от 90 до 450 т с электротрансмиссией. Однако с учетом мировой тенденции постоянного увеличения глубины карьеров возрастает актуальность оснащения белорусских большегрузных самосвалов ГМТ, производство которой на предприятии освоено только для самосвалов грузоподъемностью не более 60 т. Несмотря на то, что гидромеханические трансмиссии большегрузных самосвалов по своей схеме подобны трансмиссиям дорожных грузовых автомобилей, при их проектировании возникает ряд сложностей и технических проблем, связанных со спецификой работы карьерного самосвала, габаритами основных деталей, технологическими особенностями изготовления. В значительной степени ресурс ГМТ карьерного самосвала определяется ресурсом наиболее нагруженного узла трансмиссии — ведущего моста, составной частью которого являются конические зубчатые колеса с круговым зубом.

Постановка задачи. Анализ нагрузок, действующих на элементы трансмиссии самосвала в условиях карьерной эксплуатации, показывает, что в отличие от грузового автомобиля общетранспортного назначения, для карьерного самосвала момент, развиваемый двигателем в трансмиссии, в первую очередь обусловлен суммарным дорожным сопротивлением движения (сопротивление качения и сопротивление преодоления подъема) и является определяющим в нагрузочном режиме

узлов трансмиссии. Составная часть суммарного момента, обусловленная инерционной составляющей (при ускорении самосвала), имеет второстепенное значение. При этом с увеличением угла подъема карьерной дороги доля момента сопротивления движения в суммарном моменте, действующем в трансмиссии, увеличивается и становится определяющей при оценке сопротивления усталости (ресурса) зубчатых колес. Указанные особенности обуславливают более тяжелые условия эксплуатации трансмиссионных узлов карьерных самосвалов из-за большей, чем у дорожных самосвалов, продолжительности действия максимальных моментов в трансмиссии по причине большего времени движения на уклонах. При этом движение самосвала на уклонах, как правило, происходит на второй и третьей передачах ГМТ и время движения на данных передачах суммарно составляет большую часть времени движения самосвала при перевозке горной породы. В связи с более тяжелым нагрузочным режимом и более интенсивным расходом ресурса зубчатого колеса, при разработке новых моделей карьерных самосвалов необходимо на стадии проектирования с высокой точностью определять расчетный ресурс зубчатых передач с учетом нагрузочного режима в технологическом цикле карьера, а также с учетом особенностей геометрии зубчатых передач.

Особенности геометрии конических зубчатых колес с круговым зубом. Локализация пятна контакта. Конические зубчатые колеса с круговым зубом, в сравнении с прямозубыми, работают более плавно, бесшумно, обладают большей нагрузочной способностью. Эти передачи всегда имеют в зацеплении не менее двух пар зубьев, поэтому могут передавать нагрузку на 30 % большую, чем конические прямозубые зубчатые колеса. Несмотря на то, что изготовление колес с круговым зубом связано с выполнением сложных технологических наладок для получения требуемого контакта зубьев (пятна контакта), этот тип конических зубчатых колес получил широкое распространение.

Одной из основных сложностей учета особенностей геометрических параметров при расчетах является то, что конические зубчатые передачи с круговым зубом не являются стандартизованными и каждый производитель зубообрабатывающего оборудования имеет профиль зуба с индивидуальными особенностями, которые практически не учитываются стандартными методиками расчета прочности и ресурса.

Особенностью изготовления конических зубчатых колес с круговым зубом является то, что для получения необходимой зоны касания при контроле на обкатном станке и в дальнейшем пятна контакта в редукторе (главной передаче) модифицируются боковые поверхности зубьев ведущей шестерни, а зубья колеса остаются без модификации. Зона касания (определяется на контрольно-обкатном

станке) является главным критерием качества изготовления и характеризуется расположением на поверхности зуба, формой, размерами по длине и высоте зуба и направлением. Размеры зоны касания по длине и высоте зуба оказывают влияние на нагрузочную способность, плавность работы и чувствительность передач к погрешностям монтажа и деформациям колес под нагрузкой [2–7].

Если зубчатые колеса передачи имеют боковые поверхности зубьев без локализации контакта T_2 , то передача будет иметь строго постоянное передаточное отношение, равное отношению чисел зубьев колес, и линейный контакт. При наличии локализации контакта по длине зуба (рисунок 1 а) фактическая поверхность зуба Φ_2 отведена от поверхности T_2 в «тело» зуба около внешнего и внутреннего торцов. В таком случае поверхность Φ_2 шестерни и поверхность T_2 колеса (зубья колеса не модифицируют) касаются по линии cPd . В случае, когда имеет место локализация зубьев шестерни по длине и высоте зуба (см. рисунок 1 б), фактическая поверхность Φ_2 зубьев шестерни отведена от расчетной (теоретической) поверхности T_2 также и около головки и ножки зуба. В таком случае поверхности Φ_2 и T_2 касаются в единственной точке P (мгновенная точка контакта).

В передаче с локализацией контакта в одном направлении (см. рисунок 1 а) постоянство пе-

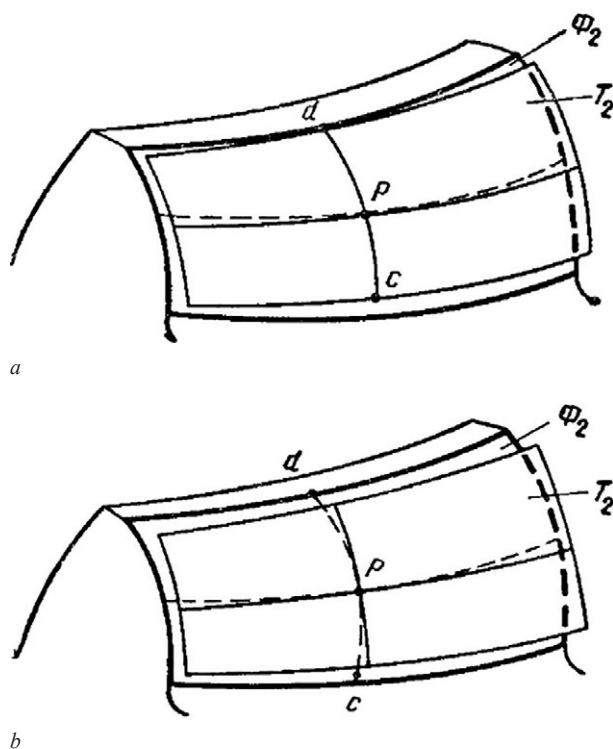


Рисунок 1 — Локализация пятна контакта:

a — локализация по длине зуба; b — локализация по длине и высоте зуба; T_2 — поверхность зуба без локализации; Φ_2 — поверхность зуба с локализацией

Figure 1 — Localization of the contact spot:

a — localization along the tooth length; b — localization along the tooth length and height; T_2 — tooth surface without localization; Φ_2 — tooth surface with localization

редаточного отношения обеспечивается тем, что отвод в «тело» поверхности зуба шестерни около внешнего и внутреннего торцов не препятствует контакту поверхностей зубьев во всех точках линии cPd , принадлежащей поверхности T_2 (зуба колеса), которая обеспечивает зацепление с постоянным передаточным отношением. Однако, если контакт локализован и по длине, и по высоте зуба, то мгновенное передаточное отношение строго равно отношению чисел зубьев передачи только в тот момент, когда в контакте находится точка P ; в остальные моменты времени передаточное отношение несколько отличается от отношения чисел зубьев. Таким образом, во время работы каждой пары зубьев передаточное отношение переменное и передача вращения происходит неравномерно. Поэтому пересопряжение зубьев в таких передачах отличается от теоретического [4]. На практике значения зазоров между поверхностями T_2 и Φ_2 обычно не превышают 0,05 мм, соответственно, и колебания передаточного отношения очень малы и практически не ухудшают качество передачи, но по этой причине в ней имеют место дополнительные внутренние динамические нагрузки в зацеплении, которые отличаются по величине от внутренних динамических нагрузок цилиндрической зубчатой передачи, так как обусловлены дополнительной составляющей — модификацией боковой поверхности [4]. В то же время локализация контакта по высоте зуба позволяет устранить более опасные явления — крошечный контакт и удары при пересопряжении зубьев, которые вызываются погрешностями изготовления и монтажа.

Конические зубчатые колеса с круговым зубом в ОАО «БЕЛАЗ» применяют в главных передачах ведущих мостов карьерных самосвалов и спецтехники с гидромеханической трансмиссией (рисунок 2). Изготовление конических колес с круговым зубом в ОАО «БЕЛАЗ» производится методом зубофрезерования с последующей химико-термической обработкой (ХТО). Шлифование зубьев после ХТО отсутствует. Нарезание зубьев производится на зубофрезерных станках Phoenix 1000HC производства фирмы Gleason, используется пятиоперационный метод изготовления зубьев зубофрезерными головками типа HARDAC III.

Расчет усталостной прочности конических зубчатых колес. Расчет конических зубчатых колес на прочность при максимальной нагрузке и сопротивлении усталости (ресурс) подразумевает правильное расположение пятна контакта в редукторе, обеспечивающее максимальный ресурс зубчатого зацепления и исключающее выход пятна на край зуба. Это требование выполняется качественной модификацией боковой поверхности зубьев шестерни на стадии изготовления (выполнение требований к параметрам зоны касания при контроле на обкатном станке) и последующей качественной регулировкой пятна контакта в редукторе.

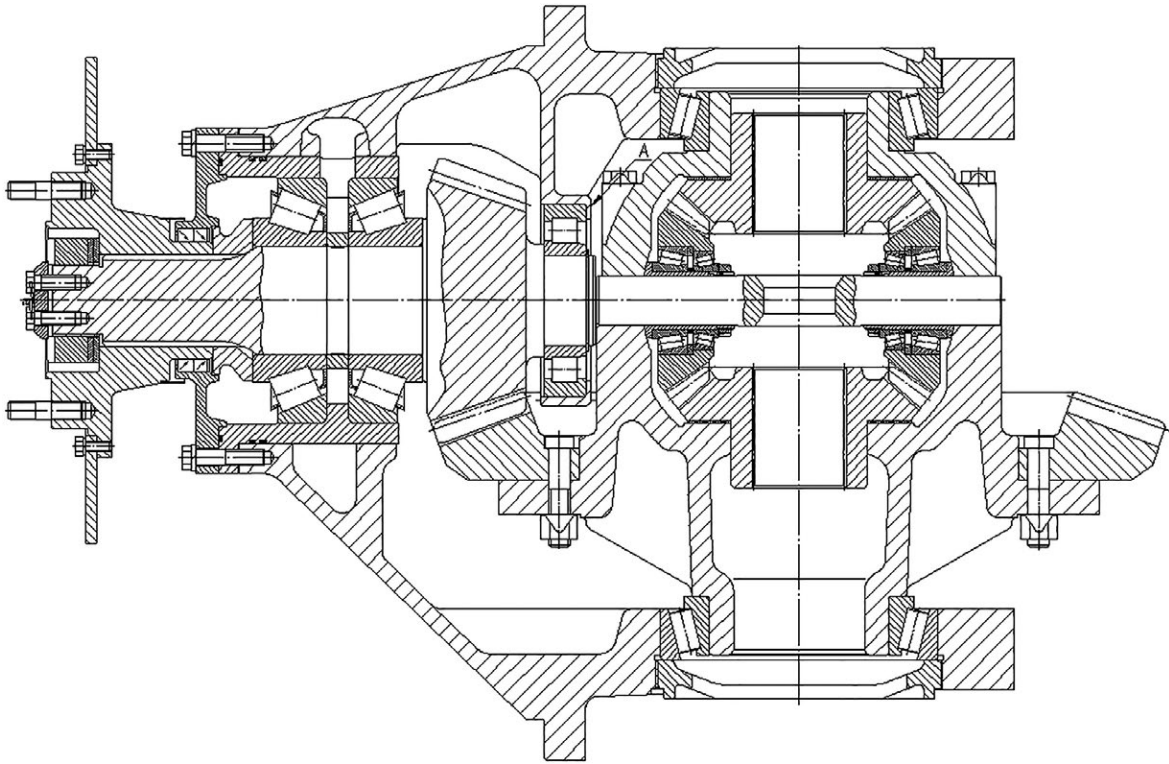


Рисунок 2 — Главная передача ведущего моста карьерного самосвала БЕЛАЗ-75570 с гидромеханической трансмиссией
Figure 2 — Main gear of the driving axle of the BELAZ-75570 dump truck with hydromechanical transmission

В связи с отсутствием стандартизированной методики расчета для определения действующих напряжений в зацеплении конических зубчатых колес с круговым зубом ОАО «БЕЛАЗ» использует методику, приведенную в [5] и содержащую следующие формулы для расчета контактного напряжения σ_H и напряжения изгиба $\sigma_{F1(2)}$:

$$\sigma_H = 275 \cdot \sqrt{\frac{F_{ii}}{b_w \cdot d_1} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \cdot K_{H\mu} \cdot K_{xH}};$$

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{ii}}{b_{f1(2)} \cdot m_n} \cdot Y_{F1(2)} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \cdot K_{F\mu(2)} \cdot K_{xF1(2)},$$

где F_{ii} — тангенциальная сила в зацеплении в среднем сечении зуба; d_1 — делительный диаметр ведущей шестерни в среднем сечении зуба; m_n — нормальный модуль в среднем сечении зуба; b_w и $b_{f1(2)}$ — ширина зубчатого венца для расчета по контакту и по изгибу; Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; Z_ε и Y_ε — коэффициенты, учитывающие перекрытие; $Y_{F1(2)}$ — коэффициент напряжения изгиба зуба (учитывает форму зуба); $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями в зависимости от точности изготовления; $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$ — коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца; $K_{H\gamma}$, $K_{F\gamma}$ — коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки; $K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ — коэффициенты, учитывающие условия смазки; K_{xH} , K_{xF} — коэффициенты, учитывающие размеры зубчатых колес.

Методика, приведенная в [5], предусматривает, как и ГОСТ 21354-87 [8], определение контактных напряжений в полюсе зацепления для случая контакта двух цилиндров и определение напряжений изгиба у корня зуба при рассмотрении зуба как консольной балки, для которой справедлива гипотеза плоских сечений.

В приведенных выше формулах коэффициенты Z_H , Z_ε , Y_ε , $Y_{F1(2)}$ учитывают геометрические параметры зацепления, коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ учитывают точность изготовления в части отклонения шага зацепления и перекрытия зубьев при работе.

Коэффициентами, учитывающими влияние модификации боковой поверхности зуба на величину действующих контактных напряжений в зоне контакта зубьев (в центре эллипса мгновенного пятна контакта) и на величину напряжений изгиба корня зуба, являются $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, $K_{H\gamma}$ и $K_{F\gamma}$. Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, напрямую зависят от продольной модификации боковых поверхностей зубьев, которая вводится для локализации зоны касания (пятна контакта) вдоль образующей делительного конуса зуба.

Фирма Gleason, оборудование которой применяется в ОАО «БЕЛАЗ» для фрезерования зубьев конических зубчатых колес с круговым зубом, приводит данные для выбора подобных коэффициентов согласно собственным методикам. Обозначение и связь между коэффициентами приведены в таблице 1.

Таким образом, формулы для определения действующих напряжений для конических зубчатых передач с круговым зубом с учетом методики фирмы Gleason примут следующий вид:

$$\sigma_H = 275 \cdot \sqrt{\frac{F_{ti}}{b_w \cdot d_1} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_m \cdot \frac{1}{C_{Vi}} \cdot K_{H\mu} \cdot K_{xH}};$$

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{ti}}{b_{f1(2)} \cdot m_n} \cdot Y_{F1(2)} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_m \times$$

$$\times \frac{1}{K_{Vi}} \cdot K_{F\mu1(2)} \cdot K_{xF1(2)} \cdot \frac{1}{K_x}.$$

Особенности определения коэффициентов, учитывающих динамические нагрузки, в современных методиках. Коэффициенты K_{HVi} и K_{FVi} , учитывающие динамические нагрузки, в первую очередь зависят от профильной модификации боковых поверхностей зубьев, которая вводится для локализации зоны касания (пятна контакта) по высоте зуба, и дополнительно зависят от продольной модификации при средних и низких степенях точности изготовления.

Согласно типовым рекомендациям технической литературы [3, 5–7], коэффициенты K_{HVi} и K_{FVi} выбираются для конических передач с круговым зубом по той же таблице, что и для цилиндрических передач [8], но при этом степень точности принимается на одну ниже фактической для рассматриваемого колеса. Окружная скорость определяется на делительном диаметре в среднем сечении.

Согласно методике [5], коэффициенты K_{HVi} и K_{FVi} рассчитываются по одинаковым с цилиндрическими передачами формулам, при этом за расчетное принимается среднее сечение конического зубчатого колеса.

Таблица 1 — Коэффициенты для расчета зубчатых передач
Table 1 — Coefficients for calculating the gears

Наименование коэффициента	Обозначение коэффициента в методике [5]	Обозначение коэффициента в методике фирмы Gleason	Связь между коэффициентами по методикам [5] и Gleason
Расчет усталости по контакту			
Коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца	$K_{H\beta}$	C_m	$K_{H\beta} = C_m$
Коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки	K_{HV}	C_V	$K_{HV} = \frac{1}{C_V}$
Расчет усталости по изгибу			
Коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца	$K_{F\beta}$	K_m	$K_{F\beta} = K_m$
Коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки	K_{FV}	K_V	$K_{FV} = \frac{1}{K_V}$
Коэффициент, учитывающий радиус зуборезной головки	Нет аналога	K_x	$\frac{1}{K_x}$

Внутренняя динамическая нагрузка на i -й передаче трансмиссии определяется по следующей формуле:

$$F_{j\Delta i} = \left[N_\Delta \cdot b_{cp} \cdot \sqrt{\frac{d_{w1} \cdot (u+1) \cdot \Delta_O}{u}} \right] \cdot v_i,$$

где N_Δ — коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на проявление погрешности при формировании динамической нагрузки; b_{cp} — средняя ширина венцов пары шестерен; d_{w1} — начальный диаметр шестерни; u — передаточное число пары шестерен; Δ_O — расчетная производственная погрешность в зубчатой передаче; v_i — окружная скорость на начальном диаметре для i -й передачи трансмиссии.

Предельное значение динамической нагрузки на i -й передаче трансмиссии:

$$F_{jM} = \Delta_O \cdot b_{cp} \cdot G_{\Sigma i} \cdot \cos^2 \beta,$$

где $G_{\Sigma i}$ — суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев; β — угол наклона линии зуба.

Предельное значение динамической нагрузки F_{jM} фактически является значением силы, при которой суммарная деформация зубьев равна расчетной производственной погрешности в зубчатой передаче Δ_O , т. е. происходит контакт зубьев и их сопряжение.

В качестве расчетной динамической нагрузки F_{ji} принимается меньшее значение $F_{j\Delta i}$ или F_{jM} .

Коэффициент внутренней динамической нагрузки на i -й передаче трансмиссии рассчитывается по формуле:

$$K_{\Delta i} = 1 + \frac{F_{ji}}{F_{ti}},$$

где F_{ti} — тангенциальная сила зацепления на i -й передаче трансмиссии.

Несмотря на то, что в определении нагрузки F_{jM} используется значение удельной жесткости $G_{\Sigma t}$ для конических передач, в целом для расчета используются формулы для цилиндрических передач, что делает приведенные расчеты приближенными.

Методы расчета нагрузочной способности конических зубчатых передач приведены в серии стандартов ISO 10300 [9] и DVN 41 [10]. Так, в методике для расчета динамического коэффициента K_V в стандарте ISO 10300-1 указано, что внутренняя динамическая нагрузка F_{ji} является функцией параметров, определяющих точность конических зубчатых колес, а именно: f_{pt} — единичное отклонение шага зацепления; F_a — полное отклонение профиля боковой поверхности зуба. Однако в этой же методике указано, что определение влияния отклонения профиля F_a для конических передач является сложной задачей, так как боковые поверхности зубьев не имеют строго эвольвентного профиля (по причине модификации для локализации пятна контакта) и соответствующего параметра в ISO, определяющего требования к точности данного профиля, не существует. По этой причине сделано допущение, что только единичное отклонение шага зацепления f_{pt} является величиной, представляющей погрешность передачи (суммарное отклонение шага зацепления) для определения динамического коэффициента K_V расчетным путем.

Кроме того, при значении суммарного коэффициента перекрытия конических колес с круговым зубом более 2,0 (такое значение рекомендуется фирмой Gleason [11–13]) в определенный момент времени имеет место зацепление трех пар зубьев (рисунок 3), что, с одной стороны, увеличивает плавность вращения и суммарную жесткость зацепления, но в то же время не учитывается расчетными методиками при определении динамического коэффициента K_V . По этой причине наиболее рационально определять значение динамического коэффициента K_V , используя графики, полученные опытным путем. Так, график для определения ди-

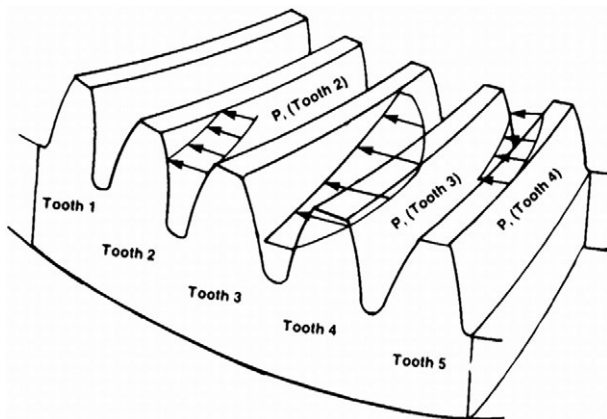


Рисунок 3 — Распределение передаваемой нагрузки между зубьями конического зубчатого колеса с круговым зубом (данные фирмы Gleason) [11]

Figure 3 — Distribution of the transmitted load between the teeth of a bevel gear with a circular tooth (data from Gleason company) [11]

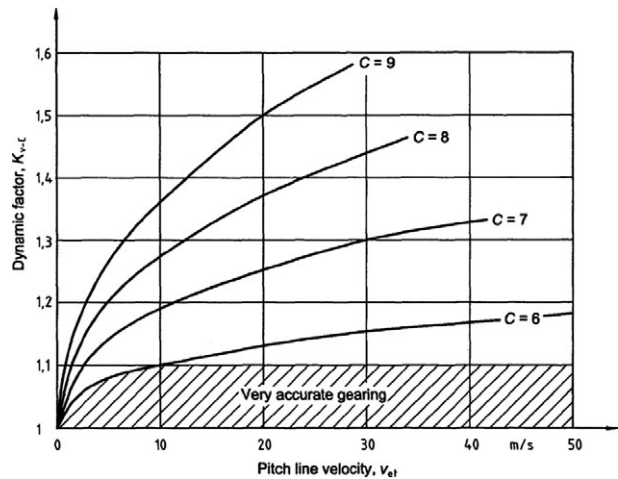


Рисунок 4 — Значения динамического коэффициента K_{v-c} для конических зубчатых колес [9] (C — степень точности зубчатой передачи согласно ISO 1328-1)

Figure 4 — Dynamic factor K_{v-c} values for bevel gears [9] (C — accuracy grade of the gear according to ISO 1328-1)

намического коэффициента K_V (метод C) [9] приведен в стандарте ISO 10300-1 (рисунок 4).

Приведенные на рисунке 4 графики построены на основе экспериментально полученных данных и не учитывают влияние резонанса в зацеплении при высоких скоростях вращения. Для данного случая коэффициенты методики, применяемой в ОАО «БЕЛАЗ», и коэффициенты в ISO 10300-1 соотносятся следующим образом: $K_{HV} = K_{v-c}$ и $K_{FV} = K_{v-c}$.

Необходимо отметить, что приведенные графики очень близко соответствуют графикам фирмы Gleason, при этом соотношение величин коэффициентов следующее:

$$K_{v-c} = \frac{1}{C_V}.$$

При этом степень точности 11 по AGMA соответствует степени точности 6-7 согласно ISO 1328-1.

Таким образом, общепринятые рекомендации и методики определения коэффициентов динамических нагрузок в зацеплении, в том числе и стандарты ISO, при расчетах дают весьма приближенный результат, а индивидуальные особенности параметров зубьев, т. е. влияние отклонений профиля зуба при его модификации на K_{HV} и K_{FV} разных производителей зубообрабатывающего оборудования, не учитывается.

Коэффициенты, учитывающие особенности действия нагрузки в зацеплении, рекомендуемые фирмой Gleason. Так как построенные на основе экспериментально полученных данных графики очень близко соответствуют графикам фирмы Gleason, рассмотрим рекомендации данной фирмы по выбору расчетных коэффициентов [13–16].

Коэффициент распределения нагрузки K_m . В связи с тем, что нагрузочная способность конических зубчатых колес с круговым зубом в значительной степени зависит от их расположения (смещения)

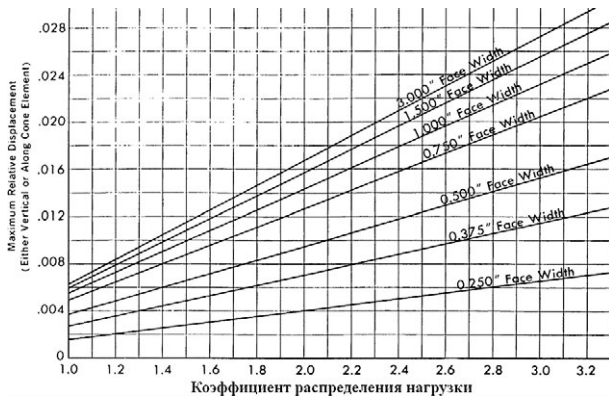


Рисунок 5 — Значения коэффициента распределения нагрузки K_m для конических зубчатых колес с круговым зубом [14]
 Figure 5 — Load distribution factor K_m values for bevel gears with a circular tooth [14]

под действием рабочих нагрузок, для учета этого эффекта используется коэффициент распределения нагрузки K_m (рисунок 5). Этот коэффициент основывается на значении смещений шестерни и колеса под данной нагрузкой от их теоретических (номинальных) положений. Приведенный график построен, исходя из предположения, что контакт зубьев оптимизирован и получено соответствующее пятно контакта зубьев под действием нормальной рабочей нагрузки при установке зубчатых колес в узле [14]. Вертикальное смещение соответствует изменению в перпендикулярном направлении к осям колеса и шестерни. Осевое смещение соответствует перемещению колеса или шестерни вдоль их осей.

Когда предполагаемые или действительные смещения шестерни и колеса неизвестны, величина данного коэффициента может быть выбрана из таблицы 2.

Динамический коэффициент K_v . Динамический коэффициент отражает влияние эффекта отклонений в форме профиля зуба, отклонений шага зацепления и радиального биения профиля (отклонение от соосности) на значение внутренней дина-

Таблица 2 — Значения коэффициента распределения нагрузки K_m
 Table 2 — Load distribution factor K_m values

Тип применения	Обе шестерни имеют S-установку	Одна шестерня имеет S-установку, вторая — O-установку	Обе шестерни имеют O-установку
Общепромышленный	1,00...1,10	1,10...1,25	1,25...1,40
Автомобильный	1,00...1,10	1,10...1,25	—

Примечание: S-установка (Straddle Mounting) — установка ведущей шестерни конической зубчатой передачи, при которой подшипники установлены с двух сторон зубчатого венца, т.е. «двусторонняя» установка подшипников (см. рисунок 2); O-установка (Overhang Mounting) — установка ведущей шестерни конической зубчатой передачи, при которой подшипники установлены с одной стороны зубчатого венца, т.е. «односторонняя» установка подшипников (отсутствует подшипник между зубчатым венцом и дифференциалом, см. рисунок 2).

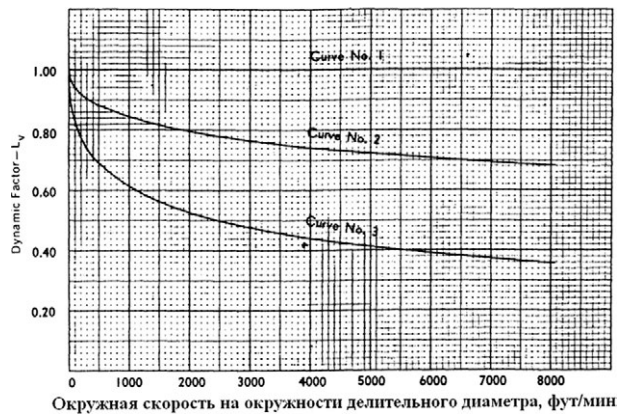


Рисунок 6 — Значения динамического коэффициента K_v для конических зубчатых колес с круговым зубом [15]
 Figure 6 — Dynamic coefficient K_v values for bevel gears with a circular tooth [15]

мической нагрузки в зацеплении. Значения коэффициента K_v приведены на графике (рисунок 6).

Рассмотрим подробнее кривые, приведенные на рисунке 6.

Кривая № 1 (Curve №1). Для конических зубчатых колес с круговым зубом, имеющих предпочтительное пятно контакта зубьев, точность расположения зуба и концентричность (соосность) по AGMA класс 11 (класс 5-6 по ISO 1328-1) и выше.

Кривая № 2 (Curve №2). Для конических зубчатых колес с круговым зубом со степенью точности меньше, чем класс 11 по AGMA (класс 7-8 по ISO 1328-1) или для крупногабаритных конических зубчатых колес с круговым зубом.

Кривая № 3 (Curve №3). Для прямозубых конических зубчатых колес и зубчатых колес типа Zerol (с круговым зубом и углом наклона средней линии зуба $\beta_n = 0^\circ$) со степенью точности меньше, чем класс 11 по AGMA (класс 10-11 по ISO 1328-1) или для крупногабаритных прямозубых конических зубчатых колес.

В отечественной технической литературе [4] приводится следующий график определения коэффициента K_v для зубчатых колес с круговым зубом (рисунок 7).

Коэффициент радиуса зуборезной головки K_x или коэффициент кривизны зуба в продольном направлении (вдоль зуба). Этот коэффициент от-

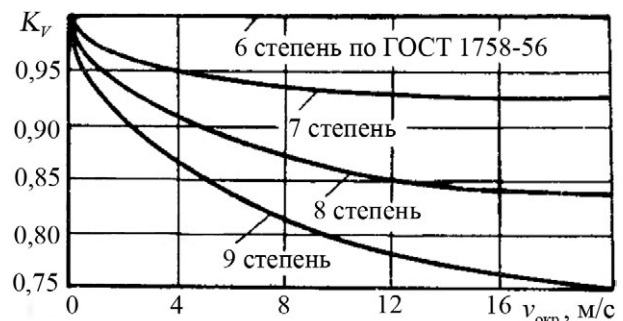


Рисунок 7 — Значения динамического коэффициента K_v для конических зубчатых колес с круговым зубом [4]
 Figure 7 — Dynamic coefficient K_v values for bevel gears with a circular tooth [4]

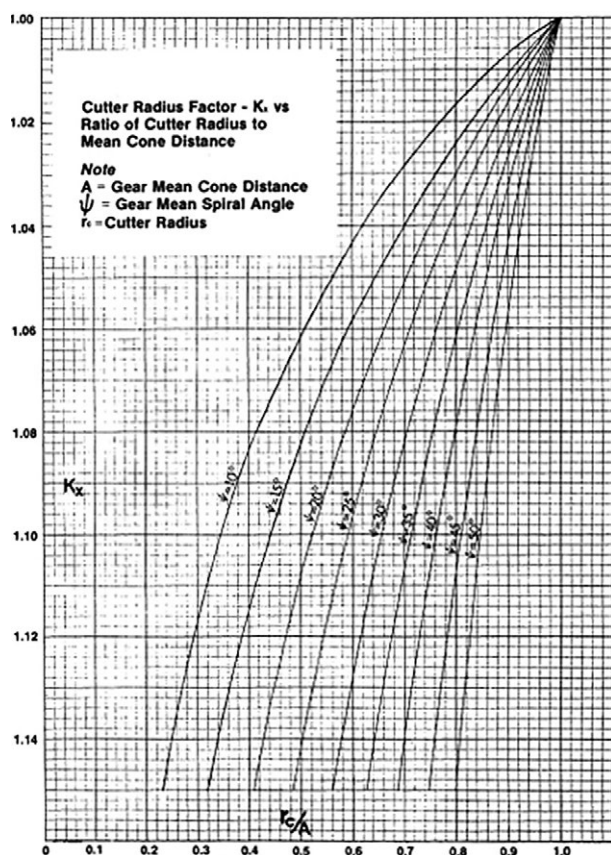


Рисунок 8 — Значения коэффициента радиуса зуборезной головки K_x для конических зубчатых колес с круговым зубом [16]
Figure 8 – Cutter radius factor K_x values for bevel gears with a circular tooth [16]

ражает благоприятный эффект меньшего, чем расчетный, радиуса зуборезной головки. Значения коэффициента K_x приведены на графике (рисунок 8). Если нет экспериментальных данных по этим зубчатым передачам, рекомендуемое предельное значение коэффициента равно 1,15.

При расчете контактных напряжений, согласно рекомендации фирмы Gleason, используются коэффициенты, аналогичные коэффициентам для расчета напряжений изгиба [15, 16]: C_m — коэффициент распределения нагрузки (значение равно значению коэффициента K_m); C_v — динамический коэффициент (значение равно значению коэффициента K_v).

Экспериментальная проверка достоверности расчетов ресурса зубчатых колес с круговым зубом главной передачи карьерного самосвала. С целью проверки и отработки конструкторско-технологических решений главных передач самосвалов с ГМТ, на ОАО «БЕЛАЗ» был спроектирован и изготовлен ведущий мост, который был установлен на шасси карьерного самосвала БЕЛАЗ-75570 (грузоподъемностью 90 т), оснащенного гидромеханической передачей (ГМП) фирмы Gleason.

Самосвал проходил эксплуатационные испытания в одном из угольных карьеров Российской Федерации (пос. Ерунаково, г. Новокузнецк). Через два года эксплуатации, при очередном посещении автохозяйства, было выявлено контактное



Рисунок 9 — Состояние зубьев ведущей шестерни главной передачи
Figure 9 — Teeth condition of the main gear drive gearwheel

усталостное разрушение зубьев пары конических шестерен главной передачи. Состояние зубьев ведущей шестерни главной передачи на момент инспекции приведено на рисунке 9. Пробег шасси на момент экспертизы составил 142 тыс. км. После замены зубчатых колес эксплуатация самосвала продолжена.

Основные характеристики пары зубчатых колес приведены в таблице 3.

Для сопоставления влияния методов определения коэффициента динамической нагрузки на результат расчета ресурса зубчатой передачи с круговым зубом выполнены расчеты усталостной контактной прочности пары шестерен главной передачи экспериментального карьерного самосвала БЕЛАЗ-75570. Расчеты выполнялись с использованием программы Excel, сначала согласно принятой в ОАО «БЕЛАЗ» методике [5], а затем — с учетом значений коэффициента дина-

Таблица 3 — Основные характеристики пары зубчатых колес
Table 3 — Main characteristics of the gears pair

Наименование параметра	Значение согласно методике [5]
Внешний окружной модуль m_{e2} , мм	17,5
Число зубьев шестерни Z_1	12
Число зубьев колеса Z_2	41
Ширина зубчатого венца шестерни B_1	112
Ширина зубчатого венца колеса B_2	110

Таблица 4 — Коэффициенты для расчета зубчатых передач
Table 4 — Coefficients for calculating the gears

Наименование параметра	Значение согласно методике [5]	Значение согласно методикам фирмы Gleason	
Коэффициенты, учитывающие неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца	$K_{H\beta} = 1,25$	$C_m = 1,25$	
Коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки (по передачам ГМП)	$K_{HV1} = 1,078$ $K_{HV2} = 1,154$ $K_{HV3} = 1,232$ $K_{HV4} = 1,311$ $K_{HV5} = 1,439$ $K_{HV6} = 1,682$	$C_{V1} = 0,86$ $C_{V2} = 0,82$ $C_{V3} = 0,80$ $C_{V4} = 0,78$ $C_{V5} = 0,76$ $C_{V6} = 0,74$	$K_{HV1} = 1,162$ $K_{HV2} = 1,219$ $K_{HV3} = 1,25$ $K_{HV4} = 1,282$ $K_{HV5} = 1,316$ $K_{HV6} = 1,351$
Расчетный ресурс, км	167 500	134 000	

мической нагрузки, определенного согласно рекомендациям фирмы Gleason.

В таблице 4 приведены значения коэффициентов динамических нагрузок для разных передач, а также результаты расчета ресурса по контактной усталости определенные разными методами.

Значение коэффициента C_m принято по таблице 2 по причине отсутствия исследовательских данных о величинах смещения зубчатых венцов данных колес под нагрузкой. Для определения влияния только динамического коэффициента принято $C_m = K_{H\beta} = 1,25$, что соответствует рекомендации таблицы 2 для консольной установки ведущей шестерни.

Значения остальных коэффициентов для расчета контактных напряжений по двум методикам приняты равными, кроме коэффициента динамичности K_{HV} , с целью определения его влияния.

Необходимо отметить, что значения коэффициента K_{HV1} , рассчитанные согласно методике [5], увеличиваются практически пропорционально, а значения, рассчитанные согласно методике фирмы Gleason, имеют нелинейную характеристику. При этом значения на 1-й и 2-й передачах трансмиссии имеют большие значения, чем рассчитанные по методике [5], и, как правило, на 1–3 передачах трансмиссии расходуется ресурс зубчатых колес узлов, работающих на всех передачах (например, ведущих мостов). Для карьерного самосвала БЕЛАЗ-75570 с гидромеханической передачей Allison, из-за большого разрыва передаточных чисел между 2-й и 3-й передачами, фактически 1-я и 2-я передачи являлись рабочими при движении в карьере на подъеме, 3-я передача использовалась при движении практически по горизонтальной поверхности. Приведенный в таблице 4 расчет подтверждает эту особенность эксплуатации. Увеличение значения коэффициента K_{HV1} на 5-й и 6-й передачах при движении на скоростях 30–40 км/ч фактически по горизонтальной поверхности не оказывает существенного влияния на ресурс, так как действующий крутящий момент, обусловленный сопротивлением движению, намного меньше и суммарное усилие в зацеплении (действующее и внутреннее дина-

мическое) значительно меньше, чем на 1-й и 2-й передачах трансмиссии.

Заключение. Результаты аналитических и экспериментальных исследований показали, что использование рекомендаций фирмы Gleason (поставщика зубообрабатывающего оборудования в ОАО «БЕЛАЗ») для определения расчетных коэффициентов, применяемых в прочностных расчетах узлов ГМТ согласно используемым на предприятии методикам при проектировании, позволяет учесть влияние модификации боковых поверхностей зубьев конических зубчатых колес с круговым зубом на динамические нагрузки в зацеплении (что ранее нигде не учитывалось) и более достоверно определить расчетный ресурс зубчатых передач ведущего моста самосвала БЕЛАЗ с гидромеханической трансмиссией.

Сопоставление реальной величины ресурса зубчатых колес главной передачи, установленного по результатам карьерной эксплуатации самосвала БЕЛАЗ грузоподъемностью 90 т с гидромеханической трансмиссией (142 000 км пробега), с результатами расчетов ресурса по предложенному (134 000 км пробега) и традиционному (167 000 км пробега) методам показало, что относительная погрешность оценки величины ресурса конических зубчатых колес ведущего моста самосвала, рассчитанного по предложенному методу, составляет около 6 %, а по традиционному — 15,5 %.

Полученные результаты могут быть использованы при конструировании (методом масштабирования) главных передач ГМТ для всего типоразмерного ряда самосвалов, выпускаемых ОАО «БЕЛАЗ».

Список литературы

1. Карьерный автотранспорт: состояние и перспективы / П.Л. Мариев [и др.] — СПб.: Наука, 2004. — 428 с.
2. Childs, P. Mechanical Design Engineering Handbook / P. Childs. — 2nd ed. — Butterworth-Heinemann, 2018. — Pp. 475–511.
3. Feng, Z. Effects of geometry design parameters on the static strength and dynamics for spiral bevel gear / Z. Feng, C. Song // International Journal of Rotating Machinery. — 2017. — DOI: <https://doi.org/10.1155/2017/6842938>.
4. Лопато, Г.А. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями: справ. пособие / Г.А. Лопато, Н.Ф. Кабатов, М.Г. Сегаль. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1977. — 423 с.

5. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: учеб. для вузов / Н.Ф. Бочаров [и др.]; под общ. ред. Н.Ф. Бочарова, И.А. Цитовича. — М.: Машиностроение, 1983. — 303 с.
6. Litvin, F.L. Design, manufacture, stress analysis, and experimental tests of low-noise high endurance spiral bevel gears / F.L. Litvin, A. Fuentes, K. Hayasaka // Mechanism and Machine Theory. — 2006. — Vol. 41, iss. 1. — Pp. 83–118. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2005.03.001>.
7. Анализ конических передач с использованием пакета ANSYS / С.И. Каратушин [и др.] // Изв. высших учебных заведений. Машиностроение. — 2016. — № 5(674). — С. 52–58.
8. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность: ГОСТ 21354-87. — Введ. 01.01.89. — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 129 с.
9. Calculation of load capacity of bevel gears – Part 1. Introduction and general influence factors: ISO 10300-1:2014(E). — Geneva: ISO, 2014. — 58 p.
10. Calculation of gear rating for marine transmissions: DNV Classification Note. — 2012. — No. 41.2. — 61 p.
11. Wilcox, L. Analyzing gear tooth stress as a function of tooth contact pattern shape and position / L. Wilcox // Gear Technology. — 1985. — Vol. 2, no. 1. — Pp. 9–15.
12. Thomas, J. Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears of heavy-duty drive axles / J. Thomas // SAE transactions. — 1984. — DOI: <https://doi.org/10.4271/841085>.
13. Effect of misalignment on tooth action of bevel and hypoid gears: Instructional materials by “The Gleason Works”, Rochester, New York. — 1986. — P. 8.
14. Passenger car drive axle gear design: Instructional materials by “The Gleason Works”, Rochester, New York. — 1972. — P. 63.
15. Bending stress in bevel gear teeth: Instructional materials by “The Gleason Works”, Rochester, New York. — 1987. — P. 31.
16. Contact stress in bevel gear teeth: Instructional materials by “The Gleason Works”, Rochester, New York. — 1987. — P. 28.

LISICHIK Aliaksander S.

Head of the Mechanical Transmission Office¹

E-mail: a.lisichik@yandex.ru

SHYSHKO Sergei A.

Deputy Chief Designer — Head of the Mechanical Transmissions Department¹

E-mail: mex@belaz.minsk.by

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

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”²

E-mail: ishin@oim.by

SIDORENKO Alexandr G., Ph.D. in Eng.

Head of the Laboratory of Reliability Problems and Metal Intensity of High and Extra-High Capacity Dump Trucks of the R&D Center “Mining Machinery”²

E-mail: samosvaloim@mail.ru

MAKSIMCHENKO Natalia N., Ph.D. in Eng.

Deputy Head of the Organizational and Analytical Department²

E-mail: maksnat2001@mail.ru

¹OJSC “BELAZ” – Management Company of Holding “BELAZ-HOLDING”, Zhodino, Republic of Belarus

²Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received 17 April 2023.

PREDICTION OF THE MAIN GEAR LIFETIME OF BELAZ DUMP TRUCK AT THE DESIGN STAGE

The purpose of the research is to improve the method for calculating the lifetime of bevel gears with a circular tooth of the driving axle of the BELAZ dump truck with a hydromechanical transmission. An analysis of domestic and foreign calculation methods showed that when determining the contact stresses in the gearing, the influence of the modification of the side surfaces of the teeth on the magnitude of internal dynamic loads is not taken into account, which leads to a significant overestimation of the calculated lifetime of gears during their design. The solution to the problem is the introduction of refinement coefficients into the calculation methods traditionally used in OJSC “BELAZ”, the values of which are determined according to the recommendations of the Gleason company (USA), the supplier of gear-cutting equipment to OJSC “BELAZ”. Comparison of the actual value of the lifetime of the gear wheels of the main gear, established according to the results of the career operation of the BELAZ dump truck with a carrying capacity of 90 t with a hydromechanical transmission (about 142,000 km of run), with the results of calculating the lifetime using the proposed (134,000 km of run) and traditional (167,000 km of run) methods showed

that the relative error in estimating the lifetime of the bevel gears of the drive axle of the dump truck, calculated by the proposed method, is about 6 %, and by the traditional one — 15.5%.

Keywords: mining dump truck, drive axle, bevel gear with circular tooth, dynamic load, operational life

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41>

References

1. Mariev P.L., Kuleshov A.A., Egorov A.N., Zyryanov I.V. *Karernyy aviotransport: sostoyanie i perspektivy* [Career vehicles: state and prospects]. Saint Petersburg, Nauka Publ., 2006. 387 p. (in Russ.).
2. Childs P. *Mechanical design engineering handbook*. Butterworth-Heinemann, 2018. Pp. 475–511.
3. Feng Z., Song C. Effects of geometry design parameters on the static strength and dynamics for spiral bevel gear. *International journal of rotating machinery*, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1155/2017/6842938>.
4. Lopato G.A., Kabatov N.F., Segal M.G. *Konicheskie i gipoidnye peredachi s krugovymi zubyami* [Bevel and hypoid gears with circular teeth]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 423 p. (in Russ.).
5. Bocharov N.F., Tsitovich I.S., Polungyan A.A., Semenov V.M., Tsybin V.S., Zheglov L.F. *Konstruirovaniye i raschet kolesnykh mashin vysokoy prokhodimosti* [Design and calculation of wheeled cross-country vehicles]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 303 p. (in Russ.).
6. Litvin F.L., Fuentes A., Hayasaka K. Design, manufacture, stress analysis, and experimental tests of low-noise high endurance spiral bevel gears. *Mechanism and machine theory*, 2006, vol. 41, iss. 1, pp. 83–118. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2005.03.001>.
7. Karatushin S.I., Pleshanova Yu.A., Bilyuk N.A., Bokuchava P.N. Analiz konicheskikh peredach s ispolzovaniem paketa ANSYS [Analysis of bevel gears using ANSYS software package]. *Proceedings of higher educational institutions. Machine building*, 2016, no. 5(674), pp. 52–58. (in Russ.).
8. State Standard 21354-87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolventnye vneshnego zatsepleniya. Raschet na prochnost* [Cylindrical involute gears of external engagement. Strength calculation]. Moscow, Standartov Publ., 1988. 129 p. (in Russ.).
9. ISO 10300-1:2014. *Calculation of load capacity of bevel gears — Part 1. Introduction and general influence factors*. Geneva, ISO, 2014. 58 p.
10. *Calculation of gear rating for marine transmissions*. DNV Classification Note, no. 41.2, 2012. 61 p.
11. Wilcox L. Analyzing gear tooth stress as a function of tooth contact pattern shape and position. *Gear technology*, 1985, vol. 2, no. 1, pp. 9–15.
12. Thomas J. *Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears of heavy-duty drive axles*. SAE Technical Paper, no. 841085, 1984. DOI: <https://doi.org/10.4271/841085>.
13. *Effect of misalignment on tooth action of bevel and hypoid gears*. Rochester, New York, 1986. P. 8.
14. *Passenger car drive axle gear design*. Rochester, New York, 1972. P. 63.
15. *Bending stress in bevel gear teeth*. Rochester, New York, 1987. P. 31.
16. *Contact stress in bevel gear teeth*. Rochester, New York, 1987. P. 28.