

# Технология и технологические машины

УДК 621.7.833.15

## Проверочный силовой расчет в ANSYS зубчатого зацепления

**С.И. Каратушин, Н.А. Бильдюк, Ю.А. Плешанова, П.Н. Бокучава**

Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, 190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1

## Checking calculations of stresses in gears using ANSYS

**S.I. Karatushin, N.A. Bil'dyuk, Y.A. Pleshanova, P.N. Bokuchava**

Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F. Ustinov, BSTU «VOENMEH», 1-st Krasnoarmeyskaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation



e-mail: karatsi@bk.ru, Jylia\_1980@mail.ru, Bokuchava.PN@Astronomikon.ru

**i** Большую часть зубчатых колес составляют колеса с упрочнением активных поверхностей (цементованные, поверхностно-закаленные, азотированные). Поэтому актуальным является анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) зубьев этих колес на различных стадиях зацепления в областях, где напряжения могут достигать предельно-допустимых значений, с применением программного комплекса ANSYS. Упрочненный с поверхности зуб представляет собой биметаллическую конструкцию, в которой поверхность и сердцевина состоят из материалов с разными физико-механическими свойствами. Любое упрочнение поверхности обуславливает изменение НДС за счет остаточных напряжений, которые суммируются с напряжениями от внешней нагрузки и должны учитываться при расчете. При таком подходе к расчету становится понятным физическая модель и смысл расчета. В случае использования классических методов расчета свойства упрочняемых колес задаются коэффициентами, не учитывающими структуру и конкретные свойства упрочненного слоя и сердцевины. Исследовано значение и роль остаточных напряжений, а также их связь со структурой и свойствами цементуемой стали при определении допускаемых напряжений. Найдены касательные напряжения, по которым оценивается контактная прочность. Численные методы анализа, заложенные в программе ANSYS, дают несущественные расхождения в расчетах изгибной и контактной прочности и позволяют обходиться без эмпирических коэффициентов, используя стандартные характеристики механических свойств.

**Ключевые слова:** остаточные напряжения, силовой расчет, изгибная и контактная прочность, ANSYS.



Active surfaces of most gears are hardened, cemented, or azotized. Therefore, the stress-strain analysis of gear teeth at various stages of action is of great importance. The areas where stresses can attain maximum permissible values can be evaluated using the ANSYS software package. A surface hardened tooth is a bimetallic structure whose surface and core consist of materials with different physical and mechanical properties. Any surface hardening causes changes in the stress-strain state due to the residual stresses that must be taken into account along with the stresses caused by external loads. This approach is based on the

corresponding physical model and calculation technique. Classical methods used for calculating the properties of hardened gears do not take into account specific structure and properties of the hardened layer and core. The importance and role of residual stresses in determining permissible stresses, as well as their dependence on the structure and properties of carburized steel, are studied. Shear stresses are computed to evaluate contact strength. Due to the numerical methods applied in ANSYS, the difference between the calculated bending and contact strength is negligible, which makes it possible to use standard mechanical properties rather than empirical coefficients.

**Keywords:** residual stress, force calculation, cementation, bending and contact strength, ANSYS.

Программный комплекс ANSYS позволяет детально анализировать напряженно-деформированное состояние (НДС) различных механизмов. Зубчатое зацепление — основной узел редуктора, при расчете которого используются эмпирические зависимости, скрывающие физическую сущность. В аналитических расчетах цементованных (вообще упрочненных поверхностей) зубьев существует много неясных моментов.

Цель работы — сравнительный анализ прочностных расчетов (общепринятого по ГОСТ [1–3], рекомендуемого программой КОМПАС-SHAFT, и проверочный расчет с использованием программного модуля ANSYS Workbench). Расчеты анализируются по двум критериям: изгибная прочность и контактная выносливость.

**Методика расчетов.** Для анализа расчетов выбрана зубчатая прямозубая пара со следующими параметрами:

$$Z_a = 24; \quad Z_g = 39;$$

$$m = 2,75; \quad b_w = 24; \quad T_a = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты расчетов для цементованного варианта зубчатых колес по общепринятой методике и рекомендуемого программой КОМПАС-SHAFT практически совпадают (табл. 1).

Для проверочного расчета в ANSYS построена модель зубчатого зацепления в КОМПАС и транслирована в программный модуль Workbench. Чтобы не перегружать компьютер и провести вычисления за приемлемое время в приведенных ниже расчетах используется небольшой фрагмент зацепления. Это также обусловлено необходимостью использования достаточно мелких конечных элементов, позволяющих достигнуть требуемой точности картины НДС зоны зацепления.

Рассмотрено пять вариантов расчета для нецементованных и цементованных зубьев. Па-

раметры расчета: глубина цементации 0,5 и 1 мм; приложенный крутящий момент 150 и 400 Н·м; коэффициент трения в зацеплении 0,05. Эти пять вариантов далее сведены в таблицу. Значение крутящего момента 150 Н·м — расчетное значение, полученное аналитическим методом для цементованного варианта с использованием легированной стали [3]. Глубина цементации 0,5 мм выбрана в соответствии с установленными рекомендациями [4]. Отношение эффективной толщины слоя к  $m \approx 0,2-0,3$ . При создании моделей зубчатых колес было задано значение остаточных напряжений (ОН)  $\approx 300$  МПа в цементованном слое, исходя из среднестатистических [4–6] сведений. Распределение ОН в цементованных изделиях различной конфигурации смоделировано и рассмотрено в работе [6].

Таблица 1

**Результаты расчета по общепринятой методике (ГОСТ 21354)**

Параметр	Значение
Делительный диаметр, мм: шестерни колеса	66 107,25
Диаметр окружности вершин, мм: шестерни колеса	72,8035 111,4465
Межосевое расстояние, мм	86,625
Передаточное число	1,628
Окружная сила, Н	4 545,46
Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений: шестерни колеса	3,67 3,67
Контактные напряжения в полюсе зацепления, МПа	1 032,29
Изгибные напряжения в опасном сечении, МПа: шестерни колеса	204,68 204,68

Особенность моделирования в ANSYS — изделие, подвергнутое цементации, в частности зубчатое зацепление, рассматривается как биметаллическая конструкция. Цементованный слой — высокопрочный материал с высокой твердостью, но низкой пластичностью, весьма чувствительный к концентраторам напряжений. К сожалению, литературы об усталостной прочности высокоуглеродистых (0,8...1,0 %C) материалов с составом, соответствующим цементованному слою, очень мало. Только для стали ШХ15 известны  $\sigma_{-1} = 650$  МПа,  $n = 10^6$ , но без учета концентраторов напряжений. Сердцевина цементованного зуба может иметь очень широкий диапазон структур — от феррита до низкоуглеродистого мартенсита и, соответственно, прочность  $\sigma_b = 500...1\ 200$  (18ХГТ, 12Х2Н4А) с твердостью 32–36 HRC<sub>с</sub>. Таким образом, после цементации зубья колес представляют собой композитную конструкцию с новыми свойствами. В этом композите ОН цементованного слоя влияют на НДС всего зуба. В цементованном слое колес ОН задаются исходя из принципа объемного увеличения при  $\gamma$ - $\alpha$ -превращении (мартенситное), чему была посвящена работа авторов в журнале № 3, 2012 г.

Использование программного комплекса ANSYS позволяет учесть все изложенные выше факторы и провести расчет, соответствующий физической сущности материала и нагружения. Задача решалась в объемной постановке с использованием тетраэдральных конечных элементов с квадратичной интерполяцией поля перемещений и соответствующих конечных элементов для контакта поверхность—поверхность. Контактная задача решалась модифицированным методом Лагранжа для упругой области. Модуль упругости легированных цементуемых сталей и цементованного слоя составляет 210...215 ГПа.

При расчетах учитывалась прочность сердцевины цементуемой стали: для нелегированной стали  $\sigma_{0,2} \approx 250$ , для легированной  $\sigma_{0,2} \approx 800$  [7] (наибольшее значение). Это означает, что нагрузки под цементованным слоем не должны превышать предел текучести в статике и  $\sigma_r$  при циклическом нагружении. Значения характеристик прочности для сталей соответствовали значениям после закалки и низкого отпуска. Верхняя шестеренка закреплялась в ступице, а к нижнему колесу прикладывался крутящий момент относительно его оси. Осевое перемещение запрещено. Для расчетов использовалось поперечное сечение колес.

**Силовой расчет.** Наиболее характерные картины распределения различных напряжений для цементованных и нецементованных зубьев представлены на рис. 1. Напряжения определялись на поверхности и в поперечном сечении зубчатых колес. Для удобства рассмотрения полей напряжений в большинстве случаев анализировалось только одно колесо (нижнее), а второе виртуально убиралось. Основное внимание уделено напряжениям Maximum Principal; Normal Stress; Shear Stress. В отдельных случаях определялись деформации в зоне контакта. Напряжения Maximum Principal Stress приняты в качестве критерия для оценки изгибной прочности. Растягивающие напряжения являются источником возникновения и развития трещины, приводящей к разрушению. Напряжения Maximum Principal Stress и Normal Stress Y имеют практически одну зону распространения — основание ножки зуба. Максимум напряжений для нецементованного зуба располагается на поверхности, а для цементованного — на границе, соответствующей глубине эффективной толщины слоя. На поверхности ножки цементованного зуба даже при перегрузках остаются сжимающие напряжения. С увеличением толщины цементованного слоя и изгибающего момента зона растягивающих напряжений увеличивается, сдвигаясь вглубь. При отсутствии изгибающего момента под цементованным слоем всегда есть область растягивающих напряжений (Normal Stress Y). Величина этих напряжений и область распространения повышается с ростом глубины цементации. Значения характерных напряжений в зубьях приведены в табл. 2.

Таким образом, из полученных результатов расчета следует вывод: для сталей с уровнем прочности 1 000...1 200 МПа, обеспечивающих после закалки структуру троостита или низкоуглеродистого мартенсита, остаточные растягивающие напряжения не оказывают существенного влияния на НДС зуба. Для углеродистых цементуемых сталей напряжение растяжения вполне соизмеримо с прочностью самой стали. При  $\sigma_b \approx 500$  МПа предел упругости может составлять 200...250 МПа. Средние же напряжения растяжения, равные  $\sim 150$  МПа, соизмеримы с величиной допускаемых  $[\sigma_r]$ .

Цементация углеродистых сталей снижает действие концентраторов напряжений и повышает износостойкость зубьев. Однако, насколько при этом повышается изгибная выносливость из-за влияния ОН — вопрос проблематичный. Анализ НДС зубчатого зацепления

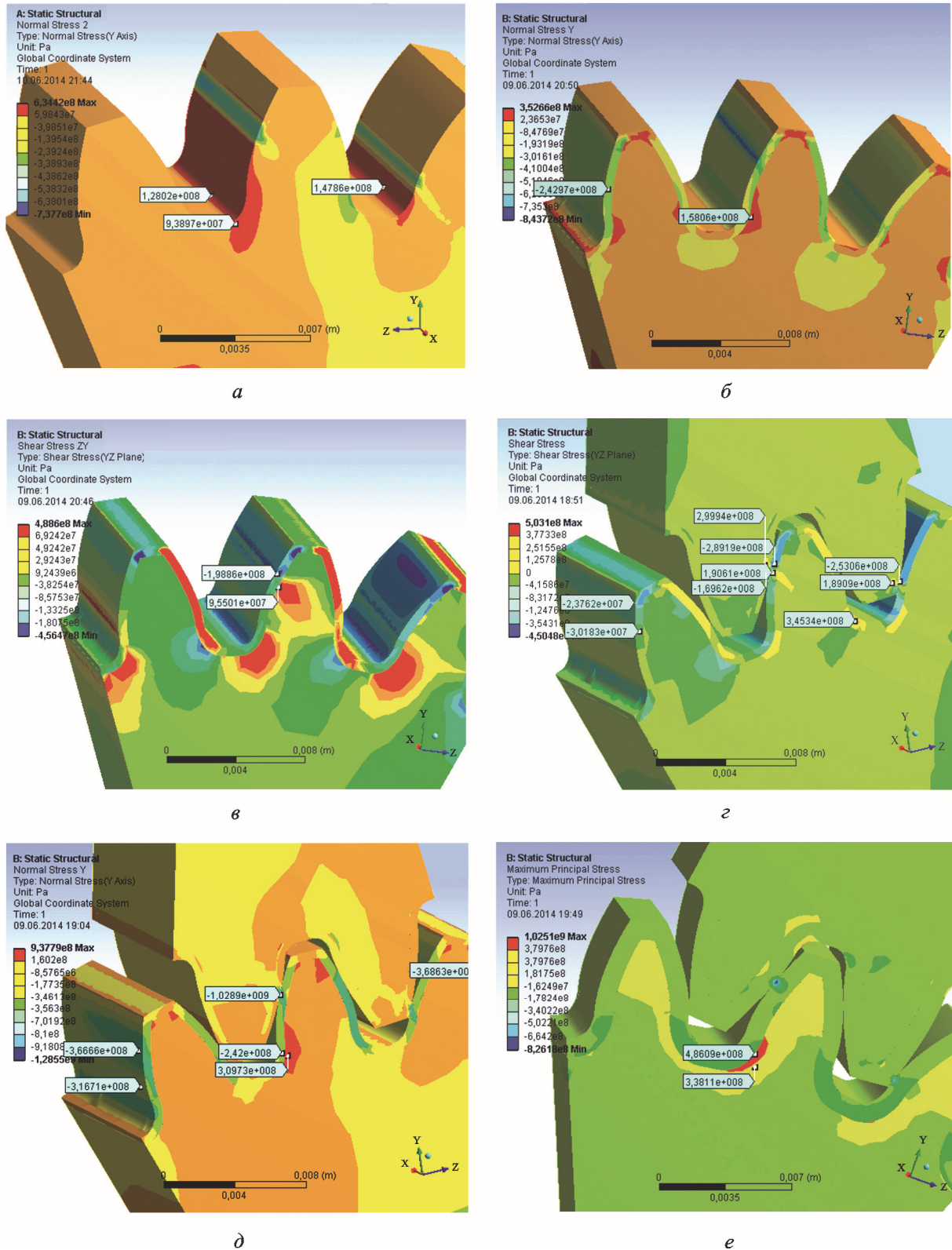


Рис. 1. Примеры расчета НДС зубчатого зацепления:

- а* — нецементированный зуб, Normal Stress ( $M = 150$  Н·м);  
*б* — цементированный зуб, Normal Stress (глубина цементации 0,5 мм,  $M = 150$  Н·м); *в* — цементированный зуб, Shear Stress (глубина цементации 0,5 мм,  $M = 150$  Н·м); *г* — цементированный зуб, Shear Stress (глубина цементации 0,5 мм,  $M = 400$  Н·м); *д* — цементированный зуб, Normal Stress (глубина цементации 0,5 мм,  $M = 400$  Н·м); *е* — цементированный зуб, Maximum Principal Stress (глубина цементации 1 мм,  $M = 400$  Н·м)  
 (полноцветную версию см. <http://www.izvuzmash.bmstu.ru>)

Таблица 2

Характерные напряжения в зубьях

Вид упрочнения и нагрузка $M$	Maximum Principal Stress, МПа	Normal Stress, МПа	Normal Stress, МПа, $M = 0$	Shear Stress, МПа
Без цементации, $M = 150$ Н·м	260 на поверхности	150	—	-240...+120
Цементация 0,5 мм, $M = 150$ Н·м	250 под цементованным слоем	160	8 под цементованным слоем	-200...+100
Цементация 0,5 мм, $M = 400$ Н·м	420 под цементованным слоем	300	105 под цементованным слоем	-300...+200
Без цементации, $M = 400$ Н·м	320 на поверхности	220	—	-285...+80
Цементация 1,0 мм, $M = 400$ Н·м	500 под цементованным слоем	470	18 под цементованным слоем	-230...+210

показал, что с ростом глубины цементации (см. рис. 1) увеличиваются и ОН растяжения — как по величине, так и по глубине (по объему зуба). Теоретически, чем меньше глубина цементации, тем больше ОН сжатия и тем меньше зона и величина ОН растяжения. Однако малая глубина цементации может стать «соизмеримой» с концентраторами напряжений, нетехнологична и, наконец, при малопрочной подложке цементованный слой будет разрушаться от контактных нагрузок вследствие пластической деформации подложки. Программный комплекс ANSYS позволяет рассчитать эту толщину цементованного слоя для конкретной формы зуба.

Растягивающие напряжения в ножке зуба достигают максимума при однопарном зацеплении когда изгибающая нагрузка прикладывается в полюсе зацепления. При крутящем моменте 150 Н·м растягивающие напряжения в процессе зацепления изменяются в нецементованном слое в диапазоне 0...150 МПа, а в цементованном — 8...160 МПа (см. табл. 2). В цементованных зубьях максимум растягивающих напряжений располагается под цементованным слоем (см. рис. 1).

Распределение нормальных напряжений (Normal Stress Y) в зоне контакта по рабочей поверхности зуба для цементованного и нецементованного вариантов зуба при крутящем моменте 150 Н·м представлено на рис. 2. Очевидно, что цементация рабочей поверхности зуба устраняет растягивающие напряжения на поверхности зуба и расширяет зону контакта.

**Анализ результатов расчета.** Анализ НДС зубчатого зацепления показал, что в нецементованных зубьях наибольшие растягивающие напряжения реализуются на поверхности

ножки зуба, поэтому различного рода дефекты поверхности (царапины, микронадрезы, неметаллические включения) снижают усталостную прочность. В цементованном зацеплении растягивающие напряжения образуются под цементованным слоем, поэтому поверхность менее восприимчива к различного рода концентраторам напряжений, однако дефекты металлургического характера (поры, включения, структурная неоднородность) отрицательно влияют на усталостную прочность.

Циклические изменения контактных нагрузок приводят в конечном итоге к разрушению

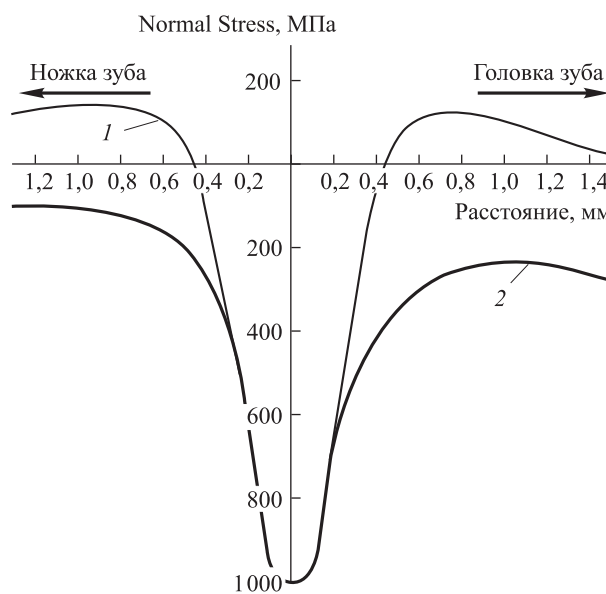


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений (Normal Stress Y) по рабочей поверхности зуба в зоне контакта для  $M = 150$  Н·м: 1 — нецементованный зуб; 2 — цементованный зуб



поверхности (питинг и отслаивание). Большинство исследователей считают, что разрушение обусловлено касательными напряжениями [8, 9], максимум которых по этим данным достигается на глубине 1...2% диаметра тела качения. Для зубчатого зацепления радиус кривизны определяется по известной формуле  $\rho = 0,5d_w \sin 20^\circ$ . При  $d_w = 66$  мм в рассматриваемом конкретном случае  $\rho = 11,22$  мм и расчетная глубина составляет  $\approx 0,2...0,4$  мм, что довольно точно соответствует глубине, определенной с помощью программного модуля ANSYS (рис. 1, 3). На рис. 1 и 3 видно, что существует два таких максимума противоположного знака и ориентированы они относительно зоны контакта. Положение максимумов мало зависит от вида упрочнения рабочей поверхности зубьев. С увеличением глубины цементации зоны касательных напряжений сдвигаются к поверхности. Цикличность изменения касательных напряжений весьма близка к коэффициенту асимметрии  $R_{-1}$ . Следует учитывать, что прочность цементованного слоя значительно выше нецементованного,  $\sigma_{-1}/\sigma_b = 0,45$  для улучшаемых сталей [9], максимальное значение 0,52–0,55,  $\tau_{-1} = 0,6 \sigma_{-1}$ . В табл. 2 указаны значения касательных напряжений (Shear Stress) для одной их фаз зацепления с наибольшим проскальзыванием. При  $\tau = 240$  МПа для нецементованного зуба с  $\sigma_{-1} \leq 400$  (для углеродистых и низколегированных сталей после закалки и низкого отпуска) зубчатое зацепление будет неработоспособным. Зубья будут выдерживать изгибные нагрузки, но постепенно рабочие поверхности начнут пластически деформироваться. Использование сталей марок 18ХГТ, 12ХНЗА и т.п. обеспечит прочность подложки  $\sigma_{0,2} = 780$ ;  $\sigma_b = 980$ ;  $\sigma_{-1} = 500$ ;  $\tau_{-1} = 300$ ; цементованный слой при этом обеспечит  $\tau_{-1} = 400$ . Зубчатое зацепление из таких материалов при тех же параметрах (геометрия и крутящий момент) будет работоспособным, как по изгибу, так и по контактной прочности.

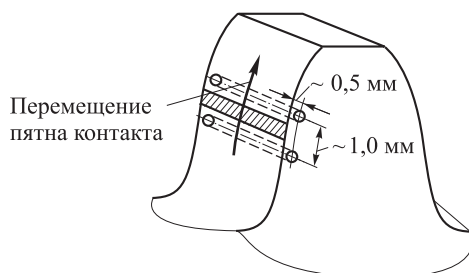


Рис. 3. Схема расположения зон касательных напряжений

Силовой расчет в программе ANSYS зубчатого зацепления не учитывает особенностей материала (различного рода включения, макро- и микропористость, структурная неоднородность) для зубчатых колес, поскольку это связано с технологией производства заготовок. Ухудшить качество зубчатых колес может и механическая обработка, и химико-термическая обработка. Знак и величина ОН зависят, например, от применяемой марки стали и технологии термической обработки после цементации. С учетом этого расчет в ANSYS дает наилучшие (завышенные) результаты, хотя имеет четкое физическое обоснование. Получаемая в результате расчета картина НДС указывает на слабые места конструкции и применяемых технологий. Так, при анализе работы цементованных зубчатых колес в литературе очень мало уделяется внимания растягивающим ОН (величине и области расположения). Именно зоны с растягивающими ОН являются потенциальными очагами разрушений. Оценка работоспособности колес по конечному результату часто вуалирует причины разброса в испытаниях.

Проверочный силовой расчет зубчатого зацепления в ANSYS производится на основе справочных данных о материалах, используемых для зубчатых колес: марка стали, механические свойства после различных режимов термической и химико-термической обработки. Основным источником — марочник сталей и сплавов [7], а также работы типа [10]. Если в задании не задана долговечность, то она может быть оценена по методике, изложенной в [11].

## Выводы

1. Основным критерием для оценки изгибной выносливости являются наибольшие растягивающие напряжения (Maximum Principal Stress). Напряжения MPS получаются немного больше, чем рассчитанные по общепринятой методике, но меньше Normal Stress, что вполне нормально.

2. Оценка контактной выносливости по касательным напряжениям (Shear Stress) в зоне контакта согласуется со значением допустимых контактных нагрузок и имеет вполне определенный физический смысл (см. табл. 1, рис. 2).

3. Цементованное зубчатое колесо является биметаллической конструкцией: цементованный слой — слой из высокопрочного материала с соответствующими характеристиками механических свойств; сердцевина — подложка цементованного слоя — низкоуглеродистая сталь

с уровнем прочности, соответствующим составу ( $\sigma_b = 500 \dots 1\,200$  МПа).

4. Толщина цементованного слоя зависит от уровня прочности подложки, но не должна

превышать 0,3т. Увеличение толщины слоя приводит к снижению изгибной прочности. Минимальная толщина слоя зависит от уровня прочности применяемой стали.

## Литература

- [1] ГОСТ 21354–87. *Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность*. Москва, Издательство стандартов, 1988. 127 с.
- [2] Остряков Ю.А., Шевченко И.В. *Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин*. Санкт-Петербург, Изд-во «Лань», 2013. 336 с.
- [3] Ражигов В.Н., ред. *Курсовое проектирование деталей машин*. Санкт-Петербург, Политехника, 2014. 700 с.
- [4] Зинченко В.М. *Инженерия поверхности зубчатых колес методами химико-термической обработки*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 303 с.
- [5] Радченко В.П., Саушкин М.Н. *Ползучесть и релаксация остаточных напряжений в упрочненных конструкциях*. Москва, Машиностроение–1, 2005. 226 с.
- [6] Каратушин С.И., Спиридонов Д.В., Плешанова Ю.А. Остаточные напряжения в цилиндрических изделиях. *Металловедение и термическая обработка металлов*, 2013, № 6, с. 53–55.
- [7] Зубченко А.С., ред. *Марочник сталей и сплавов*. Москва, Машиностроение, 2001. 672 с.
- [8] Морозов Е.М., Зернин М.В. *Контактные задачи механики разрушения*. Москва, Книжный дом Либроком, 2010. 544 с.
- [9] Карабасов Ю.С., ред. *Сталь на рубеже столетий*. Москва, МИСИС, 2001. 664 с.
- [10] Терентьев В.Ф., Оксогоев А.А. *Циклическая прочность металлических материалов*. Новосибирск, изд-во НГТУ, 2001. 61 с.
- [11] Берендеев Н.Н. *Применение системы ANSYS к оценке усталостной долговечности*. Нижний Новгород, НГУ им. Н.И. Лобачевского, 2006. 84 с.

## References

- [1] GOST 21354–87. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evol'ventnye vneshnego zatsepleniia. Raschet na prochnost'* [State Standard 21354–87. Cylindrical involvent gears of external engagement. Strength calculation]. Moscow, Standartinform publ., 1988. 127 p.
- [2] Ostriakov Iu.A., Shevchenko I.V. *Proektirovanie detalei i uzlov konkurentosposobnykh mashin*. St. Petersburg, «Lan'» publ., 2013. 336 p.
- [3] *Kursovoe proektirovanie detalei mashin* [Course design of machine parts]. Ed. Razhikov V.N. St. Petersburg, Politekhnik publ., 2014. 700 p.
- [4] Zinchenko V.M. *Inzheneriia poverkhnosti zubchatykh koles metodami khimiko-termicheskoi obrabotki* [Surface Engineering gears methods of chemical and thermal processing]. Moscow, Bauman Press, 2001. 303 p.
- [5] Radchenko V.P., Saushkin M.N. *Polzuchest' i relaksatsiia ostatochnykh napriazhenii v uprochnennykh konstrukttsiakh* [Creep and relaxation of residual stresses in reinforced construction]. Moscow, Mashinostroenie–1 publ., 2005. 226 p.
- [6] Karatushin S.I., Spiridonov D.V., Pleshanova Iu.A. *Ostatochnye napriazheniia v tsilindricheskikh izdeliakh* [Residual stresses in cylindrical articles]. *Metallovedenie i termicheskaiia obrabotka metallov* [Metal science and heat treatment]. 2013, no. 6, pp. 53–55.
- [7] *Marochnik staley i splavov* [Database of steels and alloys]. Ed. Zubchenko A.S. Moscow, Mashinostroenie publ., 2001. 672 p.
- [8] Morozov E.M., Zernin M.V. *Kontaktnye zadachi mekhaniki razrusheniia* [Contact problems of fracture mechanics]. Moscow, Knizhnyi dom Librokom publ., 2010. 544 p.
- [9] *Stal' na rubezhe stoletii* [Steel on the turn of the century]. Ed. Karabasov Iu.S. Moscow, MISIS publ., 2001. 489 p.
- [10] Terent'ev V.F., Oksogoev A.A. *Tsiklicheskaia prochnost' metallicheskiikh materialov* [Fatigue strength of metallic materials]. Novosibirsk, NGTU publ., 2001. 61 p.

- [11] Berendeev N.N. *Primenenie sistemy ANSYS k otsenke ustalostnoi dolgovechnosti* [Application of ANSYS to the estimation of the fatigue life]. Nizhnii Novgorod, NGU im. N.I. Lobachevskogo publ., 2006. 84 p.

Статья поступила в редакцию 23.10.2014

## Информация об авторах

**КАРАТУШИН Станислав Иванович** (Санкт-Петербург) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Детали машин». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: karatsi@bk.ru).

**БИЛЬДЮК Николай Алексеевич** (Санкт-Петербург) — старший преподаватель кафедры «Детали машин». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1).

**ПЛЕШАНОВА Юлия Андреевна** (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Детали машин». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: Julia\_1980@mail.ru).

**БОКУЧАВА Петр Нугзарович** (Санкт-Петербург) — аспирант кафедры «Космические аппараты и двигатели». Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (190005, Санкт-Петербург, Российская Федерация, 1-я Красноармейская ул., д. 1, e-mail: Bokuchava.PN@Astronomikon.ru).

## Information about the authors

**KARATUSHIN Stanislav Ivanovich** (St. Petersburg) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Machine Elements» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F. Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1-st Krasnoarmey-skaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation, e-mail: karatsi@bk.ru).

**BIL'DYUK Nikolay Alekseevich** (St. Petersburg) — Senior Lecturer of «Machine Elements» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F. Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1-st Krasnoarmey-skaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation).

**PLESHANOVA Yuliya Andreevna** (St. Petersburg) — Post-Graduate of «Machine Elements» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F. Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1-st Krasnoarmey-skaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation, e-mail: Jylia\_1980@mail.ru).

**BOKUCHAVA Petr Nugzarovich** (St. Petersburg) — Post-Graduate of «Space Vehicles and Engines» Department. Baltic State Technical University «VOENMEH» n.a. D.F. Ustinov (BSTU «VOENMEH», 1-st Krasnoarmey-skaya str., 1, 190005, St. Petersburg, Russian Federation, e-mail: Bokuchava.PN@Astronomikon.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана  
вышло в свет учебное пособие  
**А.Г. Колесникова, Р.А. Яковлева, А.А. Мальцева**

### «Технологическое оборудование прокатного производства»

Рассмотрено основное и вспомогательное оборудование широко распространенных на производстве типов прокатных станов. Наиболее полно раскрыты вопросы конструирования и расчета рабочих клеток прокатных станов и их приводов. Приведены основные этапы динамического расчета деталей привода прокатного стана и вероятностная оценка их долговечности.

**По вопросам приобретения обращайтесь:**

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.  
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;  
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru