

Мольцен С.Н., Кравченко А.В., Симонов Ю.Н., Полежаев Р.М. Повышение долговечности резьбовых соединений штоков при циклической нагрузке // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. – 2021. – Т. 23, № 2. – С. 27–35. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.2.04

Moltsen S.N., Kravchenko A.V., Simonov Yu.N., Polezhayev R.M. Improvement of valve rods thread connection run life at cyclic loading. *Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science*, 2021, vol. 23, no. 2, pp. 27–35. DOI: 10.15593/2224-9877/2021.2.04

---

**ВЕСТНИК ПНИПУ. Машиностроение, материаловедение**  
**Т. 23, № 2, 2021**  
**Bulletin PNRPU. Mechanical engineering, materials science**  
<http://vestnik.pstu.ru/mm/about/inf/>

---

DOI: 10.15593/2224-9877/2021.2.04  
УДК 62

**С.Н. Мольцен<sup>1</sup>, А.В. Кравченко<sup>1</sup>, Ю.Н. Симонов<sup>1</sup>, Р.М. Полежаев<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия

<sup>2</sup>ЭЛКАМ-нефтемаш, Пермь, Россия

**ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ШТОКОВ  
ПРИ ЦИКЛИЧЕСКОЙ НАГРУЗКЕ**

Исследованы проблемы надежности, возникающие при освоении современных передовых видов тонкостенных насосов API, пока еще редко встречающихся на территории Российской Федерации. Освещены их основные отличия от традиционно применяемых толстостенных насосов, включая повышенные эксплуатационные напряжения в штоках, рассмотрены типичные отказы. Проведен обзор усталостных разрушений резьбовых соединений штоков и поиск эффективных методов повышения их надежности и долговечности. Реализован классический порядок определения причин отказов, включая экспертизу качества штоков, металлографическое исследование типичного для нефтяной отрасли изделия, специальную фრაктографию разрушения.

Сделаны предположения относительно схожести разрушений, полученных в разных эксплуатационных условиях. Для разъяснения системности разрушений выполнен аналитический расчет напряжений по модифицированной формуле Инглиса. Представлены нелинейные распределения напряжений по микрообъемам под профилем конической резьбы API. Подробно рассмотрена существенная концентрация напряжений под впадиной резьбы, достигающая пятикратных номинальных напряжений по телу детали за резьбой.

На основе графической интерпретации модифицированного уравнения Гудмана для конических резьбовых соединений штоков API построены области безопасных напряжений, при которых должная надежность и долговечность изделий будут обеспечены. Пояснен подход к прогнозированию усталостного разрушения штоков сопоставлением действующих циклических напряжений и безопасной области работы, ограниченной по модифицированному закону Гудмана характеристиками нагружения и механическими свойствами изделия. Высказаны предположения относительно требуемых свойств резьбовых концов штоков, объяснен метод построения областей.

Проведены обзор и оценка методов повышения надежности и долговечности резьбы деталей, работающих под циклической нагрузкой. Установлена взаимосвязь статической и циклической пластических зон с минимально необходимой зоной локального упрочнения резьбовых концов штоков. Приведены формулы для определения указанных зон, нуждающихся в упрочнении. Выделены особенно эффективные комплексные меры, показана возможность их комбинирования. Объяснена недостаточность классических методов металлургии для повышения качества исследованных штоков.

**Ключевые слова:** разрушение резьбы, надежность, долговечность, насос, трещиностойкость, расчет на усталость, прогноз наработки, микроструктура, улучшение качества, ТВЧ, обкатка резьбы роликами, API.

**S.N. Moltsen<sup>1</sup>, A.V. Kravchenko<sup>1</sup>, Yu.N. Simonov<sup>1</sup>, R.M. Polezhayev<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

<sup>2</sup>ELKAM-neftemash, Perm, Russian Federation

**IMPROVEMENT OF VALVE RODS THREAD CONNECTION RUN LIFE  
AT CYCLIC LOADING**

The problem of the reliability at the promotion of modern advanced types of thin wall API pumps was investigated. Pumps that are still rare in the Russian Federation. The difference from the traditional heavy wall pumps, including an elevated exploitation stresses at the valve rods are counted and the typical failures of such model sucker rod pumps are discussed. The review of fatigue fractures of threaded connections is carried out for the search of effective methods to improve their reliability and durability. The classical procedure for determining failures has been shown, including examination of the quality of the rod, metallographic examination of bars typical for the oil industry and special fractography.

Observing destructions cases of the rods happened at different operating conditions was done an assumption about their similarity. To explain the systematic nature of the failures is performed a stress calculation by the modified Inglis formula. At paper is presented nonlinear stress distributions at microvolumes under the API tapered thread profile. The most significant stresses under the thread roots are considered in detail and here is shown in five times higher stresses in respect to the body of the rod behind the thread.

Based on the graphical interpretation of the Goodman modified law is presented for tapered thread rod connections API LP are build safe stresses diagram contained stresses regions with proper reliability and durability of products. The approach for fatigue crack prediction is ex-

plained based on the comparison the real cyclic stresses and the safe region, limited according the Goodman modified law and dependent on load parameters and mechanical properties of the rods. The necessary mechanical properties level of the thread material is assessed and explained that method of safe region diagram developing.

A review and analysis of approaches for achieving the requested reliability and durability of cyclic loaded parts thread is carried out. Investigated the interconnection between the static and cyclic plastic zones and the minimum material volume of thread rod ends have to be local strengthened. Described the calculation methods for that zones needed to be improved. Highlighted especially effective improvements, discussed the possibility of their combination. The insufficiency of the classical methods of metallurgy for investigated rods quality improving is explained.

**Keywords:** thread failure, reliability, durability, sucker rod pump, toughness, fatigue calculation, run life prediction, quality improvement, microstructure, HFC, thread rolling, API.

### Введение

Предприятие АО «ЭЛКАМ-нефтемаш» известно в нефтедобывающей отрасли широким модельным рядом выпускаемой продукции.

Некоторые модели выпускаемых насосов, пусть даже стандартизированных международными спецификациями, на европейском континенте изготавливает только АО «ЭЛКАМ-нефтемаш». Обычно освоение новых моделей бросает вызов специалистам предприятия возникновением специфичных трудностей, иногда и проблем.

Когда речь идет о стандартной продукции, ее конструктивное совершенствование ограничено

четкими геометрическими параметрами. Повышение надежности и долговечности таких деталей и узлов – дело металловедения: найти внутренние уязвимости, управлять структурным дизайном, довести до совершенства, сохранив форму. Сегодня это вполне возможно. В чем можно убедиться на примере серьезнейшей проблемы нефтяной отрасли в виде усталости, рассмотренной в настоящем исследовании.

К деталям штанговых глубинных насосов (ШГН) с тонкими стенками, нагружаемых при эксплуатации повышенными усилиями, относятся штоки насосные (рис. 1).



Рис. 1. Типичный случай разрушения штока по резьбе: а – поверхность разрушения; б – разрушенное резьбовое соединение штока; в – профиль поверхности разрушения на обломке штока внутри переходника

Безотказно работающие на младших по нагрузке моделях ХНХХ-175-ХХ-Х-Х-Х<sup>1</sup>, эти же штоки (поставщик, материал, геометрические параметры) часто не дорабатывают ожидаемый потребителем срок наработки в тонкостенных насосах.

Важно отметить, что подавляющее большинство наблюдаемых случаев разрушения штоков насосных происходит по резьбе API line pipe (LP) mod 1/2"-14. Плоскость разрушения практически совпадает с основной плоскостью конической присоединительной резьбы. Таким образом, компании необходимо повысить надежность и долговечность штоков насосных, обеспечивающих стабильную гарантированную наработку, в том числе в умеренно агрессивной среде. Поскольку лучшие решения могут быть основаны только на фактах, необходимо точно диагностировать разрушение

и выявить истинные причины наблюдаемых разрушений деталей и связанной с ними резьбы.

### Определение причин разрушения

Для исследования были выбраны три разрушившихся при эксплуатации штока. Данные приведены в табл. 1. Анализ приведенных данных показал, что штоки работали в ШГН одной и той же модели, все штоки разрушились по резьбовой части (см. рис. 1), наработка составила от 101 до 328 суток, рабочие нагрузки, глубина спуска и число качаний – близкие. Всюду сжимающей нагрузкой в циклах качания можно пренебречь. Таким образом, коэффициент асимметрии цикла практически  $R = 0$  [1].

Интенсивность кривизны в зоне установки ШГН (град/10 м) и угол наклона скважины (градус) самые низкие у насоса, работавшего на скважине № 17149 с самой большой наработкой, однако на этой же скважине была зафиксирована самая высокая обводненность. Следует также отметить

<sup>1</sup> API 11AX<sup>13ed.</sup>. Спецификация ШГН, сборочных узлов, компонентов и фиттингов.

корреляцию сравнительно высоких механических свойств образца усл. № 3 со сравнительно большей наработкой до разрушения.

Таблица 1

Сопоставление свойств и наработки штоков

Номер образца	Образец усл. № 1	Образец усл. № 2	Образец усл. № 3
Мех. свойства	$\sigma_r = 436$ $\sigma_b = 687$ МПа, 208 НВ	$\sigma_b = 700$ МПа 207 НВ	$\sigma_r = 826$ $\sigma_b = 955$ МПа, 244 НВ
Нарботка, сут	101	145	328
Максимальная нагрузка на шток, тс	5,400	3,656	5,243
Средняя нагрузка в цикле качания, тс	2,7	1,828	2,622
Нарботка на отказ, сут	101<	<145<	<328

Достаточно длительный период эксплуатации и разрушение по резьбовой части могут свидетельствовать об усталостной природе данного разрушения. Однако для однозначного установления причины и механизма разрушения необходимо было проведение специальных исследований, результаты которых приведены далее.

#### Результаты общего фраттографического, химического и металлографического анализа

Общий фраттографический анализ показал, что поверхности разрушения представленных штоков однотипны: во всех трех случаях разрушение началось во впадине витка резьбы, т.е. в зоне действия концентратора напряжений.

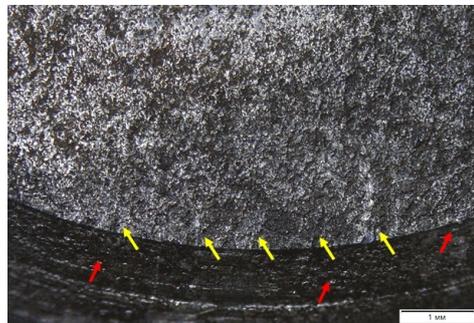
Был проведен спектральный оптико-эмиссионный анализ [2]. Анализ химического состава материала штоков позволил установить, что материалом штоков усл. № 1 и № 3 является сталь 40Х по ГОСТ 4543–71, а материалом штока усл. № 2 – сталь 15Х2ГМФ.

Результаты оценки загрязненности материала штоков неметаллическими включениями, представленные ниже, позволяют утверждать, что металл штоков имеет вполне удовлетворительное металлургическое качество – балл загрязненности сульфидами строчечными не выше 1.

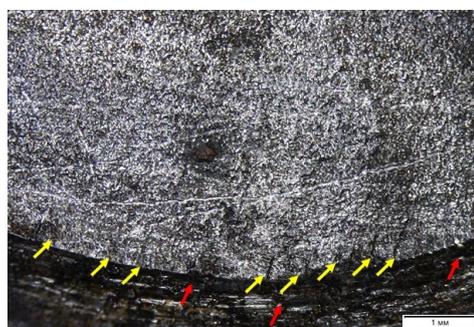
#### Результаты специального фраттографического анализа штоков

В результате проведения специального фраттографического анализа выяснили, что в зоне очага во всех образцах наблюдаются короткие параллельные ступеньки (рис. 2). Такие ступеньки характерны для стадии начального роста усталостных микротрещин. Расстояние между ступеньками

характеризует ширину фронта такой усталостной микротрещины. Длина ступенек говорит о длине микротрещин, на которой они объединились в одну усталостную макротрещину. Установлено, что максимальная длина ступенек составляет 400–500 мкм (0,4–0,5 мм).



а



б

Рис. 2. Рельеф поверхности разрушения в образцах № 1 (а) и № 2 (б). Желтыми стрелками показаны ступеньки, ограничивающие фронт усталостных микротрещин, красными – коррозионные каверны

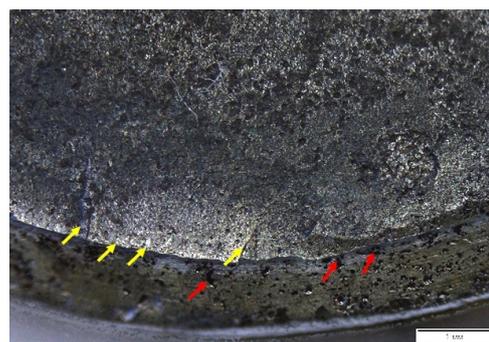


Рис. 3. Рельеф поверхности разрушения в образце № 2. Желтыми стрелками показаны ступеньки, ограничивающие фронт усталостных микротрещин, красными стрелками – коррозионные каверны. Картина является типичной по образцам

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.

Таким образом, становится ясно, что основным механизмом разрушения штоков является усталость, усугубленная протеканием коррозионных процессов [3]. Кроме того, коррозионные повреждения присутствуют и на поверхностях разрушения всех трех представленных штоков (рис. 2, 3 и рис. 4).

Исследования профилей изломов показали, что во всех трех образцах в очаговых зонах и зонах стабильного роста трещины профили изломов имеют минимальную высоту рельефа и преимущественно прямолинейную траекторию развития трещин [4]. По мере продвижения трещин и постепенного перехода к стадии ускоренного роста высота рельефа увеличивается, появляются вторичные трещины.

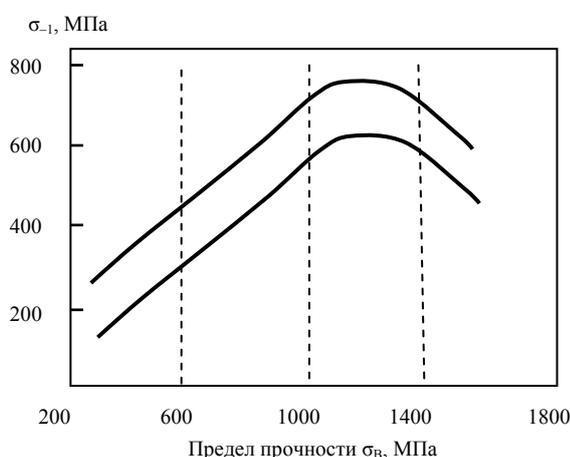


Рис. 4. Взаимосвязь предела выносливости и предела прочности закаленных и отпущенных конструкционных сталей [2]

Поверхности витков резьбы за плоскостью разрушения покрыты сеткой коррозионных каверн, что особенно очевидно на образце усл. № 2 (см. рис. 3).

### Вывод по причинам разрушения

Основным механизмом разрушения штоков является усталость. Трещина зарождается по впадинам витков резьбы штоков [5]. Представленные штоки вполне удовлетворяют требованиям API 11AX, хотя имеют неодинаковые механические свойства (см. табл. 1), обуславливающие различие наработки [6, 7].

Механические свойства образцов могут быть разграничены по приведенной схеме (см. рис. 4) [2]. Нарботка штоков на отказ полностью коррелирует с уровнем механических свойств, в частности пределами текучести и прочности (см. табл. 1).

### Расчет напряжений в резьбе по формуле Инглиса аналитически

Как уже было отмечено выше, практически все известные случаи разрушения штоков происходят по резьбе. Деталь отличается своей простотой, и уязвимый конструктивный элемент очевиден.

В Нормах расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок<sup>2</sup> [8–10] в основе расчета коэффициента концентрации напряжений лежит доработанная формула Инглиса [11, 12]:

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

Учитывая параметры резьбы API LP mod 1/2"-14<sup>3</sup>,

$$S = 1,814 \text{ мм}; \rho = 0,27 \text{ мм}.$$

Легко подсчитать, что

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

Для лучшей демонстрации зависимости напряжения в резьбе от радиуса скругления впадины построим график в декартовой системе координат  $\sigma_k = f(\rho)$  (рис. 5).

Расчет напряжения во впадине витка резьбы от радиуса скругления по формуле Инглиса на 1 тс растяжения штока

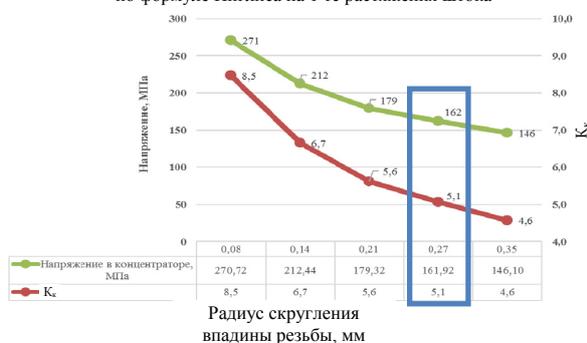


Рис. 5. Зависимость значений напряжения от радиуса впадины резьбы на растяжение 1 тс. Синим прямоугольником отмечены данные, относящиеся к исследованным штокам

При постоянном радиусе скругления 0,27 мм во впадине витка резьбы будет действовать напряжение, в 5,1 раза большее по сравнению с номинальным напряжением.

<sup>2</sup> ПНАЭ Г-7-002–86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1989.

<sup>3</sup> API 11AX<sup>13ed</sup>. Спецификация ШГН, сборочных узлов, компонентов и фиттингов.

Приведенные выше результаты показывают, что глубокие и острые резьбы являются мощнейшими концентраторами напряжений [13]. Так, при той же высоте витка и радиусе при вершине 0,07 мм номинальное напряжение может увеличиться почти в 8,5 раз! Расчет величины коэффициента концентрации напряжений (см. рис. 5)  $K_k$  показывает, что за счет увеличения радиуса скругления от 0,08 до 0,27 мм  $K_k$  уменьшается практически с 8 до 5. Таким образом, эффективной конструкционной возможностью смягчения концентраторов напряжения следует считать изменение параметров резьбы штоков насосных. Однако в отношении рассматриваемых штоков эта возможность уже была исчерпана ранее.

Применяя некоторые параметры из аппарата усталостной прочности<sup>4</sup> [1], построим безопасную область напряжений и нанесем на нее проекцию механических свойств:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ и } \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_a = \sigma_{-1} \left[ 1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right], \quad (1)$$

где  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  – напряжение амплитуды и среднее напряжение соответственно. Формулой (1), связывающей в уравнение напряжения цикла и предел прочности, является модифицированный закон Гудмана для оценки долговечности и надежности циклически нагруженных элементов<sup>5</sup>.

Применяя формулу (1), можно очертить безопасную область напряжений (рис. 6) в осях  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$ . Координата пересечения вектора механических свойств найдена в данном случае графически методом подбора  $\sigma_a$ . При практическом равенстве нулю коэффициента асимметрии цикла ( $R = 0$ )  $\sigma_a = \sigma_m$  и вектор наклонен к осям под углом 45° [14]. Этому среднему напряжению цикла 210 МПа соответствует максимальное напряжение цикла  $\sigma_{\max} = 2\sigma_m = 410$  МПа.

Под безопасной областью следует понимать такие эксплуатационные характеристики, при которых шток отработает 10 млн циклов без усталостного разрушения.

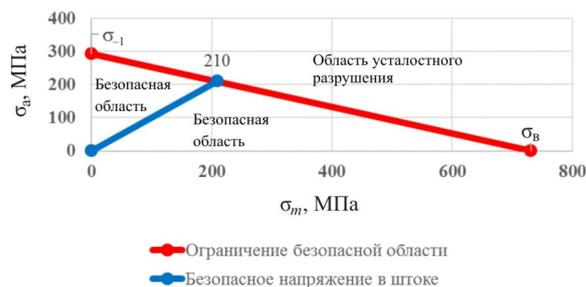


Рис. 6. Зона безопасного напряжения штока по модифицированному закону Гудмана. Данные механических свойств взяты из справочной литературы [15]

Максимальное напряжение в конической резьбе при растяжении штока нагрузкой в 3 тс составляет около 485 МПа, что весьма существенно выходит за границу безопасной области. Приведенные аналитические расчеты ясно ограничивают нагрузку растяжения цикла не более 2,5 тс (см. рис. 5, рис. 7).

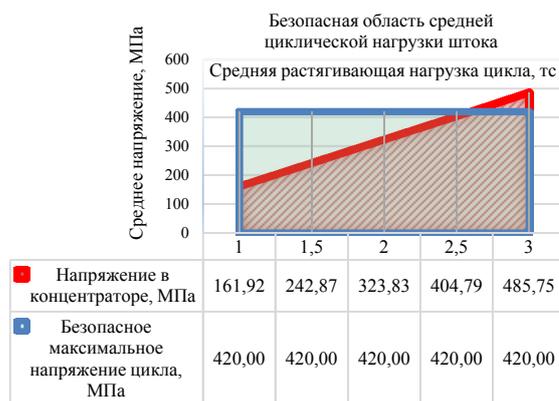


Рис. 7. Ограничения средней нагрузки и среднего напряжения цикла

К сожалению, разрушение рассмотренных штоков усл. № 1 и № 3 данной геометрии (в основном радиуса скругления) и прочности (обусловлено маркой стали и режимом ТО) вполне закономерно, так как безопасная нагрузка была превышена – более 2,5 тс (табл. 2). Разрушение вероятно всюду, где напряжения (красная область на рис. 7) превосходят безопасный уровень (синяя область на рис. 7).

Таблица 2

Результаты расчета напряжений по телу штока и во впадине резьбы

Нагрузка, тс	Номинальное напряжение по телу штока, МПа	$K_k$	Напряжение в концентраторе, МПа
3	<b>76,01</b>	5,1	<b>485,75</b>

<sup>4</sup> Fatigue Strength-Load Cycle Relationships for Ferrous Material GULCAN TOKTAS / Department of Mechanical Engineering, Balikesir University, Balikesir, Turkey. Springer, 2013.

<sup>5</sup> Там же.

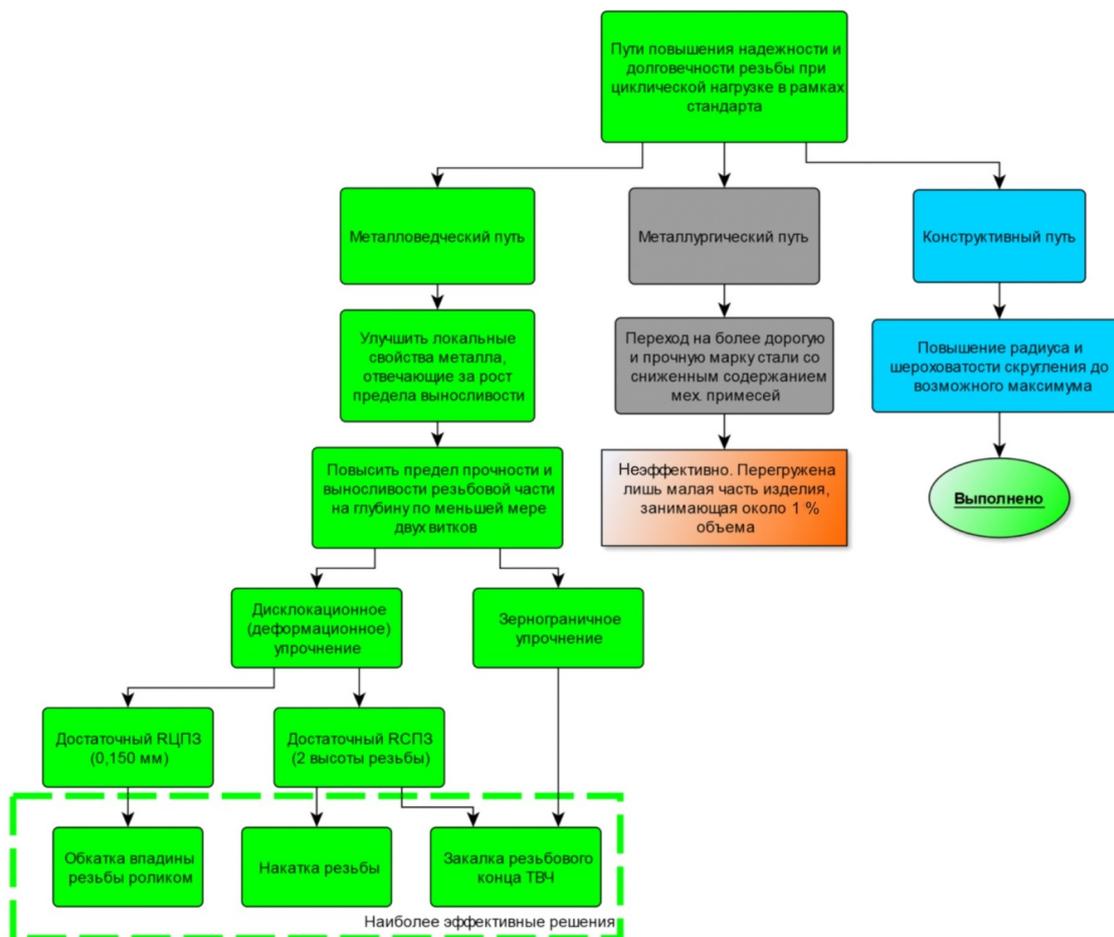


Рис. 8. Пути повышения надежности и долговечности резьбы при циклической нагрузке в рамках стандарта

### Выбор наиболее эффективных методов повышения долговечности штоков

Рассмотренный случай примечателен тем, что позволяет достаточно четко распределить варианты повышения долговечности по уровню эффективности [16]. Приведем важные результаты расчета напряжений.

Проведем анализ методов повышения надежности и долговечности резьбы штоков (рис. 8), учитывая необходимость повышения прочности на глубину как циклической пластической зоны (ЦПЗ), так и статической пластической зоны (СПЗ). Выделим наиболее эффективные методы.

К наиболее эффективным [17, 18] можно отнести как накатку резьбы, так и обкатку впадины роликом [19]. Особенно высокий эффект можно ожидать от закалки ТВЧ с последующим средним отпуском, как уже было указано выше. Следует отметить, что обозначенные эффективные методы (обведены штриховой линией на рис. 8) можно применять как по отдельности, так и в комбинации.

Для применения указанных выше высокоэффективных методов упрочнения важно оценить размер и глубину зоны воздействия. Очевидно, что зона упрочнения не должна быть меньше СПЗ и ЦПЗ. В противном случае усталостная трещина может зародиться под недостаточно протяженной зоной упрочнения, что необратимо запустит процесс усталостного разрушения. Размер зон может быть определен по формулам Ирвина [20]:

$$r_{СПЗ} = \frac{1}{6\pi} \left( \frac{K_{max}}{\sigma_{0,2}} \right)^2, \quad r_{ЦПЗ} = B \left( \frac{\Delta K}{\sigma_{0,2}} \right)^2, \quad (2)$$

где  $r_{СПЗ}$  и  $r_{ЦПЗ}$  – радиусы статической пластической зоны (СПЗ) и циклической пластической зоны (ЦПЗ) соответственно;  $K_{max}$  – максимальный коэффициент интенсивности напряжений (КИН) в цикле;  $\Delta K$  – рабочий КИН;  $B$  – коэффициент, равный 0,0075, как это предложено Ёкобори [21]. Следует отметить, что упрочнение зон, расчет которых приведен выше в формулах (2), является необходимым условием повышения качества штоков. Для оценки

достаточности необходимо проведение испытаний по определению предела выносливости<sup>6</sup>.

При применении одного или нескольких методов упрочнения СПЗ – накаткой или закалкой ТВЧ, а ЦПЗ – обкаткой роликами, с учетом лучших по трещиностойкости характеристик материала 40Х (табл. 3), безопасная область напряжений цикла существенно расширится. Ориентировочная [7] расширенная область приведена на рис. 9.

Таблица 3

Механические свойства 40Х после закалки по справочнику [15]

Температура отпуска, °С	$\sigma_{0,2}$ (МПа)	$\sigma_B$ (МПа)	КСУ (кДж/м <sup>2</sup> )	НВ
400	1180	1320	49	417

Ясно, что если качественно выполнить улучшение резьбовых концов по приведенным вариантам, то штоки, вероятно, не разрушились бы вплоть до  $10^7$  циклов<sup>7</sup>, отработав ожидаемый срок. Если и не все (штоки № 1 и № 3 очень близки к границе безопасной области), то как минимум шток № 2.

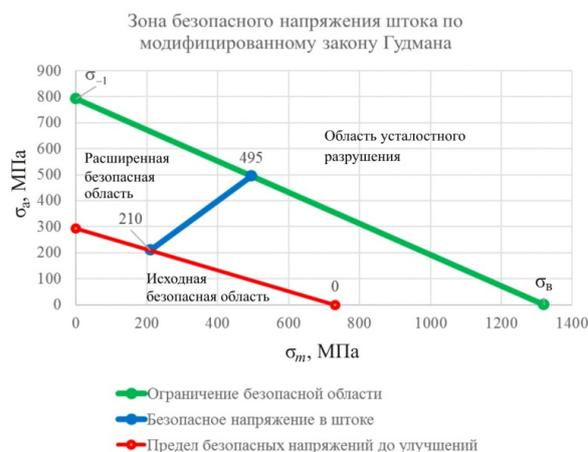


Рис. 9. Расширение безопасной области после упрочнения. Стрелкой показано движение исходной границы безопасной области

### Выводы по результатам исследования

1. Установлено, что в тонкостенных скважинных штанговых насосах АРІ одним из самых уязвимых элементов является резьба штоков. Ти-

пичное разрушение происходит поперек штоков по основной плоскости конической резьбы.

2. Показано, что, несмотря на соответствие механических параметров штоков, их химического состава и металлургического качества требованиям стандарта АРІ, при высоких нагрузках происходит усталостное разрушение. Трещина зарождается во впадине резьбы и развивается в плоскости, перпендикулярной основным растягивающим напряжениям. Коррозионные каверны, обнаруженные на поверхности витков резьбы, могут являться дополнительными концентраторами напряжений.

3. Проведенный расчет напряжений показывает, что во впадине резьбы напряжения в 5,1 раза выше номинальных при максимально допустимом радиусе скругления впадин.

4. Напряжения цикла исследованных штоков выходят за пределы безопасных областей модифицированного закона Гудмана, связывающего допустимые напряжения без разрушения со средними напряжениями цикла и их амплитудой.

5. Проведенный анализ показал, что из представленных путей повышения надежности и долговечности резьбы при циклической нагрузке наиболее эффективными являются упрочнение термообработкой ТВЧ и/или накаткой резьбы для объема СПЗ, обкатка впадины резьбы роликами для упрочнения в ЦПЗ.

6. Расширение безопасной области напряжений при упрочнении резьбы указанными способами позволяет прогнозировать обеспечение требуемой надежности и долговечности штоков насосных для тонкостенных штанговых скважинных насосов АРІ.

*Работа выполнена при поддержке АО «ЭЛКАМ-нефтемаши».*

### Список литературы

1. Симонов Ю.Н., Георгиев М.Н. Трещиностойкость железоуглеродистых сплавов: монография. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2013. – 418 с.
2. 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.
3. Heidersbach R. Metallurgy and corrosion control in oil and gas production. – New York: John Wiley & Sons, Inc., 2011. – 293 p.
4. Дефекты и повреждения деталей и конструкций: монография / В.М. Кушнаренко, В.С. Репях, Е.Ю. Чирков, Е.В. Кушнаренко; Оренбург. гос. ун-т. – Оренбург, 2011. – 402 с.
5. Фрактография и атлас фрактограмм / пер. с англ. Е.А. Шура; под ред. М.Л. Бернштейна. – М.: Металлургия, 1982. – 489 с.

<sup>6</sup> ГОСТ 25.502–79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость (с изм. 1985 г.). М., 1979.

<sup>7</sup> ГОСТ 31835–2012. Насосы скважинные штанговые. Общие технические требования.

ГОСТ 31825–2012. Штанги насосные, штоки устьевые и муфты к ним. Технические условия.

6. Breen D.H., Wene E.M. Fatigue in machines and structures-ground vehicles // *Fatigue and microstructure / American Society for Metals, Metals Park OH.* – 1979. – P. 77.

7. Atlas of fatigue curves / ed. by H.E. Boyer; American Society for Metals. – 1990. – 534 p.

8. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The stress analysis of cracks handbook. – New York: ASME. 31. NACE, 2000. – 515 p.

9. Комарова Т.А., Кузьмин Ю.С., Федосов В.Г. К вопросу о концентрации напряжений в резьбовом соединении главного уплотнения реактора типа ВВЭР / ОАО «Ижорские заводы». – СПб., 2010. – 8 с.

10. Никифоров А.Д. Точность и технология изготовления метрических резьб. – М.: Высшая школа, 1963. – 181 с.

11. Feargal P.B. Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connections / Department of Mechanical Engineering University College London. – London, 1992. – 402 p.

12. Николаева Е.А. Основы механики разрушения: учеб. пособие. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2010. – 103 с.

13. Штремель М.А. Разрушение: в 2 кн. Кн. 1. Разрушение. – М.: Изд. дом МИСиС, 2015. – 976 с.

14. Зезюля В.В. Усталостная прочность: учеб. пособие по курсу «Сопrotивление материалов». – Калуга: Манускрипт, 2018. – 16 с.

15. Энциклопедический справочник термиста-технолога: в 3 т. / С.Б. Масленков, А.И. Ляпунов, В.М. Зинченко, Б.К. Ушаков. – М.: Наука и технологии, 2004. – Т. 1. – 392 с.

16. Callister W.D., Rethwisch D.G. Materials Science and Engineering An introduction. – Wiley, 2014. – 990 p.

17. Симонов Ю.Н., Георгиев М.Н., Симонов М.Ю. Основы физики и механики разрушения: учеб. пособие для вузов. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2012. – 203 с.

18. Симонов Ю.Н. Физика прочности и механические испытания металлов. – Пермь: Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2017. – 46 с.

19. Песин М.В. Повышение надежности резьбовых соединений нефтегазовых изделий // *Технология машиностроения* – 2011. – № 9. – С. 49–50.

20. Irwin G.R. Plastic zone near a crack and fracture toughness // *Proc. 7th Sagamore Conf.* – 1960. – P. IV–63.

21. Yokobori T. Fatigue crack propagation as successive stochastic process // *Report Research Inst. Strength Fract. Mater. Tohoku Univ.* – 1971. – Vol. 6. – P. 7.

## References

1. Simonov Iu.N., Georgiev M.N. Treshchinostoikost' zhelezouglerodistykh splavov: monografiia [Crack resistance of iron-carbon alloys]. Perm': Izdatelstvo Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2013, 418 p.

2. Simonov Iu.N., Simonov M.Iu. Fizika prochnosti i mekhanicheskie ispytaniia metallov: kurs lektsii [Physics of Strength and Mechanical Testing of Metals]. Perm':

Izdatelstvo Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2020, 199 p.

3. Heidersbach R. Metallurgy and corrosion control in oil and gas production. New York: *John Wiley & Sons, Inc.*, 2011, 293 p.

4. Kushnarenko V.M., Repiakh V.S., Chirkov E.Iu., Kushnarenko E.V. Defekty i povrezhdeniia detalei i konstruktсии: monografiia [Defects and damage to parts and structures]. Orenburgskii gosudarstvennyi universitet, 2011, 402 p.

5. Fraktografiia i atlas fraktogramm [Fractography and atlas of fractograms]. Ed. M.L. Bernshteina. Moscow: Metallurgiiia, 1982, 489 p.

6. Breen D.H., Wene E.M. Fatigue in machines and structures-ground vehicles. *Fatigue and microstructure. American Society for Metals, Metals Park OH*, 1979, p. 77.

7. Atlas of fatigue curves. Ed. by H.E. Boyer; *American Society for Metals*, 1990, 534 p.

8. Tada H., Paris P.C., Irwin G.R. The stress analysis of cracks handbook. New York: ASME. 31. NACE, 2000, 515 p.

9. 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]. ОАО «Izhorskie zavody», Saint-Petersburg, 2010, 8 p.

10. Nikiforov A.D. Tochnost' i tekhnologiia izgotovleniia metricheskikh rez'b [Precision and technology for metric threads]. Moscow: Vysshiaia shkola, 1963, 181 p.

11. Feargal P.B. Fatigue and fracture mechanics analysis of threaded connections. *Department of Mechanical Engineering University College London*, 1992, 402 p.

12. Nikolaeva E.A. Osnovy mekhaniki razrusheniia: uchebnoe posobie [Fundamentals of Fracture Mechanics]. Perm': Izdatelstvo Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2010, 103 p.

13. Shtremel' M.A. Razrushenie [Destruction]: v 2 kn. Kn. 1. Razrushenie. Moscow: Izdatelskii dom MISiS, 2015, 976 p.

14. Zeziulia V.V. Ustalostnaia prochnost': uchebnoe posobie po kursu «Soprotivlenie materialov» [Fatigue strength]. Kaluga: Manuscript, 2018, 16 p.

15. Maslenkov S.B., Liapunov A.I., Zinchenko V.M., Ushakov B.K. Entsiklopedicheskii spravochnik termista-tekhnologa: v 3 tomah. [Encyclopedic Handbook for the Thermist Technologist]. Moscow: Nauka i tekhnologii, 2004, vol. 1, 392 p.

16. Callister W.D., Rethwisch D.G. Materials Science and Engineering An introduction. *Wiley*, 2014, 990 p.

17. Simonov Iu.N., Georgiev M.N., Simonov M.Iu. Osnovy fiziki i mekhaniki razrusheniia: ucheb. posobie dlia vuzov [Fundamentals of Fracture Physics and Mechanics]. Perm': Izdatelstvo Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2012, 203 p.

18. Simonov Iu.N. Fizika prochnosti i mekhanicheskie ispytaniia metallov [Physics of Strength and Mechanical Testing of Metals]. Perm': Izdatelstvo Permskogo

natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta, 2017, 46 p.

19. Pesin M.V. Povyshenie nadezhnosti rez'bovykh soedinenii neftegazovykh izdelii [Improving the reliability of threaded connections of oil and gas products]. *Tekhnologiya mashinostroeniia*, 2011, no. 9, pp. 49–50.

20. Irwin G.R. Plastic zone near a crack and fracture toughness. *Proc. 7th Sagamore Conf.*, 1960, pp. IV–63.

21. Yokobori T. Fatigue crack propagation as successive stochastic process. *Report Research Inst. Strength Fract. Mater. Tohoku Univ.*, 1971, vol. 6, p. 7.

Получено 10.12.2020

Опубликовано 25.06.2021

### Сведения об авторах

**Мольцен Станислав Николаевич** (Пермь, Россия) – студент Пермского национального исследовательского политехнического университета, директор по качеству АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», e-mail: stanislav@vputehod.ru.

**Кравченко Андрей Владимирович** (Пермь, Россия) – студент Пермского национального исследовательского политехнического университета, инженер по качеству АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», e-mail: andrew@vputehod.ru.

**Симонов Юрий Николаевич** (Пермь, Россия) – доктор технических наук, профессор, завкафедрой металлургии и термической обработки металлов Перм-

ского национального исследовательского политехнического университета, e-mail: simonov@pstu.ru.

**Полежаев Роман Михайлович** (Пермь, Россия) – соискатель кафедры металлургии и термической обработки металлов Пермского национального исследовательского политехнического университета, технический директор АО «ЭЛКАМ-нефтемаш», e-mail: prm@elkam.ru.

### About the authors

**Stanislav N. Moltsen** (Perm, Russian Federation) – Student, Perm National Research Polytechnic University, Head of Quality Service JSC “ELKAM-neftemash”, e-mail: stanislav@vputehod.ru.

**Andrew V. Kravchenko** (Perm, Russian Federation) – Student, Perm National Research Polytechnic University, Expert of Quality JSC “ELKAM-neftemash”, e-mail: andrew@vputehod.ru.

**Yuri N. Simonov** (Perm, Russian Federation) – Doctor of Engineering Science, Professor, Head, Department of Metals and Heat Treatment, Perm National Research Polytechnic University, e-mail: Simonov@pstu.ru.

**Roman M. Polezhaev** (Perm, Russian Federation) – Researcher, Department of Metals and Heat Treatment, Perm National Research Polytechnic University, Head of Technical Departments, JSC “ELKAM-neftemash”, e-mail: prm@elkam.ru.