

ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО ГИСТЕРЕЗИСА ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ В БОЛТОВОМ СОЕДИНЕНИИ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА КРАНА

Мартыненко Т.М., Смиловенко О.О., Пронкевич С.А.,
Лосик С.А., Мартыненко И.М.

Цель. Оценка несущей способности и областей разрушения резьбы болтового соединения опорно-поворотного устройства крана.

Методы. Для исследования поведения болтового соединения опорно-поворотного устройства башенного крана при циклических нагрузках использовался метод трехмерного моделирования в среде Autodesk Inventor Professional, которая позволяет работать со сборкой твердых тел, находящихся в параметрических зависимостях между собой.

Результаты. Исследовано болтовое соединение опорно-поворотного устройства башенного крана в среде ANSYS. Испытанное соединение воспринимало нагрузку, приводящую к пластическим деформациям, а затем было разгружено. Разгрузка происходила в соответствии с упругим законом, при этом остаточные деформации были сохранены. Смоделирован наиболее вероятный сценарий изменения пластических свойств болтового соединения, определены области критических напряжений. Разработанная конечно-элементная модель позволяет описать поведение болтового соединения и определить области разрушения резьбы.

Область применения исследований. Прогнозирование потери прочности в наиболее вероятных областях перегрузки и, как следствие, смещения болтового соединения при небольших частых нагрузках.

Ключевые слова: резьбовые соединения, площадь петли гистерезиса, моделирование методом конечных элементов, циклические нагрузки, разрушение болтового соединения, комбинированные виды нагружения.

(Поступила в редакцию 27 февраля 2025 г.)

Введение

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными из разъемных соединений. Болтовые соединения применяют для скрепления деталей небольшой толщины, а его надежность в основном зависит от сопротивления болтов на срез и на разрыв. Соединение должно выдерживать следующие виды нагрузки: эксплуатационные, климатические, динамические. Причинами выхода болтового соединения из строя могут быть: климатические воздействия, ослабление затяжки, переменная осевая нагрузка, внутреннее трение материала болта, длина которого под воздействием этих факторов периодически увеличивается, затем снова сокращается.

Ослабевание усилий затяжки в болтовом соединении происходит следующим образом. Под действием момента затяжки возникает сила трения. И пока поперечной силе ее преодолеть не удалось, болтовое соединение работает только на растяжение, т.к. оно обладает необходимой степенью упругости. При повороте фланцевого соединения сдвигающие силы достигают значения, превышающего силу трения, в соединении происходит сдвиг на величину, равную зазору, существующему между поверхностью стержня болта и поверхностью отверстия. Далее сдвигающая сила в основном воздействует на поверхность болта, оказывая на нее давление через поверхность отверстия. Со временем из-за определенных ограничений, вызванных наличием в конструкции болта таких элементов, как головка и гайка, болт растягивается и изгибается. Сила трения теряет свое значение, и соединение переходит в экстремальную фазу, основной характеристикой которой является его упругопластическая работа. В итоге соединение достигает предела прочности и разрушается в двух режимах: разрыв болта вследствие среза болта или отрыва головки или разрыв болта в сочетании с пластической деформацией фланцев соединения [1, с. 94–121].

Так, 6 ноября 2015 г. на строительной площадке в Бобруйске при проведении строительно-монтажных работ башенный кран КБМ-401П упал на перекрытие 7-го этажа строящегося здания. При осмотре места происшествия было обнаружено, что из 48 соединительных

болтов 30 имели следы коррозии на срезе. Причиной падения стало разрушение болтов, крепящих опорно-поворотное устройство к неповоротной платформе¹.

Для исследования выбрано болтовое соединение внутреннего кольца опорно-поворотного устройства башенного крана, при эксплуатации которого сталкиваются с рядом трудностей. К этим трудностям относятся изменение механических характеристик деталей соединений при нагружении, самоотвинчивание болтов при циклическом нагружении, уменьшение напряжений при постоянной величине деформации [2].

Достоверные результаты поведения болтового соединения в области пластической деформации можно получить с помощью конечно-элементного моделирования.

Основная часть

Проведены исследования пластической деформации болтового соединения. Для создания трехмерной модели конструкции (рис. 1) использовался программный комплекс Autodesk Inventor Professional, который позволяет работать со сборкой твердых тел, находящихся в параметрических зависимостях между собой, что дает возможность варьировать геометрические размеры конструкции в ходе проектных экспериментов. Для дальнейших расчетов геометрия болтового соединения была экспортирована в ANSYS [3–4].

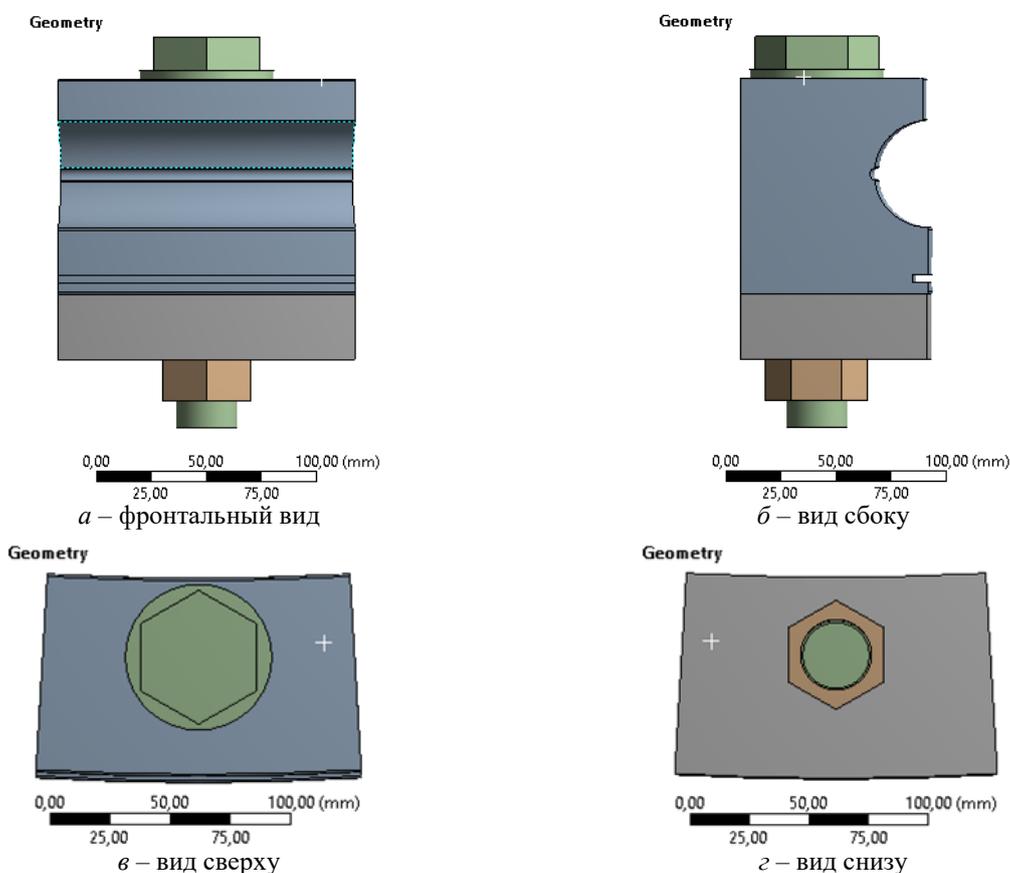


Рисунок 1. – Сегмент опорно-поворотного устройства башенного крана, соединенный болтом

От геометрической модели перешли к конечным элементам, для которых необходимо было выбрать характерный размер элемента, его форму и способы разбиения. Средний «габаритный» размер для болтового соединения составил 1 мм, для соединяемых деталей опорно-поворотного устройства – 1 и 0,5 мм (рис. 2).

Для моделирования объемных твердых тел ANSYS Workbench по умолчанию использует трехмерные элементы типов SOLID 186 и SOLID 187. Конечный элемент SOLID 186 представляет собой трехмерный объемный напряженно-деформированный элемент с двадцатью узлами, причем каждый узел имеет шесть степеней свободы – три перемещения вдоль осей и три вращения вокруг осей узловой системы координат. Конечный элемент SOLID 187 представляет собой трехмерный объемный напряженно-деформируемый

¹ Почему упал в Бобруйске башенный кран // Коммерческий курьер. – 2016. – 20 июня. – URL: <https://komkur.info/proisshestvija/pochemu-upal-v-bobruyske-bashennyu-kran> (дата обращения: 19.02.2025).

элемент с десятью узлами в форме тетраэдра, каждый из которых имеет три степени свободы – три смещения вдоль осей узловой системы координат. Элементы SOLID 186 и SOLID 187 могут использоваться как в линейных, так и в нелинейных задачах с большими деформациями [5]. Конечные элементы имеют произвольную ориентацию в пространстве и обладают свойствами пластичности, ползучести, гиперупругости, изменения жесткости под действием нагрузок. Исследуемая модель включала 35 023 конечных элемента, из которых SOLID 186 (трехмерный элемент объемного напряженно-деформированного состояния призматической формы с двадцатью узлами) 568 элементов и SOLID 187 (трехмерный элемент объемного напряженно-деформированного состояния с десятью узлами в форме тетраэдра) 34 445 элементов.

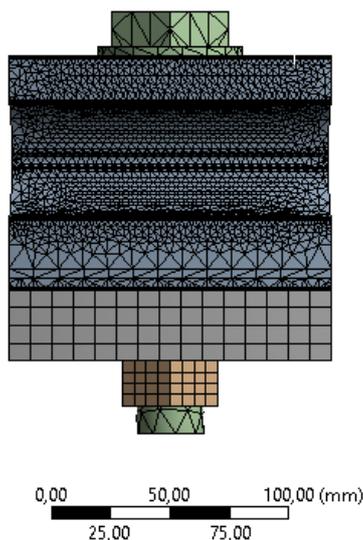


Рисунок 2. – Вид конечно-элементной модели болтового соединения

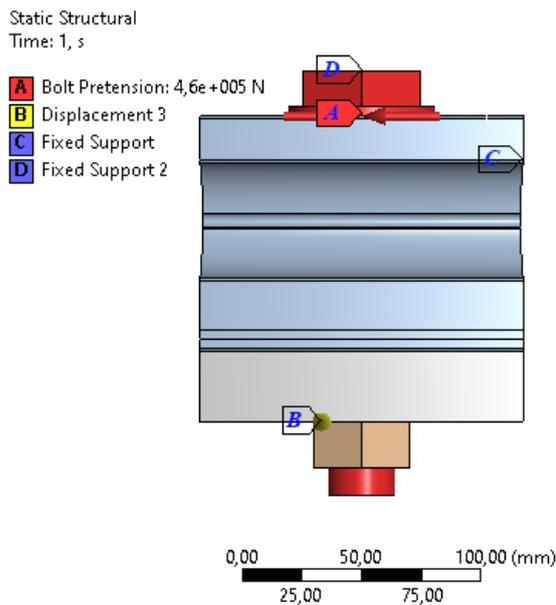


Рисунок 3. – Физическая модель для расчета болтового соединения

Для физической модели были введены следующие допущения:

- разрыв болтового соединения вследствие пластического разрушения;
- тарированный момент затяжки болта (A на рисунке 3);
- области, для которых заданы граничные условия – закрепления (C и D на рисунке 3);
- точка приложения силы (B на рисунке 3).

На основании перечисленных допущений был смоделирован механизм запаздывания деформации материала болтового соединения при циклических нагрузках и разделении фаз нагружения и разгрузки.

Для модели проводили статический расчет конструкции болтового соединения. Полученное распределение эквивалентных напряжений, суммарной и пластической деформаций представлено в таблице 1 и на рисунках 4–5.

Из проведенных расчетов видно, что процесс усталостного разрушения болтового соединения ввиду циклического нагружения сопровождается значительной локальной пластической деформацией материала, что приводит к образованию эксплуатационных дефектов в виде микротрещин. Некоторые из таких микротрещин расположены у резьбы и, как известно, являются местами зарождения усталостных трещин. Болтовое соединение достигает предела прочности и разрушается. Процесс разрушения происходит по двум сценариям: разрыв болта или разрыв болта в сочетании с пластической деформацией [6, с. 75–84; 7, с. 134–177].

Таблица 1. – Сводная таблица результатов расчета

Результаты	Минимальное значение	Максимальное значение	Единицы измерения	Время, с
Деформация	0	1,1974	мм	8
Эквивалентное напряжение	0,048411	436,98	МПа	8
Эквивалентная пластическая деформация	0	0,14578	мм	8
Реакция связи	-291100	291100	Н	8

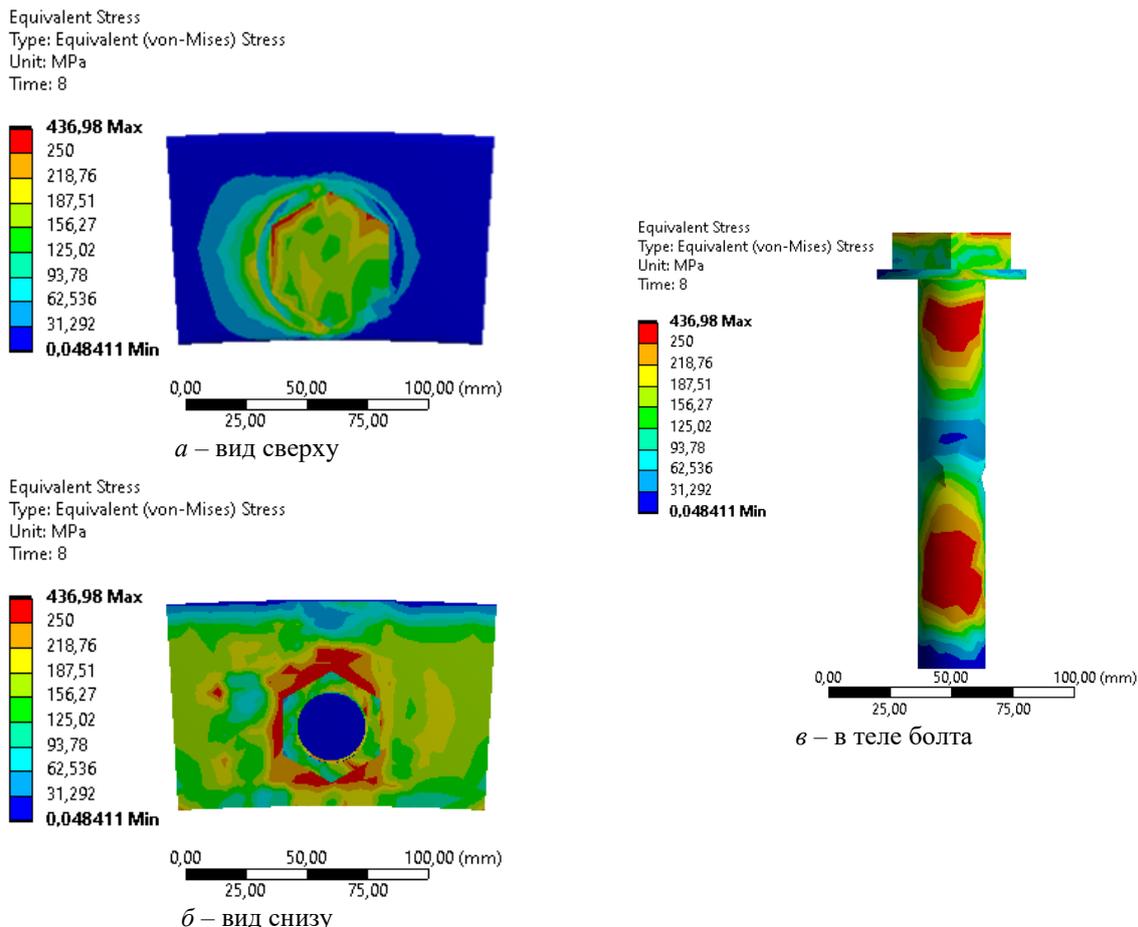


Рисунок 4. – Схема распределения эквивалентных напряжений в болтовом соединении

Существенным показателем пластической деформации является количественная оценка неупругости металла – остаточная деформация за цикл, равная ширине петли гистерезиса. В макроповедении это рассеяние усталости образуется при нагрузке и разгрузке резьбового соединения. Чем значительнее площадь петель гистерезиса, тем больше энергии рассеивается. В качестве количественной характеристики неупругости металла будем использовать деформацию за цикл, равную ширине петли гистерезиса; а также удельную необратимо рассеянную за цикл силу, равную площади петли в выбранных координатах.

Петли гистерезиса можно получить многочисленными способами, производя периодические операции с постоянными характеристиками напряженного или деформированного состояния. Как показывают многочисленные исследования, даже при весьма малых амплитудах переменной нагрузки зависимость между напряжениями и деформациями в металлах не остается линейной и при представлении результатов таких исследований в координатах «напряжение – деформирование» наблюдается замкнутая петля механического гистерезиса [8, с. 201–220].

График гистерезисной траектории, построенный по результатам вычислительного эксперимента, приведен на рисунке 6 и представляет собой асимметричные флагообразные петли. Наличие такой петли свидетельствует о том, что работа деформации, затраченная при нагружении образца, превышает работу деформации при его разгрузке. Часть энергии, определяемая площадью петли гистерезиса, расходуется в металле на необратимые процессы [9–10].

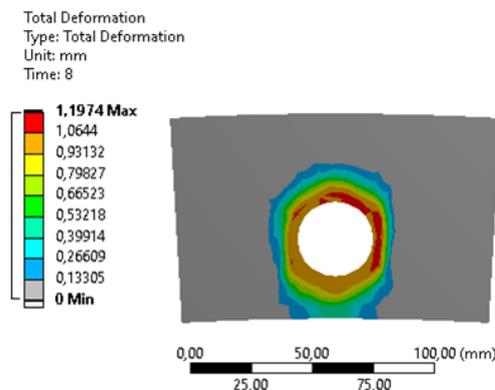


Рисунок 5. – Схема распределения суммарной деформации в сегменте опорно-поворотного устройства

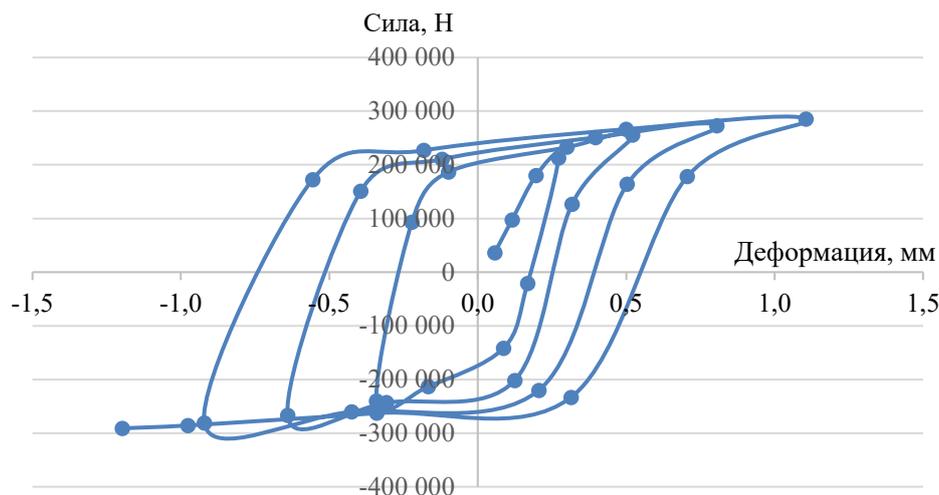


Рисунок 6. – Петля гистерезиса, рассчитанная в приложении ANSYS

Приведены кривые первых 4 циклов «нагрузки» и «разгрузки», в результате обработки экспериментальных данных значение реактивной силы составляет 291 100 Н, деформация – 1,1974 мм.

Заключение

Методами компьютерного, конечно-элементного моделирования исследовано болтовое соединение опорно-поворотного устройства башенного крана в среде ANSYS. Исследованное соединение воспринимало повторяющуюся знакопеременную нагрузку. Благодаря разработанной модели исследованы упругие и пластические деформации, определены области возникновения критических напряжений. Разработанная конечно-элементная модель позволяет описать поведение болтового соединения и определить области возможного разрушения резьбы.

Экспериментальные результаты циклического нагружения болтового соединения показывают, что ухудшение жесткости и изменение прочности болтов происходит, когда приложенная нагрузка превышает критическую. Кроме того, установлено, что потеря предварительного натяжения болта не влияет на предельное сопротивление образца растягивающей нагрузкой. Однако качественно это можно оценить по результатам неоднозначности деформации для одного и того же значения напряжений при нагружении и последующей разгрузке соединения.

В работе получены экспериментальные результаты при 4 циклах нагружения болтового соединения, учтена реактивная сила, действующая в области резьбы ($F_R = 291\,100$ Н), условия закрепления, геометрические характеристики узла. Разработанная конечно-элементная модель позволяет описать поведение болтового соединения и определить область разрушения резьбы, деформация которой составляет 1,1974 мм; пластическую деформацию, максимальное значение которой составляет 436 МПа и на основании перечисленного оценить несущую способность соединения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вольмир, А.С. Устойчивость деформируемых систем / А.С. Вольмир. – М.: Наука, 1967. – 984 с.
2. Мартыненко, Т.М. Компьютерное моделирование разрушения болтового соединения опорно-поворотного устройства подъемного крана / Т.М. Мартыненко, О.О. Смиловенко, И.М. Мартыненко, С.А. Лосик // Чрезвычайные ситуации: предупреждение и ликвидация. – 2023. – № 2 (54). – С. 24–31. – DOI: 10.54422/1994-439X.2023.2-54.24-31. – EDN: LYBKPZ.
3. Дьяков, И.Ф. К расчету оболочки, укрепленной тонкостенными стержнями / И.Ф. Дьяков, С.А. Чернов // Автоматизация и современные технологии. – 2008. – № 1. – С. 16–20. – EDN: IJBDHL.
4. Басов, К.А. ANSYS в примерах и задачах / К.А. Басов; под ред. Д.Г. Красковского. – М.: КомпьютерПресс, 2002. – 223 с.
5. Клованич, С.Ф. Метод конечных элементов в нелинейных задачах инженерной механики / С.Ф. Клованич. – Запорожье: ИПО «Запорожье», 2009. – 400 с.

6. Икрин, В.А. Сопротивление материалов с элементами теории упругости и пластичности: учебник для студентов, обучающихся по направлению 653500 «Строительство» / В.А. Икрин. – М.: Изд. АСВ, 2004. – 424 с.
7. Биргер, И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 388 с.
8. Надаи, А. Пластичность и разрушение твердых тел: в 2 т.; пер. с англ. / А. Надаи. – М.: Мир, 1969. – Т. 2. – 863 с.
9. Пановко, Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем / Я.Г. Пановко. – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
10. Красносельский, М.А. Системы с гистерезисом / М.А. Красносельский, А.В. Покровский. – М.: Наука, 1983. – 271 с.

**Исследование механического гистерезиса при циклическом нагружении
в болтовом соединении опорно-поворотного устройства крана**
**Investigation of mechanical hysteresis under cyclic loading
in bolted connection of crane slewing-bolt device**

Мартыненко Тарас Михайлович

кандидат физико-математических наук,
доцент

Государственное учреждение образования
«Университет гражданской защиты
Министерства по чрезвычайным ситуациям
Республики Беларусь», кафедра
промышленной безопасности, доцент

Адрес: ул. Машиностроителей, 25,
220118, г. Минск, Беларусь

Email: taras2480@gmail.com

SPIN-код: 4999-4213

Taras M. Martynenko

PhD in Physical and Mathematical Sciences,
Associate Professor

State Educational Establishment «University
of Civil Protection of the Ministry for Emergency
Situations of the Republic of Belarus»,
Chair of Industrial Safety, Associate Professor

Address: Mashinostroiteley str., 25,
220118, Minsk, Belarus

Email: taras2480@gmail.com

ORCID: 0009-0000-6609-2030

Смиловенко Ольга Олеговна

кандидат технических наук, доцент

Государственное учреждение образования
«Университет гражданской защиты
Министерства по чрезвычайным ситуациям
Республики Беларусь», кафедра
промышленной безопасности, профессор

Адрес: ул. Машиностроителей, 25,
220118, г. Минск, Беларусь

Email: olgasmilovenko@gmail.com

Olga O. Smilovenko

PhD in Technical Sciences, Associate Professor

State Educational Establishment «University
of Civil Protection of the Ministry for Emergency
Situations of the Republic of Belarus»,
Chair of Industrial Safety, Professor

Address: Mashinostroiteley str., 25,
220118, Minsk, Belarus

Email: olgasmilovenko@gmail.com

ORCID: 0000-0003-1612-9573

Пронкевич Сергей Александрович

кандидат физико-математических наук,
доцент

Закрытое акционерное общество
«Струнные технологии», бюро расчета
машиностроительных конструкций,
начальник бюро

Адрес: ул. Железнодорожная, 33,
220089, г. Минск, Беларусь

Email: ps_minsk@mail.ru

Sergey A. Pronkevich

PhD in Physical and Mathematical Sciences,
Associate Professor

Closed Joint-Stock Company «String
Technologies», Bureau of Machine-Building
Structures Calculation, Head of the Bureau

Address: Zheleznodorozhnaya str., 33,
220089, Minsk, Belarus

Email: ps_minsk@mail.ru

Лосик Сергей Анатольевич

Государственное учреждение образования
«Университет гражданской защиты
Министерства по чрезвычайным ситуациям
Республики Беларусь», кафедра
промышленной безопасности,
старший преподаватель

Адрес: ул. Машиностроителей, 25,
220118, г. Минск, Беларусь

Email: losikserg@mail.ru

Sergey A. Losik

State Educational Establishment «University
of Civil Protection of the Ministry for Emergency
Situations of the Republic of Belarus»,
Chair of Industrial Safety,
Senior Lecturer

Address: Mashinostroiteley str., 25,
220118, Minsk, Belarus

Email: losikserg@mail.ru

Мартыненко Игнат Михайлович

кандидат физико-математических наук,
доцент

Белорусский государственный университет,
факультет прикладной математики
и информатики, кафедра фундаментальной
математики и интеллектуальных систем,
доцент

Адрес: пр. Независимости, 4,
220030, г. Минск, Беларусь

Email: im_martynenko@mail.ru

Ignat M. Martynenko

PhD in Physical and Mathematical Sciences,
Associate Professor

Belarusian State University,
Faculty of Applied Mathematics
and Computer Science, Chair of Fundamental
Mathematics and Intelligent Systems,
Associate Professor

Address: Nezavisimosti avenue, 25,
220030, Minsk, Belarus

Email: im_martynenko@mail.ru

INVESTIGATION OF MECHANICAL HYSTERESIS UNDER CYCLIC LOADING IN BOLTED CONNECTION OF CRANE SLEWING-BOLT DEVICE

Martynenko T.M., Smilovenko O.O., Pronkevich S.A., Losik S.A., Martynenko I.M.

Purpose. Estimation of bearing capacity and areas of destruction of threads of bolt connection of the crane slewing support device.

Methods. The method of three-dimensional modeling in the *Autodesk Inventor Professional* environment, which allows to work with the assembly of solid bodies being in parametric dependencies between each other, was used to study the behavior of the bolt connection of the tower crane slewing device under cyclic loading.

Findings. The bolted connection of the tower crane slewing support device was investigated in ANSYS environment. The load acting on tested connection resulted in plastic deformations and then the tested connection was unloaded. The unloading occurred according to the elastic law, and the residual deformations were preserved. The most probable scenario of change in the plastic properties of the bolted connection was modeled, and the areas of critical stresses were determined. The developed finite element model allows describing the behavior of the bolted joint and determining the areas of thread destruction.

Application field of research. Prediction of strength loss in the most probable areas of overloading, and, as a consequence, displacement of bolted joint under small frequent loads.

Keywords: threaded joints, hysteresis loop area, finite element modeling, cyclic loading, bolted joint destruction, combined types of loading.

(The date of submitting: February 27, 2025)

REFERENCES

1. Vol'mir A.S. *Ustoychivost' deformiruemyykh sistem* [Stability of deformable systems]. Moscow: Nauka, 1967. 984 p. (rus)
2. Martynenko T.M., Smilovenko O.O., Martynenko I.M., Losik S.A. Komp'yuternoe modelirovanie razrusheniya boltovogo soedineniya oporno-povorotnogo ustroystva pod"emnogo krana [Computer modeling of the destruction of the bolt connection of the support-turning device of the crane]. *Emergency Situations: Prevention and Elimination*, 2023. No. 2 (54). Pp. 24–31. DOI: 10.54422/1994-439X.2023.2-54.24-31. (rus). EDN: LYBKPZ.
3. Dyakov I.F., Chernov S.A. K raschetu obolochki, ukreplennoy tonkostennymi sterzhnyami [Calculation of the shell reinforced by the thin-walled rods]. *Automation and Modern Technologies*, 2008. No. 1. Pp. 16–20. (rus)
4. Basov K.A. *ANSYS v primerakh i zadachakh* [ANSYS in examples and tasks]. Moscow: Komp'yuter-Press, 2002. 223 p. (rus)
5. Klovanich S.F. *Metod konechnyykh elementov v nelineynykh zadachakh inzhenernoy mekhaniki* [Method of finite elements in nonlinear problems of engineering mechanics]. Zaporozhye: Publishing and Printing Association «Zaporozhye», 2009. 400 p. (rus)
6. Ikrin V.A. *Soprotivlenie materialov s elementami teorii uprugosti i plastichnosti* [Resistance of materials with elements of the theory of elasticity and plasticity]: textbook for students studying in the direction 653500 «Construction». Moscow: ASV, 2004. 424 p. (rus)
7. Birger I.A., Iosilevich G.B. *Rez'bovye i flantsevye soedineniya* [Threaded and flange connections]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 388 p. (rus)
8. Nadai A. *Plastichnost' i razrushenie tverdykh tel* [Plasticity and fracture of solids]: in 2 vols; translation from English. Moscow: Mir, 1969. Vol. 2. 863 p. (rus)
9. Panovko Y.G. *Vnutrennee trenie pri kolebaniyakh uprugikh sistem* [Internal friction at oscillations of elastic systems]. Moscow: Fizmatgiz, 1960. 193 p. (rus)
10. Krasnoselskiy M.A., Pokrovskiy A.V. *Sistemy s gisterezisom* [Systems with hysteresis]. Moscow: Nauka, 1983. 271 p. (rus)

Copyright © 2025 Martynenko T.M., Smilovenko O.O.,
Pronkevich S.A., Losik S.A., Martynenko I.M.

This work is licensed under a Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License.