

УДК 621.833.65: 539.43

С.А. ШИШКОзаместитель главного конструктора – начальник отдела механических трансмиссий НТЦ УГК им. А.Н. Егорова¹
E-mail: mex@belaz.minsk.by**Н.Н. ИШИН**, д-р техн. наук, доц.начальник НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: nik_ishin@mail.ru

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: arcady.mih@tut.by

М.К. НАТУРЬЕВАнаучный сотрудник лаборатории проблем надежности и металлоемкости карьерных автосамосвалов большой и особо большой грузоподъемности НТЦ «Карьерная техника»²

E-mail: bahama2008@yandex.ru

¹ОАО «БЕЛАЗ» — управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ», г. Жодино, Республика Беларусь²Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь*Поступила в редакцию 20.12.2024.*

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПИРАЛЬНО-КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ КАРЬЕРНЫХ САМОСВАЛОВ БОЛЬШОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

В данной работе представлена методика проектирования крупномодульных спирально-конических зубчатых колес главной передачи карьерных самосвалов, отличающаяся от известных рекомендациями по оптимизации передаточных чисел в целом для трансмиссии и применением корректирующих коэффициентов, установленных методом сравнительных расчетов. Предложенная инженерная методика проектирования спирально-конических зубчатых передач может применяться для экспресс-оценки кинематических и прочностных параметров вновь проектируемых главных передач ведущих мостов карьерных самосвалов. Расчет геометрических параметров и прочности зубчатых колес главных передач основан на установленной эмпирической связи между торцовым модулем m_{te} и максимальным крутящим моментом M_{zn} на ведущей шестерне. При этом максимальный крутящий момент выбирается по меньшему из двух значений моментов, определяемых по крутящему моменту на турбинном валу гидротрансформатора и по моменту, ограниченному сцеплением ведущих колес с дорогой. Предложенная методика использована при проектировании главных передач гидромеханических трансмиссий самосвалов грузоподъемностью 90 и 135 тонн. Приводится пример расчета геометрических параметров и расчета на прочность спирально-конических шестерен главной передачи карьерного самосвала грузоподъемностью 135 тонн.

Ключевые слова: большегрузный карьерный самосвал, гидромеханическая трансмиссия, главная передача, спирально-конические зубчатые колеса, расчет на прочность

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-1-70-17-29>

Введение. В работах [1–6] рассмотрены особенности проектирования ведущих мостов карьерных самосвалов. Применительно к большегрузным карьерным самосвалам в современной научно-технической литературе не рассмотрен ряд принципиальных вопросов, возникающих при проектировании главной передачи гидромеханической трансмиссии (ГМТ). В частности, необходимо учитывать влияние различных параметров на их геометрические и прочностные характери-

стики, такие как дорожный просвет автомобиля, максимальный крутящий момент на входе главной передачи, наружный диаметр ведомой шестерни, передаточное число, скорости в зацеплении пары спирально-конических шестерен технологические возможности зуборезного оборудования, деформации крупногабаритных деталей после термической обработки. При этом следует определять соответствующие коэффициенты, учитывающие геометрические и прочностные параметры, моду-

ли зубчатых колес, выходящие за пределы существующих расчетных методик.

Завышение передаточного числа первой ступени ГМТ приводит к увеличению динамической нагрузки на карданном валу и на входе в ведущий мост, что требует выбора большого значения окружного модуля m_{te} спирально-конических зубчатых колес. Поэтому необходимо такое рациональное распределение передаточных чисел в трансмиссии, при котором максимальный крутящий момент реализуется в планетарной конечной передаче. Вследствие этого при проектировании обеспечивается возможность создания деталей и узлов трансмиссии, в особенности ведущего моста, оптимальных по нагрузкам и габаритам [7–10].

В значительной степени ресурс ГМТ карьерного самосвала определяется ресурсом его ведущего моста как наиболее нагруженного узла трансмиссии, включая конические зубчатые передачи с круговым зубом и дифференциал.

Разработка новых моделей карьерных самосвалов требует 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. Одной из основных сложностей учета геометрии зубчатых передач является то, что конические зубчатые передачи с круговым зубом не являются стандартизованными и каждый производитель зубообрабатывающего оборудования имеет профиль зуба с индивидуальными особенностями, которые учитываются стандартными методиками расчета прочности и ресурса только приблизительно.

Метод сравнительных расчетов. Для проектировочных прочностных и ресурсных расчетов типовых деталей трансмиссий разработано достаточное количество методик, часть из них стандартизована, для некоторых имеется готовое программное или математическое обеспечение. Поэтому для инженера-конструктора выполнение расчетов по выбранной методике не составляет особо труда. Однако при создании совершенно новых конструкций, как правило, возникают следующие трудности:

- определение критериев прочности различных типовых ответственных деталей;
- выбор правильного нагрузочного режима для расчета долговечности детали.

Чтобы устранить сомнения конструктора и определить оценочные критерии прочности и долговечности детали предлагается всегда проводить сравнительные расчеты подобных деталей уже отработанных и давно себя зарекомендовавших конструкций, у которых известен ресурс по результатам эксплуатации.

Преимущество предлагаемого метода в том, что он не требует на начальной стадии проектирования поиска и задания спектра нагрузочного

режима, близкого к реальным условиям эксплуатации. Достаточно провести сравнительные расчеты вновь разрабатываемой детали и типовой по одному и тому же абстрактному приближенному нагрузочному режиму. Полученные в результате расчета большие значения коэффициента запаса прочности и ресурса (в километрах пробега или часах) свидетельствуют о том, что проектируемая деталь обладает лучшими характеристиками, чем типовая и, наоборот, меньшие расчетные значения свидетельствуют о худших показателях проектируемой детали. В последнем случае конструктором должны быть приняты меры по достижению показателей, улучшающих качественные характеристики детали.

Выбор нагрузочных режимов и определение максимальных нагрузок в ведущем мосту. Исходными данными при расчете нагрузочных режимов для ведущего моста являются:

- G_{ϕ} — сцепной вес груженого самосвала (часть веса самосвала, приходящаяся на ведущий мост), Н. Для карьерных самосвалов с колесной формулой 4×2 $G_{\phi} = 0,66 \cdot G_a$;
- r_0 — радиус качения колеса (динамический радиус), м. Для приближенных расчетов можно принимать

$$r_0 = 0,0254 \cdot \frac{(2 \cdot B'' + d'')}{2},$$

- где B — ширина шины в дюймах (");
- d — посадочный диаметр шины на обод в дюймах (");
- ϕ — коэффициент сцепления;
- M_{Tmax} — максимальный крутящий момент на турбинном валу гидротрансформатора, Н·м;
- u_{1F} — передаточное число первой передачи переднего хода ГМП;
- u_{1R} — передаточное число первой передачи заднего хода ГМП;
- u_b — передаточное число высшей передачи ГМП.

Максимальный крутящий момент M_{Tmax} (Н·м) на входном валу (на ведущей шестерне главной передачи) ведущего моста определяется с учетом максимального крутящего момента M_{Tmax} на турбинном валу гидротрансформатора как для режима трогания при включенной в ГМП передаче переднего хода (при u_{1F}), так и для режима трогания при включенной в ГМП передаче заднего хода (при u_{1R}) [11–14]

$$M_{Tmax} = M_{Tmax} \cdot u_{TМП} \cdot \eta_{TМП} \cdot \eta_{кш},$$

где $u_{TМП}$ — передаточное число ГМП переднего u_{1F} или заднего хода u_{1R} ; $\eta_{TМП} = 0,97$ — КПД механической части ГМП; $\eta_{кш} = 0,995$ — КПД одного карданного шарнира; n — количество карданных шарниров.

В дальнейшем принимается большее из рассчитанных значений (для режима движения вперед или назад).

Таблица 1 — Значения модулей m_{te} спирально-конических шестерен главных передач карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности
 Table 1 — Values m_{te} of the modules of spiral-bevel gears of the main transmissions of mining dump trucks with extra-high lifting capacity

Производитель самосвала, грузоподъемность	CFT-777D 90 т (4×2)	KOMATSU- HD1600M-1 160 т	Euclid R130B 132 т	БЕЛАЗ-7516 135 т
Модуль m_{te} , мм	12	21	13,0	18,0
Максимальный расчетный крутящий момент на ведущей шестерне $M_{гп}$, кН·м	38,055	112,62	33,07	81,858
Эмпирический коэффициент $k_{гп}$, мм/(Н·м) ^{1/3}	3,56	4,35	4,05	4,15

Принятый рассчитанный крутящий момент на входном валу ведущего моста $M_{гпmax}$ (момент по двигателю) сравнивается с максимальным моментом, ограниченным сцеплением ведущих колес с дорогой $M_{фmax}$ (моментом по сцеплению), который определяется по формуле

$$M_{фmax} = \frac{\varphi \cdot G_{\varphi} \cdot r_0}{u_{вм} \cdot \eta_{гп} \cdot \eta_{кр}},$$

где G_{φ} — вес, приходящийся на ведущие колеса; $u_{кр}$ — передаточное число колесного редуктора ведущего моста.

При определении максимальных нагрузок необходимо принимать: $\varphi = 0,9$ для специальной техники (фронтальные погрузчики, колесные бульдозеры, шахтные самосвалы); $\varphi = 0,8$ для карьерных и шарнирно-сочлененных самосвалов, тягачей.

Максимальный момент, реализуемый на ведущих колесах двигателем (на переднем или заднем ходу), $M_{гпmax}$ не может быть больше максимального момента, ограниченного сцеплением с дорогой $M_{фmax}$, т. е.

$$M_{гпmax} \leq M_{фmax}.$$

Для дальнейших расчетов принимается меньшее из значений $M_{гпmax}$ или $M_{фmax}$, который является максимальным крутящим моментом M_{max} для дальнейших расчетов на прочность деталей ведущего моста.

По принятому максимальному крутящему моменту в трансмиссии определяются расчетные максимальные нагрузки в узлах и их деталях.

Определение максимальных нагрузок на деталях ведущего моста. Крутящий момент на ведущей шестерне главной передачи (на входе ведущего моста)

$$M_{гп} = \frac{M_{max}}{u_{кр} \cdot \eta_{кр} \cdot u_{гп} \cdot \eta_{гп}}. \tag{1}$$

Проектирование, расчет и оптимизация главных передач. Выбор модуля конических зубчатых колес дифференциала и главной передачи. Предварительно внешний окружной модуль m_{te} (мм) спирально-конических шестерен главной передачи предварительно можно рассчитать по эмпирической формуле [15]:

$$m_{te} = k_{гп} \cdot \sqrt[3]{M_{гп}}, \tag{2}$$

где $M_{гп}$ — расчетный максимальный момент на входе главной передачи (по сцеплению или по двигателю), кН·м; $k_{гп}$ — эмпирический коэффициент, который для карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности изменяется в пределах

$$k_{гп} = 3,13 \dots 4,63, \text{ мм}/(\text{Н} \cdot \text{м})^{1/3}. \tag{3}$$

В таблице 1 приведены значения внешнего окружного модуля главной передачи карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности.

Величины модулей m_{te} укладываются в интервал значений формулы (3).

Минимальное число зубьев ведущей шестерни, соотношения чисел зубьев. Минимальное число зубьев ведомой шестерни (колеса) редуктора главной передачи при числе зубьев ведущей шестерни 12 и более, которое может быть нарезано без подрезания ножки зуба, указано в таблице 2.

Для автомобильных передаточных отношений от 3 до 1 иногда используется меньшее число зубьев, чем указанное в таблице 2. По этой причине соотношения чисел зубьев для шестерен с числом зубьев от 6 до 11 даны в таблице 3.

При проектировании передаточных отношений с числом зубьев на шестерне меньше 12, их число в паре должно быть не меньше 40

$$z_1 + z_2 \geq 40.$$

Передаточные отношения редукторов главных передач выше 4 и до 7 практически редки, т. к. диаметр хвостовика шестерни становится маленьким для передачи крутящего момента и установки подшипников. Если требуются большие передаточные отношения, следует рассматривать применение гипоидных зубчатых передач.

Значения нормального минимального бокового зазора в зацеплении спирально-конических шестерен главной передачи приведены в таблице 4.

Таблица 2 — Число зубьев
 Table 2 — Number of teeth

Параметр	Число зубьев шестерни					
	12	13	14	15	16	17
Минимальное число зубьев колеса	26	22	20	19	18	17

Таблица 3 — Соотношения зуба для единичного модуля (межосевой угол 90°)
Table 3 — Tooth ratios for a single module (center angle 90°)

Параметр	Число зубьев шестерни					
	6	7	8	9	10	11
Минимальное число зубьев колеса	34	33	32	31	30	29
Рабочая высота	1,500	1,560	1,610	1,650	1,680	1,695
Полная высота	1,666	1,733	1,788	1,832	1,865	1,882
Высота головки зуба колеса	0,215	0,270	0,325	0,380	0,435	0,490
Окружная толщина зуба колеса при числе зубьев на колесе:						
	30	0,911	0,957	0,975	0,997	1,023
	40	0,803	0,818	0,837	0,860	0,888
	50	—	0,757	0,777	0,828	0,884
	60	—	—	0,777	0,828	0,883
Угол профиля (давления), градус	20					
Угол спирали, градус	35–40					

Таблица 4 — Допустимый минимальный нормальный боковой зазор (измеренный на внешнем конусе)
Table 4 — Permissible minimum normal side clearance (measured on the outer cone)

Модуль m_e , мм	Боковой зазор, мм
25,00–20,00	0,80
20,00–16,00	0,64
16,00–12,00	0,48
12,00–10,00	0,40
10,00–8,00	0,32
8,00–6,00	0,24
6,00–5,00	0,20
5,00–4,00	0,16
4,00–3,00	0,12
3,00–2,50	0,10
2,50–2,00	0,08
2,00–1,50	0,06
1,50–1,25	0,05
1,25–1,00	0,04

Коэффициент перекрытия. Рассчитанная геометрия спирально-конических шестерен должна

обеспечивать получение суммарного коэффициента перекрытия не ниже 1,8.

Расчеты основных деталей главных передач. Порядок расчета на прочность зубчатого зацепления спирально-конических шестерен главной передачи приведен в таблицах 5–13.

Пример расчета геометрических параметров и расчета на прочность спирально-конических шестерен главной передачи карьерного самосвала БЕЛАЗ-7516. Исходные данные для расчета представлены в таблице 16.

Эмпирический коэффициент $k_{гп}$ в соответствии с формулами (2), (3) (4), (15). Таким образом, расчет прочности главной передачи производится в соответствии с изложенной выше методикой.

Характеристика материала зубчатых колес:

- материал зубчатых колес: сталь 20ХНЗА, термообработка — цементация;
- твердость поверхности зубьев — 56...63 HRC, сердцевины зуба — 31...41 HRC;
- предел прочности: по контакту — 3800 МПа, по изгибу — 1900 МПа.

Таблица 5 — Расчет исходных данных и геометрических параметров, используемых при расчете зубчатой пары на прочность
Table 5 — Calculation of the initial data and geometric parameters used in the calculation of the gear pair for strength

Наименование параметра, единица измерения	Расчетная формула, обозначение, указания
Тип передачи	коническая обкатная
Угол профиля исходного контура, дес. градусов	$\alpha_n = 20$
Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^* = 0,85$
Коэффициент радиального зазора	$c^* = 0,188$
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой	$\rho_f^* = 0,38$
Межосевой угол, дес. градусов	$\Sigma = 90$
Внешний окружной модуль, мм	m_e
Угол спирали в середине зубчатого венца, дес. градусов	β_m
Число зубьев ведущей шестерни	$Z_{гп}$
Число зубьев колеса	Z_k

Продолжение таблицы 5
Continuation of Table 5

Направление спирали зуба ведущей шестерни	правое или левое
Направление вращения ведущей шестерни	левое или правое
Передаточное число главной передачи	$u_{гп} = \frac{Z_k}{Z_{ш}}$
Делительная (начальная) ширина зубчатого венца, мм	b_w
Толщина зуба ведущей шестерни по делительной начальной окружности в торцовом сечении, мм	$S_{теш}$
Коэффициент высотной коррекции: для шестерни для колеса	$x_{сш}$ $x_{ск}$ Выбираются по таблице 11.
Коэффициент тангенциальной коррекции: для шестерни для колеса	$x_{тш} = \frac{S_{теш}}{m_{те}} - \frac{\pi}{2} - 2 \cdot x_{сш} \cdot \left(\frac{\sin \alpha_n}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta_m} \right)$ $x_{тк} = -x_{тш}$
Степень точности по нормам плавности	6, 7, 8, 9
Расчетная ширина зубчатого венца при расчете на изгиб, мм: для шестерни для колеса	$b_{фш} \approx 1,04 \cdot b_w$ $b_{фк} = b_w$
Средняя ширина зубчатых венцов мм	$b_{ср} = 0,5(b_{фш} + b_{фк})$
Число зубьев плоского колеса	$Z_c = \sqrt{(Z_{ш}^2 + Z_k^2)}$
Внешнее конусное расстояние, мм	$R_e = 0,5 \cdot m_{те} \cdot Z_c$
Среднее конусное расстояние, мм	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w$
Средний окружной модуль, мм	$m_t = m_{те} \cdot \frac{R_m}{R_e}$
Средний нормальный модуль, мм	$m_n = m_t \cdot \cos \beta_m$
Средний начальный диаметр, мм: шестерни колеса	$D_{вш} = m_n \cdot \frac{Z_{ш}}{\cos \beta_m}$ $D_{вк} = m_n \cdot \frac{Z_k}{\cos \beta_m}$
Угол делительного конуса, дес. градусов: шестерни колеса	$\delta_{ш} = \arctg \left(\frac{Z_{ш}}{Z_2} \right)$ $\delta_k = \Sigma - \delta_{ш}$
Число зубьев: эквивалентной шестерни эквивалентного колеса	$Z_{вш} = \frac{Z_{ш}}{\cos \delta_{ш} \cdot \cos^3 \beta_m}$ $Z_{вк} = \frac{Z_k}{\cos \delta_k \cdot \cos^3 \beta_m}$
Относительная ширина контакта шестерни	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{D_{вш}}$
Коэффициент осевого перекрытия	$\epsilon_{\beta} = \frac{b_w \cdot \sin \beta_m}{\pi \cdot m_n}$
Угол профиля в торцовом сечении, дес. градусов	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_m} \right)$

Окончание таблицы 5
End of Table 5

Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha_t} \times$ $\times \left[\sqrt{\left(\frac{Z_{\text{ш}}}{2 \cdot \cos \delta_{\text{ш}}} + h_a^* + x_{\text{ш}} \cdot \cos \beta_m \right)^2 - \left(\frac{Z_{\text{ш}} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \delta_{\text{ш}}} \right)^2} + \right.$ $+ \sqrt{\left(\frac{Z_{\text{к}}}{2 \cdot \cos \delta_{\text{к}}} + h_a^* + x_{\text{ск}} \cdot \cos \beta_m \right)^2 - \left(\frac{Z_{\text{к}} \cdot \cos \alpha_t}{2 \cdot \cos \delta_{\text{к}}} \right)^2} -$ $\left. - \sin \alpha_t \cdot \left(\frac{Z_{\text{ш}}}{2 \cdot \cos \delta_{\text{ш}}} + \frac{Z_{\text{к}}}{2 \cdot \cos \delta_{\text{к}}} \right) \right]$
Величина суммарного коэффициента перекрытия с учетом неполного контакта	$\varepsilon_{\gamma} = \sqrt{\varepsilon_{\beta}^2 + \varepsilon_{\alpha}^2}$

Таблица 6 — Данные нагрузочного режима
Table 6 — Load mode data

Наименование параметра, единица измерения	Расчетная формула, обозначение, указания
Максимальный крутящий момент на ведущей шестерне, Н·м	$M_{\text{гпmax}}$
Окружная сила в зацеплении, Н	$F_t = \frac{2 \cdot M_{\text{гпmax}} \cdot 1000}{D_{\text{вш}}}$
Осевое усилие в зацеплении, Н: для шестерни для колеса	Рассчитываются по формулам таблицы 12
Радиальное усилие в зацеплении, Н: для шестерни для колеса	Рассчитываются по формулам таблицы 13
Максимальная частота вращения ведущей шестерни при включенной низшей передаче в ГМП, мин ⁻¹	$n_{\text{н}}^{\text{гп}}$
Окружная скорость в зацеплении при максимальной частоте вращения ведущей шестерни при включенной низшей передаче в ГМП, м/с	$v_{\text{н}}^{\text{гп}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вш}} \cdot n_{\text{н}}^{\text{гп}}}{60 \cdot 1000}$
Максимальная частота вращения ведущей шестерни при включенной высшей передаче в ГМП, мин ⁻¹	$n_{\text{в}}^{\text{гп}}$
Окружная скорость в зацеплении при максимальной частоте вращения ведущей шестерни при включенной высшей передаче в ГМП, м/с	$v_2^{\text{гп}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{вш}} \cdot n_{\text{в}}^{\text{гп}}}{60 \cdot 1000}$

Таблица 7 — Расчет и выбор коэффициентов контактных напряжений
Table 7 — Calculation and selection of contact stress coefficients

Наименование параметра, единица измерения	Расчетная формула, обозначение, указания
Коэффициент контактного напряжения в расчетной точке сопряженных профилей	$Z_{\text{н}} = \frac{2 \cdot \sqrt{u_{\text{гп}}^2 + 1} \cdot \cos^2 \beta_m}{u_{\text{гп}}^2 \cdot \sin(2 \cdot \alpha_n)}$
Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете контактного напряжения	Z_{ε} Определяется по номограмме на рисунке 1
Коэффициент, учитывающий непостоянство интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях	$K_{\text{н}\psi} = 1 + \frac{\varepsilon_{\beta}}{3}$ (при $\varepsilon_{\beta} > 1$ $K_{\text{н}\psi} = 1,33$)
Коэффициент, учитывающий влияние точности изготовления на распределение нагрузки	Зависит от степени точности передачи по нормам плавности. Степень точности — 6, 7, 8, 9 $K_{\text{н}\gamma} — 0,95; 1,00; 1,05; 1,10.$

Продолжение таблицы 7
Continuation of Table 7

Коэффициент, учитывающий вид зуба и точность изготовления при расчете контактных напряжений	$K_{H\alpha} = K_{H\psi} \cdot K_{H\gamma}$
Коэффициент, учитывающий начальную неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации валов и зубьев	$K_{O\beta}$ Определяется по кривой V графика на рисунке 2
Коэффициент, учитывающий влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации	K_{Hw} Определяется по таблице 14
Расчетное значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венцов	$K_{H\beta} = 1 + (K_{O\beta} - 1) \cdot K_{Hw}$
Коэффициент, учитывающий влияние размеров зубчатого колеса и его зубьев	при $D_w \leq 700$ мм $K_{Hx} = 1$ при $D_w > 700$ мм $K_{Hx} = \frac{1}{1,07 - 10^{-4} \cdot D_w}$

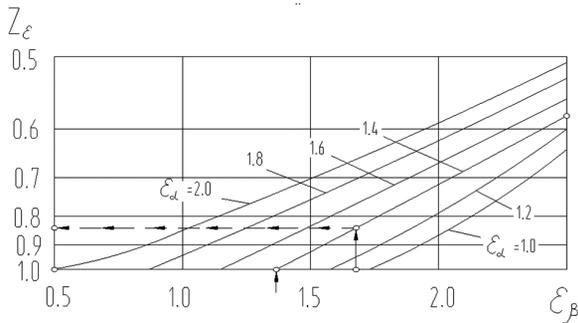


Рисунок 1 — Номограмма для определения коэффициента Z_ϵ (штриховой линией со стрелками показан порядок определения коэффициента)
Figure 1 — Nomogram for determining the coefficient Z_ϵ (dashed line with arrows shows the order in which the coefficient is determined)

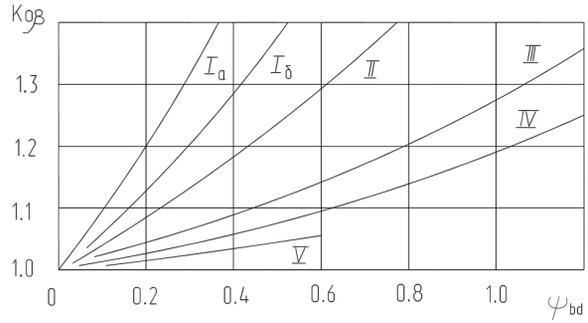


Рисунок 2 — График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{O\beta}$ при расчете главных передач автомобилей (кривая V)
Figure 2 — Graph for determining approximate values of the coefficient $K_{O\beta}$ when calculating vehicle main gears (curve V)

Таблица 8 — Расчет и выбор коэффициентов изгибных напряжений
Table 8 — Calculation and selection of bending stress coefficients

Наименование параметра, единица измерения	Расчетная формула, обозначение, указания
Номинальное значение коэффициента изгиба зуба: для шестерни для колеса	$Y_{0ш}$ $Y_{0к}$ Определяются по графику на рисунке 3
Коэффициент, учитывающий влияние параметров парного зубчатого колеса: для шестерни для колеса	$k_{uш} = k_{uk} = 1$
Коэффициент, учитывающий влияние угла профиля	α_n 15° 17°30' 20° 22°30' 25° k_α 1,14 1,07 1,00 0,935 0,88
Коэффициент, учитывающий относительную величину радиуса переходной кривой профиля зуба	ρ_f^* 0 0,1 0,2 0,3 0,4 k_ρ 1,22 1,12 1,07 1,08 1,00
Коэффициент, учитывающий преднамеренное перераспределение толщины зуба: для шестерни для колеса	$k_{тш} = \frac{1,57}{1,57 + x_{тш}}$ $k_{тк} = \frac{1,57}{1,57 + x_{тк}}$
Расчетное значение коэффициента напряжения изгиба зуба: для шестерни для колеса	$Y_{Fш} = Y_{0ш} \cdot k_{uш} \cdot k_\alpha \cdot k_\rho \cdot k_{тш}$ $Y_{Fк} = Y_{0к} \cdot k_{uk} \cdot k_\alpha \cdot k_\rho \cdot k_{тк}$
Коэффициент, учитывающий перекрытие при расчете напряжения изгиба: для шестерни для колеса	$Y_\epsilon = Z_\epsilon$

Продолжение таблицы 8
Continuation of Table 8

Коэффициент, учитывающий точность изготовления по нормам плавности при расчете напряжений изгиба зуба	Зависит от степени точности передачи по нормам плавности. Степень точности — 6, 7, 8, 9 $K_{F\alpha} — 1,00; 1,00; 1,08; 1,16$
Коэффициент, учитывающий влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации	K_{Fw} Определяется по таблице 14
Расчетное значение коэффициента, учитывающего неравномерность распределения нагрузки по ширине венцов	$K_{F\beta} = 1 + (K_{0\beta} - 1) \times K_{Fw}$
Коэффициент, учитывающий влияние сил трения на величину плеча изгиба зуба: для шестерни для колеса	$K_{F_{шт}} = 1,05$ $K_{F_{цк}} = 0,95$
Коэффициент, учитывающий влияние размеров зубчатого колеса и его зубьев	$K_{x_{Fшт}}$ $K_{x_{Fцк}}$ Определяется по таблице 15

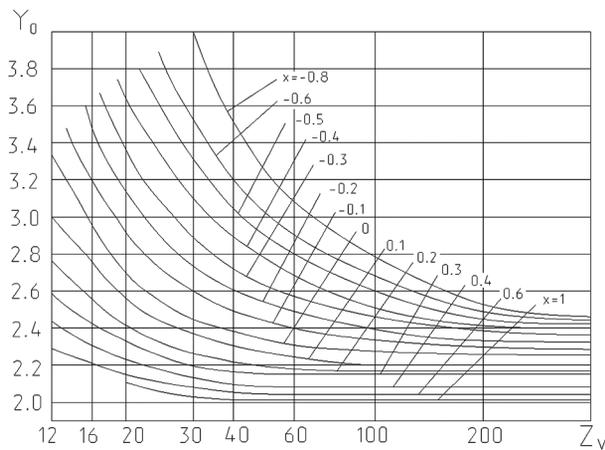


Рисунок 3 — График для определения величины Y_0 при расчете зубчатых колес внешнего зацепления
Figure 3 — Diagram for determining the value Y_0 for the calculation of external gears

Результаты расчета по приведенной выше методике:

- максимальное контактное напряжение — 1661 МПа;
- максимальное напряжение изгиба:
 - для ведущей шестерни — 751,4 МПа;
 - для колеса — 935,8 МПа.

Коэффициент запаса контактной прочности активных поверхностей зубьев $n_H = 2,29$, коэффициент запаса прочности зубьев шестерни при изгибе $n_F = 2,53$.

Следовательно, контактная прочность активных поверхностей зубьев и изгибная прочность зубьев колеса шестерни и колеса обеспечивается.

Заключение. Предложенная инженерная методика проектирования спирально-конических зубчатых передач может применяться для экспресс-оценки кинематических и прочностных параметров вновь проектируемых главных передач

Таблица 9 — Характеристики выносливости и прочности зубьев зубчатых колес
Table 9 — Characteristics of endurance and strength of gear teeth

Сталь	Вид термообработки	Твердость HRC		Характеристики выносливости						Характеристики прочности	
		Поверхности зуба	Сердцевины зуба	$\sigma_{Fc\ lim}$ МПа ($p \approx 0,9$)	$N_{FO} 10^{-6}$ циклов	mF	$\Pi_{HO\ lim}$ МПа ($p \approx 0,9$)	$N_{HO} 10^{-8}$ циклов	mH	$\sigma_{F\ lim\ M}$ МПа	$\sigma_{H\ lim\ M}$ МПа
12X2H4A	Цементация	56–63	33–41	430	4	9	19,0	1,2	3	1900	3800
12XH3A	Цементация	56–63	25–53	380	4	9	18,5	1,2	3	1850	3800
15XГНТА	Цементация	56–63	30–42	410	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800
15XГН2ТА	Цементация	56–63	30–42	420	4	9	19,0	1,2	3	1750	3800
18ХГТ	Цементация	56–63	28–35	370	4	9	18,0	1,2	3	1600	3800
18X2H4BA	Цементация	56–63	35–40	430	4	9	21,0	1,2	3	1950	3800
20X2H4A	Цементация	56–63	36–41	460	4	9	21,0	1,2	3	1950	3800
20XH3A	Цементация	56–63	31–41	400	4	9	19,0	1,2	3	1900	3800
20XГНТА	Цементация	56–63	30–42	420	4	9	19,0	1,2	3	1750	3800
20XHM	Цементация	56–63	28–35	420	4	9	20,0	1,2	3	1700	3800
20XГНР	Цементация	56–63	28–35	410	4	9	18,0	1,2	3	1650	3800
20XГР	Цементация	56–63	28–35	380	4	9	19,0	1,2	3	1500	3800
25XГТ	Цементация	56–63	28–35	400	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800

Продолжение таблицы 9
Continuation of Table 9

30ХГТ	Цементация	56–63	29–42	410	4	9	19,0	1,2	3	1700	3800
35Х	Цианирование	56–63	35–45	410	2	9	18,0	1,2	3	1750	3800
38ХА	Цианирование	56–63	35–45	420	2	9	18,0	1,2	3	1800	3800
40ХА	Цианирование	56–63	35–45	420	2	9	18,0	1,2	3	1800	3800
40ХН	Объемная закалка	45–55	45–55	300	2	6	11,0	0,60	3	1600	2750
40ХН	Улучшение	25–50	25–30	240	1	6	5,0	0,16	3	700	1800
45	Закалка ТВЧ по контуру	53–58	28–35	280	2	7	13,0	1	3	1500	3500
55ПП	Закалка ТВЧ по контуру	56–62	29–32	420	2	7	16,0	1	3	1600	3800

Таблица 10 — Максимальные напряжения и коэффициенты запаса прочности
Table 10 — Maximum stresses and safety factors

Наименование параметра, единица измерения	Расчетная формула, обозначение, указания
Параметр контактного напряжения	$\Pi_{Hj} = \frac{F_t}{b_w \cdot D_{wш}} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{xH}$
Максимальное контактное напряжение, МПа	$\sigma_{Hj} = 275 \times \sqrt{\Pi_{Hj}}$
Максимальное напряжение изгиба, МПа: для шестерни для колеса	$\sigma_{Fjш} = \frac{F_t}{b_{fш} \cdot m_n} \cdot Y_{Fш} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\muш} \cdot K_{xFш}$ $\sigma_{Fjk} = \frac{F_t}{b_{fk} \cdot m_n} \cdot Y_{Fк} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\muк} \cdot K_{xFк}$
Коэффициент запаса контактной прочности активных поверхностей зубьев	$n_{Hj} = \frac{\sigma_{HlimM}}{\sigma_{Hj}}$
Коэффициент запаса прочности зубьев шестерни при изгибе	$n_{Fjш} = \frac{\sigma_{FlimM}}{\sigma_{Fjш}}$
Коэффициент запаса прочности зубьев колеса при изгибе	$n_{Fjk} = \frac{\sigma_{FlimM}}{\sigma_{Fjk}}$

Таблица 11 — Значения коэффициента высотной коррекции X_s
Table 11 — Values of the altitude correction coefficient X_s

Передаточное число пары, u	X_s , спиральные зубья	Передаточное число пары, u	X_s , спиральные зубья	Передаточное число пары, u	X_s , спиральные зубья	Передаточное число пары, u	X_s , спиральные зубья
1	0	1,23–1,25	0,14	1,52–1,56	0,23	2,16–2,23	0,31
1,00–1,02	0,01	1,25–1,26	0,14	1,56–1,57	0,23	2,23–2,27	0,32
1,02–1,03	0,02	1,26–1,27	0,15	1,57–1,60	0,24	2,27–2,38	0,32
1,03–1,04	0,03	1,27–1,28	0,15	1,60–1,63	0,23	2,38–2,41	0,33
1,04–1,05	0,03	1,28–1,29	0,16	1,63–1,65	0,25	2,41–2,58	0,34
1,05–1,06	0,04	1,29–1,31	0,16	1,65–1,68	0,25	2,58–2,78	0,34
1,06–1,08	0,05	1,31–1,33	0,17	1,68–1,70	0,26	2,78–2,82	0,35
1,08–1,09	0,06	1,33–1,34	0,17	1,70–1,75	0,26	2,82–3,05	0,35
1,09–1,11	0,07	1,34–1,36	0,18	1,75–1,76	0,27	3,05–3,17	0,35
1,11–1,12	0,08	1,36–1,37	0,18	1,76–1,82	0,27	3,17–3,41	0,36
1,12–1,13	0,08	1,37–1,39	0,19	1,82–1,89	0,28	3,41–3,67	0,36
1,13–1,14	0,09	1,39–1,41	0,19	1,89–1,90	0,28	3,67–3,94	0,37
1,14–1,15	0,09	1,41–1,42	0,20	1,90–1,97	0,29	3,94–4,56	0,37
1,15–1,17	0,10	1,42–1,44	0,20	1,97–1,99	0,29	4,56–4,82	0,38
1,17–1,19	0,11	1,44–1,45	0,21	1,99–2,06	0,30	4,82–6,81	0,38
1,19–1,21	0,12	1,45–1,48	0,21	2,06–2,10	0,30	6,81–7,00	0,38
1,21–1,23	0,13	1,48–1,52	0,22	2,10–2,16	0,31	> 7,00	0,39

Таблица 12 — Осевые усилия шестерен главной передачи
Table 12 — Axial forces of the main transmission gears

Ведущий элемент		Осевое усилие
Направление спирали	Направление вращения	
Правое	По часовой стрелке	Ведущий элемент $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta - \sin \beta_m \cdot \cos \delta)$
	Против часовой стрелки	Ведомый элемент $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta + \sin \beta_m \cdot \cos \delta)$
Правое	Против часовой стрелки	Ведущий элемент $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta + \sin \beta_m \cdot \cos \delta)$
	По часовой стрелке	Ведомый элемент $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \sin \delta - \sin \beta_m \cdot \cos \delta)$

Условные обозначения: F_a — осевое усилие; F_t — окружное усилие на делительной окружности в середине ширины зубчатого венца; α_n — нормальный угол зацепления на ведущей стороне зуба равный углу профиля исходного контура; β_m — угол спирали; δ — угол делительного конуса.

Примечание. 1. Знак плюс (+) указывает на то, что осевое усилие направлено от вершины конуса, знак минус (–) — к вершине конуса. 2. В формулы подставляются значения окружного усилия, угла спирали, угла делительного конуса и угла зацепления той шестерни, для которой определяется осевое усилие.

Таблица 13 — Радиальные усилия в зацеплении шестерен главной передачи
Table 13 — Radial forces in the engagement of the main transmission gears

Ведущий элемент		Радиальное усилие
Направление спирали	Направление вращения	
Правое	По часовой стрелке	Ведущий элемент $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta + \sin \beta_m \cdot \sin \delta)$
	Против часовой стрелки	Ведомый элемент $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta - \sin \beta_m \cdot \sin \delta)$
Правое	Против часовой стрелки	Ведущий элемент $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta - \sin \beta_m \cdot \sin \delta)$
	По часовой стрелке	Ведомый элемент $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_m} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_n \cdot \cos \delta + \sin \beta_m \cdot \sin \delta)$

Условные обозначения: F_r — радиальное усилие; F_t — окружное усилие на делительной окружности в середине ширины зубчатого венца; α_n — нормальный угол зацепления на ведущей стороне зуба равный углу профиля исходного контура; β_m — угол спирали; δ — угол делительного конуса.

Примечание. 1. Знак плюс (+) указывает на то, что радиальное усилие отталкивает шестерни. Знак минус (–) указывает на то, что радиальное усилие притягивает шестерни. 2. В формулы подставляются значения окружного усилия, угла спирали, угла делительного конуса и угла зацепления той шестерни, для которой определяется радиальное усилие.

ведущих мостов карьерных самосвалов большой грузоподъемности.

Расчет геометрических параметров и прочности зубчатых колес главных передач основан на установленной эмпирической связи между тор-

цовым модулем m_{te} и максимальным крутящим моментом $M_{тн}$ на ведущей шестерне. При этом максимальный крутящий момент выбирается по меньшему из двух значений моментов, определяемых по крутящему моменту на турбинном валу

Таблица 14 — Значения коэффициентов K_{Hw} и K_{Fw}
Table 14 — Values of the coefficients K_{Hw} and K_{Fw}

Твердость активных поверхностей зубьев HRC	Скорость v , м/с				
	1	2	4	6	8 и более
K_{Hw}					
47	0,62	0,65	0,70	0,80	1
50	0,72	0,76	0,85	0,96	1
60	0,80	0,85	0,86	1,00	1
K_{Fw}					
47	0,90	0,96	1,00	1,00	1
50	0,95	1,00	1,00	1,00	1
60	1,00	1,00	1,00	1,00	1

Таблица 15 — Значение коэффициента $K_{\chi F}$
Table 15 — Value of the coefficient $K_{\chi F}$

$D_{вз}$, мм	Модуль m_n , мм									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
До 300	0,96	1,02	1,07	1,13	1,19	1,25	1,31	1,37	1,43	1,51
301–400	0,98	1,04	1,09	1,15	1,21	1,27	1,34	1,41	1,48	1,56
401–500	1,00	1,06	1,12	1,19	1,25	1,30	1,38	1,46	1,55	1,63

Таблица 16 — Исходные данные
Table 16 — Initial data

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Величина
Число зубьев шестерни	Z_1	—	19
Число зубьев колеса	Z_2	—	39
Торцовый модуль	m_{te}	мм	18
Межосевой угол	Σ	градус	90
Угол профиля	α_t	градус	20
Максимальный крутящий момент на ведущей шестерне	$M_{тп}$	кН·м	81,858
Угол наклона зуба (угол спирали)	β_m	градус	35,31

гидротрансформатора и по моменту, ограниченно-му сцеплением ведущих колес с дорогой.

По заданным значениям торцового модуля и числам зубьев (см. таблицы 1–3) определяются геометрические параметры зубчатых колес. Для выбранных материалов зубчатых колес и их прочностных характеристик (см. таблицу 9) производится проверочный расчет на прочность зубчатых колес главной передачи.

Данная методика реализована в виде программного средства ПЭВМ.

Список литературы

1. Шишко, С.А. Особенности расчета и проектирования узлов гидромеханических трансмиссий большегрузных самосвалов БЕЛАЗ / А.С. Шишко, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2023. — Вып. 12. — С. 198–202.
2. Шишко, С.А. Обоснование выбора передаточных отношений ГМТ карьерных самосвалов особо большой грузоподъемности / С.А. Шишко, В.И. Моисеенко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2016. — № 4(37). — С. 52–59.
3. Шишко, С.А. Определение критериев для выбора оптимальных параметров гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала / С.А. Шишко // Строительные и дорожные машины. — 2012. — № 7. — С. 17–20.
4. Проблемы карьерного транспорта: материалы XI Международ. науч.-практ. конф., г. Екатеринбург, 12–14 окт. 2011 г. / Ин-т горного дела УрО РАН. — Екатеринбург: Ин-т горного дела УрО РАН, 2011. — 229 с.
5. Альгин, В.Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патенто-информационное и расчетное исследование. Часть I. Методика // В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2015. — № 2(31). — С. 5–15.
6. Альгин, В.Б. Развитие высокомоощных отечественных и зарубежных ГМТ: патентный ландшафт, расчетный анализ, тенденции. Часть 1. Анализ проблемы / В.Б. Альгин, Е.Н. Боковец, Е.В. Кузнецов // Механика машин, механизмов и материалов. — 2017. — № 1(38). — С. 5–20.
7. Новые подходы к оценке и выбору параметров точности профиля рабочих поверхностей спиральных зубьев цементованных конических зубчатых колес / В.И. Моисеенко, С.А. Шишко // Механика машин, механизмов и материалов. — 2018. — № 1(40). — С. 10–15.

- исеенко, С.А. Шишко, А.Н. Кривonos, А.С. Лисичик // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2015. — Вып. 4. — С. 378–383.
8. Шишко, С.А. Повышение тяговых свойств карьерной техники путем рационального привода ведущих колес / С.А. Шишко, А.С. Лисичик // Строительные и дорожные машины. — 2010. — № 9. — С. 18–21.
 9. Лисичик, А.С. Прогнозирование ресурса главной передачи самосвала белаз на стадии проектирования / А.С. Лисичик, С.А. Шишко, Н.Н. Ишин [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. — 2023. — № 2(63). — С. 31–41. — DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41>.
 10. Tsiafis, I. Design of a spiral bevel gear acc. to ISO 23509:2006 standards / I. Tsiafis, P. Mamouri, K. Kyriakidis // MATEC Web Conf.: 7th Int. Conf. of Materials and Manufacturing Engineering (ICMMEN 2020). — 2020. — Vol. 318. — 6 p. — DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202031801020>.
 11. Zhang, R. The designing and modeling of equal base circle herringbone curved bevel gears / R. Zhang, B. Zhang, S. Fu // Scientific Reports. — 2023. — Vol. 13. — DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-023-28934-0>.
 12. Theory and experimental research on spiral bevel gear by double-side milling method / L. Geng, X. Deng, H. Zhang [et al.] // Mechanics & Industry. — 2021. — Vol. 22. — 11 p. — DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2021032>.
 13. Карьерный автотранспорт. Состояние и перспективы / П.Л. Мариев, А.А. Кулешов, А.Н. Егоров, И.В. Зырянов. — СПб.: Наука, 2004. — 429 с.
 14. Производство зубчатых колес: справочник / С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган [и др.]; под общ. ред. Б.А. Тайца. — М.: Машиностроение, 1990. — 464 с.
 15. Высоцкий, М.С. Грузовые автомобили: Проектирование и основы конструирования / М.С. Высоцкий, Л.Х. Гилелес, С.Г. Херсонский. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1995. — 255 с.
 16. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов / В.П. Тарасик. — СПб.: БХВ-Петербург, 2006. — 478 с.
 17. Автомобили: Машины большой единичной мощности: учеб. пособие / М.С. Высоцкий, А.И. Гришкевич, А.В. Зотов [и др.]; под ред. М.С. Высоцкого, А.И. Гришкевича. — Минск: Вышэйш. школа, 1988. — 159 с.
 18. Гришкевич, А.И. Автомобили. Теория: учебник для вузов / А.И. Гришкевич. — Минск: Выш. шк., 1986. — 208 с.
 19. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов [и др.]; под общ. ред. А.И. Гришкевича. — Минск: Выш. шк., 1985. — 240 с.

SHYSHKO Siarhei A.

Deputy Chief Designer – Head of Mechanical Transmissions Department of the Chief Design Engineer Division of the Scientific and Technical Center n.a. A.N. Egorov¹
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

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”²
E-mail: arcady.mih@tut.by

NATURJEVA Marina K.

Researcher 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: bahama2008@yandex.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 December 20, 2024.

DESIGN METHODOLOGY FOR SPIRAL-BEVEL GEARS OF THE MAIN TRANSMISSION OF HEAVY-DUTY MINING DUMP TRUCKS

The paper presents a methodology for designing large-module spiral-bevel gears of the main transmission of mining dump trucks, which differs from the known ones by recommendations for optimization of gear ratios in general for the transmission and the use of correction factors established by the method of comparative calculations. The proposed engineering methodology for designing spiral-bevel gears can be used for rapid assessment of kinematic and strength parameters of newly designed main gears of drive axles of dump trucks. The calculation of the geometric parameters and strength of the gears of the main transmissions is based on the established empirical relationship between the transverse module m_{te} and the maximum torque of the M_{zn} on the drive gear. In this case, the maximum torque is selected according to the smaller of the two torque values determined by the torque on the turbine shaft of the torque converter

and the torque limited by the traction of the drive wheels with the road. The proposed method is used in the design of the main gears of the hydromechanical transmissions of dump trucks with a lifting capacity of 90 and 135 tons. An example is given for calculating geometric parameters and the strength of spiral-bevel gears of the main transmission of a dump truck with a lifting capacity of 135 tons.

Keywords: heavy-duty dump truck, hydromechanical transmission, main gear, spiral-bevel gears, strength calculation

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-1-70-17-29>

References

- Shyshko S.A., Ishin N.N., Goman A.M. Osobennosti rascheta i proektirovaniya uzlov gidromekhanicheskikh transmissiy bolshzegruzykh samosvalov BELAZ [Features of calculation and design of hydromechanical transmission units of BELAZ heavy-duty dump trucks]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2023, iss. 12, pp. 198–202 (in Russ.).
- Shyshko S.A., Moiseenko V.I. Obosnovanie vybora peredatichnykh otnosheniy GMT karernykh samosvalov osobo bolshoy gruzopodemnosti [Rationale for selection of gear ratio of hydromechanical transmission of dump trucks of extra heavy payload capacity]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2016, no. 4(37), pp. 52–59 (in Russ.).
- Shyshko S.A. Opredelenie kriteriev dlya vybora optimalnykh parametrov gidromekhanicheskoy transmissii karernogo samosvala [Determination of criteria for choosing the optimal parameters of the hydromechanical transmission of a mining dump truck]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2012, no. 7, pp. 17–20 (in Russ.).
- Materialy 11 Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii “Problemy karernogo transporta” [Proc. 11th International scientific and practical conference “Problems of mining transport”]. Yekaterinburg, Institut gornogo dela UrO RAN Publ., 2011. 229 p. (in Russ.).
- Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Vysokomoshchnye gidromekhanicheskie peredachi: patento-informatsionnoe i raschetnoe issledovanie. Chast I. Metodika [High-power hydromechanical transmissions: patent-informational and computational investigation. Part 1. Methodology]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2015, no. 2(31), pp. 5–15 (in Russ.).
- Algin V.B., Bokovets E.N., Kuznetsov E.V. Razvitie vysokomoshchnykh otechestvennykh i zarubezhnykh GMT: patentnyy landshaft, raschetnyy analiz, tendentsii. Chast I. Analiz problemy [Development of local and foreign high-power hydromechanical transmissions: patent landscape, analysis, trends. Part 1. Case analysis]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2017, no. 1(38), pp. 5–20 (in Russ.).
- Moiseyenko V.I., Shyshko S.A., Krivonos A.N., Lisichik A.S. Novye podkhody k otsenke i vyboru parametrov tochnosti profilya rabochikh poverkhnostey spiralnykh zubev tsementirovannykh konicheskikh zubchatykh koles [New approaches to the assessment and selection of parameters of the profile accuracy of the working surfaces of spiral teeth of cemented bevel gears]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2015, iss. 4, pp. 378–383 (in Russ.).
- Shyshko S.A., Lisichik A.S. Povyshenie tyagovykh svoystv karernoy tekhniki putem ratsionalnogo privoda vedushchikh koles [Increasing the traction properties of quarry equipment by rationally driving the drive wheels]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2010, no. 9, pp. 18–21 (in Russ.).
- Lisichik A.S., Shyshko S.A., Ishin N.N., Sidorenko A.G., Maksimchenko N.N. Prognozirovanie resursa glavnoy peredachi samosvala BELAZ na stadii proektirovaniya [Prediction of the main gear lifetime of BELAZ dump truck at the design stage]. *Mechanics of machines, mechanisms and materials*, 2023, no. 2(63), pp. 52–59. DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2023-2-63-31-41> (in Russ.).
- Tsifis I., Mamouri P., Kyriakidis K. Design of a spiral bevel gear acc. to ISO 23509:2006 standards. *MATEC web of conferences: 7th international conference of materials and manufacturing engineering (ICMMEN 2020)*, 2020, vol. 318. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/202031801020>.
- Zhang R., Zhang B., Fu S. The designing and modeling of equal base circle herringbone curved bevel gears. *Scientific reports*, 2023, vol. 13. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-023-28934-0>.
- Geng L., Deng X., Zhang H., Nie S., Jiang C. Theory and experimental research on spiral bevel gear by double-side milling method. *Mechanics and industry*, 2021, vol. 22. DOI: <https://doi.org/10.1051/meca/2021032>.
- Mariev P.L., Kuleshov A.A., Egorov A.N., Zyryanov I.V. *Karernyy transport: sostoyanie i perspektivy* [Quarry transport: state and prospects]. Saint Petersburg, Nauka Publ., 2004. 429 p. (in Russ.).
- Kalashnikov S.N., et al. *Proizvodstvo zubchatykh koles* [Production of gears]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 464 p. (in Russ.).
- Vysotskiy M.S., Gileles L.Kh., Khersonskiy S.G. *Gruzovye avtomobili: Proektirovanie i osnovy konstruirovaniya* [Trucks: Design and design fundamentals]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1995. 255 p. (in Russ.).
- Tarasik V.P. *Teoriya dvizheniya avtomobilya* [Theory of car motion]. Saint Petersburg, BKhV-Peterburg Publ., 2006. 478 p. (in Russ.).
- Vysotskiy M.S., et al. *Avtomobili: Mashiny bolshoy edinichnoy moshchnosti* [Cars of large unit power]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1988. 159 p. (in Russ.).
- Grishkevich A.I. *Avtomobili. Teoriya* [Cars. Theory]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1986. 208 p. (in Russ.).
- Grishkevich A.I., et al. *Avtomobili. Konstruktsiya, konstruirovaniye i raschet. Transmissiya* [Design, construction and calculation. Transmission]. Minsk, Vysshaya shkola Publ., 1985. 240 p. (in Russ.).