

УДК 621.833-192 : 519.6
DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52

Сопоставительная оценка расчетных и экспериментальных данных о напряженно-деформированном состоянии арочных зубьев колес цилиндрических передач

К. В. Сызранцева, доктор технических наук, доцент, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

Д. С. Колбасин, Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

Зубчатые передачи с круговой (арочной) формой зуба обладают повышенной нагрузочной способностью, а также способностью к самоустановке в условиях нежестких корпусов. По этой причине они являются более предпочтительными в тяжело нагруженных трансмиссиях тяговых машин. Выполненные ранее исследования позволяют определять оптимальную геометрию поверхностей арочных зубьев, обеспечивающую максимальную контактную выносливость передач в заданных условиях эксплуатации. Но для передач, зубья которых подвергнуты термоупрочнению, наиболее важным критерием становится изгибная прочность зубьев, оцениваемая по напряжениям растяжения в корне зуба.

Проведен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния арочного зуба передачи локомотива в программном комплексе ANSYS при его нагружении в вершине с распределенной нагрузкой, полученной из решения контактной задачи аналитическим методом. Проведены расчеты суммарных перемещений и главных напряжений, характеризующих растяжения в металле и отвечающих за появление и рост усталостных трещин, для двух вариантов нагружения – с выпуклой и вогнутой сторон зуба. Рассмотрено сопоставление результатов конечно-элементного анализа и данных тензометрирования арочных зубьев в виде напряжений в корне зуба на сжатой и растянутой сторонах. Показано их хорошее согласование: максимальное расхождение между показаниями тензорезисторов и растягивающими напряжениями, усредненными по базе тензорезисторов, составило 11,22 %. Вследствие данного усреднения фактические напряжения в корне зуба могут оказаться выше, что следует принимать во внимание при дальнейших исследованиях изгибной прочности и надежности зубчатых передач. Для более полной картины распределения деформаций и напряжений в проектируемых деталях будет более рациональным проводить оба исследования – и компьютерное моделирование, и стендовые испытания натурных образцов, а затем – согласование их результатов.

Ключевые слова: зубчатые передачи, арочные зубья, напряженно-деформированное состояние, ANSYS, электротензорезисторы.

Введение

Известно, что замена прямозубых цилиндрических передач на передачи с арочными по длине зубьями (Патент РФ RU 2721579 C1 от 20.05.2020) позволяет повысить несущую способность и ресурс работы цилиндрических передач, эксплуатирующихся в условиях нежестких корпусов и широкого спектра изменения внешних нагрузок и окружных скоростей [1, 2]. Именно такими условиями характеризуется работа тяговых зубчатых передач локомотивов, в которых традиционно применяемые прямозубые зубчатые передачи неохватимый технический ресурс не обеспечивают [3, 4]. Для повышения долговечности передач зубчатые колеса подвергаются термоупрочнению, после которого необходима чистовая обработка зубьев. Несмотря на то, что к настоящему времени известен целый ряд способов нарезания колес с арочными зубьями [5], далеко

не все они позволяют реализовать размерную чистовую обработку колес с высокой твердостью поверхностей зубьев. Весьма перспективным в этом отношении является принципиально новый способ, предложенный А. И. Сирициным, А. И. Беляевым и Д. А. Сирициным (Особенности изготовления и применения высокоточных арочных тяговых зубчатых передач // Вестник машиностроения. 1997. № 1. С. 3–6). Поскольку он отличается от ранее исследованных, то для выполнения настоящей работы авторами данной статьи рассмотрены особенности геометрии поверхностей зубьев, получены характеристики контакта в зацеплении арочных зубьев, решены задачи определения нагруженности и контактной выносливости передач с арочными зубьями при условиях, когда внешняя нагрузка и погрешности взаимного положения зубьев в зацеплении представляют собой случайные величины с известными или уста-

навливаемыми методами непараметрической статистики [6–10] по заданной выборке законами распределения. Полученные результаты позволяют определять оптимальную геометрию поверхностей арочных зубьев, обеспечивающую максимальную контактную выносливость передач в заданных условиях эксплуатации. Однако для закаленных колес наиболее важным критерием расчета является не контактная, а изгибная выносливость, определяемая по величине максимальных главных напряжений σ_1 в основании зуба при приложении распределенной нагрузки к вершинной кромке зуба [11], поскольку именно растяжение приводит к зарождению и развитию усталостных трещин в основании зуба [12]. Определить величину напряжений можно двумя способами – вычислительными методами и экспериментальным путем. В настоящее время в существующих экономических условиях выполнение натурных экспериментов серьезно затруднено, особенно для зубчатых передач новых типов. Поэтому для арочных зубьев были выполнены лишь единичные эксперименты.

С развитием средств вычислительной техники для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) деталей машин в настоящее время широко применяются пакеты программ, реализующие численные методы теории упругости, в частности метод конечных элементов (МКЭ) [13, 14]. Расчеты НДС арочных зубьев могут выполняться для любой их геометрии.

Цель данной работы – компьютерное моделирование в конечно-элементном пакете ANSYS [15] нагружения арочных зубьев цилиндрической передачи локомотива, для которой в работе [16] выполнены экспериментальные исследования: в ходе тензометрирования получены значения напряжений на вогнутой и выпуклой стороне зуба при его нагружении в вершине.

Сложность решения задачи заключается, с одной стороны, в пространственном характере контактного взаимодействия поверхностей зубьев шестерни и колеса [17], а с другой – в отсутствии данных о законе распределения погонной нагрузки по длине площадки контакта в зацеплении, протяженность которой также неизвестна. Таким образом, непосредственное решение задачи определения НДС арочных зубьев приводит к необходимости моделирования контактного взаимодействия зубьев шестерни и колеса и, как следствие, возникновению контактных нелинейностей, что приводит к многократному усложнению конечно-элемент-

ной модели [18]. На настоящий момент многоцелевые пакеты конечно-элементного анализа (например, использованный для решения данной задачи программный пакет ANSYS) дают возможность решить данный случай контактной задачи для поверхностей. Авторами разработана специальная методика определения длины площадки контакта и закона распределения нагрузки при заданной фазе зацепления, угле перегиба зубьев и внешней нагрузки в арочных передачах, позволяющая выполнять конечно-элементное моделирование по упрощенной расчетной схеме без контактного взаимодействия.

Компьютерное моделирование нагружения арочного зуба в пакете ANSYS

Исследования выполнены для арочной передачи локомотива, имевшей следующие параметры: число зубьев шестерни $z_1 = 27$, число зубьев колеса $z_2 = 119$, угол профиля $\alpha = 0,396713$, ширина зуба $b_w = 135$ мм, модуль зацепления $m = 8$ мм. Формообразование вогнутой и выпуклой сторон арочных зубьев осуществлялось одной резцовой головкой, имеющей радиус $R = 122$ мм. Усилие в зацеплении составляло $F_n = 350$ кН.

Для расчета напряженно-деформированного состояния детали необходимо построить ее геометрическую модель, затем – конечно-элементную модель, после чего задать граничные условия [19, 20]. Трехмерная твердотельная модель была построена в пакете Solidworks, а затем импортирована в ANSYS. Построение конечно-элементной модели выполнялось средствами препроцессора программного пакета ANSYS. Для более точного описания геометрии зуба исследуемой передачи разбивка модели произведена трехмерными квадратичными 10-узловыми конечными элементами (SOLID92).

Поскольку наибольшие изгибные напряжения возникают в основании зуба при его нагружении вдоль вершинной кромки, то в работе моделировался именно этот расчетный случай. Закон нагружения зуба был получен авторами ранее для контакта арочных зубьев при нулевом угле перегиба (рис. 1).

В качестве граничных условий были приложены силы в узлах вдоль вершинной кромки по нормали к главной поверхности. На нижней поверхности обода колеса были заданы нулевые перемещения по всем координатным осям. Конечно-элементная модель арочного зуба с приложенными граничными условиями отображена на рисунке 2.

Оценка конечно-элементной сетки выполнялась по формуле, рекомендованной аналитиками ANSYS Inc, основанной на сравнении узловых и элементных результатов расчета [21]:

$$\Delta = \frac{ESOL - NSOL}{ESOL} \cdot 100 \% = \frac{681,03 - 617,014}{681,03} \cdot 100 \% = 9,39 \%$$

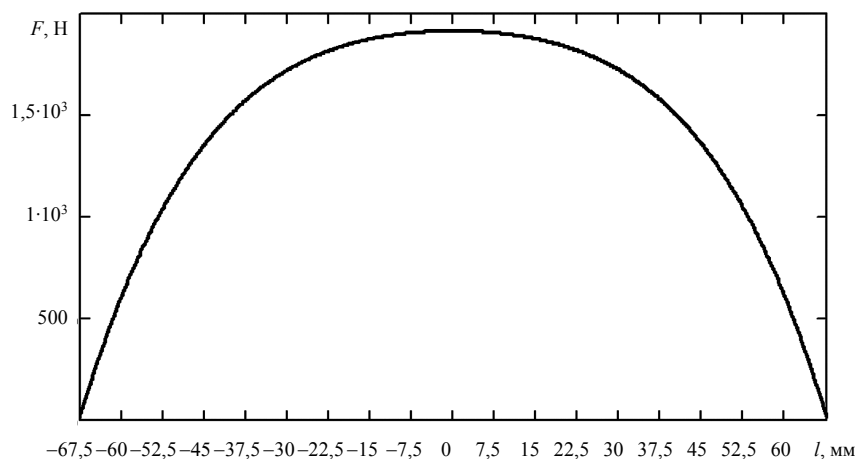


Рис. 1. Закон распределенной нагрузки, прикладываемой к вершинной кромке зуба

Fig. 1. Law of distributed load at the top land of tooth

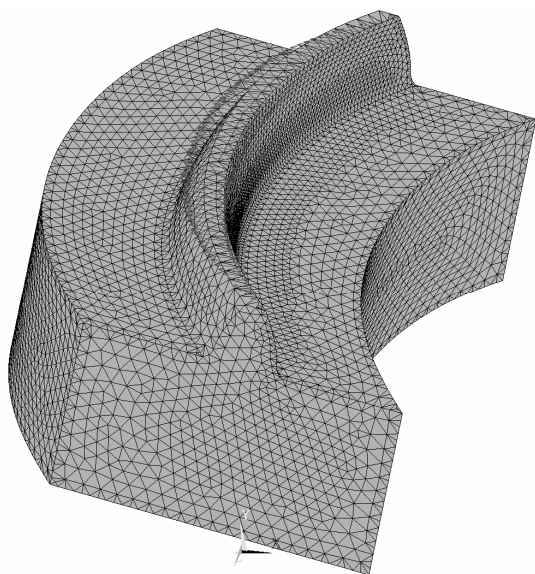


Рис. 2. Конечно-элементная модель для расчета НДС арочного зуба с приложенными граничными условиями (перемещения и силы)

Fig. 2. Finite-element model with boundary conditions: displacements and forces

Расчеты НДС арочного зуба выполнены для случая нагружения со стороны вогнутой поверхности зуба. На рисунке 3 представлена картина распределения суммарных перемещений в детали. На рисунке 4 изображены главные напряжения σ_1 , иллюстрирующие растяжение, — именно они отвечают за появление усталостных трещин в материале детали. На рисунке 4, а хо-

рошо видны две зоны концентрации напряжений: в вершинной кромке зуба они обусловлены приложением нагрузки (в данном исследовании задача распределения контактных напряжений по площадке контакта не ставилась, поэтому концентрация напряжений в вершинной зоне не представляет интереса), а в основании зуба растягивающие напряжения как раз необходимы для их сопоставления с показаниями тензорезисторов. Убрав из рассмотрения несущественную для анализа вершинную часть зуба, на рисунке 4, б можно проследить характер изменения изгибных напряжений в корне зуба.

Сопоставительный анализ результатов, полученных опытным путем и в ходе компьютерного моделирования

В результате получены эпюры распределения напряжений в основании арочного зуба на вогнутой и выпуклой стороне. Проведем сравнение полученных напряжений с величинами напряжений, установленными с помощью тензорезисторирования. Поскольку тензорезисторы показывают величину напряжения, усредненную по базе (обычно база составляет 3–5 мм), они не могут «почувствовать» максимальные напряжения, действующие на очень узкой площадке (не более 0,5 мм) в основании зуба. Конечно-элементный анализ позволяет вычислять напряжения с большей точностью, поэтому далее на графиках приводятся по две кривые — напряжения, усредненные по базе тензорезисторов, и максимальные

напряжения в корне зуба. Эпюры напряжений растяжения на вогнутой стороне арочного зуба и напряжений сжатия на выпуклой приведены на рисунках 5 и 6 соответственно. Сплошной линией показаны напряжения в корне зуба, полученные расчетом в программном комплексе ANSYS и усредненные на базе тензорезисторов; пунктирной линией отражены максимальные напряжения

в основании зуба, вычисленные с помощью МКЭ. Здесь же показаны величины напряжений, измеренные в ходе электротензометрирования в процессе нагружения арочных зубьев нагрузкой $F_n = 350$ кН. Сравнение результатов тензометрирования с напряжениями в основании зуба, полученными в результате расчета, проведено в таблицах 1 и 2.

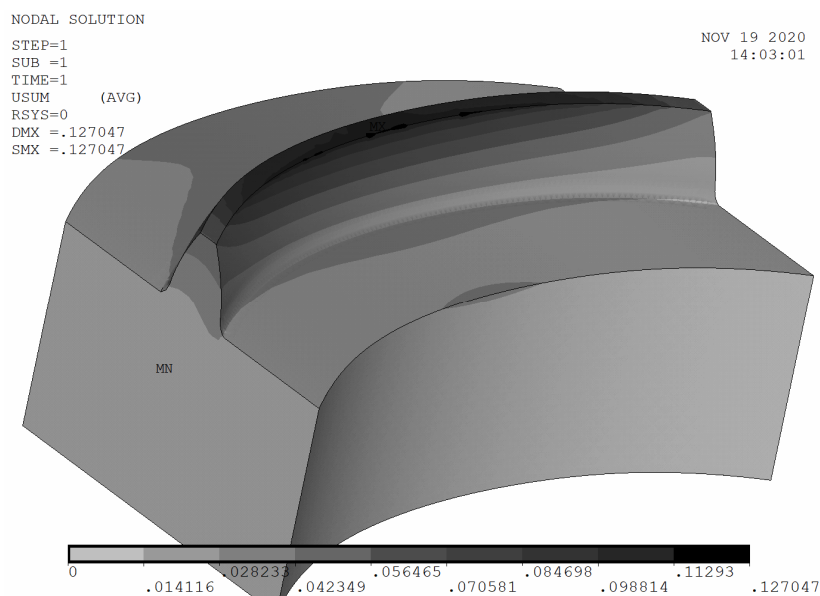
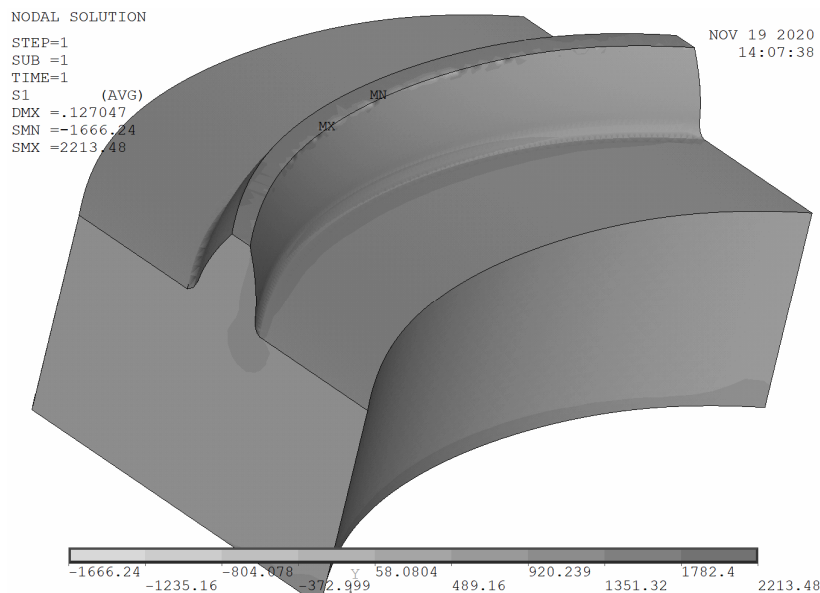


Рис. 3. Распределение суммарных перемещений в арочном зубе

Fig. 3. Distribution of total displacements in arc tooth



a

Рис. 4. Распределение напряжений в арочном зубе: *a* – по всему объему модели

Fig. 4. Distribution of first principal stress in arc tooth: *a* - in whole volume

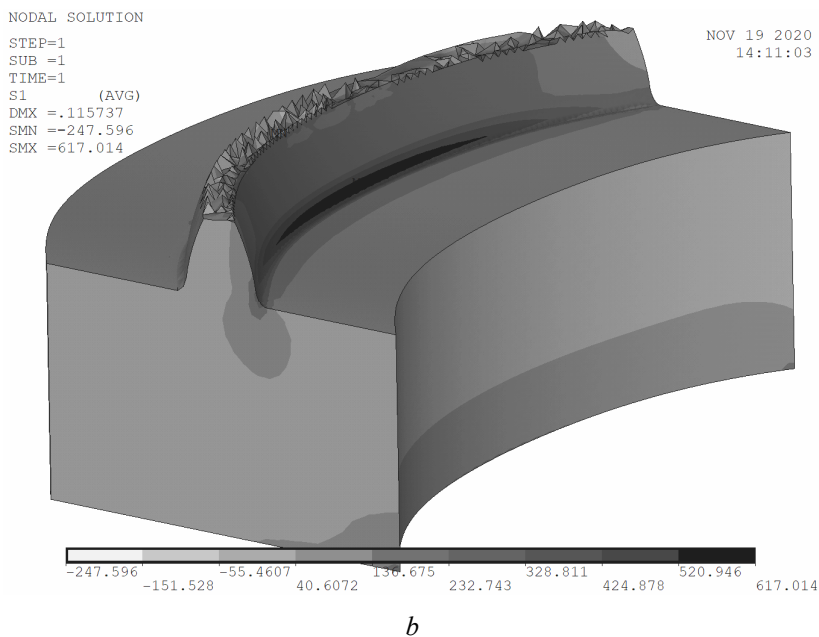


Рис. 4 (продолжение): b – локализация напряжений в основании зуба

Fig. 4 (continued): b - stress localization in tooth root

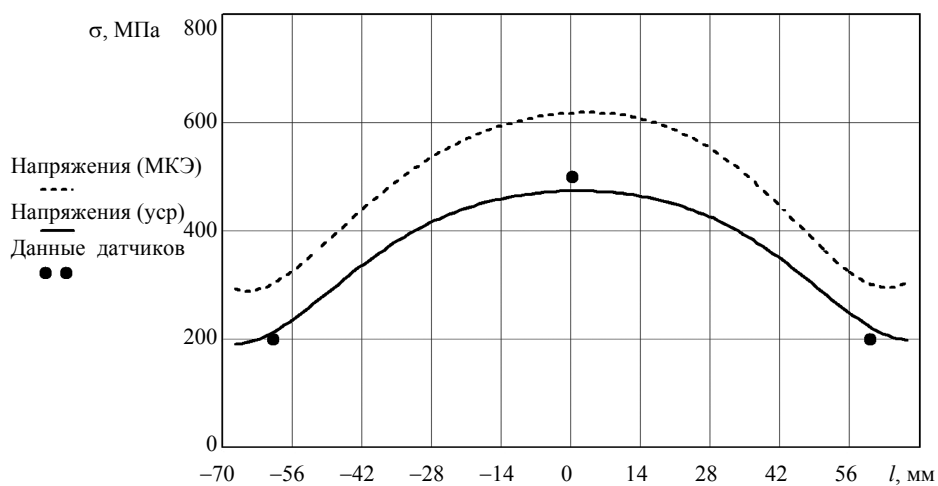


Рис. 5. Эпюра напряжений растяжения на вогнутой стороне арочного зуба

Fig. 5. Stress diagram in tooth concave side

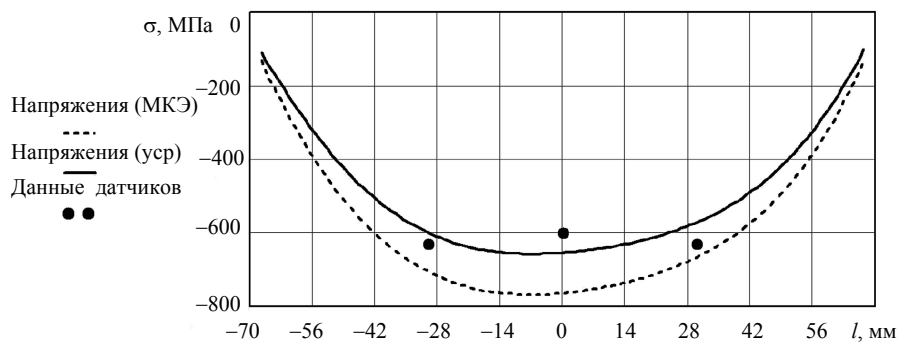


Рис. 6. Эпюра напряжений сжатия на выпуклой стороне арочного зуба

Fig. 6. Stress diagram in tooth convex side

Таблица 1. Сравнение напряжений растяжения на вогнутой стороне зуба

Table 1. Comparison of tensile stress in tooth concave side

Продольная координата зуба, мм	Показания тензорезисторов, МПа	Напряжение, вычисленное МКЭ и усредненное по базе тензорезисторов, МПа	Относительная погрешность обработки экспериментальных данных, %	Максимальное напряжение в основании зуба, вычисленное МКЭ, МПа
-60	200	211,365	5,68	302,178
0	500	473,423	-5,31	617,014
60	200	222,437	11,22	301,226

Таблица 2. Сравнение напряжений сжатия на выпуклой стороне зуба

Table 2. Comparison of compressive stress in tooth convex side

Продольная координата зуба, мм	Показания тензорезисторов, МПа	Напряжение, вычисленное МКЭ и усредненное по базе тензорезисторов, МПа	Относительная погрешность обработки экспериментальных данных, %	Максимальное напряжение в основании зуба, вычисленное МКЭ, МПа
-30	-630	-600,582	-4,67	-706,546
0	-600	-655,053	9,17	-764,943
30	-630	-572,077	-9,19	-666,099

Выводы

Данные приведенных в работе таблиц и эпюр распределения напряжений подтверждают хорошее согласование результатов тензометрирования и расчетов в программном пакете ANSYS, что позволяет в дальнейшем для оценки НДС арочных зубьев использовать численные методы расчета МКЭ с исходными данными, устанавливаемыми на основе реализации методики, предложенной авторами для определения погонной нагрузки вдоль контактной линии. В то же время в процессе проведения электротензометрирования исследуемых деталей рекомендуется учитывать усреднение показаний тензорезисторов по их базе и занижении реальных максимальных напряжений, которое может привести к неоправданно завышенным прочностным оценкам деталей, что впоследствии негативно отразится на их надежности в процессе эксплуатации. Для более полной картины о распределении деформаций и напряжений в проектируемых деталях будет более рационально проводить оба исследования – и компьютерное моделирование, и стендовые испытания натуральных образцов, а затем согласование их результатов.

Библиографические ссылки

1. Chang Q., Hou L., Li B., Jial B. Modal analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 2015, no. 59, pp. 23-29. DOI: 10.3311/PPme.7540.
2. Jiang Y Q., Hou L., Zhao Y. The equation of the contact line of the involute curvilinear-tooth cylindrical gear pump for the agricultural tractor. *Open Mechanical Engineering J.*, 2014, no. 8, pp. 879-884. DOI: 10.2174/1874155X01408010879.

3. Syzrantseva K., Syzrantsev V., Babichev D. Comparative analysis of stress-strain condition of cylindrical gears arc teeth and spurs. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2020, vol. 1, pp. 101-108. DOI:10.1007/978-3-030-22041-9.

4. Syzrantseva K.V., Syzrantsev V.N., Kolbasin D.S. Comparative estimation of the failure probability of cylindrical arc and helical gears by tooth bending endurance. *Mechanics, Resource and Diagnostics of Materials and Structures (MRDMS-2019): Proc. of the International Conference*. Ekaterinburg, 2019, vol. 2176, Article 020010. DOI: 10.1063/1.5135122.

5. Сызранцев В. Н., Сызранцева К. В. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: геометрия, прочность, надежность : монография. Тюмень : ТИУ, 2021. 170 с. ISBN 978-5-9961-2378-0.

6. Syzrantseva K.V., Syzrantsev V.N., Il'inykh V.N. Assessment of the probability of failure-free operation of the drilling rig top drive system gearbox by nonparametric statistics methods. *Science and technologies in geology, exploration and mining: Proc. of 19th International multidisciplinary scientific geoconference*. Albena, Bulgaria, 2019, 30.06 - 06.07, pp. 87-94.

7. Liu Y., Zhang J., Zhao X. A new nonparametric screening method for ultrahigh-dimensional survival data. *Computational Statistics and Data Analysis*, 2018, vol. 119, pp. 74-85.

8. Baptista S.D., Chanussot J., Favre A.-C., Borgnat P. A nonparametric test for slowly-varying non stationarities. *Signal Processing*, 2018, vol. 143, pp. 241-252.

9. Кошкин Г. М. Гладкое непараметрическое оценивание функции интенсивности отказов и ее первых двух производных // Известия высших учебных заведений. Физика. 2016. Т. 59, № 6. С. 70–78.

10. Голофаст С. Л., Шоцкий С. А. Вероятностный подход к оценке прочности температурно-деформируемых участков подземных трубопроводов // Экспозиция нефть и газ. 2018. № 5 (65). С. 51–56.

11. Jia F., Hou L., Wei Y., Li B., You Y. Modelling and bending strength analysis of cylindrical gears with

arcuate tooth trace. *Australian J. of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 13, pp. 77-86. DOI: 10.7158/M13-068.2015.13.2.

12. Cherniavsky Alexander. Crack Patterns under Mechanical Loading. *Procedia Engineering*, 2017, 206, 163-168. 10.1016/j.proeng.2017.10.454.

13. Mohammed A.M., Kulkarni A.S., Sathiya P. Finite element modelling and characterization of friction welding on UNS S31803 duplex stainless steel joints. *Engineering Science and Technology*, 2015, vol. 18, no. 4, pp. 704-712. DOI:10.1016/j.jestch.2015.05.002.

14. Албагдиди Б. М. Х., Чернявский А. О. Сравнение критериев моделирования разрушения трубопроводов методом конечных элементов // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Машиностроение. 2017. Т. 17. С. 13–20.

15. Krishnan L. Analytical modeling of FRP confined R.C. Column using ANSYS. *International J. of Applied Engineering Research (IJAER)*, 2015, vol. 10, no. 38, pp. 28156-28161.

16. Belyaev A.I., Siritsyn A.I., Siritsyn D.A. Wear and fatigue resistance of arched gear teeth in flexure. *Russian Engineering Research*, 1997, no. 17, pp. 6-9.

17. Sun Z., Hou L., Wang J., Li W., Chang Q. Contact strength analysis of circular-arc-tooth-trace cylindrical gear. *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2016, vol. 38, pp. 999-1005.

18. Tang Y., Liu Q.Y., Xie C., Chen S.W. Study on stress distribution of a subsea Ram BOP body based on simulation and experiment. *Engineering Failure Analysis*, 2015, vol. 50, pp. 39-50. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.12.018.

19. Wei Y., Ma D., Wu Y., Luo L., Bai Q., Hou L. Study on the tooth surface and curvature characteristics of cylindrical gear with variable hyperbolic arc-tooth-trace. *Advanced Engineering Science*, 2017, vol. 49, pp. 196-203. DOI: 10.15961/j.jsuese.201700372.

20. Burkov P.V., Burkova S.P., Knaub S.A. Stress and strain state analysis of defective pipeline portion. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2015, vol. 91. DOI:10.1088/1757-899X/91/1/012055.

21. Syzrantseva K., Dvoynikov M. Computer Analysis of Durability and Leakproofness of Multilateral Junction of Wells. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 142. DOI:10.1088/1757-899X/142/1/012118.

References

1. Chang Q., Hou L., Li B., Jial B. Modal analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Periodica Polytechnica Mechanical Engineering*, 2015, no. 59, pp. 23-29. DOI: 10.3311/PPme.7540.

2. Jiang Y.Q., Hou L., Zhao Y. The equation of the contact line of the involute curvilinear-tooth cylindrical gear pump for the agricultural tractor. *Open Mechanical Engineering J.*, 2014, no. 8, pp. 879-884. DOI: 10.2174/1874155X01408010879.

3. Syzrantseva K., Syzrantsev V., Babichev D. Comparative analysis of stress-strain condition of cylindrical gears arc teeth and spurs. *Lecture Notes in Mechanical*

Engineering, 2020, vol. 1, pp. 101-108. DOI:10.1007/978-3-030-22041-9.

4. Syzrantseva K.V., Syzrantsev V.N., Kolbasin D.S. Comparative estimation of the failure probability of cylindrical arc and helical gears by tooth bending endurance. *Mechanics, Resource and Diagnostics of Materials and Structures (MRDMS-2019)*: Proc. of the International Conference. Ekaterinburg, 2019, vol. 2176, Article 020010. DOI: 10.1063/1.5135122.

5. Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V. *Cilindricheskie peredachi s arochnymi zubiyami: geometriya, prochnost', nadyozhnost'* [Cylindrical arc gears: geometry, durability, reliability]. Tyumen, Tyumen Industrial University, 2021, 170 p. ISBN: 978-5-9961-2378-0 (in Russ.).

6. Syzrantseva K.V., Syzrantsev V.N., Il'inykh V.N. Assessment of the probability of failure-free operation of the drilling rig top drive system gearbox by nonparametric statistics methods. *Science and technologies in geology, exploration and mining: Proc. of 19th International multidisciplinary scientific geoconference*. Albena, Bulgaria, 2019, 30.06 - 06.07, pp. 87-94.

7. Liu Y., Zhang J., Zhao X. A new nonparametric screening method for ultrahigh-dimensional survival data. *Computational Statistics and Data Analysis*, 2018, vol. 119, pp. 74-85.

8. Baptista S.D., Chanussot J., Favre A.-C., Borgnat P. A nonparametric test for slowly-varying non stationarities. *Signal Processing*, 2018, vol. 143, pp. 241-252.

9. Koshkin G.M. [Smooth nonparametric estimation of the failure rate function and its first two derivatives]. *Russian Physics J.*, 2016, vol. 59, no. 6, pp. 833-844 (in Russ.).

10. Golofast S.L., Shotskiy S.A. [Probabilistic approach to assessment of strength of temperature-deformable sections of underground pipelines]. *Ekspozitsiya neft' i gaz*, 2016, vol. 65, no. 5, pp. 51-56 (in Russ.).

11. Jia F., Hou L., Wei Y., Li B., You Y. Modelling and bending strength analysis of cylindrical gears with arcuate tooth trace. *Australian J. of Mechanical Engineering*, 2015, vol. 13, pp. 77-86. DOI: 10.7158/M13-068.2015.13.2.

12. Cherniavsky Alexander. Crack Patterns under Mechanical Loading. *Procedia Engineering*, 2017, 206, 163-168. 10.1016/j.proeng.2017.10.454.

13. Mohammed A.M., Kulkarni A.S., Sathiya P. Finite element modelling and characterization of friction welding on UNS S31803 duplex stainless steel joints. *Engineering Science and Technology*, 2015, vol. 18, no. 4, pp. 704-712. DOI:10.1016/j.jestch.2015.05.002.

14. Albagdidi B.M.Kh., Chernyavsky A.O. [Comparison of piping failure simulation criteria by finite element method]. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Mashinostroenie*, 2017, vol. 17, pp.13-20 (in Russ.).

15. Krishnan L. Analytical modeling of FRP confined R.C. Column using ANSYS. *International J. of Applied Engineering Research (IJAER)*, 2015, vol. 10, no. 38, pp. 28156-28161.

16. Belyaev A.I., Siritsyn A.I., Siritsyn D.A. Wear and fatigue resistance of arched gear teeth in flexure. *Russian Engineering Research*, 1997, no. 17, pp. 6-9.

17. Sun Z., Hou L., Wang J., Li W., Chang Q. Contact strength analysis of circular-arc-tooth-trace cylindrical gear. *J. of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2016, vol. 38, pp. 999-1005.

18. Tang Y., Liu Q.Y., Xie C., Chen S.W. Study on stress distribution of a subsea Ram BOP body based on simulation and experiment. *Engineering Failure Analysis*, 2015, vol. 50, pp. 39-50. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2014.12.018.

19. Wei Y., Ma D., Wu Y., Luo L., Bai Q., Hou L. Study on the tooth surface and curvature characteristics

of cylindrical gear with variable hyperbolic arc-tooth-trace. *Advanced Engineering Science*, 2017, vol. 49, pp. 196-203. DOI: 10.15961/j.jsuese.201700372.

20. Burkov P.V., Burkova S.P., Knaub S.A. Stress and strain state analysis of defective pipeline portion. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2015, vol. 91. DOI:10.1088/1757-899X/91/1/012055.

21. Syzrantseva K., Dvoynikov M. Computer Analysis of Durability and Leakproofness of Multilateral Junction of Wells. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2016, vol. 142. DOI:10.1088/1757-899X/142/1/012118.

Comparative Evaluation of Calculated and Experimental Data on the Stress-Strain Condition of Cylindrical Gearwheel Arc Teeth

K.V. Syzrantseva, DSc in Engineering, Associate Professor, Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

D.S. Kolbasin, Tyumen Industrial University, Tyumen, Russia

Circular (arc) teeth gears have a higher load capacity as well as the ability of self-adjustment in the conditions of unbraced machine bodies. For this reason, they are more preferable in heavy-duty transmissions of traction machines. The previously performed studies allow us to determine the optimal geometry of arc teeth surfaces, which provides maximum contact endurance of gears under specified operating conditions. However, for gears whose teeth are subjected to heat-hardening, the most important criterion is the bending strength of the teeth, estimated by the tensile stress at the root of the tooth.

The paper presents a finite element analysis of the stress-strain condition of the arc gear tooth of a locomotive in the ANSYS software package when it is loaded at the top land with a distributed load obtained from solving the contact problem using an analytical method. Calculations of the total displacements and main stresses that characterize the stretching in the metal and are responsible for the occurrence and growth of fatigue cracks are carried out for two loading options: from the convex and concave sides of the tooth. A comparison of the finite element analysis and the strain measurement results of arc teeth in the form of stresses in the root of the tooth on the compressed and stretched sides is considered. Their good coordination is shown: the maximum disagreement between the resistive strain gage readings and the tensile stresses averaged over the resistor base was 11.22 %. However, it has been concluded that the real stresses in the tooth root are averaged and reduced by strain gauges, which should be taken into account in further studies of gear bending strength and reliability. For a more complete strain and stress distribution pattern in the designed parts, it will be more rational to conduct two studies: both computer modeling, and benchmark tests of full-scale samples with further coordination of their results.

Keywords: gear transmission, circular (arc) teeth, stress-strain condition, ANSYS, strain gauges.

Получено 08.02.2021

Образец цитирования

Сызранцева К. В., Колбасин Д. С. Сопоставительная оценка расчетных и экспериментальных данных о напряженно-деформированном состоянии арочных зубьев колес цилиндрических передач // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2021. Т. 24, № 1. С. 45–52. DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52.

For Citation

Syzrantseva K.V., Kolbasin D.S. [Comparative Evaluation of Calculated and Experimental Data on the Stress-Strain Condition of Cylindrical Gearwheel Arc Teeth]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2021, vol. 24, no. 1, pp. 45-52 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2021-1-45-52.