

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:
Мольцен С.Н., Кравченко А.В., Симонов Ю.Н. Влияние коррозионных повреждений на работоспособность штоков тонкостенных штанговых насосов. Моделирование и расчет // Вестник ПНИПУ. Машиностроение. Материаловедение. – 2022. – Т. 24, № 1. – С. 5–14. DOI: 10.15593/2224-9877/2022.1.01

Please cite this article in English as:
Moltsen S.N., Kravchenko A.V., Simonov Y.N. Corrosion damage influence on reliability and durability of cyclically loaded valve rods of thin wall subsurface pumps. Modeling and calculation. *Bulletin of PNRPU. Mechanical engineering, materials science*. 2022, vol. 24, no. 1, pp. 5-14. DOI: 10.15593/2224-9877/2022.1.01

ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение
Т. 24, № 1, 2022
Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

Научная статья

DOI: 10.15593/2224-9877/2022.1.01
УДК 539.3

С.Н. Мольцен¹, А.В. Кравченко¹, Ю.Н. Симонов²

¹АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», Пермь, Россия

²Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

**ВЛИЯНИЕ КОРРОЗИОННЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ
НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ШТОКОВ ТОНКОСТЕННЫХ
ШТАНГОВЫХ НАСОСОВ. МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ**

Рассмотрены вопросы работоспособности впервые внедряемых в РФ тонкостенных штанговых скважинных насосов API. Проанализированы реальные случаи коррозионной усталости штоков насосных при работе в условиях циклического нагружения в агрессивных средах, приводящей к преждевременному разрушению. Высокий комплекс механических свойств, как и удовлетворительное металлургическое качество, не способны предотвратить усталостное разрушение, а лишь отложить его во времени.

Усталость и ее частный, еще более опасный вид, коррозионная усталость, весьма избирательно разрушают детали в наиболее опасных местах, являющих концентраторы напряжений, в том числе конструкционные. Даже в простых деталях напряжения в таких концентраторах, как резьба, превышают более чем пятикратный уровень номинальных напряжений, имеющих место в отдалении от опасных зон концентраций напряжений. Величина концентрации напряжений может быть рассчитана как классическим аналитическим методом по модифицированным формулам Инглиса, так и современными способами компьютеризированного расчета методом конечных элементов. Как ясно из графического вида распределения напряжений, максимально нагруженные микрообъемы материала составляют мизерную долю от всего объема детали.

Коррозионная усталость со свойственными ей коррозионными проявлениями не имеет безопасного предела выносливости за счет развития коррозионных повреждений в виде развивающихся и множущихся кратеров (питтинговая коррозия). Даже незначительные коррозионные повреждения в концентраторах напряжения существенно повышают и без того высокие напряжения. В рассмотренном примере напряжения после коррозии возросли на 29 % за счет образования коррозионного полусферического кратера на впадине резьбы. В реальности коррозионные повреждения не имеют правильной формы и по всей видимости повышают напряжения еще больше.

Приведены рекомендации по предупреждению коррозионной усталости в виде мероприятий различного уровня сложности: от практически не нуждающихся в дополнительных затратах до требующих систематического организационного освоения и последующего поддержания.

Ключевые слова: усталостное разрушение, коррозионная усталость, питтинговая коррозия, разрушение резьбы, долговечность, штанговый тонкостенный насос, трещиностойкость, метод конечных элементов, улучшение качества, API.

S.N. Moltzen¹, A.V. Kravchenko¹, Y.N. Simonov¹

¹Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

²JSC «ELKAM-neftemash», Perm, Russian Federation

CORROSION DAMAGE INFLUENCE ON RELIABILITY AND DURABILITY OF CYCLICALLY LOADED VALVE RODS OF THIN WALL SUBSURFACE PUMPS. MODELING AND CALCULATION

The issues of reliability and durability of the API thin-walled sucker rod pumps new for Russian Federation are considered. Here were reviewed real failures caused by corrosion fatigue of pump valve rod operating under cyclic loading in aggressive environment. A high set of mechanical properties as a satisfactory metallurgical quality cannot prevent fatigue failure, but only postpone it in time.

Fatigue and its particular, even more dangerous form, corrosion fatigue, destroy structures in the most dangerous constructional places. Even in simple parts, the stresses in concentrators such as threads exceed more than five times the nominal stress level, which is away from the concentrator. The stress value is calculated both by the classical analytical method according to modified Inglis formula, and by modern methods of finite element analysis. At paper is presented a graphical diagram of the stress distribution. The maximum loaded microvolumes of the material are a tiny fraction of the total volume of parts.

Corrosion fatigue, based on its corrosion nature, does not have an "dry" endurance limit due to growing corrosion damage in the form of pitting corrosion. Even small pits significantly increase the stress level at stress concentrators. The maximum stress of investigated pumps valve rods after corrosion increase for 29 % due to the formation of a simplified hemispherical pit at the root of thread. In reality, corrosion damage is irregular and appears to increase stress even more.

Recommendations for the prevention of corrosion fatigue are given in the form of a list. They are actions of various levels of complexity, from practically not requiring additional costs to those requiring organizational development and subsequent maintenance.

Keywords: Fatigue fracture, corrosion fatigue, pitting corrosion, thread fracture, durability, thin-walled sucker rod pump, crack resistance, finite element method, quality improvement, API.

Введение

Эксплуатационные коррозионные повреждения деталей, учитывая их существенное влияние на усталостную прочность, обуславливают проблемы надежности и долговечности типичных деталей нефтяного глубинно-насосного оборудования, в том числе детали «шток R11-25 API 11AX» [1] штангового скважинного насоса (рис. 1).

В связи с увеличенными циклическими нагрузками на шток передовых для РФ тонкостенных насосов API, серийно освоенных и выпускаемых в России только АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», коррозия усугубляет и без того тяжелые условия работы. Тонкостенные насосы отличаются повышенной (ориентировочно 125 %) эффективностью добычи нефти по сравнению с традиционными толстостенными насосами за счет большего объема рабочей камеры.

Представление о нелинейном распределении напряжений по объему и вблизи коррозионных повреждений деталей дает правильный ключ к поиску наиболее эффективных методов повышения долговечности изделий, содержащих циклически нагруженные резьбы. При этом общее или объемное легирование проката дорогостоящими металлами или снижение вредных примесей и различных неметаллических включений может оказаться наименее эффективным подходом. Нужно управлять микроструктурой – свойствами материала именно там, где их уровень недостаточен, ликвидируя уязвимость конструкции в целом [2].

Для деталей, имеющих существенные концентраторы напряжений и коррозионные повре-

ждения, запас прочности по объемам и сечениям принципиально неодинаков. Всегда являясь достаточным по телу деталей вдали от концентраторов напряжений, запас прочности в локальных зонах может достигать опасно низкого уровня, ограничивая надежность и долговечность изделия в целом. Вне концентраторов, напряжения безопасны, и вероятность отказа незначительна. Например, напряжения во впадинах присоединительной резьбы штока с сопрягаемыми деталями (клетка снизу и переходник штока сверху) превосходят номинальные в 5 раз и более [3], что установлено аналитическим расчетом [4] и подтверждается реальными случаями разрушений изделий при эксплуатации.

В представленных ранее исследованиях [2; 4] причин разрушения штока не принят во внимание количественный фактор роста напряжений в зонах коррозионного повреждения. Очевидно, коррозия приводит к неравномерности распределения напряжений по поверхности детали вследствие образования дополнительных концентраторов (уязвимых зон). При этом одной лишь качественной оценки последствий негативного воздействия агрессивной среды недостаточно для численного прогноза наработки деталей, а стало быть, и обоснования гарантии надежности и долговечности изделия в целом.

Целью настоящей работы является расчет, моделирование и оценка критичности коррозионных повреждений деталей и их влияние на коррозионную усталость [5], разрушающую, в частности, детали типа «шток насосный».

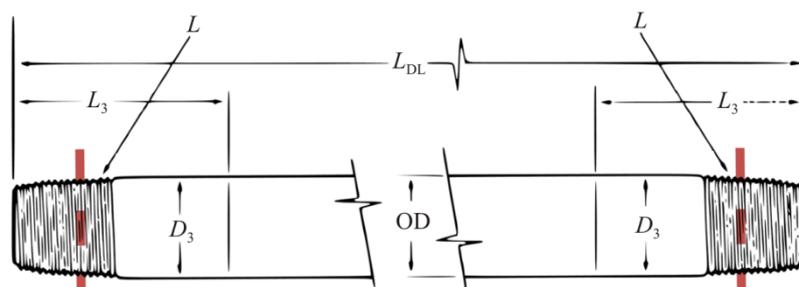


Рис. 1. Эскиз штока насоса R11-25. Штриховой линией показаны плоскости типичных разрушений резьбы API LP mod 1/2"-14 по механизму коррозионной усталости

Таблица 1

Результаты оценки химического состава материала штоков

Содержание элементов, масс. %								
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo (Ni)	V	Cu
Образец усл. № 1								
0,406	0,230	0,621	0,0064	0,0249	0,825	0,0292	0,0046	0,216
Образец усл. № 2								
0,161	0,290	0,873	0,0143	0,0087	1,87	0,220	0,0877	0,123
Образец усл. № 3								
0,397	0,268	0,616	<0,005	0,0119	0,994	0,0118	0,048	0,0553



Рис. 2. Общий вид поверхностей разрушения штоков насосных. Штриховыми линиями показаны зоны долома

Проявления коррозионной усталости на детали «шток насосный»

Проведен анализ разрушений трех исследованных фрагментов штоков насосных R11-25 (рис. 2), произошедших на стадии внедрения тонкостенных насосов ранее 2018 г. Исследования химического состава, микроструктуры и металлургического качества не выявили каких-либо отклонений. Материал деталей из низко- и среднелегированных сталей содержал минимальное количество вредных примесей (табл. 1), был металлургически чистым, имея балл загрязненности сульфидами строчечными – не выше «1» и номер зерна не менее «8» [6].

Таким образом, материалом штоков усл. № 1 и 3 является сталь 40X по ГОСТ 4543-71, а материалом штока усл. № 2 – сталь 15X2ГМФ.

Общий фрактографический анализ [7] показал, что поверхности разрушения представленных штоков однотипны: во всех трех случаях

разрушение началось во впадине четвертого или пятого (сверху) витка резьбы, то есть в зоне действия концентратора напряжений. Трещина зародилась на одном конце диаметра и росла к противоположной стороне [8].

Активное участие процессов коррозии в разрушении штоков подтверждается наличием на поверхности витков резьбы большого количества коррозионных каверн (рис. 3). Некоторые из них располагаются во впадине витка резьбы и вполне могли явиться дополнительными концентраторами напряжений [9].

Кроме того, коррозионные повреждения также присутствуют на поверхностях разрушения всех трех представленных штоков (см. рис. 3). Поверхности витков резьбы перед плоскостью разрушения покрыты сеткой коррозионных каверн.

Все эти признаки говорят о том, что основной причиной разрушения штоков является коррозионная усталость [10–12], развивающаяся по впадинам витков резьбы.

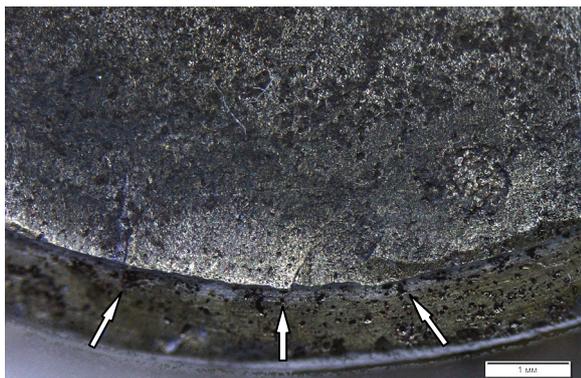


Рис. 3. Рельеф поверхности разрушения в образце усл. № 2. Стрелками показаны коррозионные кратеры. Картина является типичной для всех исследованных образцов



Рис. 4. Сопряжение штока с переходником штока (а); причины повышенных напряжений на резьбе штоков (б)

Расчет напряжений в резьбе

Как уже было отмечено выше, практически все известные случаи разрушений штоков происходят по резьбе. Деталь не отличается сложностью изготовления или замысловатой геометрией [13]. Уязвимый конструктивный элемент очевиден. Действительно, достаточно осмотреть эскиз штока, чтобы представить место разрушения (рис. 1, 4). С чем же связана указанная уязвимость?

Шток имеет вполне точный размер [1], представляя собой металлический пруток равного диаметра. На концах имеются явные отличия в виде резьбы (рис. 4). Ясно, что напряжения во впадинах резьбы штока существенно превышают напряжения по телу [14]. Посмотрим, каких именно относительных значений может достигать такая концентрация напряжений.

Аналитический расчет напряжений

В присутствии концентратора напряжений действующее напряжение повышается [15]. Это

повышение можно количественно оценить с помощью известной формулы Инглиса [10]. Современная формула представлена в [16]. Применяв рекомендуемые поправки [16] для наиболее близкой по форме метрической резьбы, получим следующую уточненную формулу расчета коэффициента концентрации напряжений во впадине витка резьбы:

$$K_k = 1 + 1,57 \sqrt{\frac{S}{\rho}}, \quad (1)$$

где S – шаг резьбы, ρ – радиус при вершине.

Оценим влияние величины коэффициента концентрации напряжений. Как известно, одним из самых мощных концентраторов напряжений является резьба. Во всех случаях очаг разрушения находился во впадине первого, самого нагруженного витка резьбы от основной плоскости. Подставив параметры резьбы штока насосного, получим коэффициент концентрации напряжения, равный 5,1:

$$\sigma_k = \sigma_n \cdot \left(1 + 1,57 \sqrt{\frac{1,814}{0,27}} \right) = 5,1 \sigma_n. \quad (2)$$

Иными словами, напряжение во впадине резьбы почти в 5 раз выше номинального напряжения по телу штока. При этом резьба выполнена с максимальным возможным радиусом кривизны, равным 0,27 мм.

В вершине впадины витка резьбы будет действовать большее напряжение [17]. Если уровень среднего действующего напряжения примерно равен 25 МПа на каждую тонну сил (9806,65 Н) растяжения по телу штока, то во впадине будет уже 162 МПа (табл. 2).

Таким образом, эффективной конструкционной возможностью следует считать изменение параметров резьбы штоков насосных. Однако в отношении рассматриваемых штоков эта возможность уже была исчерпана ранее.

Расчет напряжений в резьбе методом конечных элементов

В последние десятилетия широкое распространение получил метод конечных элементов (МКЭ) [18].

Для применения метода использована учебная лицензия и САПР линейного анализа Solid Works Simulation. 3D-модель взята из дизайн-пакета проекта и от нее отделена резьбовая часть с некоторой зоной, после которой можно считать напряжения уравновешенными по сечению (рис. 5). Для упрощения задачи приняты некоторые допущения (рис. 6).

Таблица 2

Расчет номинального напряжения по телу штока и по сечению основной плоскости резьбы

Нагрузка, тс	Нагрузка, Н	Диаметр по телу штанги мм	Диаметр по основной плоскости резьбы, мм	Номинальное напряжение по телу штока, МПа	Номинальное напряжение по основной плоскости резьбы, МПа	K_k	Напряжение в концентраторе, МПа
1	9806,65	22,2	19,772	25,34	31,94	5,1	161,92
3	29419,95	22,2	19,772	76,01	95,82	5,1	485,75

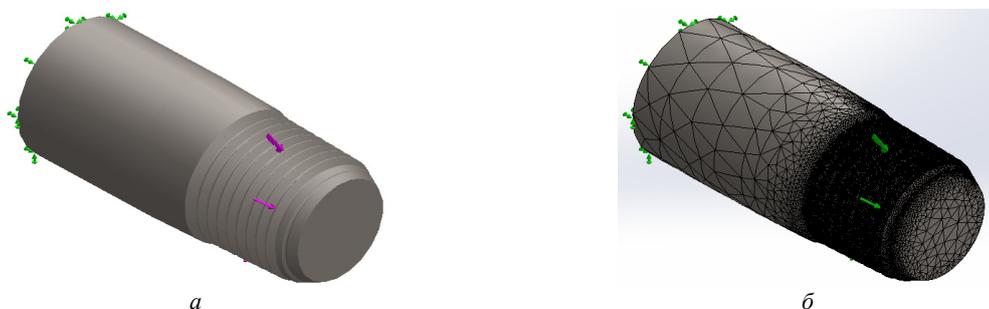


Рис. 5. 3D-модель исследуемого фрагмента штока с резьбой. Зафиксированная часть у торца слева и приложение растягивающей нагрузки справа (а). Сетка конечных элементов. Размер элементов зависит от кривизны поверхности (б)



Рис. 6. Допущения расчета МКЭ

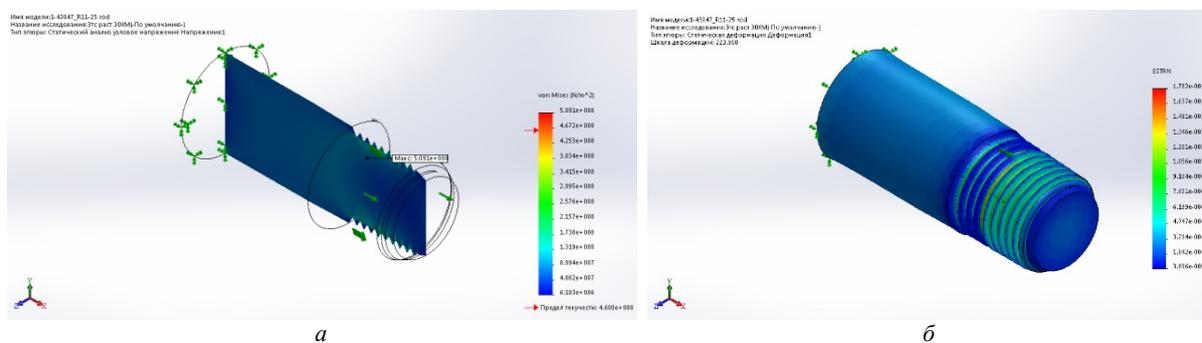


Рис. 7. Результаты расчета МКЭ резьбового конца штока: а – 3D-модель исследуемого фрагмента штока с резьбой, зафиксированная часть у торца слева и приложение растягивающей нагрузки справа; б – сетка конечных элементов, размер элементов зависит от кривизны поверхности

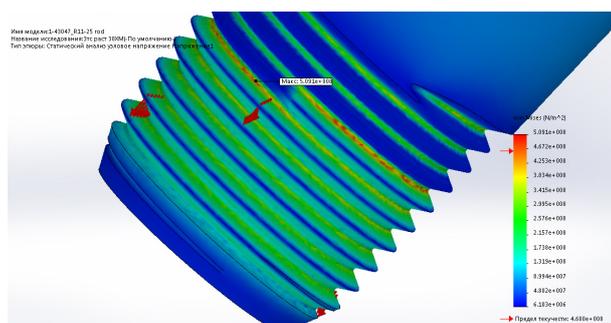


Рис. 8. Предельная концентрация напряжений расположена в основной плоскости конической резьбы API LP mod 1/2”-14

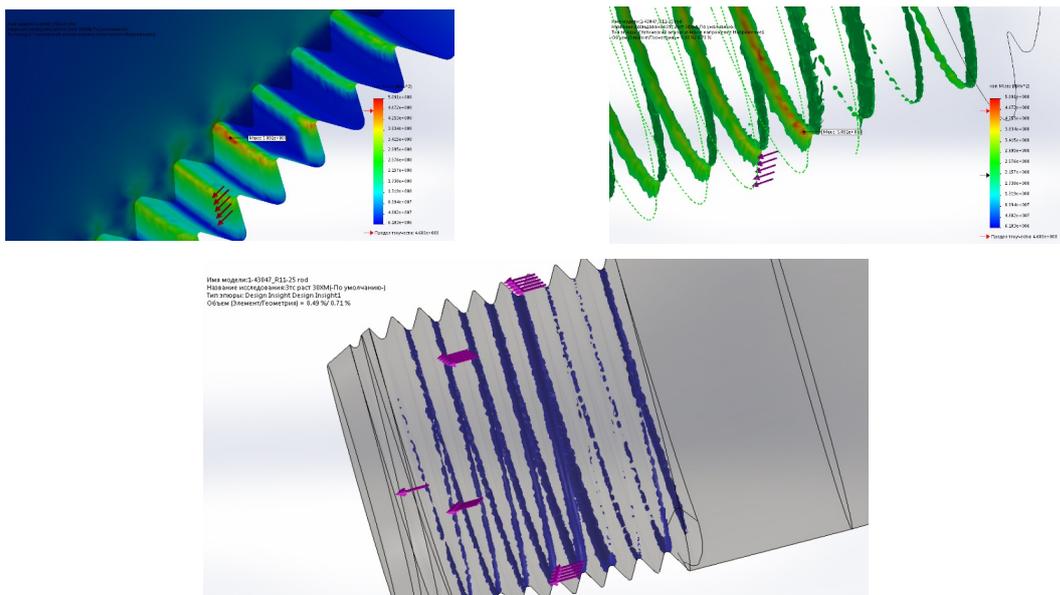


Рис. 9. Перегруженные зоны резьбового конца штока

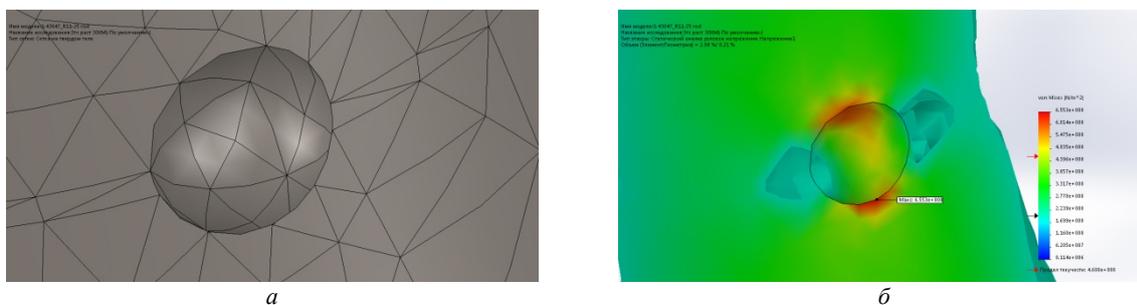


Рис. 10. Коррозионный кратер и сетка МКЭ на нём (а). Распределение напряжений (б)

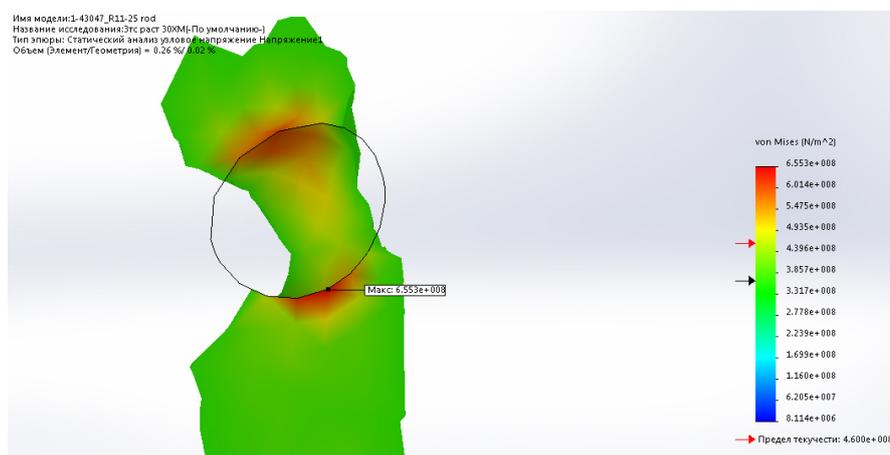


Рис. 11. Коррозионный кратер увеличивает напряжения на 29 %

В качестве входных данных заложены некоторые важные механические характеристики [19; 20]:

- предел текучести – 460 МПа;
- предел прочности при растяжении – 731 МПа;
- модуль упругости – 2,05E+11 Па;
- нагрузка – 3 тс.

Ниже приведены результаты расчета приведенных напряжений МКЭ резьбового конца штока.

Наибольшие приведенные напряжения приходятся на впадины витков, особенно на первый (в основной плоскости резьбы). Пиковое напряжение 509 МПа, что вполне близко к напряжению в 485 МПа (меньше на 4,7 %), рассчитанному по формуле Инглиса (см. табл. 2).

Следует отметить сходную с профилем витка, словно зеркальную, область повышенных напря-

жений под ним [21]. Эта область имеет высоту профиля резьбы, затем распределяется существенно равномернее (один тон – рис. 7).

Зона наибольших напряжений, начинаясь на впадине витка резьбы, уходит вглубь материала. Самый напряженный виток расположен в основной плоскости резьбы. Здесь приведенные напряжения достигают 500 МПа. Выше показаны микрообъемы резьбового конца штока, нагруженные выше опасного уровня [4] 210 МПа. В рассматриваемом штоке они занимают мизерную долю объема (рис. 8, 9).

Расчет МКЭ показывает приведенное напряжение в 655 МПа в области коррозионного кратера, вместо 509 МПа (129 %) при условии гладкой впадины витка.

Расчет напряжений в коррозионно-поврежденной резьбе методом конечных элементов

Показано, что типичным коррозионным повреждением является питтинг (рис. 3). Приближенно можно принять полусферическую форму коррозионного повреждения диаметром $\varnothing 0,1$ мм [22], несмотря на то что реальный рельеф коррозионного питтинга (каверн, кратеров) существенно отличается от идеализированного полусферического в худшую сторону [23]. Подобные повреждения чаще всего происходят анодным электрохимическим растворением точечных неметаллических включений [5; 24].

Следует заметить, наиболее опасным местом коррозионного повреждения является впадина витка резьбы. На разрушенных образцах присутствуют коррозионные повреждения в этих, и без того опасных местах детали (рис. 10). Таким образом, необходимо дополнить модель коррозионным кратером в наиболее напряженном объеме металла и повторить расчет прочности методом конечных элементов (рис. 11).

Усиление концентрации напряжения в поверхностном дефекте повышает напряжения выше предела выносливости и порой даже предела

текучести, давая старт микротрещинам. Деталь без коррозионных повреждений, не достигнув предела выносливости, не разрушится при циклической нагрузке, а с коррозионными повреждениями – разрушится [25]. Это хорошо иллюстрирует рис. 12, на котором показаны диаграммы А. Веллера для одного и того же материала, испытанного в нормальных условиях и в коррозионной среде.

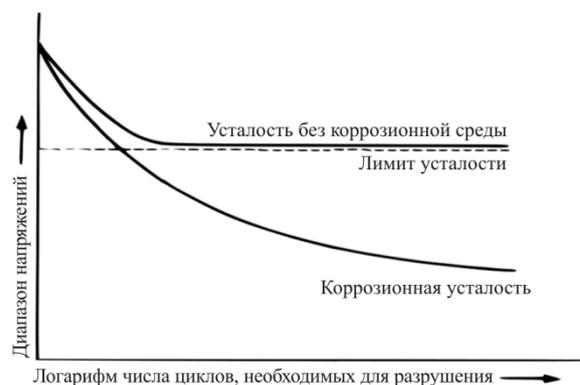


Рис. 12. Феномен коррозионной усталости [26]

Сопоставление расчетных напряжений в резьбе аналитическим методом и методом конечных элементов

Очевидно, что разница в напряжениях, рассчитанных по известным формулам и с применением современных компьютеризированных расчетов, незначительна (табл. 3). Таким образом, для простоты дальнейших выводов можно использовать аналитические данные. Ниже, с использованием метода наложения изображений, подтверждается справедливость расчетов для реального разрушения (рис. 13). Плоскость максимальных напряжений совпадает с плоскостью развития усталостной трещины.

Следует отметить превосходную сходимость результатов аналитического вычисления напряжений, расчетов современными методами конечно-элементного анализа а, главное, практики (см. табл. 3, рис. 13). Подобные результаты были получены в работе [27].

Таблица 3

Сопоставление расчетных напряжений

Вид расчета	Нагрузка, тс	K_k	Номинальное напряжение по основной плоскости резьбы, МПа	Напряжение в концентраторе, МПа
Аналитически по формуле Инглиса и Ирвина без коррозии	3	5,1	95,82	485,75
МКЭ без коррозии	3	5,3	95,82	509
МКЭ с коррозией	3	6,8	95,82	655
Относительное различие МКЭ от аналитич. для образца без коррозионных повреждений, %				+4,7
Эффект коррозионного повреждения, МКЭ %				+29



Рис. 13. Сопоставление реального разрушения и модели МКЭ

Выводы

Материалы вполне удовлетворительного металлургического качества подвержены коррозионной усталости при работе в условиях циклического нагружения в агрессивных средах, приводящей к их преждевременному разрушению. Высокий комплекс механических свойств не способен предотвратить усталостное разрушение, а лишь отложить его во времени.

1. Материалы, используемые для штоков насосных, вполне годные.

2. Механизм разрушения всех исследованных штоков – это коррозионная усталость, при этом зарождение коррозионно-усталостных трещин происходит во впадинах четвертого и пятого витков резьбы API LP mod $\frac{1}{2}$ ”-14.

3. Аналитические расчеты по известным формулам показали, что коэффициент концентрации напряжений достигает значения 5,1 во впадине витка.

4. Расчеты методом конечных элементов напряжений в резьбе API LP mod $\frac{1}{2}$ ”-14 показали, что коэффициент концентрации напряжений в резьбе равен 5,3 во впадине резьбы и 6,8 в коррозионном кратере.

5. Сопоставление результатов расчетов разными методами, как по модифицированной формуле Инглиса, так и методом конечных элементов, показало хорошую сходимость с различием +4,7 % соответственно. Результаты фрактографических исследований подтверждают достоверность проведенных расчетов и моделирования напряжений штока.

Список литературы

1. API 11AX^{13ed}. Спецификация ШГН, сборочных узлов, компонентов и фиттингов.
2. Гарантия качества через контроль критических девиаций микроструктуры / С.Н. Мольцен, А.В. Кравченко, Ю.Н. Симонов, Р.М. Полежаев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 1. – С. 36–45.

3. Shigley J.E., Mischke C.R. Mechanical Engineering Design. – 5th edn. – McGraw-Hill, New York, 1989. – 123 p.

4. Повышение долговечности резьбовых соединений штоков при циклической нагрузке / С.Н. Мольцен, А.В. Кравченко, Ю.Н. Симонов, Р.М. Полежаев // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 2. – С. 27–35.

5. Heidersbach, R. Metallurgy and corrosion control in oil and gas production. – Published by John Wiley & Sons, Inc., 2011. – 293 p.

6. Симонов Ю.Н. Физика прочности и механические испытания металлов. – Пермь: Издательство ПНИПУ, 2017.

7. Симонов Ю.Н., Георгиев М.Н., Симонов М.Ю. Основы физики и механики разрушения: учебное пособие для вузов. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2012.

8. Yokobori T. Fatigue Crack Propagation as Successive Stochastic Process // Report Research Inst. Strength Fract. Mater. Tohoku Univ. – 1971. – Vol. 6.

9. Штремель М.А. Прочность сплавов. Ч. 2: Деформация: учебник для вузов. – М.: Изд-во МИСиС, 1997. – 537 с.

10. Штремель М.А. Разрушение: в 2 кн. Кн. 1: Разрушение: моногр. – М.: Изд. Дом МИСиС, 2015. – 976 с.

11. Фрактография и атлас фрактограмм / пер. с англ. Е.А. Шура; под ред. М.Л. Бернштейна. – М.: Металлургия, 1982.

12. Дефекты и повреждения деталей и конструкций: монография / В.М. Кушнаренко, В.С. Репях, Е.Ю. Чирков, Е.В. Кушнаренко; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2011. – 402 с.

13. ГОСТ 31835–2012. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования. – М., 2012.

14. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The Stress Analysis of Cracks Handbook. – New York: ASME. 31. NACE, 2000.

15. Симонов Ю.Н., Георгиев М.Н. Трещиностойкость железоуглеродистых сплавов: монография. – Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2013.

16. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок ПНАЭ Г-7-002-86. – М.: Энергоатомиздат, 1989.

17. Fatigue Strength-Load Cycle Relationships for Ferrous Material GU^o LCAN TOKTAS, Department of Mechanical Engineering. – Balikesir University, Balikesir, Turkey. Springer.

18. Кунву Ли. Основы САПР (CAD, CAM, CAE). – СПб.: Питер, 2004. – 560 с.
19. Справочник металлста. Т. 1: Свойства и выбор железа и сталей / Американское общество металловедов. 9-е изд. – 1987. – С. 67.
20. Марочник сталей и сплавов / М.М. Колосков, Е.Т. Долбенко, Ю.В. Каширский [и др.]; под общей ред. А.С. Зубченко. – М.: Машиностроение, 2001. – 672 с.
21. Irwin G.R. Plastic Zone near a Crack and Fracture Toughness // Proc. 7th Sagamore Conf. – 1960. – P. IV–63.
22. Рауш, Дж., Дорман, С.Г. Фаваз, С. Методология испытаний для исследования воздействия окружающей среды на коррозионную усталость // КОРРОЗИЯ. – 2019. – Т. 75, вып. 5. – С. 525.
23. Materials Science and Engineering AN INTRODUCTION WILLIAM D. CALLISTER, JR. – Wiley, 2014. – 990 p.
24. Симонов Ю.Н., Симонов М.Ю. Физика прочности и механические испытания металлов: курс лекций. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2020. – 199 с.
25. Atlas of Fatigue Curves, Edited by Howard E. Boyer Senior Technical Editor American Society for Metals. – 1990. – 534 p.
26. Анализ и выбор методов испытания сталей на стойкость к сульфидному коррозионному растрескиванию под напряжением в H₂S-содержащих средах / А.В. Кравченко, С.Н. Мольцен, Ю.Н. Симонов, Р.М. Полежаев, Е.В. Погорелов // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 2. – С. 43–54.
27. Комарова Т.А., Кузьмин Ю.С., Федосов В.Г. К вопросу о концентрации напряжений в резьбовом соединении главного уплотнения реактора типа ВВЭР. – СПб., 2010.
28. ГОСТ 31825–2012. Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия. – М., 2012.
29. Feargal Peter Brennan, Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connections. – Department of Mechanical Engineering University College. – London, 1992. – 402 p.
30. Никифоров А.Д. Точность и технология изготовления метрических резьб. 1963-181. – М.: Высшая школа, 1963. – 181 с.
4. Povyshenie dolgovechnosti rez'bovykh soedinenii shtokov pri tsiklicheskoj nagruzke [Increasing the durability of threaded rod joints under cyclic loading]. S.N. Mol'tsen, A.V. Kravchenko, Iu.N. Simonov, R.M. Polezhaev. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mashinostroenie, materialovedenie*, 2021, vol. 23, no. 2, pp. 27–35.
5. Heidersbach, R. Metallurgy and corrosion control in oil and gas production. Published by John Wiley & Sons, Inc., 2011, 293 p.
6. Simonov Iu.N. Fizika prochnosti i mekhanicheskie ispytaniia metallov [Physics of Strength and Mechanical Testing of Metals]. Perm': Izdatel'stvo PNIPU, 2017.
7. Simonov Iu.N., Georgiev M.N., Simonov M.Iu. Osnovy fiziki i mekhaniki razrusheniia: uchebnoe posobie dlia vuzov [Fundamentals of Fracture Physics and Mechanics]. Perm': Izdatel'stvo PNIPU, 2012.
8. Yokobori T. Fatigue Crack Propagation as Successive Stochastic Process. *Report Research Inst. Strength Fract. Mater. Tohoku Univ.*, 1971, vol. 6.
9. Shtremel' M.A. Prochnost' spлавov. Ch. 2: Deformatsiia: uchebnik dlia vuzov [Strength of alloys. Part 2: Deformation]. Moscow: Izdatel'stvo MISiS, 1997, 537 p.
10. Shtremel' M.A. Razrushenie: v 2 kn. Kn. 1: Razruszenie: monogr. Moscow: Izdatelskii Dom MISiS, 2015, 976 p.
11. Fraktografiia i atlas fraktogramm [Fractography and atlas of fractograms]. Ed. M.L. Bernshteina. Moscow: Metallurgii, 1982.
12. Defekty i povrezhdeniia detalei i konstruktсии: monografiia [Defects and Damages of Parts and Structures: Monograph]. V.M. Kushnarenko, V.S. Repiakh, E.Iu. Chirkov, E.V. Kushnarenko. Orenburgskii gosudarstvennyi universitet, 2011, 402 p.
13. GOST 31835–2012. Nasosy skvazhinnye shtangovy. Obshchie tekhnicheskie trebovaniia [Well rod pumps. General technical requirements]. Moscow, 2012.
14. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The Stress Analysis of Cracks Handbook. New York: ASME. 31. NACE, 2000.
15. Simonov Iu.N., Georgiev M.N. Treshchinostoiost' zhelezouglerodistykh spлавov: monografiia [Crack resistance of iron-carbon alloys]. Perm': Izdatel'stvo PNIPU, 2013.
16. Normy rascheta na prochnost' oborudovaniia i truboprovodov atomnykh energeticheskikh ustanovok PNAE G-7-002-86 [Calculation standards for strength of equipment and pipelines of nuclear power plants]. Moscow: Energoatomizdat, 1989.
17. Fatigue Strength-Load Cycle Relationships for Ferrous Material GU[™] LKAN TOKTAS, Department of Mechanical Engineering. Balikesir University, Balikesir, Turkey. Springer.
18. Kunvu Li. Osnovy SAPR (CAD, CAM, CAE). Saint-Petersburg, 2004, 560 p.
19. Spravochnik metallista. Vol. 1: Svoistva i vybor zheleza i stalei [Properties and choice of iron and steels]. Amerikanskoe obshchestvo metallovedov. 9nd. 1987, p. 67.
20. Marochnik stalei i spлавov [Steel and Alloys Handbook]. M.M. Koloskov, E.T. Dolbenko, Iu.V. Kashirskii et al. Ed. A.S. Zubchenko. Moscow: Mashinostroenie, 2001, 672 p.
21. Irwin G.R. Plastic Zone near a Crack and Fracture Toughness. *Proc. 7th Sagamore Conf.*, 1960, pp. IV–63.

References

1. API 11AX13nd. Spetsifikatsiia ShGN, sborochnykh uzlov, komponentov i fittingov [Specification of the SHN, assemblies, components and fittings].
2. Garantiia kachestva cherez kontrol' kriticheskikh devitsii mikrostruktury [Quality assurance through control of critical microstructure deviations]. S.N. Mol'tsen, A.V. Kravchenko, Iu.N. Simonov, R.M. Polezhaev. *Vestnik Perm'skogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mashinostroenie, materialovedenie*, 2021, vol. 23, no. 1, pp. 36–45.
3. Shigley J.E., Mischke C.R. Mechanical Engineering Design. 5nd. McGraw-Hill, New York, 1989, 123 p.

22. Raush Dzh., Dorman S.G., Favaz S. Metodologiya ispytaniia dlia issledovaniia vozdeistviia okruzhaiushchei sredy na korrozionnuu ustalost' [Test methodology for examining the effects of the environment on corrosion fatigue]. *Korroziia*, 2019, vol. 75, iss. 5, p. 525.

23. Materials Science and Engineering an introduction. William D., Callister JR., David G. Rethwisch. Wiley, 2014, 990 p.

24. Simonov Iu.N., Simonov M.Iu. Fizika prochnosti i mekhanicheskie ispytaniia metallov: kurs lektsii [Physics of Strength and Mechanical Testing of Metals]. Perm': Izdatel'stvo PNIPU, 2020, 199 p.

25. Atlas of Fatigue Curves, Edited by Howard E. Boyer Senior Technical Editor American Society for Metals. 1990, 534 p.

26. Analiz i vybor metodov ispytaniia stalei na stoikost' k sul'fidnomu korrozionnomu rastreskivaniuu pod napriazheniem v H₂S-soderzhashchikh sredakh [Analysis and selection of test methods for resistance of steels to sulfide stress corrosion cracking in H₂S-containing media]. A.V. Kravchenko, S.N. Mol'tsen, Iu.N. Simonov, R.M. Polezhaev, E.V. Pogorelov. *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mashinostroenie, materialvedenie*, 2021, vol. 23, no. 2, pp. 43–54.

27. Komarova T.A., Kuz'min Iu.S., Fedosov V.G. K voprosu o kontsentratsii napriazhenii v rez'bovom soedinenii glavnogo uplotneniia reaktora tipa VVER [On the Stress Concentration in the Threaded Joint of the Main Seal of the VVER Type Reactor]. Saint-Petersburg, 2010.

28. GOST 31825–2012. Shtangi nasosnye, shtoki ust'evye i mufty k nim. Tekhnicheskie usloviia [Pump rods, wellhead rods and couplings to them. Technical specifications]. Moscow, 2012.

29. Feargal Peter Brennan. Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connections. Department of Mechanical Engineering University College. London, 1992, 402 p.

30. Nikiforov A.D. Tochnost' i tekhnologiia izgotovleniia metriceskikh rez'b [Accuracy and technology of metric threads]. 1963-181. Moscow: Vysshaia shkola, 1963, 181 p.

Поступила: 31.01.2022

Одобрена: 21.02.2022

Принята к публикации: 22.02.2022

Сведения об авторах

Мольцен Станислав Николаевич (Пермь, Россия) – директор по качеству АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», аспирант кафедры металловедения и термической обработки металлов Пермского национального исследовательского политехнического университета (Россия, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр-т, 29, e-mail: stanislav@vputehod.ru), член NACE, ORCID: 0000-0002-5269-8119.

Кравченко Андрей Владимирович (Пермь, Россия) – ведущий специалист по качеству АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», аспирант кафедры металловедения и термической обработки металлов Пермского национального исследовательского политехнического университета (Россия, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр-т, 29, e-mail: andrew@vputehod.ru), член NACE, ORCID: 0000-0003-4308-2977.

Симонов Юрий Николаевич (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой металловедения и термической обработки металлов Пермского национального исследовательского политехнического университета (Россия, 614990, г. Пермь, Комсомольский пр-т, 29, e-mail: Simonov@pstu.ru).

About the authors

Stanislav N. Moltsen (Perm, Russian Federation) – Head of quality service ELKAM, a postgraduate of Metals and heat treatment department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky ave., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: stanislav@vputehod.ru), NACE member, ORCID: 0000-0002-5269-8119.

Andrew V. Kravchenko (Perm, Russian Federation) – Expert of quality ELKAM, a postgraduate of Metals and heat treatment department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky ave., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: andrew@vputehod.ru), NACE member, ORCID: 0000-0003-4308-2977.

Yuri N. Simonov (Perm, Russian Federation) – Doctor of engineering science, professor, the head of Metals and heat treatment department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky ave., Perm, 614990, Russian Federation, e-mail: Simonov@pstu.ru).

Финансирование. Работа выполнена при поддержке АО «ЭЛКАМ-нефтемаш».

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Вклад всех авторов равноценен.