

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В КРЕПЕЖНЫХ УЗЛАХ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО УСТРОЙСТВА ПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ

Смиловенко О.О., Мартыненко Т.М., Лосик С.А., Полуян А.И., Казутин Е.Г.

Цель. Повышение работоспособности болтовых соединений опорно-поворотных устройств подъемных кранов путем заблаговременного выявления дефектов на основе системного анализа факторов (причин), влияющих на выход из строя крепежных узлов.

Методы. Анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований надежности крепежных узлов фланцевых соединений с учетом динамических нагрузок; моделирование процесса потери работоспособности болтового соединения с учетом перераспределения нагрузки.

Результаты. Выявлены основные причины выхода из строя болтовых узлов подъемных кранов в виде нециклической динамики функциональных нагрузок, сочетанного воздействия различных типов нагружения, которое не учитывается при проектном расчете диаметра резьбы, а также прямого влияния субъективных факторов. Сформулированы рекомендации по контролю болтовых соединений (в соответствии с Правилами по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов), в которых обоснованы и детализированы операции по проверке: момента затяжки, наличия дефектов (трещин) в теле болта, участков поверхности, пораженных коррозией.

Область применения исследований. Установка и эксплуатация подъемных кранов, оборудованных опорно-поворотным устройством фланцевого типа с болтовым креплением.

Ключевые слова: подъемный кран, опорно-поворотное устройство, болтовое соединение, потеря работоспособности, моделирование ANSYS, момент затяжки, коррозия.

(Поступила в редакцию 31 июля 2025 г.)

Введение

В Республике Беларусь функционирует порядка 2000 организаций, осуществляющих эксплуатацию более 10 000 грузоподъемных кранов, находящихся под надзором Госпромнадзора. При этом свыше 8000 единиц техники уже превысили установленный заводом-изготовителем нормативный срок службы [1]. Одним из показательных инцидентов стала авария, произошедшая на строительной площадке в Бобруйске, где в процессе возведения многоквартирного жилого дома башенный крана КБМ-401П упал на строящийся объект¹. Авария произошла в момент перемещения консоли строительной люльки массой 165 кг. По результатам расследования установлено, что причиной происшествия стало разрушение болтов крепления опорно-поворотного устройства (ОПУ) к поворотной платформе крана. К числу факторов, способствовавших аварии, отнесены недостаточный контроль за техническим состоянием оборудования со стороны ответственных лиц, а также несоблюдение регламентов технического обслуживания, предусмотренных заводом-изготовителем. Осмотр места происшествия выявил наличие коррозии на срезах 30 из 48 соединительных болтов, что свидетельствует об их разрушении до момента аварии и указывает на отсутствие своевременной диагностики.

Хотя подобный инцидент может восприниматься как единичный случай, особенно на фоне эксплуатации более 10 000 башенных кранов по всей стране, последствия таких аварий зачастую оказываются крайне серьезными. Они включают значительные экономические потери, повреждение дорогостоящего оборудования и строительных конструкций, а в отдельных случаях – гибель людей.

Согласно статистике Госпромнадзора, в 2023 г. в процессе эксплуатации грузоподъемных кранов было зарегистрировано 16 несчастных случаев, два из которых завершились летальным исходом. Основными причинами аварий признаны: использование технически неисправного оборудования, несоблюдение требований по проведению технического обслуживания и капитального ремонта, а также нарушения в организации планово-предупредительных

¹ Почему упал башенный кран // Коммерческий курьер: КОМКUR.info. – 2016 – 20 июня. – URL: <https://komkur.info/proisshestvija/pochemu-upal-v-bobruyske-bashennyu-kran> (дата обращения 30.12.2024).

ремонт и технического освидетельствования. Наиболее распространенные нарушения включают эксплуатацию кранов без предварительного диагностирования и освидетельствования, а также отсутствие надлежащего производственного контроля и технического надзора.

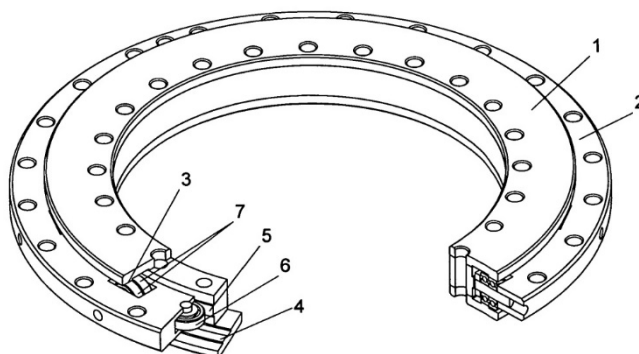
Следует подчеркнуть, что значительная часть грузоподъемной техники, используемой на строительных объектах страны, давно выработала свой ресурс. По оценкам, более 70 % эксплуатируемых кранов относятся к категории с превышенным сроком службы. Наиболее часто применяемые модели – КБ-160, КБ-503, КБ-573, КБ-674 – находятся в эксплуатации более 30 лет. При этом вопрос создания специализированных и сертифицированных организаций, способных выполнять капитальный и восстановительный ремонт грузоподъемного оборудования, остается нерешенным [2].

Основная часть

Авторами работы [3] составлена общая таблица дефектов и отказов с использованием материалов, представленных в сводных ведомостях дефектов. Башенные краны эксплуатировались в одном из регионов Российской Федерации. Предложено выделить пять групп механизмов, среди которых одна из групп – это элементы опорно-поворотного устройства. Сформирована группа однотипных башенных кранов в количестве 196 шт. (КБ 403А). За пять лет эксплуатации в ОПУ выявлено 78 отказов (дефектов). При этом в 53 случаях были ослаблены болтовые соединения (момент затяжки не соответствовал установленному значению); в 6 случаях было нарушено стопорение резьбы, а в 15 – вообще отсутствовали болты, соединяющие верхнее и нижнее кольца ОПУ; еще 4 отказа были связаны с перекосом фланцев. Таким образом, количество дефектов, связанных с неисправностью крепежных узлов опорно-поворотного устройства, составляет около 11 % от всех неисправностей.

Опорно-поворотное устройство башенного крана является связующим звеном между поворотной частью крана с рабочим оборудованием и его несущей неповоротной частью. ОПУ обеспечивает поворот крана, передает возникающие в процессе работы крана нагрузки (вертикальные и горизонтальные силы, опрокидывающий и крутящий моменты) на несущую часть.

Эти устройства (рис. 1) состоят: из разъемного кольца 1, выполненного из двух колец, связанных между собой болтами, и закрепленного к поворотной части крана, кольца 2 с зубчатым венцом, закрепленного к неповоротной части, вала 3, горизонтальных и вертикальных направляющих 4 и 5 тел качения, роликов 6 и 7. Вращение колеса 1 с поворотной платформой и всеми на ней размещенными элементами происходит за счет механизма, установленного на поворотной платформе, ведущая шестерня которого входит в зацепление с зубчатым венцом. Восприятие и передача всей совокупности нагрузок происходит через крепежные узлы, расположенные на фланце неповоротной части устройства.



1 – неподвижное кольцо; 2 – подвижное кольцо; 3 – вал;
4, 5 – горизонтальные и вертикальные направляющие; 6, 7 – ролики
Рисунок 1. – Опорно-поворотное устройство башенного крана

Крепежные узлы выполнены в виде болтовых соединений, установленных по окружности планшайбы. Работа ОПУ обеспечивается предварительной затяжкой болтов определенным усилием. В процессе эксплуатации возможно ослабление затяжки болтов, разрушение резьбы из-за неравномерной затяжки соединений. В результате происходит раскрытие стыка, возможен разрыв самих болтов и отрыв их головки.

Для обеспечения безопасной эксплуатации ОПУ с установленной периодичностью необходимо проводить обследование крепежных узлов. Так, в методических указаниях, действующих на территории России, указано следующее. Обследование болтовых соединений опорно-поворотного устройства включает визуальный осмотр, остукивание болтов, проверку затяжки. При визуальном осмотре устанавливается наличие всех болтов, стопорных планок (контровки). В случае обнаружения обрыва болтов (если их не более 2 шт.), необходимо заменить оборванные болты и провести поочередный контроль всех остальных болтов. Вывернутые болты осматриваются с целью выявления следующих дефектов: трещин, повреждений резьбы. В резьбе не должно быть искаженного профиля, забоин, сплошной коррозии резьбы. Бракуется болт при сплошной коррозии резьбы, при числе сорванных ниток резьбы более одной, смятии граней под ключ. Наличие трещин в болте устанавливается визуально или при отсутствии внешних признаков трещин методом керосиновой пробы (капиллярный метод выявления трещин). При наличии оборванных болтов, более одного, производится поочередная замена всех болтов [4].

Нагрузки, воздействующие на болтовые соединения, формируются под действием различных факторов. Вертикальные (осевые) усилия обусловлены массой перемещаемого груза и собственным весом металлической конструкции крана. Дополнительно на болт действует осевая растягивающая сила, возникающая при его затяжке с заданным моментом. При этом осевые нагрузки, связанные с весом крана и груза, создают усилия на сжатие резьбовой части, которые компенсируются предварительным растяжением болта. Горизонтальные (срезающие, поперечные по отношению к оси болта) нагрузки возникают в теле болта при повороте стрелы крана. Эти усилия вызывают напряжения в резьбовом элементе: либо на срез – при установке болта в отверстие без зазора, либо на растяжение – при необходимости обеспечить достаточную силу трения между сопрягаемыми поверхностями планшайбы опорно-поворотного устройства, чтобы предотвратить смещение под действием поперечной силы. Изгибающий момент в продольной плоскости болта формируется под действием моментной нагрузки, которая определяется как произведение массы груза на расстояние его перемещения вдоль стрелы крана. Это приводит к раскрытию стыка между элементами ОПУ и, как следствие, к изгибу болта. В таких условиях происходит перераспределение нагрузок, изменение усилия предварительной затяжки и нарушение работоспособности крепежного узла. С учетом разнообразия силовых воздействий на резьбовые соединения применяются различные методы прочностного расчета болтов. При проектировании диаметра резьбы необходимо учитывать тип нагружения и способ установки болта, поскольку даже при одинаковых механических характеристиках материала расчетные диаметры могут существенно различаться.

В качестве примера можно рассмотреть расчет одного из 48 болтов, установленных в опорно-поворотном устройстве крана грузоподъемностью 12,5 т. При этом вылет стрелы варьируется от 10 до 20 м, высота подъема крюка достигает 33 м, а расстояние от оси вращения до центра масс в горизонтальной плоскости изменяется в пределах от 5,75 до 13,4 м. Для расчета воспользуемся следующим алгоритмом [5].

Предположим, что болт установлен в отверстие с зазором (рис. 2а). В этом случае болт затягивается такой силой затяжки, чтобы возникающая на контактирующих поверхностях сила трения была больше внешней поперечной силы. Сила затяжки определяется в зависимости от количества стыков соединяемых деталей:

$$F_3 = F / (i \cdot f), \quad (1)$$

где F – поперечная сила;

i – число стыков соединяемых деталей;

f – коэффициент трения.

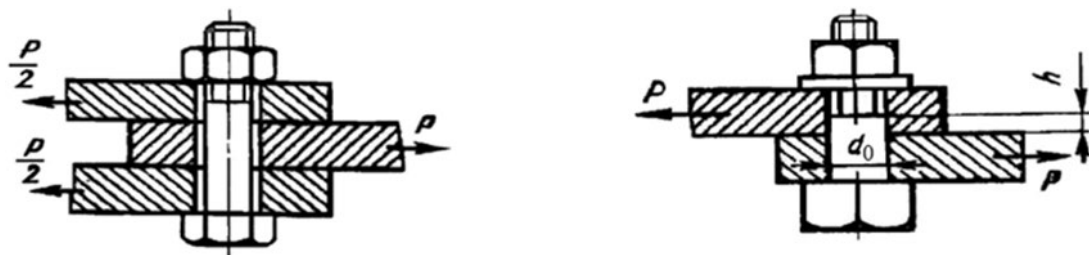
Проектный расчет внутреннего диаметра резьбы болта ведут, учитывая наименьшую площадь и наличие концентрации напряжений в этом сечении, по формуле:

$$d_1 = 1,4 \sqrt{F_3 / [\sigma_p]}, \quad (2)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, по которому может произойти ее разрушение;

$[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на растяжение (фланцевые поверхности сжимаются при затяжке резьбы, а сама резьба растягивается).

Для учета возникновения касательных напряжений от крутящего момента при затяжке болта расчет внутреннего диаметра болта для такого случая его установки ведут с 20 %-ным запасом.



a – болт установлен с зазором *b* – болт установлен без зазора
p – поперечная сила; *d*₀ – диаметр ненарезанной части болта; *h* – длина сжимаемой части стержня

Рисунок 2. – Вид болтового соединения

Рассмотрим случай, когда болт установлен в отверстие без зазора (рис. 2*б*) и используются прецизионные болты, называемые «призонными» или «чистыми». Стержень болта работает на срез, воспринимая поперечные силы ненарезанной частью. Резьбовая часть с навинченной на нее гайкой обеспечивает неразборность соединения, момент затяжки имеет гораздо меньшее значение по сравнению со случаем, когда болт установлен с зазором. Пакет скрепляемых болтом фланцевых деталей должен быть просверлен по месту сборки за один проход, чтобы обеспечить высокую точность центрирования деталей. Калиброванный болт устанавливают в отверстие «из-под развертки», т.е. обработанное дополнительно с использованием финишной операции. Условие прочности при срезающей нагрузке:

$$\tau = \frac{F}{\pi(d_0/2)^2} \leq [\tau_{ср}], \tag{3}$$

где τ – касательное напряжение;
 $[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение на срез.

Проектный расчет диаметра ненарезанной части болта производят по формуле:

$$d_0 = 1,13\sqrt{F/[\tau_{ср}]}. \tag{4}$$

Теперь обратимся к случаю, когда предварительно затянутый болт дополнительно нагружен внешней осевой растягивающей силой. Растягивающая сила F_p , действующая на болт после предварительной затяжки и приложения внешней силы, равна:

$$F_p = 1,3F_{пз} + \lambda F \quad \text{или} \quad F_p = [1,3k(1-\lambda) + \lambda]F, \tag{4}$$

где $F_{пз}$ – сила предварительной затяжки болта;

λ – коэффициент внешней нагрузки, учитывающий долю приходящейся на болт внешней нагрузки (при отсутствии упругих прокладок $\lambda = 0,2...0,3$, а при их наличии λ принимает более высокие значения, примерно до 1);

k – коэффициент затяжки болта, учитывающий силу его предварительной затяжки $F_{пз}$ (в соединениях без прокладок при постоянной внешней нагрузке $k = 1,25...2$, а при переменной – $k = 2...4$; при условиях герметичности $k \approx 5$ и выше).

Проектный расчет внутреннего диаметра резьбы болта проводят по формуле:

$$d_2 = 1,13\sqrt{F_p/[\sigma_p]}. \tag{5}$$

Проектные размеры диаметра болта, рассчитанные для разных случаев нагружения, приведены в таблице 1.

Таблица 1. – Диаметры болтов

Способ установки болта в соответствии с нагрузками	Болт установлен с зазором, нагружен поперечной силой	Болт установлен без зазора, нагружен поперечной силой	Болт после затяжки нагружен осевой силой
Проектный диаметр (стандартная резьба)	d_1 : M16	d_0 : M8	d_2 : M18

В рассматриваемом ОПУ используются болты высокопрочные, изготовленные из стали 40X с номинальным диаметром резьбы 30 мм. Если в приведенных выше примерах расчетов использовать коэффициент запаса прочности $k_{пр} = 1,5...2,5$, то проектный диаметр также равен 30 мм. Диаметр был определен с учетом распределения нагрузок на 48 болтовых соединений, удерживающих ОПУ. За счет моментной нагрузки – изгибающий момент от стрелы с грузом – половина болтов оказывается нагружена растягивающей силой, а другая половина, расположенная оппозитно относительно первой, нагружена сжимающей осевой силой, т.е. вся растягивающая нагрузка воспринимается 24 резьбовыми соединениями (вместо 48). При этом в зависимости от угла поворота фланца каждый болт периодически испытывает растяжение или сжатие.

Следует отметить, что анализ нагрузок, возникающих в болтовом соединении ОПУ, проведенный в данной статье, совпадает с результатами рассмотрения «жизненного цикла» болта профессором А.В. Чигаревым, приведенного в работе [6].

При контролируемой затяжке гайки нормальной точности силы сжатия пакета фланцев болтами, а следовательно, и развивающиеся силы трения на стыках при действии сдвигающих сил неопределенны и в большинстве случаев недостаточны для полного восприятия этих сдвигающих сил. Авторы статьи [6] предлагают разбить работу такого соединения на четыре этапа.

Этап 1. Болты работают на растяжение в пределах зоны упругости. Растягивающие нагрузки и нормальные напряжения в теле болта созданы моментом затяжки. Силы трения в соединяемых плоскостях фланцев достаточны для сопротивления поперечным силам.

Этап 2. Увеличение внешней поперечной сдвигающей силы (больше силы трения в стыках) приводит к сдвигу фланцев на величину зазора между болтом и отверстием.

Этап 3. Усилие сдвига поверхностей фланцевого соединения приводит к появлению изгибающего момента в продольном сечении болта. Так как болт ограничен головкой, отверстием и гайкой, сдвигающие усилия приводят к смятию.

Этап 4. На этом этапе наступает упругопластическая работа соединения. Силы трения уже не выдерживают поперечную нагрузку, из-за смятия резьбы и отверстия соединения «разбалтывается», может произойти срез болта, отрыв его головки, смятие соединяемых поверхностей, их выкол. Все это приводит к разрушению болтового соединения. Что касается многоболтового соединения, то в нем добавляется еще неравномерность нагружения элементов в зависимости от расположения по фланцу.

При таком сложном и изменяющемся нагруженном состоянии прогнозировать работоспособность болтов по критерию прочности на основе аналитических расчетов достаточно сложно. Натурные испытания конструкций с болтовыми соединениями – мероприятие дорогостоящее, при этом не представляется возможным учесть действие всех факторов, влияющих на состояние узла, кроме функциональных нагрузок, поэтому моделированию уделяют большое внимание. Компьютерный вычислительный эксперимент позволяет получить данные о напряженно-деформированном состоянии (НДС) как единичного болта, поставленного во фланцевое соединение, так и о распределении напряжений в болтах, одновременно участвующих в восприятии и передаче нагрузок.

Выполнен численный эксперимент по моделированию поведения болтовых соединений в опорно-поворотном устройстве подъемного крана с использованием программы ANSYS, в том числе имитирующий отрыв нескольких болтов.

Для моделирования объемных твердых тел ANSYS Workbench по умолчанию использует 3D-элементы типов SOLID 187 и BEAM 188. Конечный элемент SOLID 187 представляет собой трехмерный объемный напряженно-деформированный элемент с десятью узлами в форме тетраэдра, каждый из которых имеет три степени свободы – три смещения вдоль осей узловой системы координат. Конечный элемент BEAM 188 представляет собой одномерный балочный конечный элемент. Это двухузловой конечный элемент с линейной, квадратичной или кубической аппроксимацией. Каждый узел имеет шесть степеней свободы: три смещения в направлениях x , y , z и три угла поворота вокруг осей Ox , Oy , Oz . Элементы SOLID 187 и BEAM 188 могут использоваться как в линейных, так и в нелинейных задачах с большими деформациями [7]. Конечные элементы имеют произвольную ориентацию в пространстве и обладают свойствами пластичности, ползучести, гиперупругости, изменения жесткости под действием нагрузок.

Исследуемая конечно-элементная модель принята в виде тетраэдров и состоит из 68 062 конечных элементов двух основных типов: SOLID 187 (трехмерный объемный элемент НДС с десятью узлами в форме тетраэдра) и BEAM 188 (одномерный балочный конечный элемент), средний габаритный размер элемента составил 1 мм, открытого профиля – 5 мм (рис. 3).

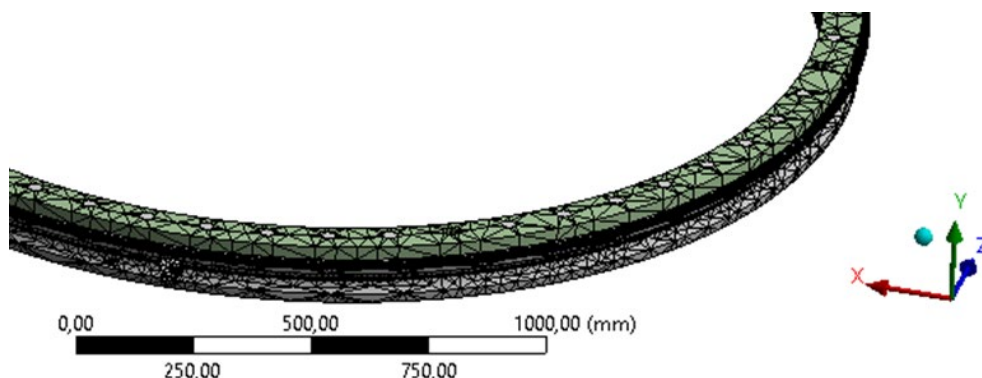


Рисунок 3. – Фрагмент модели опорно-поворотного устройства с нанесенной конечно-элементной сеткой

Кран, предназначенный для строительства 9–10-этажных зданий, имеет следующие характеристики: вылет стрелы – от 10 до 20 м, высота подъема крюка – до 33 м, грузоподъемность 12,5 т, расстояние от оси вращения крана до центра масс в горизонтальной плоскости изменяется от 5,75 до 13,4 м. Для моделирования приложения дистанционной силы и равновесия между силой и моментом мы используем инструмент Remote Force.

Для принятой конечно-элементной модели выполнен расчет статической прочности для каждого болтового соединения. Исследовано НДС болта под действием осевой нагрузки, поперечной силы и изгибающего момента. При сложении всех видов нагружений стержень болта испытывает самые большие напряжения; отмечаются даже красные области, в которых напряжения сопоставимы с допустимым напряжением – пределом прочности на растяжение. Такое напряженное состояние присуще 3-му этапу жизненного цикла, когда сдвиг поверхностей фланцев приводит к появлению изгибающего момента в продольном сечении болта. На рисунке 4 показано НДС отдельного болта под действием описанных выше нагрузок. На рисунке 5 приведено НДС части ОПУ и болта, установленного во фланцевом соединении. В этом случае большие напряжения, возникающие во фланцах, приводят и к дополнительным нагрузкам на тело болта.

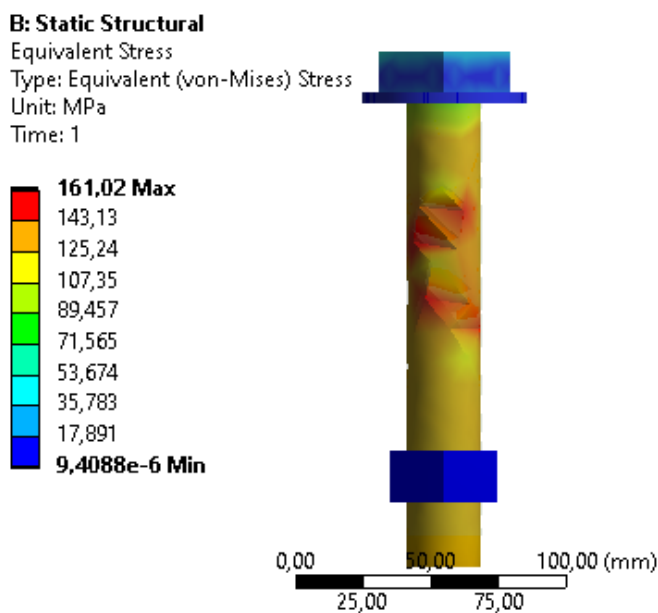


Рисунок 4. – Схема распределения эквивалентных напряжений болта под действием осевой нагрузки, поперечной силы и изгибающего момента

Проведено моделирование отрыва (удаления) наиболее нагруженных болтов, подверженных наибольшей растягивающей и изгибающей нагрузке, расположенных оппозитно направлению стрелы крана (при построении модели всем крепежным узлам ОПУ присвоены порядковые номера). По итогу первой итерации моделирования наиболее нагруженным оказался болт № 37 (табл. 2). Далее этот болт был удален из модели и проведена следующая итерация расчета наиболее нагруженного болта. В результате были последовательно удалены болты № 37, 40, 42, 39, 38 и 43. После удаления пяти болтов в шестом, наиболее нагруженном болте, регистрировали превышение нагрузки до допустимого значения напряжения на растяжение. На рисунке 6 изображен график увеличения нагрузки на следующий за удаленным болт при удалении от одного до шести болтов.

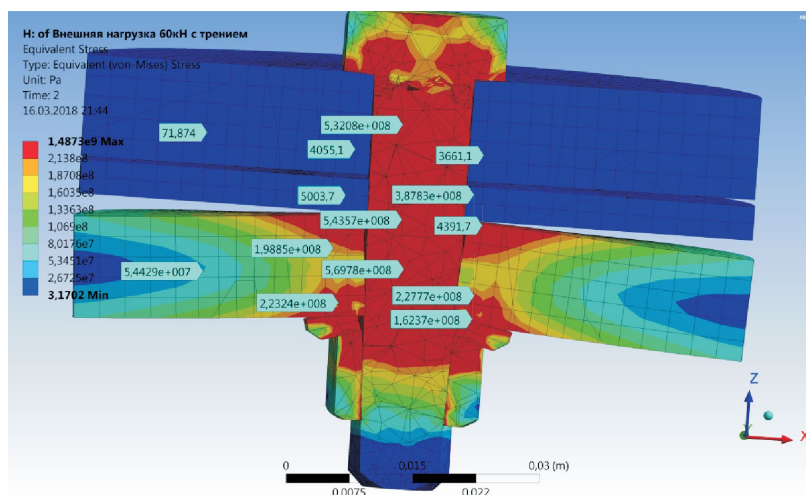


Рисунок 5. – Напряженно-деформированное состояние болта, гайки и соединяемых фланцев [8]

Таблица 2. – Фрагмент расчета осевых сил в теле болта (первая итерация с болтом № 37)

Болтовое соединение	Осевая сила, Н	Изгибающий момент, Н·мм
Beam Probe 37	84998	2,6481e-010
Beam Probe 44	84707	-2,3971e-010
Beam Probe 46	77982	-3,9784e-012
Beam Probe 35	77395	2,8163e-012
Beam Probe 38	67879	3,5958e-010
Beam Probe 43	67461	1,2241e-010
Beam Probe 42	62545	4,2801e-011
Beam Probe 40	62054	4,7692e-011
Beam Probe 39	62036	8,3113e-012
Beam Probe 41	61759	-1,1414e-011
Beam Probe 34	53631	8,2607e-012
Beam Probe 47	53480	-8,433e-012
Beam Probe 48	41246	-1,1318e-010
Beam Probe 33	41182	1,0832e-010
Beam Probe 32	35024	-1,8548e-011
Beam Probe 49	34663	1,6844e-011
Beam Probe 50	29641	-4,0003e-010
Beam Probe 31	29464	3,8453e-010
Beam Probe 51	23598	5,6559e-011
Beam Probe 30	23538	-5,6105e-011
Beam Probe 29	17104	-3,9207e-010
Beam Probe 52	17072	5,0822e-010
Beam Probe 28	10728	-7,2933e-011
Beam Probe 53	10723	1,0612e-010
Beam Probe	-3201,3	1,099e-010
Beam Probe 26	-3218,5	3,6076e-010
Beam Probe 25	-11303	1,1063e-010
Beam Probe 2	-11401	-8,5648e-011

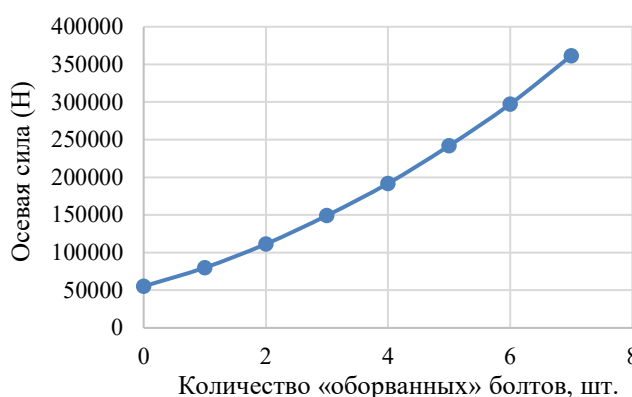


Рисунок 6 – Зависимость осевой силы от количества болтов

тивные факторы, которые почти не поддаются учету при проектировании крепежных узлов. Конечно, действие таких факторов вбирает коэффициент запаса прочности, присутствующий в любом прочностном расчете, однако даже при этом синергетический эффект может привести к потере работоспособности соединения.

На рисунке 7 приведены факторы, влияющие на работоспособность резьбового соединения в ОПУ. При проектных расчетах принимаются определенные значения механических характеристик металла, которые в реальности могут не совпадать с детерминированными значениями, приведенными в стандарте, и находятся в определенном интервале. В самих крепежных изделиях могут присутствовать дефекты структуры, появившиеся в результате термической или механической обработки. Неточное изготовление и сборка металлоконструкции крана, имеющиеся в них дефекты металла также приводят к дополнительным неучтенным нагрузкам на резьбовые соединения ОПУ. Влияние климатических условий может отрицательно отражаться на несущей способности болтовых соединений. В качестве примера можно привести падение рекламных щитов во время урагана 2024 г.³, когда порывы

² Надежность в технике. Надежность объекта. Термины и определения: ГОСТ Р 27.102-2021. – Взамен ГОСТ 27.002-2015; введ. 01.01.2022. – М.: Российский институт стандартизации, 2021. – IV, 36 с.

³ Последствия непогоды 13 июля 2024 года // Министерство по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь: офиц. сайт. – 2024. – 13 июля. – URL: <https://mchs.gov.by/glavnoe/456244/> (дата обращения 30.12.2024).

ветра достигали 20–22 м/с, что нехарактерно для нашей республики и не было учтено при расчете этих конструкций.



Рисунок 7. – Факторы, влияющие на работоспособность болтовых соединений ОПУ

Одной из главных причин аварий и инцидентов, связанных с разрушением болтовых соединений в кранах, является несвоевременное техническое обслуживание. Подтяжка болта до тарированного момента затяжки может восстановить и продлить его работоспособность (даже на 2-м и 3-м этапах жизненного цикла), а сам процесс использования (установки и завинчивания) динамометрического ключа способствует выявлению оборванных и поврежденных деталей.

В ГОСТ 32579.1-2013⁴ предложен расчет металлоконструкции крана и его деталей по комбинированным нагрузкам и приведены эксплуатационные ситуации, когда такое сочетание нагрузок возникает. Это также является реализацией системного подхода в учете многих изменяемых (как случайных, так и регулярных) параметров, от которых зависит работоспособность подъемного крана. Однако учесть влияние такого сочетанного действия нагрузок на конкретное резьбовое соединение достаточно сложно. Кроме того, частой причиной выхода из строя крепежных деталей является субъективный фактор – несвоевременное освидетельствование и техническое обслуживание узла.

Один из значимых факторов – это коррозия. Следует отметить, что расследование аварии крана, упомянутой в начале статьи, выявило следы коррозии в 30 болтах опорно-поворотного устройства. Влияние коррозии проявляется в уменьшении внутреннего диаметра резьбы, от размера которого напрямую зависят прочностные характеристики соединения, снижении коэффициента трения из-за образования рыхлой корки на контактирующих поверхностях, что способствует снижению силы затяжки (формула расчета по трению); повышению податливости витков резьбы, что также ведет к ослаблению момента затяжки, который является тарированным.

Климатические условия Республики Беларусь являются неблагоприятными для металлических конструкций, работающих на открытом воздухе, в том числе для башенных кранов. По данным Гидрометеоцентра, на территории республики осадки в виде снега и дождя

⁴ Краны грузоподъемные. Принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Часть 1. Общие положения: ГОСТ 32579.1-2013. – Введ. 01.06.2015 – М.: Стандартинформ, 2015. – 34 с.

наблюдаются в течение почти половины дней в году (145–195 дней в зависимости от региона) и, конечно, оставляют за собой повышенную влажность. Вода, попадающая в резьбовое соединение, смывает защитную смазку, а постоянная высокая влажность способствует поверхностной коррозии металла. Провоцирующим фактором может быть загрязнение воздуха углекислым газом, связанное с выбросами работающей на стройплощадке техники.

Пунктом 27 Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов (утв. постановлением МЧС от 24 мая 2021 г. № 40) установлено, что при проектировании грузоподъемных кранов, работающих на открытом воздухе, должны быть предусмотрены конструктивные решения против скопления влаги в замкнутых полостях. Металлоконструкции и металлические детали грузоподъемных кранов должны быть защищены от коррозии.

Для изучения процессов коррозии, происходящих на металлических материалах в различных коррозионных средах, проведены экспериментальные исследования в Университете гражданской защиты [9]. Исследования коррозионного воздействия проводились гравиметрическим методом. Для проведения исследований были использованы образцы из нержавеющей стали и углеродистой стали. Каждый образец погружался в накрытую крышкой прозрачную емкость на определенный временной период, что представляло собой моделирование воздействия жидкой коррозионной среды. Испытания проводили при температуре 20 ± 2 °С в течение двух месяцев. Изменение толщины плоского образца ΔL по потере массы с учетом геометрии образца определялось по формуле:

$$\Delta L = \Delta m / \rho,$$

где Δm – потеря массы на единицу площади, г/см²;
 ρ – плотность металла, г/см³.

Состояние образцов, подверженных коррозии, лучше всего оценивать по глубинному показателю коррозии K_{Π} (мм/год):

$$K_{\Pi} = \alpha \Delta L / \tau,$$

где $\alpha = 365 \cdot 24 \cdot 60$ – коэффициент пересчета времени, мин/год;

τ – продолжительность экспериментальных исследований, мин.

Например, для углеродистой стали во влажной среде этот показатель составляет 0,07 мм/год, для легированной – 0,00077 мм/год. При пересчете на внутренний диаметр резьбы болта: для болта из углеродистой стали – 0,14 мм/год; для болта, изготовленного из легированной стали, – 0,00154 мм/год. На рисунке 8 приведены зависимости напряжений в теле болта при уменьшении диаметра от коррозионных процессов по годам при усредненных нагрузках 130 и 80 кН. Из графика видно, что на пятом году при нагрузке 130 кН, что соответствует интенсивной эксплуатации крана с нагрузками, близкими к максимальным, напряжения превышают предел текучести. А коэффициент запаса прочности начинает снижаться уже после года эксплуатации (без учета профилактических мер защиты от коррозии).

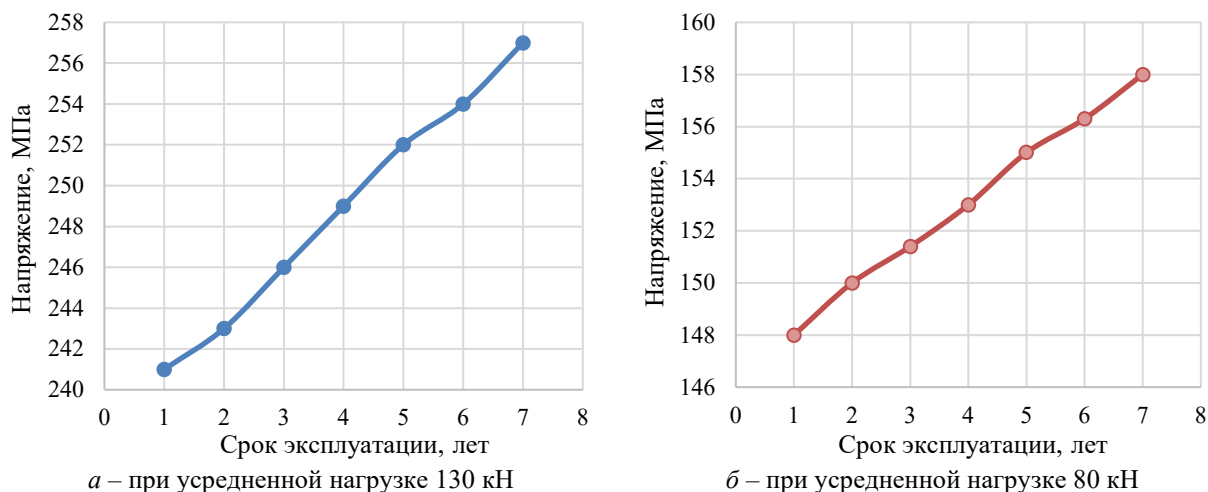


Рисунок 8. – Зависимость нормальных напряжений в теле болта (Ст. 3) от срока эксплуатации

Для легированной стали 40Х, из которой изготавливают высокопрочные болты для кранов, во влажной среде такие критические значения напряжений, связанные с уменьшением внутреннего диаметра резьбы от коррозии, не возникают (рис. 9). Но часто влажная среда, в которой работают болтовые соединения, имеет кислотные или щелочные добавки, например от выбросов техники и механизмов, работающих на стройке, от промышленных предприятий, окружающих стройку. Так, по данным работы [10], показатель глубинной коррозии для легированной стали в кислых средах увеличивается в полтора раза по сравнению с воздействием нейтральной водопроводной или атмосферной воды.

Однако для нержавеющей сталей опасной является местная электрохимическая коррозия, называемая «щелевой». Этот вид коррозии происходит в трещинах и зазорах, т.е. во фланцевых, резьбовых соединениях, в местах прилегания металла к прокладочным материалам. Щелевая коррозия протекает в зазорах, где скапливается и задерживается влага, т.е. на открытом воздухе при контакте с атмосферой и высокой влажности. Среди особенностей щелевой коррозии то, что она развивается даже в отсутствие основного окислителя, провоцирующего процесс, – кислорода или в условиях его малого количества, когда его поступление в узкую щель затруднено.

Самыми чувствительными к щелевой коррозии считают хромистые и хромоникелевые сплавы. Металл болтовых соединений ОПУ как раз входит в эту группу – высокопрочные болты изготавливают из стали 40Х, которая содержит около 1,1 % хрома в качестве легирующей добавки и до 0,5 % никеля в качестве примеси. Особенно стремительно щелевая коррозия развивается при застое влаги и повышении температуры [11].

Для того чтобы избежать щелевой коррозии, рекомендуют не применять конструкции деталей и узлов, где есть значительные зазоры, применять сварные соединения. Однако для ОПУ применение сварных швов невозможно, во-первых, из-за их высокой жесткости, во-вторых – из-за необходимости разборки крана при переводе его на другую строительную площадку. Остаются методы защиты щелей и зазоров в стыках, т.е. использование смазок, прокладок, уплотнителей из полимеров, фторопластов и т.д. с учетом их механической и химической стойкости. Для контроля над коррозионными процессами могут применяться ингибиторные материалы, которые не только предупреждают появление коррозии, но и уменьшают или блокируют развитие уже появившейся.

Для контроля текущего состояния болтов в ОПУ при эксплуатации можно предложить измерение остаточных напряжений в теле болта с помощью роботизированного рентгеновского дифрактометра неразрушающего контроля StressX, используемого в Институте прикладной физики НАНБ для выявления остаточных напряжений в ответственных деталях после литья, механообработки, термообработки и т.д. При этом напряжение от установленного момента затяжки болта может быть рассчитано теоретически или определено экспериментально. Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента позволит определить диапазон напряжений в материале, обеспечивающий работоспособность крепежного соединения. С одной стороны, достаточно ли затянут болт, чтобы противостоять поперечным силам и изгибающим моментам; с другой – не подходят ли значения действующих напряжений близко к допустимым, а следовательно, к утрате работоспособности соединения.

Заключение

Подъемные краны традиционно являются важнейшей частью строительной техники. Несмотря на постоянное совершенствование их конструкций, внедрение более прочных и износостойких материалов, а также развитие методов диагностики состояния элементов и соединений, ключевые проблемы эксплуатации по-прежнему связаны с человеческим фактором. Наиболее частой причиной аварий и инцидентов остается несоблюдение сроков и ре-

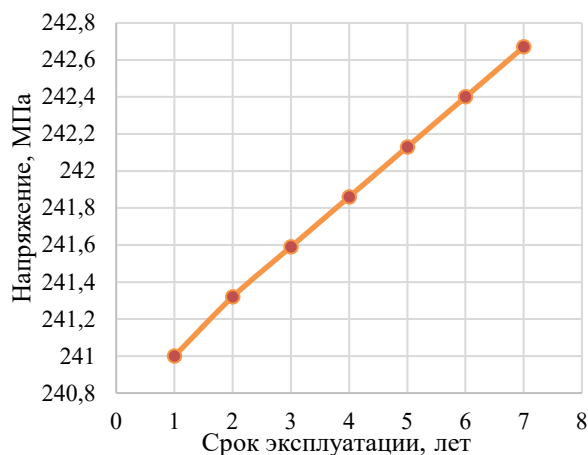


Рисунок 9. – Зависимость нормальных напряжений в теле болта (Ст. 40Х) при усредненной нагрузке 130 кН

гламентов технического обслуживания. Особое внимание следует уделить болтовым соединениям, особенно в узлах ОПУ. Помимо визуального контроля целостности болтов, наличия стопорящих элементов и признаков коррозии, критически важным показателем их работоспособности является соответствие момента затяжки значениям, установленным заводом-изготовителем. Этот параметр контролируется с помощью динамометрического ключа, который не всегда доступен и может быть неправильно откалиброван. В фрикционных соединениях прочность обеспечивается силой трения между сопрягаемыми поверхностями, возникающей при затягивании резьбы. При эксплуатации крана болты подвергаются воздействию крутящего момента в горизонтальной плоскости (при повороте ОПУ) и переменным изгибающим нагрузкам в вертикальной плоскости (при подъеме и опускании груза), что приводит к деформации опорных поверхностей и отверстий во фланцах. Поэтому точность затяжки болтов в соответствии с расчетными значениями имеет решающее значение. Обрыв одного или нескольких болтов ОПУ представляет собой аварийную ситуацию. Моделирование в программной среде ANSYS показало, что при выходе из строя части болтов нагрузка перераспределяется на соседние соединения, вызывая в них напряжения, превышающие расчетные. Это ускоряет переход соединения к стадии отказа. Одним из эффективных профилактических мероприятий может служить принудительная замена всех болтов на новые с соблюдением тарированного момента затяжки. Даже при наличии повреждений посадочных отверстий и деформации краев фланцев это позволяет условно «перезапустить» жизненный цикл соединения и существенно снизить риск разрушения. Несмотря на немалую стоимость такой процедуры, она обеспечивает высокий уровень надежности.

На сегодня невозможно предложить принципиально новые решения для снижения аварийности подъемных кранов. В связи с этим особое внимание следует уделить соблюдению рекомендаций Госпромнадзора, направленных на обеспечение промышленной безопасности грузоподъемной техники. Ключевыми мерами остаются соблюдение периодичности и объема технического обслуживания, своевременная замена высокопрочного крепежа согласно эксплуатационной документации производителей, фиксация выполненных работ в отчетной документации, а также наличие специализированного инструмента для контроля момента затяжки болтовых соединений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сенкевич, Е.И. Рекомендации по выявлению дефектов, возникающих при эксплуатации грузоподъемных кранов. Причины дефектов, порядок их устранения / Е.И. Сенкевич // Промышленная безопасность. – 2024. – № 8 (313). – С. 23–28.
2. Ситько, А.Н. О безопасной эксплуатации кранового оборудования на стройплощадках / А.Н. Ситько // Охрана труда в Беларуси: [сайт]. – 2016. – 11 янв. – URL: <https://otb.by/3928-o-bezopasnoi-ekspluatatsii-kranovogo-oborudovaniia-na-stroiploshchadkakh> (дата обращения 30.12.2024).
3. Анцев, В.Ю. Классификация дефектов и отказов грузоподъемных машин / В.Ю. Анцев, П.В. Витчук, К.Ю. Крылов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2015. – № 10. – С. 121–128. – EDN: VKIBSB.
4. Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Часть 3. Башенные, стреловые несамостоятельные и мачтовые краны, краны-лесопогрузчики: РД10-112-3-97. – В дополнение к РД 10-112-96 ч. 1; введ. 01.01.1998. – М.: ЗАО НТЦ ПБ, 2009. – 44 с. – URL: <https://meganorm.ru/Data2/1/4294848/4294848598.htm> (дата обращения 30.12.2024).
5. Смиловенко, О.О. Техническая механика: учебник / О.О. Смиловенко, Т.М. Мартыненко, С.А. Лосик. – Мн.: РИВШ, 2021. – 520 с. – ISBN: 9789855865132.
6. Чигарев, А.В. Применение конечно-элементного пакета ANSYS для расчета болтовых соединений / А.В. Чигарев, М.В. Ручан, Т.В. Шукевич // Машиностроение: республиканский межведомственный сборник научных трудов: по материалам Международной научно-технической конференции «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии в машиностроении», 6–10 апр. 2009 г. / Белорусский национальный технический университет; под ред. Б.М. Хрусталева. – Мн., 2010. – Вып. 25. – С. 231–236.
7. 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.
8. Каратушин, С.И. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений в среде ANSYS / С.И. Каратушин, Д.А. Храмова, П.Н. Бокучава // Известия высших учебных

- заведений. Машиностроение. – 2018. – № 8 (701). – С. 11–18. – DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-11-18. – EDN: LZAUXZ.
9. Казутин, Е.Г. Экспериментальная оценка повреждаемости элементов резервуаров пожарных автоцистерн в жидких коррозионных средах / Е.Г. Казутин, О.В. Рева, В.Б. Альгин // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 250–257. – EDN: YRHOQB.
 10. Звягинцева, А.В. Воздействие состава природной воды на коррозионную стойкость стали 40Х магистральных трубопроводов / А.В. Звягинцева, А.С. Тенькаева, Н.В. Мозговой // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. – Т. 17, № 5. – С. 276–282. – EDN: VBYNMN.
 11. Щелевая коррозия металла // Точинвест Цинк: [сайт]. – 2020. – 6 сент. – URL: <https://t-zinc.ru/o-kompanii/stati/shhelevaya-korroziya-metalla.html> (дата обращения 30.12.2024).

**Работоспособность болтовых соединений в крепежных узлах
опорно-поворотного устройства подъемных кранов**
Bolting operability in fasteners of tilting support device cranes

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

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

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
SPIN-код: 3355-0668

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
ORCID: 0009-0002-2501-9026

Полуян Александр Иванович

Государственное научное учреждение
«Объединенный институт машиностроения
Национальной академии наук Беларуси»,
лаборатория сверхпрочных материалов,
научный сотрудник
Адрес: ул. Академическая, 12,
220072, г. Минск, Беларусь
Email: APoluyn.1954@tut.by
SPIN-код: 1244-9283

Aleksandr I. Poluyan

Joint Institute of Mechanical Engineering
of the National Academy of Sciences of Belarus,
Laboratory of Superstrong Materials,
Researcher
Address: Akademicheskaya str., 12,
220072, Minsk, Belarus
Email: APoluyn.1954@tut.by
ORCID: 0009-0005-9276-8870

Казутин Евгений Геннадьевич

кандидат технических наук

Государственное учреждение образования
«Университет гражданской защиты
Министерства по чрезвычайным ситуациям
Республики Беларусь», кафедра пожарной
аварийно-спасательной техники, профессор

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

Email: EKazutin@tut.by

SPIN-код: 8141-8851

Evgeniy G. Kazutin

PhD in Technical Sciences

State Educational Establishment «University
of Civil Protection of the Ministry for Emergency
Situations of the Republic of Belarus»,
Chair of Fire Rescue Equipment,
Professor

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

Email: EKazutin@tut.by

ORCID: 0009-0008-1498-6284

BOLTING OPERABILITY IN FASTENERS OF TILTING SUPPORT DEVICE CRANES

Smilovenko O.O., Martynenko T.M., Losik S.A., Poluyan A.I., Kazutin E.G.

Purpose. Improving the operability of bolted connections of support and turning devices of cranes by early detection of defects based on a system analysis of factors (causes) affecting the failure of fasteners.

Methods. Analysis of the results of theoretical and experimental studies of the reliability of fasteners of flange connections, taking into account dynamic loads; modeling of the process of loss of functional capability of a bolted connection taking into account load redistribution.

Findings. The main reasons for the failure of bolt assemblies of lifting cranes in the form of non-cyclic dynamics of functional loads, combined impact of various types of loading, which is not taken into account in the design calculation of the thread diameter, as well as the direct influence of subjective factors, have been identified. The recommendations are formulated on the control of bolt connections (in accordance with the Rules for ensuring the industrial safety of lifting cranes), which substantiate and specify the operations for checking: tightening torque, the presence of defects (cracks) in the bolt body, surface areas affected by corrosion.

Application field of research. Installation and operation of lifting cranes equipped with a flange-type rotary support device with bolting.

Keywords: crane, rotary support device, bolting, loss of operability, ANSYS simulation, tightening torque, corrosion.

(The date of submitting: July 31, 2025)

REFERENCES

1. Senkevich E.I. Rekomendatsii po vyyavleniyu defektov, voznikayushchikh pri ekspluatatsii gruzopod"emnykh kranov. Prichiny defektov, poryadok ikh ustraneniya [Recommendations for identifying defects arising during the operation of lifting cranes. Causes of defects, procedure for their elimination]. *Promyshlennaya bezopasnost'*. 2024. No. 8 (313). Pp. 23–28. (rus)
2. Sit'ko A.N. O bezopasnoy ekspluatatsii kranovogo oborudovaniya na stroyploshchadkakh [On the safe operation of crane equipment at construction sites]. *Okhrana truda v Belarusi* [Labor safety and health in Belarus]: website. January 11, 2016. (rus). URL: <https://otb.by/3928-o-bezopasnoi-ekspluatatsii-kranovogo-oborudovaniia-na-stroyploshchadkakh> (accessed: December 30, 2024).
3. Antsev V. Yu., Vitchuk P. V., Krylov K. Yu. Klassifikatsiya defektov i otkazov gruzopod"emnykh mashin [Classification of defects and failures of load-lifting machines]. *Izvestiya Tula State University. Technical sciences*, 2015. No 10. Pp. 121–128. EDN: VKIBSB.
4. Metodicheskie ukazaniya po obsledovaniyu gruzopod"emnykh mashin s istekshim srokom sluzhby. Chast' 3. Bashennye, strelovye nesamokhodnye i machtovye krany, krany-lesopogruzchiki [Guidelines for the inspection of lifting equipment with expired service life. Part 3. Tower cranes, boom cranes, non-self-propelled cranes, mast cranes, and timber cranes]: RD10-112-3-97. In addition to RD 10-112-96 Part 1; introduced January 1, 1998. Moscow, 2009. 44 p. URL: <https://meganorm.ru/Data2/1/4294848/4294848598.htm> (accessed: December 30, 2024).
5. Smilovenko O.O., Martynenko T.M., Losik S.A. *Tekhnicheskaya mekhanika* [Technical mechanics]: textbook. Minsk: National Institute for Higher Education, 2021. 520 p. (rus)
6. Chigarev A.V., Ruchan M.V., Shukevich T.V. Primenenie konechno-elementnogo paketa ANSYS dlya rascheta boltovykh soedineniy [Application of the ANSYS finite-element package for calculating bolt connections]. *Mashinostroenie: republican interdepartmental collection of scientific papers: based on the materials of the Intern. scientific and technical conf. «Materialy, oborudovanie i resursosberegayushchie tekhnologii v mashinostroenii» Minsk, April 6–10, 2009.* Belarusian National Technical University. Ed. by: B.M. Khrustalev. Minsk, 2010. Pp. 231–236. (rus)
7. 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. (rus). DOI: 10.54422/1994-439X.2023.2-54.24-31. EDN: LYBKPZ.
8. Karatushin S.I., Khranova D.A., Bokuchava P.N. Modelirovanie napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya boltovykh soedineniy v srede ANSYS [Simulation of the stress-strain state of bolted connections in ANSYS] *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2018. No. 8(701). Pp. 11–18. (rus). DOI: 10.18698/0536-1044-2018-8-11-18. EDN: LZAUXX.

9. Kazutin E.G., Reva O.V., Algin V.B. Eksperimental'naya otsenka povrezhdaemosti elementov rezervuarov pozharnykh avtotsistern v zhidkikh korrozionnykh sredakh [Experimental assessment of damage to elements of the tanks of fire tankers in liquid corrosive environments]. *Topical Issues of Mechanical Engineering*, 2016. Vol. 5. Pp. 250–257. (rus). EDN: YRHOQB.
10. Zvyagintseva A.V., Ten'kaeva A.S., Mozgovoy N.V. Vozdeystvie sostava prirodnoy vody na korrozionnyuyu stoykost' stali 40Kh magistral'nykh truboprovodov [Impact of natural water composition on corrosion resistance 40X steel of the main]. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2015. Vol. 17, No. 5. Pp. 276–282. (rus). EDN: VBYNMN.
11. Shchelevaya korroziya metalla [Crevice corrosion of metal]. *Tochinvest Zink*: website. September 6, 2020. URL: <https://t-zinc.ru/o-kompanii/stati/shchelevaya-korroziya-metalla.html> (accessed: December 30, 2024).

Copyright © 2026 Smilovenko O.O., Martynenko T.M.,
Losik S.A., Poluyan A.I., Kazutin E.G.

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