

ОБРАЗОВАНИЕ И ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

DOI 10.26163/RAEN.2021.43.24.003
УДК 621.81

N.A. Bildyuk, A.A. Rak, N.R. Turkina, A.E. Shashurin

ANALYSIS OF CARRYING CAPACITY OF COGGED SPLINE CONNECTION OF HUB-SHAFT

Nikolay Bildyuk – senior lecturer, the Department of Deformable Solid Mechanics, D.F. Ustinov Baltic State Technical University «VOENMEH», St. Petersburg; e-mail: bildiuk_na@voenmeh.ru.

Alexey Rak – postgraduate student, D.F. Ustinov Baltic State Technical University «VOENMEH», St. Petersburg; e-mail: the_doors888@inbox.ru.

Natalia Turkina – senior lecturer, the Department of Deformable Solid Mechanics, D.F. Ustinov Baltic State Technical University «VOENMEH», PhD in Engineering, St. Petersburg; e-mail: tourkinat@mail.ru.

Alexander Shashurin – Dean, the Faculty of Armaments and Weapons Systems, D.F. Ustinov Baltic State Technical University «VOENMEH», corresponding member of the Russian Academy of Natural Sciences, Doctor Engineering, associate professor, St. Petersburg; e-mail: shashurin_ae@voenmeh.ru.

In the ANSYS software package, equivalent stresses and displacements are calculated for different models of spline connections. It was found that the involute spline connection has low stresses in the contact area, which prolongs its lifetime. A straight-sided spline connection has the highest equivalent stresses and deformations in the contact zone, such structure can operate at high moment and axial loads, but with a low margin of fatigue strength.

Keywords: key connections; spline connections; calculation of stress-strain state; equivalent stresses; models of spline connections.

Н.А. Бильдюк, А.А. Рак, Н.Р. Туркина, А.Е. Шашурин

АНАЛИЗ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ–СТУПИЦА

Николай Александрович Бильдюк – доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ»), г. Санкт-Петербург; e-mail: bildiuk_na@voenmeh.ru.

Алексей Александрович Рак – аспирант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ»), г. Санкт-Петербург; e-mail: the_doors888@inbox.ru.

Наталья Рудольфовна Туркина – доцент кафедры «Механика деформируемого твердого тела», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ»), кандидат технических наук, г. Санкт-Петербург; e-mail: tourkinat@mail.ru.

Александр Евгеньевич Шашурин – декан факультета «Оружие и системы вооружения», Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ»), член-корреспондент РАН, доктор технических наук, доцент, г. Санкт-Петербург; e-mail: shashurin_ae@voenmeh.ru.

В программном комплексе ANSYS рассчитаны эквивалентные напряжения и перемещения для разных моделей шлицевых соединений. Было установлено, что эвольвентное шлицевое соединение имеет небольшие напряжения в контактной зоне, что продлевает срок его службы. Прямобочное шлицевое соединение имеет наибольшие эквивалентные напряжения и деформации в зоне контакта, такая конструкция может работать при больших моментных и осевых нагрузках, но с невысоким запасом усталостной прочности.

Ключевые слова: шпоночные соединения; шлицевые соединения; расчет напряженно-деформированного состояния; эквивалентные напряжения; модели шлицевых соединений.

Шпоночные и шлицевые соединения применяются для закрепления на валах и осях сидящих на них деталей (зубчатых колес, шкивов, звездочек, кулачков и др.). Шлицевые соединения имеют весьма существенные преимущества по сравнению со шпоночными: значительно большую нагрузочную способность и надежность соединения, меньшую концентрацию напряжений в материале вала, лучшее центрирование сидящих на валу деталей и их направление при передвижении [1]. Технологические затруднения при изготовлении и повышенная стоимость шлицевых соединений, ранее препятствовавшие их широкому использованию, в результате совершенствования процесса изготовления шлицов (нарезания или протягивания) неуклонно снижаются.

Шлицы выполняют ту же функцию, что и шпонка при передаче кручущего момента от вала к сопрягаемому элементу. Преимущества шлицев перед шпонками многочисленны. Поскольку обычно используется четыре или более шлицов, по сравнению с одной или двумя шпонками, обеспечивается более равномерная передача кручущего момента и меньшая нагрузка на определенную часть сопряжения вал/втулка. Шлицы составляют единое целое с валом, поэтому не происходит относительного движения, как между шпонкой и валом.

Шлицы могут быть прямыми (рис. 1 a) или эвольвентными (рис. 1 b). Для неподвижных соединений небольших диаметров (до $D = 75$ мм) иногда находят применение соединения с треугольным профилем зубьев (рис. 1 c). Номинальный диаметр зубчатых соединений совпадает с

наружным диаметром вала ($D = D_B$). Эвольвентная форма предпочтительнее, поскольку она обеспечивает самоцентрирование сопряженного элемента и потому что может быть обработана с помощью стандартных насадок, используемых для нарезания зубьев шестерен.

Рассмотрим напряженно-деформируемое поведение шлицевых соединений в четырех разновидностях конструктивного исполнения. Первая расчетная модель – прямобочное шлицевое соединение средней серии с центрированием по боковым сторонам зубьев (рис. 2). Зубчатое колесо с шириной венца и длиной посадочного места 80 мм.

Вторая расчетная модель – эвольвентное шлицевое соединение с центрированием по боковым сторонам зубьев (рис. 3). Зубчатое колесо с шириной венца и длиной посадочного места 80 мм.

Третья расчетная модель – прямобочное шлицевое соединение с центрированием по боковым сторонам зубьев (рис. 4). Зубчатое колесо с шириной венца 50 мм и длиной посадочного места 80 мм.

Четвертая расчетная модель – эвольвентное шлицевое соединение с центрированием по боковым сторонам зубьев (рис. 5). Зубчатое колесо с шириной венца 50 мм и длиной посадочного места 80 мм.

Шлицевые соединения выполняют из среднеуглеродистых малолегированных сталей: Ст 45, Ст40Х, Ст 40ХН. Эти стали имеют относительно высокую вязкость и низкую хрупкость в нормализованном состоянии, после объемной закалки на воздухе достигается твердость 320–350 НВ [3].

Для всех расчетных моделей шлице-

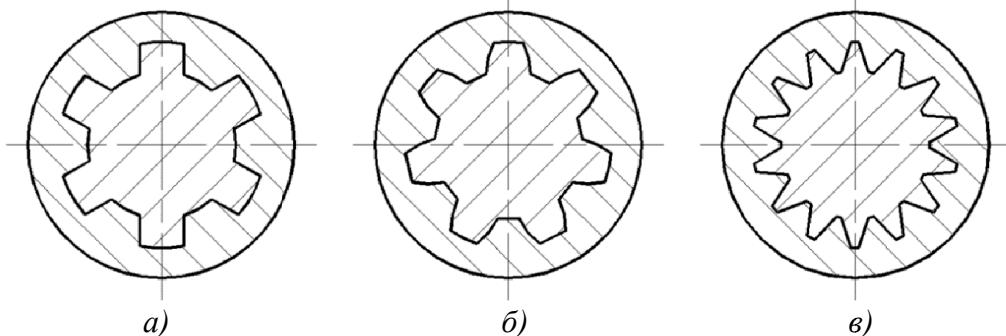


Рис. 1. Шлицевые соединения: a) с прямобочными зубьями; b) с эвольвентными зубьями; c) с треугольными зубьями

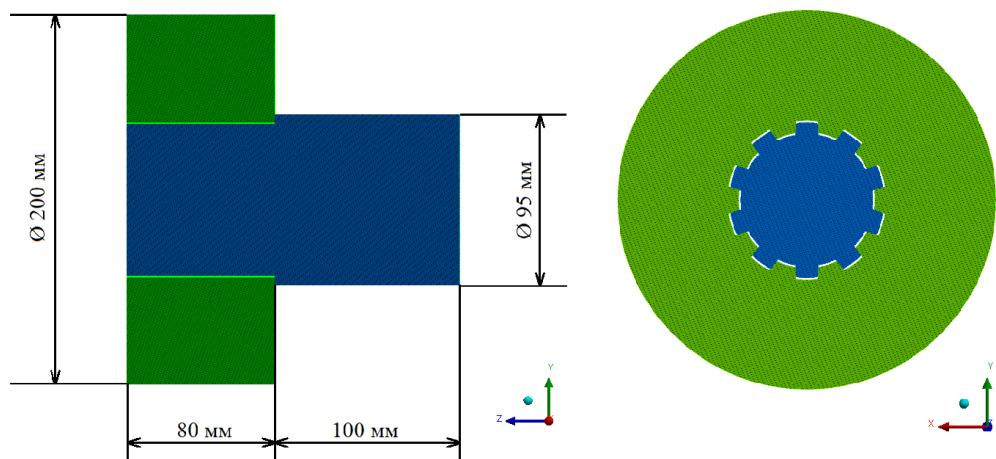


Рис. 2. Первая расчетная модель

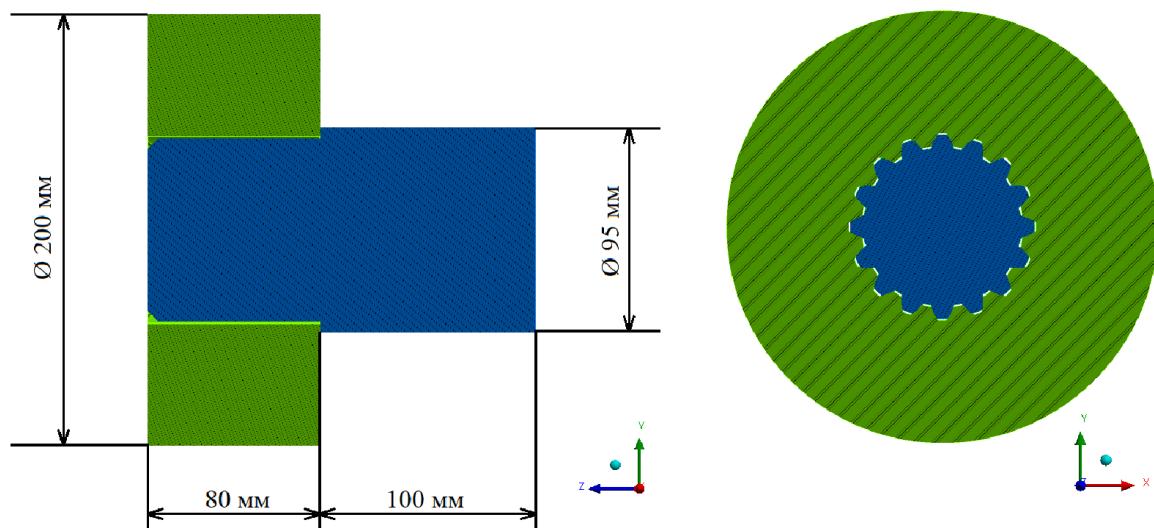


Рис. 3. Вторая расчетная модель

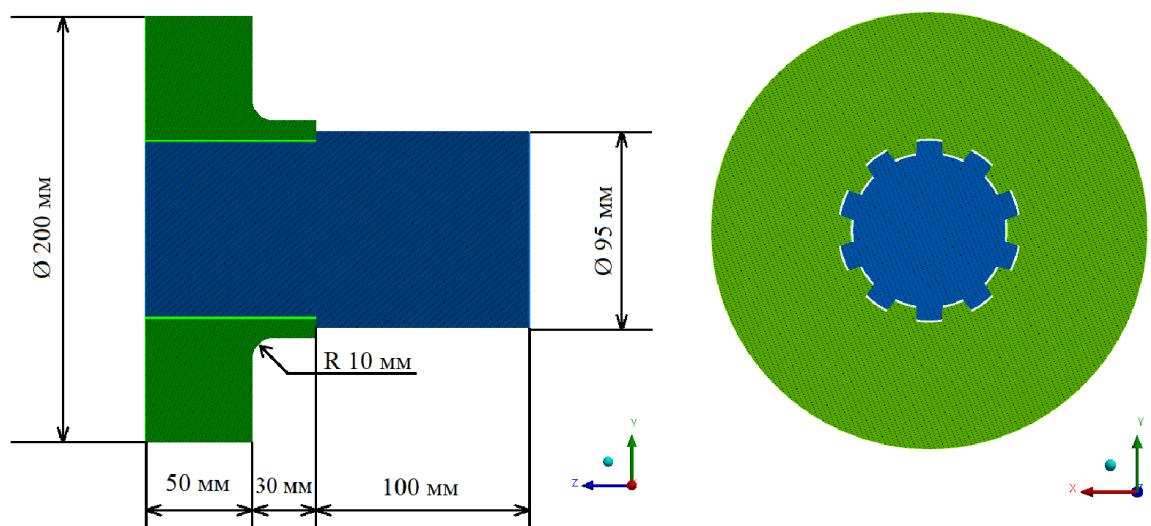


Рис. 4. Третья расчетная модель

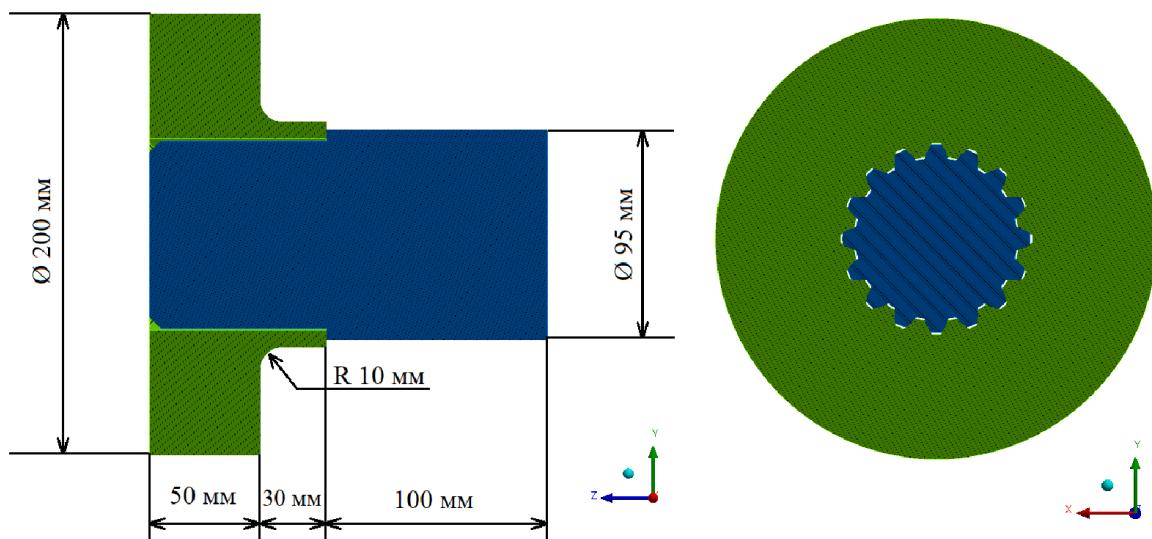


Рис. 5. Четвертая расчетная модель

вых соединений была выбрана сталь Ст40Х, свойства материала приведены в табл. 1.

Для проведения расчетов, конструкции шлицевых соединений были разбиты на конечные элементы (рис. 6).

Модели шлицевых соединений имеют одинаковые закрепления и значения нагрузления. Вал жестко закрепляется от всех перемещений. На венец зубчатого колеса был задан крутящий момент, равный 1000 Н·м. Шлицевое соединение имеет контактное условие, которое моделирует коэффициент трения, равный 0,2.

Комплекс ANSYS имеет возможности учета контакта как жесткого и деформируемого тел, так и взаимодействие двух деформируемых тел для контактных элементов типа поверхности с поверхностью. Данные контактные элементы используют так называемые ответные и контактные поверхности для создания контактных пар [2].

Как контактная выносливость, так и абразивный износ рабочих поверхностей в первую очередь зависят от величины максимальных контактных напряжений и механических характеристик материалов, из

которых изготовлены детали. Кроме того, на работоспособность передачи очень большое влияние оказывают технологические факторы (качество и точность изготовления и сборки деталей передачи, чистота рабочих поверхностей) и эксплуатационные особенности (условия нагружения, проскальзывание, температурный режим, свойства смазки и др.).

Теоретически учесть влияние указанных факторов пока не представляется возможным. Даже при очень высоком качестве изготовления и известных условиях нагружения передачи точный расчет контактных напряжений, особенно при наличии смазки, весьма затруднителен.

По результатам расчетов в программе ANSYS были получены эквивалентные напряжения (рис. 7, 8) и деформации (рис. 9, 10), возникающие в контактной зоне шлицевого соединения.

Общие результаты расчета для всех моделей соединений приведены в табл. 2.

Таким образом, на основе результатов проведенных расчетов можно сделать следующие выводы.

1. Эвольвентное шлицевое соединение имеет небольшие напряжения в контакт-

Таблица 1

Механические свойства стали Ст40Х

| | |
|-------------------------------|--------------------------|
| Плотность | 7820 кг/см ³ |
| Модуль Юнга | $2,14 \times 10^{11}$ Па |
| Коэффициент Пуассона | 0,3 ÷ 0,31 |
| Коэффициент трения без смазки | 0,20 |
| Коэффициент трения со смазкой | 0,07 |

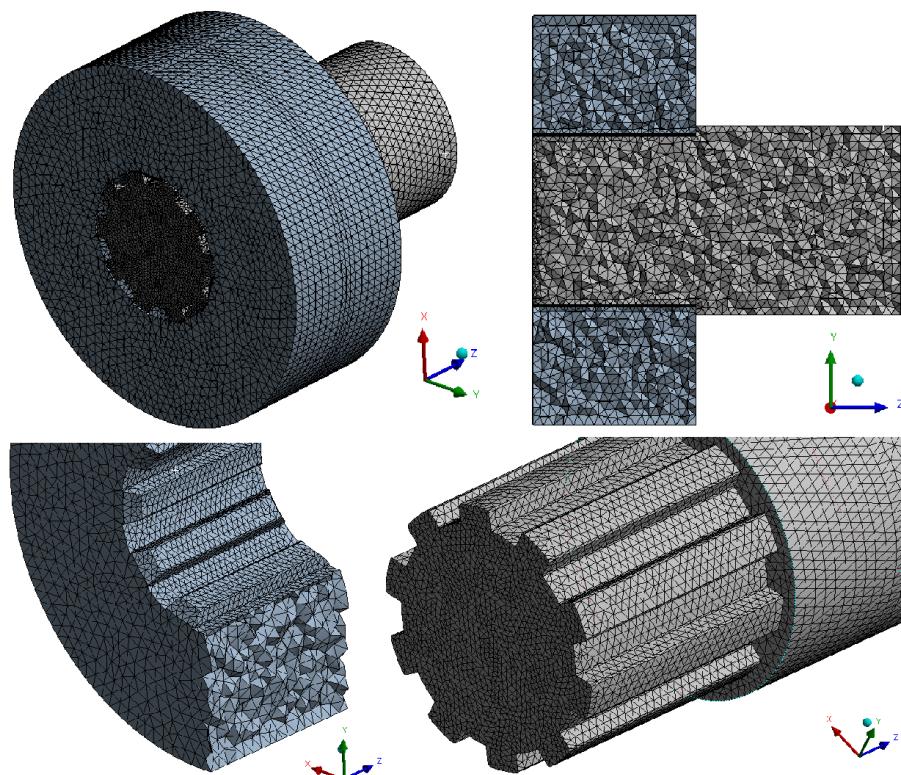


Рис. 6. Конечно-элементная сетка первой модели

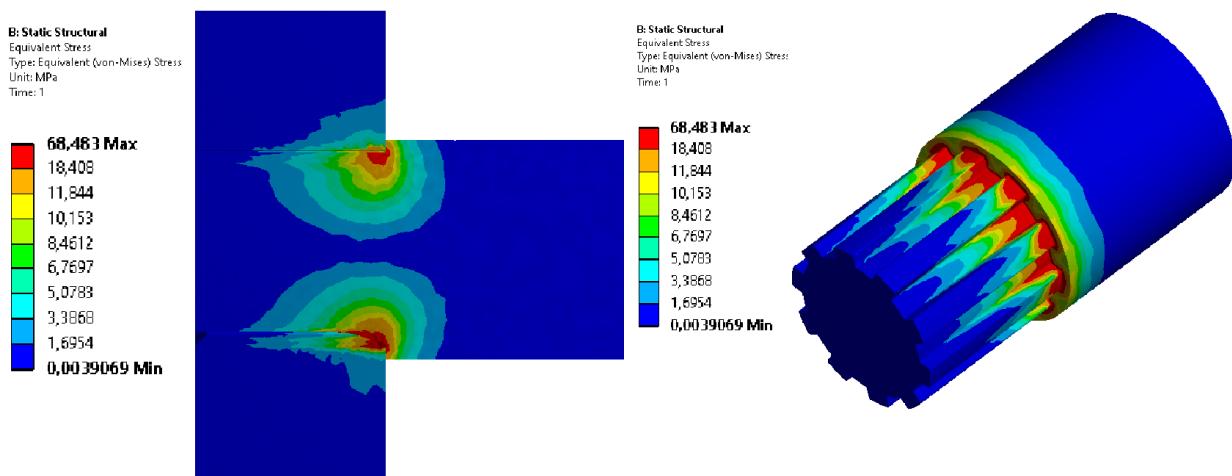


Рис. 7. Эквивалентные напряжения первой расчетной модели

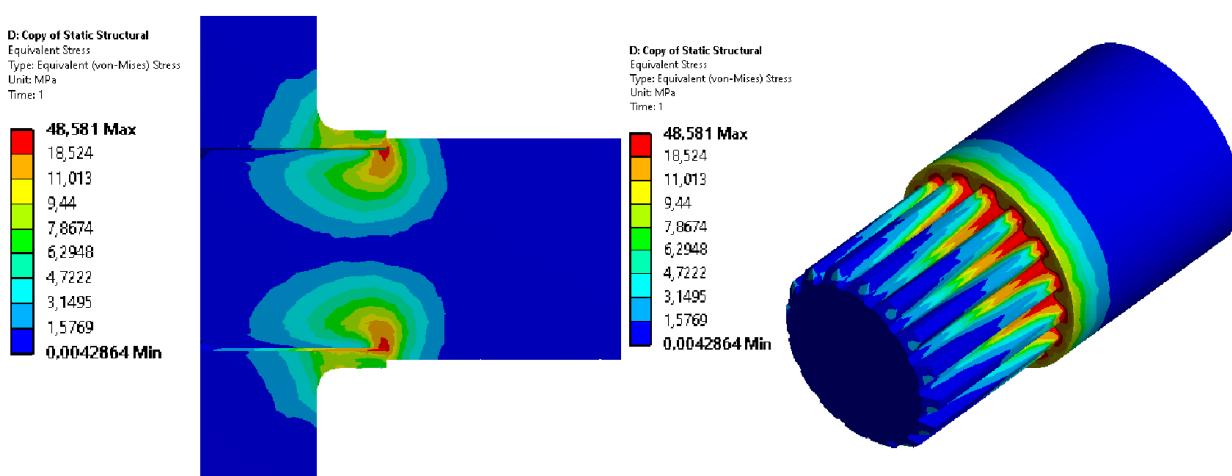


Рис. 8. Эквивалентные напряжения четвертой расчетной модели

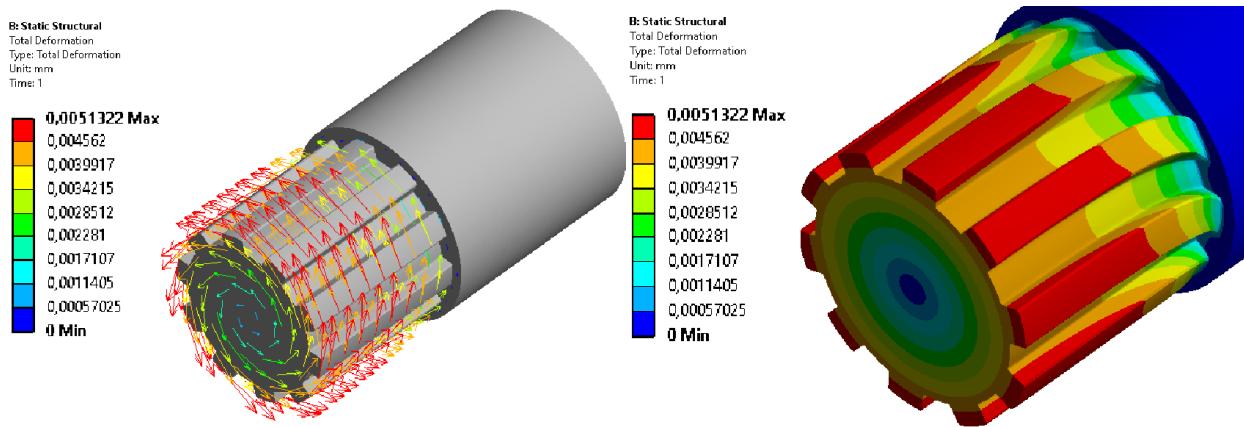


Рис. 9. Деформированное состояние первой расчетной модели, с увеличенным масштабом перемещений в 3000 раз

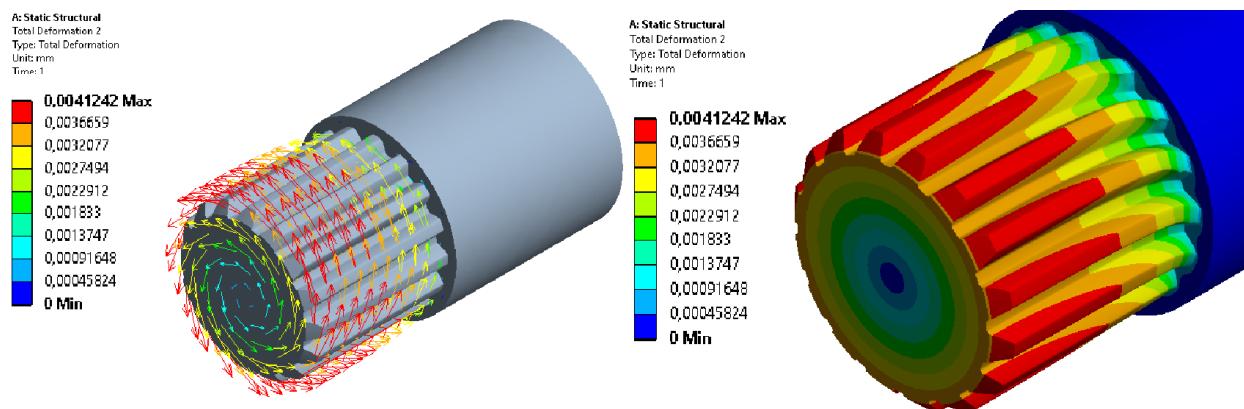


Рис.10. Деформированное состояние второй расчетной модели, с увеличенным масштабом перемещений в 3000 раз

ной зоне, что продлевает срок службы, т.к. усталостное разрушение сводится к минимуму, при этом хорошо передавая крутящий момент. К минусам этой конструкции можно отнести большую вероятность смятия эвольвентных зубьев.

2. Прямобочное шлицевое соединение имеет наибольшие эквивалентные напряжения и деформации в зоне контакта. Данный вид конструкции может работать

при больших моментных и осевых нагрузках, но с невысоким запасом усталостной прочности.

3. Полученные результаты могут быть использованы для уточненного расчета и окончательного конструктивного оформления валов. Развитие данного подхода позволит совершенствовать выбор соединений типа вал-ступица с более точным учетом условий их работы.

Таблица 2

Результаты расчетов

| № | Тип конструкции | Эквивалентные напряжения МПа | Перемещения, мкм |
|---|--|------------------------------|------------------|
| 1 | Прямобочное шлицевое соединение. Зубчатое колесо с шириной венца и длиной посадочного места 80 мм | 68,48 | 5,13 |
| 2 | Эвольвентное шлицевое соединение. Зубчатое колесо с шириной венца и длиной посадочного места 80 мм | 64,20 | 4,12 |
| 3 | Прямобочное шлицевое соединение. Зубчатое колесо с шириной венца 50 мм и длиной посадочного места 80 мм | 63,17 | 5,96 |
| 4 | Эвольвентное шлицевое соединение. Зубчатое колесо с шириной венца 50 мм и длиной посадочного места 80 мм | 48,58 | 5,36 |

ЛИТЕРАТУРА

1. Бильдюк Н.А. [и др.]. Детали машин / ред. В.Н. Ражиков. СПб: Политехника, 2015. 699 с.
2. Макаров Е.Г. Сопротивление материалов с использованием вычислительных комплексов. 2-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2019. 413 с.
3. Туркина Н.Р., Шершнева О.И. Прочностной расчет конструкций на основе программного комплекса «Справочник конструкционных материалов» // Дизайн. Материалы. Технология. 2019. № 4 (56). С. 46–49.