

Инженерные расчеты зубчатых колес с помощью T-FLEX Анализ интегрированной с T-FLEX CAD среды

Александр Иващенко

В статье рассмотрен метод оценки статической прочности по относительным эквивалентным напряжениям зубчатых колес и передачи в целом с помощью T-FLEX Анализ интегрированной с T-FLEX CAD среды конечно-элементных расчетов, которая включена в Единый реестр российских программ.

На этапе проектирования изделия разрабатываемая конструкция должна отвечать определенным критериям работоспособности. Работоспособность — это состояние, при котором изделие способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией. Одним из ключевых параметров является прочность. При нарушении прочности в изделиях возникают недопустимо большие остаточные деформации, поверхностные разрушения или преждевременные поломки. На сегодняшний момент актуальна задача прогнозирования поведения конструкции при заданных нагрузениях, предупреждения и дальнейшего исключения мест, имеющих недостаточный либо излишний запас прочности, а также стремление разработать равнопрочную конструкцию. Данная задача решается на этапе инженерного расчета, который может выполняться аналитическими или численными методами. Зачастую в сложных расчетах эти методы тесно переплетаются друг с другом. Например, первый этап — аналитическая оценка действующей нагрузки и мест ее приложения, второй этап — использование численных методов для оценки прочности и других параметров изделия, третий этап — анализ полученных результатов. Лидирующим методом численного решения является метод конечных элементов (МКЭ) — универсальное решение, охватывающее широкий круг прикладных задач с хорошей численной устойчивостью МКЭ-алгоритмов.

Работа конструктора — процесс творческий: с одной стороны, проектируемое изделие должно отвечать критериям работоспособности, с другой — иметь невысокую себестоимость и минимальные издержки в производстве. Поиск такого баланса можно сопоставить с работой ювелира по огранке драгоценного камня, поэтому на помощь конструктору в решении современных сложных задач приходят САД/САЕ-системы, позволяющие снизить трудозатраты, повысить эффективность, а в некото-

рых случаях — полностью упростить однотипные, рутинные операции. Причем в таких системах можно совместить этапы разработки конструкторской документации и инженерных расчетов без привлечения сторонних помощников или организаций.

Большинство изделий включают в себя передаточные механизмы, которые могут состоять из зубчатых передач и других элементов. Одна из задач проектирования зубчатой передачи — поиск рациональной конструкции колес. Решить такую задачу конструктору будет затруднительно используя только САД-системы. При разработке конструкции колеса или более сложного изделия — вала-шестерни необходимо руководствоваться различными нормативными документами по расчету геометрии, оценке статической прочности, усталостной выносливости и прочих требований. Совместное применение САД/САЕ-систем позволяет конструктору на этапе проектирования дополнительно проводить оценку работоспособности колес по критерию прочности, так как прочность зуба и колеса в целом влияет на надежность и долговечность узла механизма, что, в свою очередь, снижает время на поиск рационального решения.

Одной из таких САД/САЕ-систем, представленных на российском рынке, является программное обеспечение от компании «Топ Системы». Используя T-FLEX САД при конструировании зубчатых передач конструктору предоставляется широкий набор средств проектирования, расчета и анализа их геометрии, оформления конструкторской документации в соответствии с ЕСКД. Применяя интегрированную среду в T-FLEX САД — T-FLEX Анализ (статический анализ), у конструктора на этапе проектного расчета появляется возможность произвести оценку статической прочности по относительным эквивалентным напряжениям с целью минимизаций ошибок проектирования или поиска конструкции, обладающей минимальной массой при достаточной прочности.

В статье приведен способ оценки статической прочности зубчатой передачи и ее элементов (колесо и вал-шестерня) с помощью T-FLEX Анализ. В основу способа положен метод [1], в котором контакт сопряженных зубьев рассматривается как сжатие двух цилиндров (рис. 1) под действи-

Александр Иващенко

К.т.н., доцент кафедры «Естественно-научные дисциплины» КТИ (филиала) ВолгГТУ.

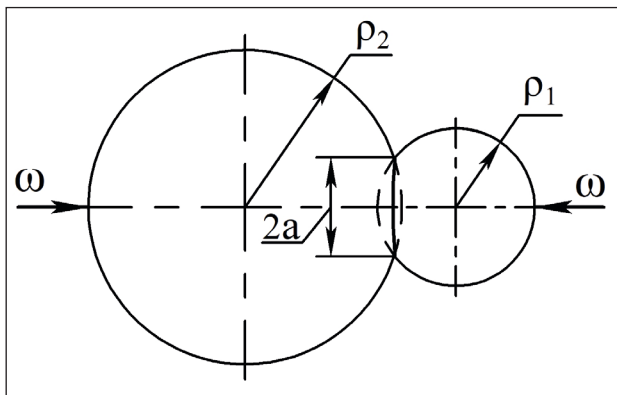


Рис. 1. Модель контактирующей пары зубьев по методу [1]

ем удельной нормальной силы с радиусами кривизны сопряженных поверхностей ρ_1 и ρ_2 по площадке в среднем шириной $2a$.

Например, такой метод использовался в статье [2], где авторами произведена оценка напряжений по критерию Мизеса прямозубой шестерни из стали 20ХН3А тягового редуктора локомотива в программах инженерного анализа по выделенной площадке контакта на боковой поверхности зуба в момент трогания локомотива. В статье [3] также с

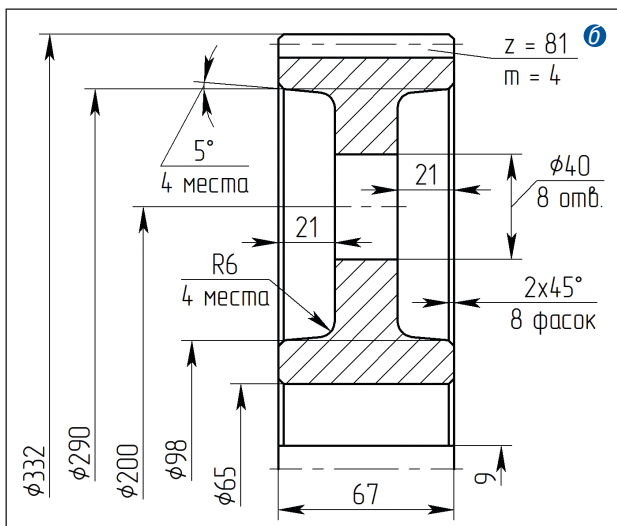
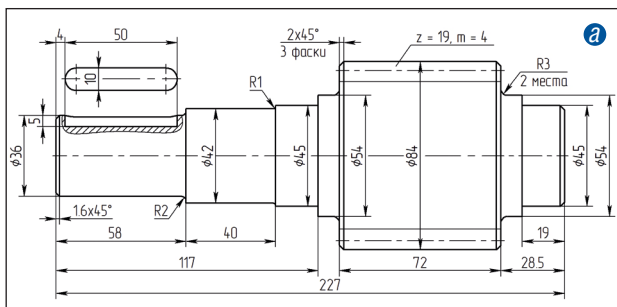


Рис. 2. Эскизы вала-шестерни и колеса цилиндрической прямозубой зубчатой передачи

помощью пакета программ инженерного анализа проведен анализ прочности по критерию Мизеса для косозубой шестерни планетарного редуктора в квазистатических условиях. В работах [4, 5, 6] авторы приводят еще один возможный способ оценки прочности зубчатых передач и ее элементов при помощи CAE-систем.

Рассчитываемая цилиндрическая прямозубая зубчатая передача состоит из двух элементов: вал-шестерня (рис. 2а) и колесо (рис. 2б). Параметры передачи: модуль $m = 4$ мм; число зубьев шестерни $z_1 = 19$ шт., колеса $z_2 = 81$ шт.; ширина шестерни $b_{w1} = 72$ мм; ширина колеса $b_{w2} = 67$ мм; межосевое расстояние $a_w = 200$ мм; окружное усилие в зацеплении $F_t = 4018,5$ Н.

Материал колес — сталь конструкционная легированная марки 40ХН, твердость 200-240 НВ, предел текучести $\sigma_T = 570$ МПа, предел прочности $\sigma_B = 780$ МПа, модуль упругости первого рода $E = 2 \times 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$.

Рассматривается контакт сопряженных зубьев для однопарного зацепления в данный момент времени (рис. 3).

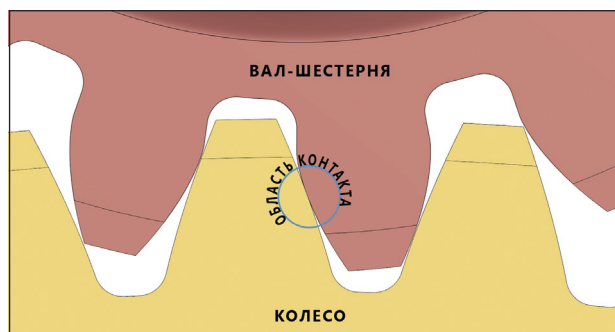


Рис. 3. Сопряженная пара зубьев

По информации в литературе [1, 7], получены формулы (1-3), используемые в расчетах прямозубого внешнего эвольвентного цилиндрического зацепления. Для расчета косозубого внешнего эвольвентного цилиндрического зацепления необходимо использовать формулы, приведенные в [8, 9].

Полное нормальное усилие:

$$F_n = F_t \times K / \cos \alpha_{tw} = 6113,84 \text{ Н}, \quad (1)$$

где $K = K_A \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu}$ — коэффициент расчетной нагрузки, $K = 1,42967$ и α_{tw} по [7].

Удельная нормальная сила для прямозубого зацепления с одной контактирующей парой зубьев:

$$\omega = F_n / b_{w2} = 91,251 \text{ Н/мм}. \quad (2)$$

Полуширина плоскости контакта:

$$a = 1,52 \times \sqrt{\frac{\omega \times m \times \sin \alpha_{tw} \times z_1 \times z_2}{2 \times E \times (z_1 + z_2)}} = 0,1053 \text{ мм} \quad (3)$$

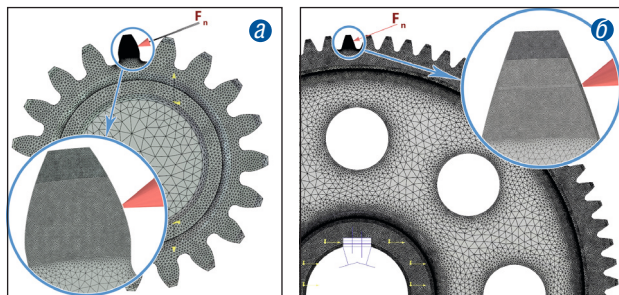


Рис. 4. Сеточная конечно-элементная модель вала-шестерни и колеса

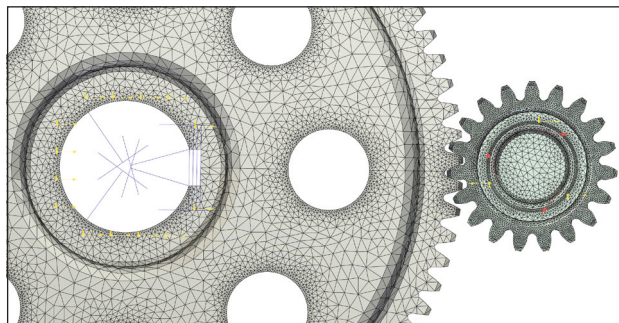


Рис. 5. Сеточная конечно-элементная модель зубчатой передачи

T-FLEX Анализ позволяет решать задачи на основе одного или нескольких твердых тел. В статье исследуются задачи статической прочности по отдельному нагружению вала-шестерни и колеса, а также контактная задача, в которой рассматривается контакт зубьев передачи с двумя телами (рис. 3). При решении первой группы задач по нагружению одного тела проделаны дополнительные операции как у шестерни, так и у колеса: с помощью вспомогательных поверхностей и команды «Разделение граней» в зоне начальной поверхности была выделена на боковой грани контактирующего зуба область шириной $2a$ и длиной, равной ширине венца колеса. Это позволило приложить действующую нагрузку F_n нормально к выделенной поверхности в полюсе зацепления. При решении контактной задачи аналогичным образом на боковой поверхности контактирующего зуба колеса получена линия, проходящая через полюс зацепления. С помощью команды «Сопряжение» было организовано касание боковой поверхности контактирующего зуба шестерни и выделенной линии на зубе колеса. Кроме того, были заданы другие сопряжения, ограничивающие перемещение тел относительно друг друга таким образом, чтобы колеса имели возможность вращения вокруг своих осей без нарушения зацепления в зоне выделенного контакта зубьев, что позволило организовать однопарный контакт зубьев колеса и шестерни. Нагрузка была приложена к выходному концу вала-шестерни по цилиндрической поверхности диамет-

ром 36 мм (см. рис. 2а) в виде вращающего момента с учетом коэффициента расчетной нагрузки.

На следующем этапе произведено построение тетраэдральной конечно-элементной сетки с помощью линейных четырехузловых элементов. В местах, где предполагаются большие градиенты напряжений, а также в местах плавных переходов поверхностей сетка более мелкая. На рис. 4 и 5 приведено изображение сетки на исследуемых элементах и передачи в целом. Число объемных конечных элементов: вал-шестерня — 2,66 млн (рис. 4а); колесо — 7,3 млн (рис. 4б); контактная задача — 1,05 млн (рис. 5).

Для поверхностей использованы ограничения по перемещениям двух типов: полное закрепление и частичное закрепление в цилиндрической системе координат с ограничением движения в радиальном направлении и по оси вращения. При решении первой группы задач: для вала-шестерни (см. рис. 2а и б) применено полное закрепление — поверхность диаметром 36 мм, включая боковые грани шпоночного паза, частичное — две поверхности диаметром 45 мм (цапфы вала); для колеса (см. рис. 2б и 7) применено полное закрепление — посадочная поверхность диаметром 65 мм, включая боковые грани шпоночного паза, частичное — две торцевые поверхности ступицы колеса. Для контактной задачи (рис. 8): полное закрепление — посадочная поверхность колеса, с учетом боковых граней шпоночного паза; частичное — торцевые поверхности ступицы колеса и цапфы вала.

В T-FLEX Анализ произведен конечно-элементный расчет статической прочности вала-шестерни, колеса и передачи в целом на основе их объемных конструкций, где твердотельные модели построены в T-FLEX CAD. Определены относительные эквивалентные напряжения $\sigma_{экв}$, которые вычислялись из компонентов тензора напряжений согласно IV теории прочности [10]. Получена картина распределения напряжений: вал-шестерня (см. рис. 6) — $\sigma_{экв}^{max} = 322,9$ МПа, колесо зубчатое (см. рис. 7) — $\sigma_{экв}^{max} = 318,1$ МПа, передача зубчатая (см. рис. 8) — $\sigma_{экв}^{max} = 322,6$ МПа.

Зуб шестерни (см. рис. 6) имеет более высокую интенсивность значений напряжений, чем зуб колеса (см. рис. 7) при одинаковой нагрузке F_n . Рассматривая картину распределения напряжений в контактной задаче (рис. 8) — такой эффект тоже можно наблюдать. Контактные задачи удобнее применять если необходимо рассмотреть работу передачи в целом, но ресурсные затраты вычислительной техники увеличиваются. Решение задачи по нагружению только одного элемента (шестерни или колеса) оказывается эффективным в плане экономии времени, причем порядок значений напряжений сопоста-

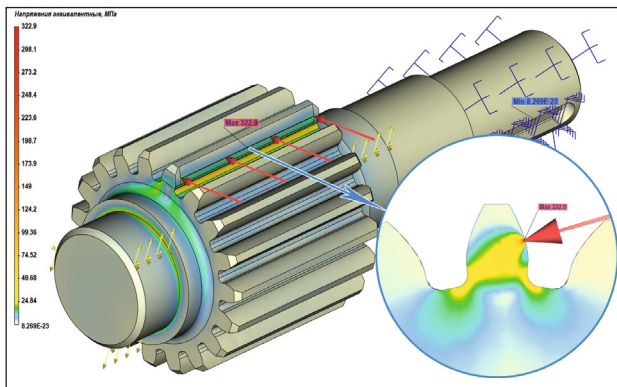


Рис. 6. Распределение относительных эквивалентных напряжений в вале-шестерне

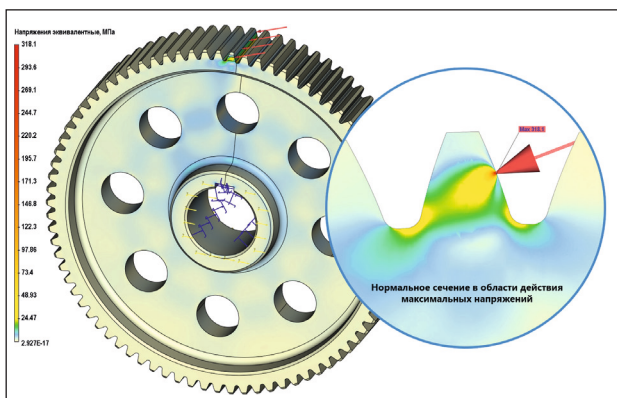


Рис. 7. Распределение относительных эквивалентных напряжений в колесе зубчатом

вместе с результатами решения контактной задачи двух тел. С точки зрения наложения граничных условий контактная задача будет рациональной. С учетом некоторых идеализированных условий решения задачи, при которых не рассматривались погрешности изготовления и неточности монтажа, возможные деформации вала с перекосом осей в процессе работы передачи, использовался однородный и изотропный материал, допустимо применение

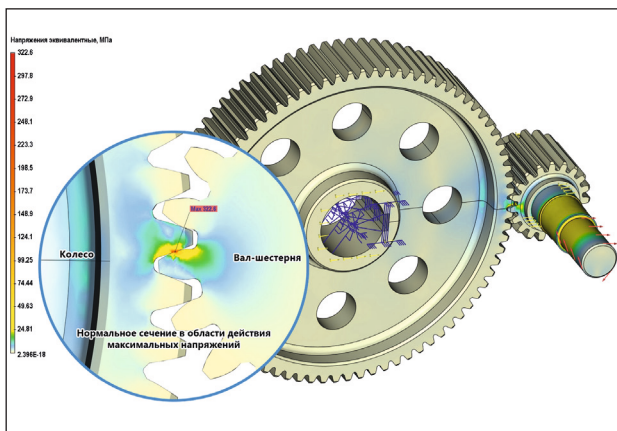
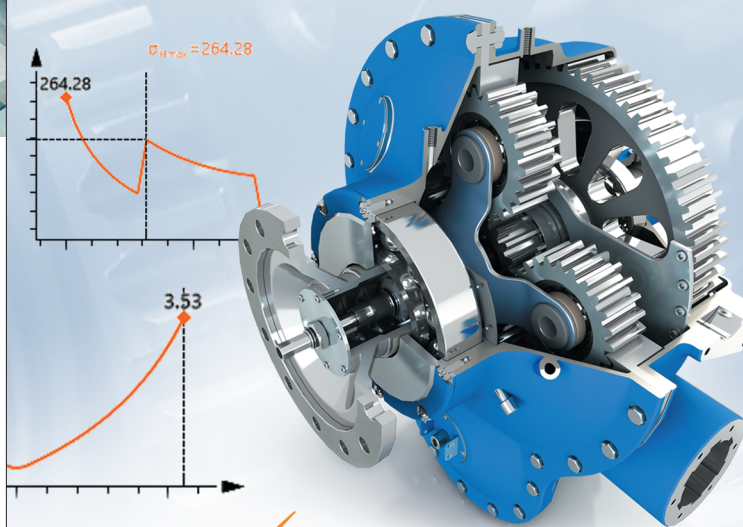


Рис. 8. Распределение относительных эквивалентных напряжений в передаче зубчатой



T-FLEX Зубчатые передачи

Проектирование, анализ и расчёт зубчатых передач

Новая расчётная система в комплексе T-FLEX PLM!

Приложение T-FLEX Зубчатые передачи позволяет:

- ✓ Строить параметрические 3D модели зубчатой шестерни, зубчатого зацепления или механизма, основанного на нескольких зубчатых зацеплениях;
- ✓ Строить ассоциативно связанные с 3D моделью 2D модели зацепления и чертежи в соответствии с ЕСКД и другими стандартами;
- ✓ Выполнять геометрический и прочностной анализ по выбранному стандарту (ГОСТ, DIN, ISO);
- ✓ Выполнять расчёт ресурса по выбранному стандарту (ГОСТ, DIN, ISO);
- ✓ Выполнять пересчёт в середине поля допуска;
- ✓ Выбирать качество точности и выполнять расчёт допусков;
- ✓ ... и многое другое.

Реклама

ТОП СИСТЕМЫ

Разработчик и интегратор
российского ПО для
управления ЖЦИ

www.tflex.ru

+7 (499) 973-20-34/35



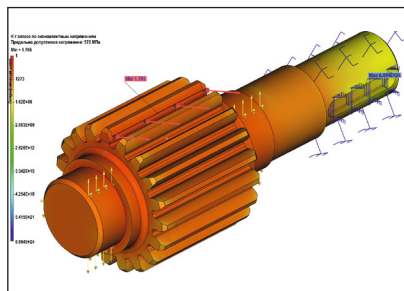


Рис. 9. Запас статической прочности вала-шестерни

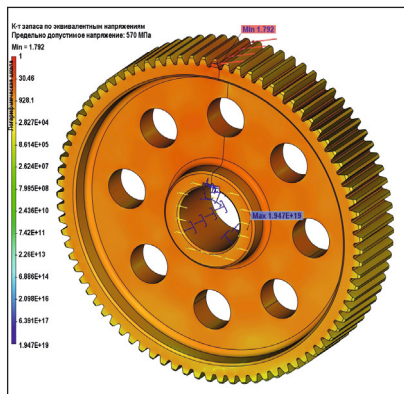


Рис. 10. Запас статической прочности колеса зубчатого

нагружения только одного элемента из двух в передаче.

Определен запас статической прочности по эквивалентным напряжениям относительно допускаемых напряжений, то есть напряжений предела текучести для выбранного материала. Получено, что для вала-шестерни запас составил 1,765 (рис. 9), для колеса — 1,792 (рис. 10). Минимально допустимый запас — 1,1.

В [8, 9] с помощью модуля T-FLEX Анализ произведены расчеты вала-шестерни и колеса с косозубым внешним эвольвентным цилиндрическим зацеплением. Получены аналогичные данные: шестерня ($z_1 = 24$ шт.) — $\sigma_{экв}^{max} = 456,1$ МПа, колесо ($z_1 = 98$ шт.) — $\sigma_{экв}^{max} = 367,6$ МПа, предел текучести стали марки 50 — $\sigma_m = 530$ МПа, модуль $m_n = 4$ мм, ширина колеса $b_w = 100$ мм, полное нормальное усилие $F_n = 20649,92$ Н. Запас прочности по шестерне составил 1,162.

Также оценены перемещения в зацеплении зубчатых колес (рис. 11), —

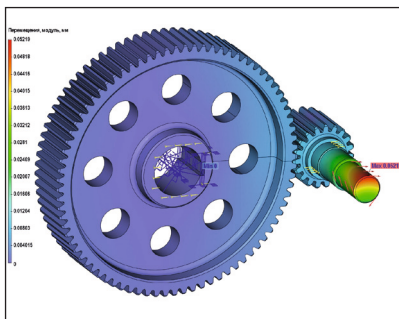


Рис. 11. Перемещения в зубчатой передаче под действием нагрузки

максимальные перемещения составили 0,05219 мм.

Применение одного из двух методов расчета статической прочности на этапе проектных работ помогает конструктору увидеть наиболее нагруженные места, минимизировать ошибки проектирования и снизить трудозатраты, более рационально подойти к конструированию. Также использование модуля T-FLEX Анализ, встроенного в T-FLEX CAD, позволяет ему произвести полный комплекс всех необходимых расчетов прочности, а кроме того, спроектировать надежный узел с минимальными массово-экономическими затратами в производстве и эксплуатации.

Список литературы:

1. Биргер И.А., Шорп Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.
2. Вельгодская Т.В., Иванов В.В., Гаджиев И.А. Анализ напряженно-деформированного состояния шестерни тягового редуктора локомотива 2ТЭ10Л // Международный научно-исследовательский журнал. 2012. № 5 (5). С. 82-85.
3. Mihailidis A., Korbetis G., Drivakos N., Nerantzis I. Finite Element Method Based Analysis of Planetary Gear Systems Considering Backlash and Manufacturing Deviations. Power Transmission Engineering. June 2018. P. 46-50.

4. Смагулова А.С., Кияшова А.М. Расчет зубчатых передач с применением конечно-элементного анализа в рамках пакета ANSYS WB // Наука и техника Казахстана. 2018. № 3. С. 39-47.
5. Петренко А.Ф., Бурлакова Д.Е., Савенков В.Н. Напряженное состояние колес зубчатых передач в зоне контакта зубьев // Материалы научной конференции студентов, молодых ученых и преподавателей. 2010. Ч. 1. [Электронный ресурс]. URL: <http://masters.donntu.org/2013/fmf/burlakova/library/2.htm> (дата обращения: 20.02.2021).
6. Каратушин С.И., Бильдюк Н.А., Плешанова Ю.А., Бокучава П.Н. Проверочный силовой расчет в ANSYS зубчатого зацепления // Известия высших технических заведений. Машиностроение. 2015. № 3 (660). С. 27-34.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1993. 130 с.
8. Иващенко А.П. Исследование статической прочности косозубого цилиндрического зубчатого колеса // Современные наукоемкие технологии. 2020. № 10. С. 51-56. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.top-technologies.ru/ru/article/view?id=38254> (дата обращения: 20.02.2021).
9. Иващенко А.П. Исследование статической прочности шестерни, входящей в состав вала-шестерни // Современные наукоемкие технологии. 2020. № 11-1. С. 31-36. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.top-technologies.ru/ru/article/view?id=38334> (дата обращения: 20.02.2021).
10. T-FLEX CAD Анализ. 2021. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.tflex.ru/products/raschet/analiz/> (дата обращения 20.02.2021). ◀