

Методика расчета на прочность глобоидной червячной передачи

© 2022

Суслин Алексей Васильевич¹, кандидат технических наук, доцент,
доцент кафедры основ конструирования машин
Барманов Ильдар Сергеевич^{*2}, кандидат технических наук,
доцент кафедры основ конструирования машин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева
(Самарский университет), Самара (Россия)

*E-mail: isbarmanov@mail.ru

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7746-7640>

²ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6373-0815>

Поступила в редакцию 26.04.2022

Принята к публикации 14.06.2022

Аннотация: Червячные передачи находят широкое применение в машиностроении. В последнее время наблюдается заметный интерес к червячным передачам с глобоидным червяком. Для повышения качественных характеристик глобоидных передач совершенствуются их геометрические размеры и параметры, а также технологии производства. Важно также иметь методику расчета на прочность, однако на данный момент она отсутствует, а государственные стандарты охватывают вопрос определения и расчета только геометрии передачи. В связи с этим разработка методики расчета на контактную и изгибную прочность глобоидной червячной передачи остается актуальной. Основными направлениями исследований являются модификация передачи, совершенствование технологий изготовления, исследование картины зацепления, математическое моделирование рабочих поверхностей, трехмерное моделирование и расчет передачи. Расчет на контактную прочность основан на формуле Герца с учетом геометрических особенностей глобоидных червячных передач. Расчет на изгибную прочность зубьев червячного колеса разработан на основе методики расчета косозубых зубчатых колес. Приведены данные о влиянии механических свойств материалов червяка и червячного колеса на контактную прочность передачи. Даны ориентировочные значения расчетных коэффициентов. Отмечено, что коэффициент динамической нагрузки может существенно увеличиться по мере изнашивания рабочих поверхностей передачи. Результаты исследования могут быть использованы для разработки методики проекторочного расчета, а также ее усовершенствования с целью учета влияния износа и рабочей температуры передачи на продолжительность работы.

Ключевые слова: глобоидная червячная передача; прочность; методика расчета; контактные напряжения; изгибные напряжения.

Для цитирования: Суслин А.В., Барманов И.С. Методика расчета на прочность глобоидной червячной передачи // Frontier Materials & Technologies. 2022. № 2. С. 84–91. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-84-91.

ВВЕДЕНИЕ

Достоинства червячной передачи заключаются в плавности работы и возможности обеспечить большую величину передаточного отношения. Механизм передачи может обеспечивать более высокую кинематическую точность в сравнении с другими зубчатыми передачами. Конструктивно такие передачи могут быть самотормозящими. Недостатком червячных передач можно назвать низкий коэффициент полезного действия из-за высокой скорости скольжения и, как следствие, повышенное тепловыделение.

В зависимости от формы червяки подразделяются на цилиндрические и глобоидные. Наибольшее распространение в машиностроении получили передачи с цилиндрическим червяком. Методики их расчета хорошо изложены в учебной литературе, а также в разработанных стандартах ГОСТ 19650-74, ГОСТ 19642-74 и ГОСТ 2144-76.

В последнее время наблюдается заметный интерес к червячным передачам с глобоидным червяком. Глобоидная червячная передача имеет ряд преимуществ по сравнению с цилиндрической червячной передачей. Во-первых, за счет большего числа витков червяка в зацеплении с колесом глобоидная передача способна выдер-

живать в 3–5 раз большую нагрузку. Во-вторых, она может иметь более высокий коэффициент полезного действия. Контактные линии располагаются под большим углом к направлению скорости скольжения. В цилиндрической червячной передаче площадь контакта мала, напряжение велико, смазка из зоны зацепления выдавливается. В глобоидной червячной передаче витки червяка охватывают зубья колеса, что способствует образованию клиновидных зазоров, в которые вовлекается смазка. Это способствует подаче смазки на контактирующие поверхности, приводит к увеличению коэффициента полезного действия, повышению износостойкости и долговечности передачи. В учебной литературе отмечают и недостатки глобоидной передачи: сложность изготовления, требование к точности сборки, высокая теплонапряженность.

В настоящее время находят широкое применение классические и модифицированные глобоидные червячные передачи, однако их зацепление и технология изготовления несовершенны. Это вынуждает проводить исследования и разрабатывать конструкторские и технологические решения для улучшения характеристик червячных передач. В [1; 2] проводятся исследования глобоидной червячной передачи, в которой рабочая поверхность витков червяка шлифуется пло-

ским инструментом. Рассматривается картина контакта и проводится анализ взаимодействия рабочих поверхностей передачи с расширенной зоной контакта.

В [3–5] актуализируется вопрос повышения эффективности технологии обработки. Предлагаются конструктивно-технологические решения – ротационное точение многолезвийным инструментом с принудительным вращением и схема движения инструмента для формирования винтовой поверхности червяка. Оба подхода способствуют более эффективной механической обработке зубьев и витков глобоидной передачи. Технология позволяет повысить производительность черновой обработки и устранить недостатки обработки рабочей поверхности червяка при применении существующих технологий. Разработана математическая модель процесса нарезания витков червяка и приведены результаты численного эксперимента, подтверждающие эффективность данной технологии.

В работе [6] представлены результаты исследования влияния угла режущего инструмента на качество винтовой поверхности. Отмечено, что образование нароста на рабочей поверхности предотвращается при увеличении переднего угла до 45° . В [7] рассматривается влияние режимов изготовления на характеристики и качество рабочей поверхности червяка, а также оценивается производительность технологической операции. Результаты экспериментального исследования позволили оптимизировать параметры режима изготовления. В [8] проводится проверка на точность изготовления винтовой поверхности глобоидного червяка.

В [9] представлены результаты математического моделирования и экспериментов по формированию винтовой поверхности червяка с вогнутым профилем. Отмечена высокая эффективность и производительность данного процесса формообразования. В [10] рассмотрены вопросы технологии изготовления и контроля точности обеспечения размеров при модернизации конструкции редуктора посредством применения глобоидного червяка, образующего с поверхностью колеса выпукло-вогнутую пару. Данный подход способствует повышению несущей способности червячной передачи. В [11; 12] рассматривается формообразование выпукло-вогнутых рабочих поверхностей червяка и колеса с разной твердостью. Представленные конструктивно-технологические решения позволяют изготавливать глобоидные передачи с более высокой несущей способностью.

В [13] предлагается способ, позволяющий усовершенствовать технологию изготовления модифицированной червячной передачи. В [14] показано, что решение проблемы заклинивания поверхностей червяка и колеса может заключаться в искривлении профиля вдоль линии контакта. Отмечено, что для обеспечения качества изготовления и сборки передачи необходимо модифицировать рабочие поверхности витков червяка и зубьев колеса. В [15] предлагаются такие способы модификации геометрии червячных приводов, которые обеспечивают правильный контакт подшипников. Представлены методы и способы компьютерного моделирования зацепления и контакта модифицированных червячных передач.

Актуальны исследования конструкции передачи и профилирования рабочих поверхностей, позволяющие оце-

нить картину зацепления, сопряжение и контакт поверхностей. В [16] предложен способ хонингования рабочей поверхности с помощью глобоидных хонинговальных червяков. Выполнен анализ зацепления и контакта зубьев и получено уравнение поверхности зубьев.

В [17; 18] предлагаются усовершенствованные компьютерные программы для имитации зацепления, моделирования наложения сетки и моделирования контакта, а также модифицированная конструкция привода червячной передачи, разработанная с помощью способа локализации контакта подшипника и снижения ошибок передачи. В [19] приведены алгоритмы создания трехмерных моделей передачи. Оценена точность построения – погрешность не превышала 1 мкм. С помощью моделей можно анализировать геометрические свойства передачи.

В работе [20] показана важность моделирования рабочих поверхностей червяка и колеса с применением современных средств автоматизированного проектирования. Особенную значимость данный подход приобретает в случае модифицированных передач. Такие подходы позволяют проанализировать сопряжение поверхностей, выполнить прочностные расчеты методом конечных элементов, изготовить экспериментальные передачи с применением аддитивных технологий быстрого прототипирования.

В [21] приводится математическое описание боковой поверхности витков червяка и зубьев колеса. Получены уравнения глобоидальной спирали, осевого профиля витков червяка и уравнение зацепления, на основании которых можно оценивать в зацеплении контактные линии, сопряжение поверхностей, распределение нагрузки между витками и зубьями. Это позволит совершенствовать методики расчета на прочность и износостойкость передачи.

В [22] предлагается способ модификации зуба на основе анализа контакта в зацеплении с применением трехмерных моделей. В [23] рассмотрены способы твердотельного моделирования цилиндрических одно-, двух- и трехзаходных червяков и глобоидных однозаходных червяков. Полученные модели червяков используются для создания моделей червячных колес.

Наряду с совершенствованием конструкции и технологий совершенствуются и автоматизируются методики расчета и проектирования червячных передач. Рассмотрены особенности и области применения червячных редукторов, выявлены их достоинства и недостатки, приведена классификация существующих редукторов. В [24] представлена достаточно обширная классификация различных передач, позволяющая выбрать тип передачи, форму рабочей поверхности и прочие параметры при проектировании.

В [25] приводится система автоматизированного проектирования одноступенчатого червячного редуктора. Программа содержит поля ввода исходных данных, выбора справочных параметров и вывода результатов расчета. При этом реализуется проверка условия по критерию термостойкости и прочности, а также расчет характеристик надежности.

В [26] представлен расчетный модуль с пошаговым расчетом по авторской методике, позволяющий выбирать материалы, термообработку, задавать режим нагружения. В программу заложены ограничения по величине

отклонения расчетного и стандартного межосевого расстояния, отклонения расчетных и допускаемых напряжений и другие ограничения. Это позволяет проводить оптимизацию параметров червячных передач.

В [27] рассмотрены расчетные зависимости, определяющие потери мощности при преодолении сил трения. Потери могут составлять достаточно большую долю от передаваемой мощности, поэтому при проектировании важно уделять внимание трибохарактеристикам передачи. В [28] предлагается метод расчета продолжительности работы червячной передачи, основанный на определении величины предельного износа рабочих поверхностей. Учитывается кинематика в контакте и напряженно-деформированное состояние, определяемое по формуле Герца. В [29] рассмотрены контактные разрушения активных поверхностей звеньев, износ, задиры по боковым поверхностям зубьев и излом. Обосновывается необходимость разработки методик расчета по износу передач зацеплением червячного типа с учетом переменного режима работы. Это позволит более точно рассчитывать продолжительность работы передачи. Приведенная методика позволит прогнозировать сроки службы червячных передач с учетом переменного режима нагружения и условий эксплуатации машин и механизмов различных отраслей машиностроения.

На основании анализа результатов существующих исследований можно отметить, что наряду с совершенствованием геометрических параметров (модификацией) передачи и разработкой высокотехнологичных способов изготовления необходимо также прорабатывать методики выполнения расчетов на контактную и изгибную прочность с высокой точностью, которая должна обеспечиваться адекватностью выбранной математической модели.

Рассмотренные методики расчета параметров неприменимы к глобоидным передачам, особенно к модифицированным, что существенно ограничивает их применение. В настоящее время остается актуальным вопрос разработки методики расчета на прочность червячной передачи с глобоидным червяком. Данная методика может стать основой для разработки методик расчета глобоидных червячных передач по критериям термостойкости, износостойкости, в том числе и для модифицированных вариантов.

Расчет на прочность червячной передачи проводится по контактным и изгибным напряжениям. Расчет на контактную прочность обеспечивает износостойкость передачи, поскольку интенсивность изнашивания зависит от величины контактных напряжений. Расчет на изгибную прочность выполняется только для червячных колес, которые изготавливаются, как правило, из менее прочных материалов, чем червяки. Основные параметры глобоидной передачи с углом скрещивания осей вращения червяка и колеса, равным 90° , установлены ГОСТ 9369-77. Расчет геометрии выполняется по ГОСТ 17696-89. Исходный червяк и исходный производящий червяк глобоидной передачи принимается по ГОСТ 24438-80.

Цель исследования – повышение достоверности выполнения расчетов геометрических размеров и параметров глобоидной червячной передачи при проектировании за счет разработки аналитической научно

обоснованной методики расчета на контактную и изгибную прочность.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

Прочность червячной передачи оценивается по контактным и изгибным напряжениям. За основу взяты методики расчета червячных передач с цилиндрическим червяком.

Расчет на контактную прочность базируется на формуле Герца. Расчет изгибной прочности глобоидной передачи основан на расчете косозубой цилиндрической передачи – червячное колесо заменяется эквивалентным цилиндрическим колесом.

Расчетные зависимости по определению контактных и изгибных напряжений получены с учетом особенностей конструкции и геометрии глобоидной червячной передачи. При этом сделан ряд допущений: нормальная нагрузка равномерно распределяется по длине зуба; нагрузка между зубьями распределяется равномерно вследствие приработки; не учитывается влияние факторов трения на работу передачи.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Контактные напряжения зубьев колеса с витками червяка определяются по формуле Герца:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_n K_H}{\rho_e}},$$

где Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов;

q_n – удельная нормальная нагрузка;

K_H – коэффициент нагрузки по контактным напряжениям;

ρ_e – приведенный радиус кривизны контактируемых поверхностей.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, имеет вид

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_1 E_2}{E_1 (1 - \mu_1^2) + E_2 (1 - \mu_2^2)}},$$

где E_1, μ_1 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала червяка соответственно;

E_2, μ_2 – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала червячного колеса соответственно.

Удельная нормальная нагрузка на единицу длины зуба, исходя из предположения о равномерном ее распределении по длине зуба:

$$q_n = \frac{F_n}{l_s} = \frac{F_{t2}}{l_s \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2}{d_2 l_s \cos \alpha \cos \gamma},$$

где F_n – нормальное усилие в зацеплении;

l_s – суммарная длина контактных линий;

F_{t2} – окружное усилие на червячном колесе;

α – угол профиля;

γ – угол подъема винтовой линии червяка.

Суммарная длина контактных линий:

$$l_S = \frac{\xi b'_2 \varepsilon_\alpha}{\cos \gamma},$$

где ξ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактных линий;

b'_2 – проекция геометрической длины линии контакта;

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия.

Проекция геометрической длины линии контакта, равная проекции ширины колеса:

$$b'_2 = 2\delta \frac{d_1}{2} = \delta d_1,$$

где 2δ – угол охвата колесом червяка;

d_1 – делительный диаметр червяка.

Коэффициент торцевого перекрытия для передач с глобоидным червяком, равный числу зубьев колеса в обхвате червяком:

$$\varepsilon_\alpha = z' = \frac{(2\nu) z_2}{360} - 0,5,$$

где 2ν – угол охвата червяком колеса;

z_2 – число зубьев колеса.

Угол охвата червяком колеса:

$$2\nu = 2 \arcsin \frac{b_{f1}}{d_2},$$

где b_{f1} – длина нарезанной части червяка по впадинам;

d_2 – делительный диаметр колеса.

После подстановки получаем коэффициент торцевого

перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{2 \arcsin \left(\frac{b_{f1}}{d_2} \right) z_2}{360} - 0,5.$$

Коэффициент нагрузки по контактным напряжениям:

$$K_H = K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки по контактным напряжениям;

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки по контактным напряжениям.

Приведенный радиус кривизны контактируемых поверхностей:

$$\rho_e = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2},$$

где ρ_1 – радиус кривизны поверхности витка червяка;

ρ_2 – радиус кривизны поверхности зуба червячного колеса.

Червячное колесо заменяется эквивалентным косо-зубым цилиндрическим колесом. Тогда выражение для приведенного радиуса кривизны¹ имеет вид

$$\rho_e = \frac{d_2 \sin \alpha}{2 \cos^2 \gamma}.$$

После подстановки и преобразования получаем выражение для определения расчетных контактных напряжений глобоидной червячной передачи:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{4T_2 K_{H\beta} K_{HV} \cos^2 \gamma}{\pi d_1 d_2^2 \xi \delta \varepsilon_\alpha \sin \alpha \cos \alpha}}.$$

Изгибные напряжения зубьев червячного колеса определяются по зависимости

$$\sigma_F = \frac{F_{t2} K_F Y_F}{m_n l_S} = \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{FV} Y_F}{d_2 m_n l_S},$$

где K_F – коэффициент нагрузки при изгибе;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при изгибе;

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки при изгибе;

m_n – нормальный модуль;

Y_F – коэффициент формы зуба.

После преобразования окончательно получим

$$\sigma_F = \frac{2T_2 K_{F\beta} K_{FV} Y_F \cos \gamma}{d_1 d_2 m_n \xi \delta \varepsilon_\alpha}.$$

Коэффициент формы зуба определяется в зависимости от приведенного (эквивалентного) числа зубьев²:

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Значения механических характеристик наиболее применяемых материалов для изготовления деталей червячной передачи даны в таблице 1. Там же приведены средние значения коэффициента, учитывающего механические свойства материалов, при этом для всех материалов принимается коэффициент Пуассона $\mu=0,3$.

Учитывая, что в начальный момент контактируют не все пары зубьев, предварительно можно принять коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактных линий, равным $\xi=0,5 \dots 0,75$. Для более точного расчета необходимо провести дополнительные исследования по влиянию жесткости зубьев и степени точности изготовления деталей передачи на распределение нагрузки между зубьями. Применение трехмерного твердотельного

¹ Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

² См. 1.

Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. М.: АПМ, 2005. 472 с.

Таблица 1. Свойства материалов
Table 1. The material properties

Материал	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона	Антифрикционная пара	Коэффициент Z_M , МПа ^{0,5}
Сталь	$2 \dots 2,2 \cdot 10^5$	0,25...0,3	Сталь – бронза Сталь – латунь	270
Чугун	$1,2 \dots 1,6 \cdot 10^5$	0,23...0,27	Сталь – чугун	300
Бронза, латунь	$0,9 \dots 1,2 \cdot 10^5$	0,32...0,4	Сталь – сталь	330

моделирования деталей червячной передачи позволит получить картину распределения контактных линий и уточнить значение данного коэффициента, что, в свою очередь, повысит достоверность методики расчета на прочность.

Средние значения коэффициентов концентрации можно принять равными $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,05 \dots 1,15$. В червячных передачах имеет место приработка, которая представляет собой способность материалов, находящихся в контакте, изнашиваться пропорционально контактной нагрузке, что приводит к равномерному распределению усилий между парами зубьев и в конечном итоге уменьшает $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$. Коэффициенты динамической нагрузки, учитывая приработку, можно принять равными 1: $K_{HV} = K_{FV} = 1$. Более точное определение данных коэффициентов будет зависеть от особенностей конструкции передачи и условий работы. В этих случаях могут потребоваться дополнительные исследования по оценке динамической нагруженности передачи. Например, в [30] предложен метод оценки изменения динамических нагрузок в червячной передаче по мере изнашивания зубьев червячного колеса. Метод является косвенным, но позволяет установить связь между вибросигналом, получаемым от датчика угловых перемещений вала, и коэффициентом динамичности. При этом учитывается геометрия и податливость деталей передачи. Отмечено, что в период приработки коэффициент динамической нагрузки уменьшался до значений 1,1–1,3. По мере изнашивания поверхности зубьев коэффициент динамичности постепенно увеличивался и достиг двукратного значения при величине линейного износа, равного модулю зацепления.

По условию прочности расчетные контактные и изгибные напряжения не должны превышать допускаемые значения, т. е. $\sigma_H \leq [\sigma_H]$, $\sigma_F \leq [\sigma_F]$. Допускаемые контактные и изгибные напряжения $[\sigma_H]$, $[\sigma_F]$ для глобоидной передачи можно рассчитывать как для червячной передачи с цилиндрическим червяком. Для повышения достоверности расчетов на прочность необходимо провести дополнительные исследования, поскольку величина допускаемых напряжений может ограничиваться не только прочностью, но и износостойкостью и термостойкостью.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Разработана методика расчета на контактную и изгибную прочность глобоидной червячной передачи.

Оценено влияние механических свойств материалов на контактную прочность передачи.

Приведенная методика позволит совершенствовать червячные передачи, разработать методики проектировочного расчета глобоидных классических и модифицированных червячных передач, а также методики расчета и проектирования червячных передач по критериям термостойкости и износостойкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Виноградов А.Б. Глобоидная передача с повышенной нагрузочной способностью. Новосибирск: Сибирский государственный университет путей сообщения, 2004. 263 с.
2. Виноградов А.Б. Технологическое проектирование глобоидной передачи с высокой нагрузочной способностью // Вестник развития науки и образования. 2009. № 5. С. 16–21.
3. Сутягин А.В., Малько Л.С., Трифанов И.В. Модель формирования винтовой поверхности глобоидного червяка ротационным точением принудительно вращаемым многолезвийным инструментом // Фундаментальные исследования. 2014. № 8-4. С. 823–828.
4. Сутягин А.В., Малько Л.С., Трифанов И.В. Повышение эффективности зубообработки глобоидной передачи на основе разработки прогрессивных конструкторско-технологических решений // СТИН. 2015. № 2. С. 20–25.
5. Sutyagin A.V., Mal'ko L.S., Trifanov I.V. More Efficient Machining of Globoid Worm Gears // Russian Engineering Research. 2015. Vol. 35. № 8. P. 623–627. DOI: [10.3103/S1068798X1508016X](https://doi.org/10.3103/S1068798X1508016X).
6. Сергеева Е.В., Сутягин А.В., Малько Л.С. Результаты апробации методики экспериментального исследования шероховатости винтовой поверхности при ротационном точении многолезвийным инструментом // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2015. Т. 2. № 11. С. 127–129.
7. Сутягин А.В., Малько Л.С., Трифанов И.В. Влияние технологических режимов на выходные параметры процесса ротационного точения винтовой поверхности глобоидного червяка // Фундаментальные исследования. 2016. № 2-1. С. 99–103.
8. Яценко А.Ю., Сутягин А.В. Испытание на точность станка 5K328A для нарезания глобоидной винтовой поверхности // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2018. Т. 2. № 4. С. 639–641.

9. Sutyagin A.V., Mal'ko L.S., Trifanov I.V. Experience and Outlook for the Development of a Technology for Generation of the Profile of the Meshed Links of a Global Gear Pair by Rotational Turning // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2016. Vol. 51. № 11-12. P. 854–860. DOI: [10.1007/s10556-016-0135-3](https://doi.org/10.1007/s10556-016-0135-3).
10. Сибириякова Д.П., Малько Л.С. Метрологическое и технологическое обеспечение процесса модернизации червячного редуктора на основе глобоидного червяка типа G1 // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. 2018. Т. 2. № 4. С. 617–619.
11. Mal'ko L.S., Sutyagin A.V., Trifanov I.V., Zakharova N.V., Sukhanova O.A. Gear Cutting in a Globoid Pair with an Initial Cylindrical Involute Gear // *Russian Engineering Research*. 2020. Vol. 40. № 12. P. 1087–1090. DOI: [10.3103/S1068798X20120400](https://doi.org/10.3103/S1068798X20120400).
12. Малько Л.С., Сутягин А.В., Трифанов И.В., Захарова Н.В., Суханова О.А. Экспериментальная оценка конструкторско-технологических решений при зубообработке сопряженных звеньев глобоидной передачи с исходным цилиндрическим эвольвентным колесом // СТИН. 2020. № 10. С. 16–21.
13. Федотов Б.Ф., Думилин С.В., Щегольков Н.Н., Беляков В.Н. Совершенствование технологии нарезания модифицированных глобоидных передач с локализованным пятном контакта // *Известия МГТУ МАМИ*. 2014. Т. 2. № 1. С. 96–99.
14. Рязанов С.А., Решетников М.К. Расчет координат модифицированного профиля производящей поверхности зуборезного инструмента // *Геометрия и графика*. 2020. Т. 8. № 4. С. 35–46. DOI: [10.12737/2308-4898-2021-8-4-35-46](https://doi.org/10.12737/2308-4898-2021-8-4-35-46).
15. Seol I.H., Litvin F.L. Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing and Contact of Worm-Gear Drives with Improved Geometry // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1996. Vol. 138. № 1-4. P. 73–103.
16. Yu T., Dong K., Wang S., Qian Y. Mesh Analysis and Realization of Gear Honing with Globoid Honing Worms on Gear Hobbing Machine // *Applied Mechanics and Materials*. 2010. № 37-38. P. 643–647. DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMM.37-38.643](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.37-38.643).
17. Argyris J., De Donno M., Litvin F.L. Computer Program in Visual Basic Language for Simulation of Meshing and Contact of Gear Drives and Its Application for Design of Worm Gear Drive // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2000. Vol. 189. № 2. P. 595–612.
18. Litvin F.L., Argentieri G., De Donno M., Hawkins M. Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing and Contact of Face Worm-Gear Drives // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2000. Vol. 189. № 3. P. 785–801.
19. Kheifetz A.L. Geometrically Accurate Computer 3D Models of Gear Drives and Hob Cutters // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1098–1106. DOI: [10.1016/j.proeng.2016.07.220](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.220).
20. Sobolak M., Jagielowicz P.E. The Methods of Globoid Surface Modeling in CAD // *Archives of Materials Science and Engineering*. 2016. Vol. 81. № 2. P. 76–84. DOI: [10.5604/01.3001.0009.7102](https://doi.org/10.5604/01.3001.0009.7102).
21. Połowniak P., Sobolak M. Mathematical Description of Tooth Flank Surface of Globoidal Worm Gear with Straight Axial Tooth Profile // *Open Engineering*. 2017. Vol. 7. № 1. P. 407–415. DOI: [10.1515/eng-2017-0047](https://doi.org/10.1515/eng-2017-0047).
22. Połowniak P., Sobolak M., Marciniak A. Double Enveloping Worm Gear Modelling Using CAD Environment // *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*. 2021. Vol. 69. № 2. Article number e136736. DOI: [10.24425/bpasts.2021.136736](https://doi.org/10.24425/bpasts.2021.136736).
23. Popa D., Popa C.M. The Generation of the Worm and Wheel Gears in a CAD Soft // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 564. № 1. Article number 012064. DOI: [10.1088/1757-899X/564/1/012064](https://doi.org/10.1088/1757-899X/564/1/012064).
24. Starzhinsky V.E., Shil'ko S.V., Shalobaev E.V., Kapelevich A.L., Algin V.B., Petrokovets E.M. Classification of Gear Pairs with Fixed Axes. Review // *Mechanisms and Machine Science*. 2021. Vol. 101. P. 85–106. DOI: [10.1007/978-3-030-73022-2_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-73022-2_4).
25. Мушкин О.В., Николаева Н.Д., Труханов В.М. Исследование существующих методов автоматизированного расчета червячных редукторов и разработка САПР червячного редуктора // *Научное обозрение. Технические науки*. 2016. № 3. С. 72–74.
26. Матушкин О.П. Оптимизация параметров проектируемой червячной передачи // *Хроники объединенного фонда электронных ресурсов наука и образование*. 2014. Т. 1. № 12. С. 114–115.
27. Васильков Д.В., Александров А.С., Голикова В.В. Потери на трение в элементах механических систем привода металлорежущих станков // *Системный анализ и аналитика*. 2020. № 1. С. 25–35.
28. Павлов В.Г., Попов П.К., Селиверстов Е.Ю., Семидоцкий Н.В. Ресурс работы червячной передачи по условию предельно допустимого износа // *Трение и смазка в машинах и механизмах*. 2007. № 5. С. 21–25.
29. Анферов В.Н., Зайцев А.В. К расчету зубчатых и червячных передач при переменных режимах нагружения // *Вестник сибирского государственного университета путей сообщения*. 2016. № 4. С. 40–46.
30. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Влияние изнашивания на динамические нагрузки в червячной передаче // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2011. № 9. С. 18–22.

REFERENCES

1. Vinogradov A.B. *Globoidnaya peredacha s povyshennoy nagruzochnoy sposobnostyu* [Globoid gear with the enhanced loading capacity]. Novosibirsk, Sibirskiy gosudarstvennyy universitet putey soobshcheniya Publ., 2004. 263 p.
2. Vinogradov A.B. Technological design of globoid gear with high-loading capacity. *Vestnik razvitiya nauki i obrazovaniya*, 2009, no. 5, pp. 16–21.
3. Sutyagin A.V., Malko L.S., Trifanov I.V. Model formation screw surface hour-glass worm rotational sharpen forcibly rotated multifluted tool. *Fundamentalnye issledovaniya*, 2014, no. 8-4, pp. 823–828.
4. Sutyagin A.V., Malko L.S., Trifanov I.V. Improving the efficiency of globoid gear gear treatment based on progressive design and technology solutions. *STIN*, 2015, no. 2, pp. 20–25.
5. Sutyagin A.V., Mal'ko L.S., Trifanov I.V. More Efficient Machining of Globoid Worm Gears. *Russian Engi-*

- neering Research, 2015, vol. 35, no. 8, pp. 623–627. DOI: [10.3103/S1068798X1508016X](https://doi.org/10.3103/S1068798X1508016X).
6. Sergeeva E.V., Sutyagin A.V., Malko L.S. Results of approbation of the technique of the pilot study of the roughness of the screw surface at rotational turning by the mnogolezviynny tool. *Aktualnye problemy aviatsii i kosmonavтики*, 2015, vol. 2, no. 11, pp. 127–129.
 7. Sutyagin A.V., Malko L.S., Trifanov I.V. The impact of technological regimes on the output parameters of the process of rotational turning of the helical surface globoid worm. *Fundamentalnye issledovaniya*, 2016, no. 2-1, pp. 99–103.
 8. Yatsenko A.Yu., Sutyagin A.V. Test for the accuracy of the machine 5K328A for cutting globe screw surface. *Aktualnye problemy aviatsii i kosmonavтики*, 2018, vol. 2, no. 4, pp. 639–641.
 9. Sutyagin A.V., Mal'ko L.S., Trifanov I.V. Experience and Outlook for the Development of a Technology for Generation of the Profile of the Meshed Links of a Global Gear Pair by Rotational Turning. *Chemical and Petroleum Engineering*, 2016, vol. 51, no. 11-12, pp. 854–860. DOI: [10.1007/s10556-016-0135-3](https://doi.org/10.1007/s10556-016-0135-3).
 10. Sibiryakova D.P., Malko L.S. Metrological and technological support of the modernization process of the worm gearbox is based on the globoid worm of type G1. *Aktualnye problemy aviatsii i kosmonavтики*, 2018, vol. 2, no. 4, pp. 617–619.
 11. Mal'ko L.S., Sutyagin A.V., Trifanov I.V., Zakharova N.V., Sukhanova O.A. Gear Cutting in a Globoid Pair with an Initial Cylindrical Involute Gear. *Russian Engineering Research*, 2020, vol. 40, no. 12, pp. 1087–1090. DOI: [10.3103/S1068798X20120400](https://doi.org/10.3103/S1068798X20120400).
 12. Malko L.S., Sutyagin A.V., Trifanov I.V., Zakharova N.V., Sukhanova O.A. Experimental evaluation of design and engineering solutions when gear processing of the adjacent links of globoid gear with the initial cylindrical involute wheel. *STIN*, 2020, no. 10, pp. 16–21.
 13. Fedotov B.F., Dumilin S.V., Shchegolkov N.N., Belyakov V.N. Improvement of the technology of cutting modified globoidal gears with localized contact patch. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2014, vol. 2, no. 1, pp. 96–99.
 14. Ryazanov S.A., Reshetnikov M.K. Calculation of the coordinates of the modified profile of the generating surface of the gear cutting tool. *Geometriya i grafika*, 2020, vol. 8, no. 4, pp. 35–46. DOI: [10.12737/2308-4898-2021-8-4-35-46](https://doi.org/10.12737/2308-4898-2021-8-4-35-46).
 15. Seol I.H., Litvin F.L. Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing and Contact of Worm-Gear Drives with Improved Geometry. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 1996, vol. 138, no. 1-4, pp. 73–103.
 16. Yu T., Dong K., Wang S., Qian Y. Mesh Analysis and Realization of Gear Honing with Globoid Honing Worms on Gear Hobbing Machine. *Applied Mechanics and Materials*, 2010, no. 37-38, pp. 643–647. DOI: [10.4028/www.scientific.net/AMM.37-38.643](https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.37-38.643).
 17. Argyris J., De Donno M., Litvin F.L. Computer Program in Visual Basic Language for Simulation of Meshing and Contact of Gear Drives and Its Application for Design of Worm Gear Drive. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 189, no. 2, pp. 595–612.
 18. Litvin F.L., Argentieri G., De Donno M., Hawkins M. Computerized Design, Generation and Simulation of Meshing and Contact of Face Worm-Gear Drives. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2000, vol. 189, no. 3, pp. 785–801.
 19. Kheifets A.L. Geometrically Accurate Computer 3D Models of Gear Drives and Hob Cutters. *Procedia Engineering*, 2016, vol. 150, pp. 1098–1106. DOI: [10.1016/j.proeng.2016.07.220](https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.220).
 20. Sobolak M., Jagielowicz P.E. The Methods of Globoid Surface Modeling in CAD. *Archives of Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 81, no. 2, pp. 76–84. DOI: [10.5604/01.3001.0009.7102](https://doi.org/10.5604/01.3001.0009.7102).
 21. Polowniak P., Sobolak M. Mathematical Description of Tooth Flank Surface of Globoidal Worm Gear with Straight Axial Tooth Profile. *Open Engineering*, 2017, vol. 7, no. 1, pp. 407–415. DOI: [10.1515/eng-2017-0047](https://doi.org/10.1515/eng-2017-0047).
 22. Polowniak P., Sobolak M., Marciniak A. Double Enveloping Worm Gear Modelling Using CAD Environment. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences: Technical Sciences*, 2021, vol. 69, no. 2, article number e136736. DOI: [10.24425/bpasts.2021.136736](https://doi.org/10.24425/bpasts.2021.136736).
 23. Popa D., Popa C.M. The Generation of the Worm and Wheel Gears in a CAD Soft. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 564, no. 1, article number 012064. DOI: [10.1088/1757-899X/564/1/012064](https://doi.org/10.1088/1757-899X/564/1/012064).
 24. Starzhinsky V.E., Shil'ko S.V., Shalobaev E.V., Kapelevich A.L., Algin V.B., Petrokovets E.M. Classification of Gear Pairs with Fixed Axes. Review. *Mechanisms and Machine Science*, 2021, vol. 101, pp. 85–106. DOI: [10.1007/978-3-030-73022-2_4](https://doi.org/10.1007/978-3-030-73022-2_4).
 25. Mushkin O.V., Nikolaeva N.D., Trukhanov V.M. Research methods of automated calculation worm reducers and development cad of worm reducer. *Nauchnoe obozrenie. Tekhnicheskie nauki*, 2016, no. 3, pp. 72–74.
 26. Matushkin O.P. Optimization of parameters of the designed worm gear. *Khroniki obedinennogo fonda elektronnykh resursov nauka i obrazovanie*, 2014, vol. 1, no. 12, pp. 114–115.
 27. Vasilkov D.V., Aleksandrov A.S., Golikova V.V. Friction losses in the elements of mechanical systems of the cutting machine drive. *Sistemnyy analiz i analitika*, 2020, no. 1, pp. 25–35.
 28. Pavlov V.G., Popov P.K., Seliverstov E.Yu., Semidotskiy N.V. Worm-gear life from deposition of maximum admissible wear. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmakh*, 2007, no. 5, pp. 21–25.
 29. Anferov V.N., Zaytsev A.V. Calculation of Gear and Worm Gears Operating in Variable Loading Mode. *Vestnik sibirskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2016, no. 4, pp. 40–46.
 30. Andrienko L.A., Vyaznikov V.A. Influence of wear on dynamic loads in the worm gear. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, no. 9, pp. 18–22.

The technique for calculating the strength of a globoid worm gear

© 2022

*Aleksey V. Suslin*¹, PhD (Engineering), Associate Professor,
assistant professor of Chair of Machine Design Principles

Ildar S. Barmanov^{*2}, PhD (Engineering),

assistant professor of Chair of Machine Design Principles

Samara University, Samara (Russia)

*E-mail: isbarmanov@mail.ru

¹ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7746-7640>

²ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6373-0815>

Received 26.04.2022

Accepted 14.06.2022

Abstract: Worm gears are widely used in mechanical engineering. Recently, worm gears with a globoid worm attract a considerable interest. To improve the quality characteristics of globoid gears, their geometric dimensions and parameters, as well as the production technologies are being improved. It is also important to have a methodology for calculating the strength, which is, however, currently unavailable, and the state standards cover the issue of determining and calculating only the transmission geometry. In this regard, the development of the technique for calculating the contact and bending strength of a globoid worm gear appears relevant. The basic areas of the research are gear enhancement, production technology improvement, the gearing pattern study, working surfaces mathematical simulation, 3-D modeling, and the transmission calculation. The contact strength calculation is based on the Hertz's formula taking into account the geometric features of globoid worm gears. The authors developed the calculation of the bending strength of the worm gear teeth based on the helical gear calculation method. The paper presents data on the influence of the mechanical properties of the materials of a worm and a worm gear wheel on the gear contact strength, gives the computed coefficients estimated values. The authors note that the dynamic load factor can increase significantly with the wear of the gear working surfaces. The research findings can be used to develop the design calculation technique, as well as to improve it to take into account the effect of transmission wear and working temperature on the operation duration.

Keywords: globoid worm gear; strength; calculation method; contact stresses; bending stresses.

For citation: Suslin A.V., Barmanov I.S. The technique for calculating the strength of a globoid worm gear. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, no. 2, pp. 84–91. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-84-91.