

УСТАЛОСТНЫЕ РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

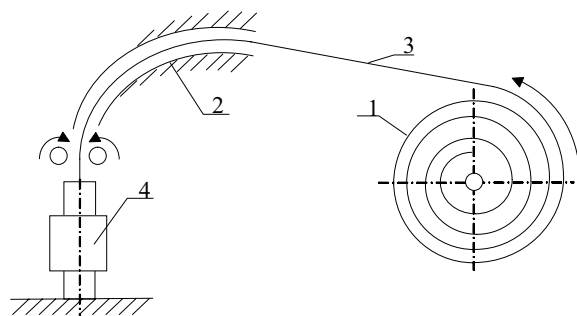
В статье рассмотрены усталостные разрушения деталей и конструкций под действием переменных нагрузок и коррозионных сред. Представлены основные причины отказов и методы повышения работоспособности изделий.

Ключевые слова: усталость, разрушение, коррозионная среда, напряжение.

В процессе эксплуатации деталей и конструкций наблюдаются усталостные разрушения и отказы, которые приводят к материальному и экологическому ущербу. Изучение опыта эксплуатации изделий и конструкций является актуальным, т. к. проблемы надежности металлических конструкций связаны не только с переменными напряжениями, но и с качеством их проектирования, строительства и эксплуатации, это важно и с позиции оценки влияния указанных факторов на промышленную безопасность оборудования и конструкций [1-2].

Разрушение гибкой насосно-компрессорной трубы (ГНКТ) $\varnothing 38 \times 3$ мм Койлтюбинговой установки. При подъеме на устье скважины ГНКТ обнаружен свищ в теле трубы с последующим изломом. ГНКТ работает в условиях переменного изгиба, воздействия коррозионных сред, содержащих кислотный раствор, сероводород, при рабочем давлении более 30 МПа. На рисунке 1 показана схема подачи ГНКТ в скважину. На рисунке 2 представлен фрагмент разрушенной прямошовной ГНКТ. При анализе излома ГНКТ выявлен усталостный характер разрушения. Разрушение началось со стороны, противоположной сварному шву трубы, о чем свидетельствует небольшая площадка – очаг разрушения, рисунки 2, 3.

Прочностные свойства металла исследуемой ГНКТ близки к данным сертификата. Пластические свойства, судя по относительному удлинению, меньше указанных в сертификате данных в 3 раза, что свидетельствует об исчерпании пластичности исследуемого металла ГНКТ в процессе эк-



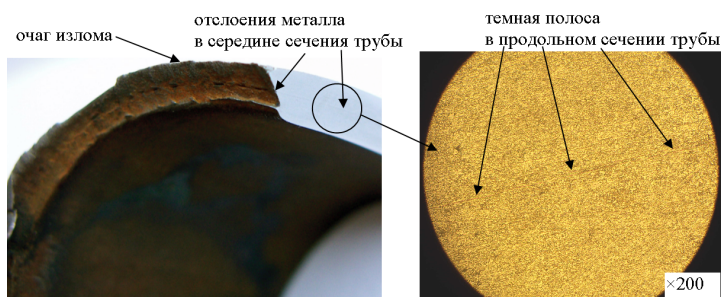
1 – барабан, 2 – направляющий желоб, 3 – труба, 4 – скважина

Рисунок 1. Схема подачи ГНКТ в скважину



а) б)

Рисунок 2. Вид излома ГНКТ (а) и очаг разрушения (б)



а) б)

Рисунок 3. Разрушенный участок ГНКТ: а – излом с продольным разрезом; б – микроструктура металла трубы в районе излома. Стрелками показаны продольные темные линии, не характерные для полосчатости структуры стали

сплутации в условиях малоциклового усталости.

При периодическом изгибе ГНКТ на барабане 1 и на направляющем желобе 2 (рисунок 1) возникают напряжения, которые равны нулю посередине сечения трубы и максимальны на поверхности в волокнах максимально удаленных от нейтрального слоя:

$$\sigma_{И \min} = E \cdot D / (2\rho) = 2223 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{И \max} = 4372 \text{ МПа},$$

где E – модуль упругости стали, $2,1 \cdot 10^5$ МПа;

ρ – радиус кривизны нейтрального слоя, равен радиусу наружного витка трубы на барабане, который может уменьшаться с 1800 мм до 915 мм;

$D/2$ – максимальное расстояние от нейтрального слоя ГНКТ.

На направляющем желобе напряжения в металле ГНКТ от изгиба составляют:

$$\sigma_{И \min} = E \cdot D / (2\rho_1) = 2186 \text{ МПа},$$

где ρ_1 – радиус кривизны нейтрального слоя направляющего желоба, равен 1830 мм.

Напряжения в металле от изгиба ГНКТ, находящейся на барабане и на желобе превышают в 3,9...7,8 раза напряжения предела текучести металла трубы (560 МПа) и вызывают пластические деформации.

Кроме этого условия работы усугубляются напряжениями от давления в трубе и веса трубы. Разрушение ГНКТ наступает тогда, когда пластические свойства металла будут исчерпаны. То есть, ГНКТ работает при малоциклового усталости.

Напряжения в металле ГНКТ от веса трубы:

$$\sigma = \gamma \cdot h \cdot g = 122 \text{ МПа},$$

где γ – удельный вес металла, $7,8 \cdot 10^3$ кг/м³;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести;

h – глубина погружения ГНКТ, 1600 м.

При оценке малоциклового прочностного состояния оборудования получили деформационно-кинетические критерии предельного состояния оборудования. Число циклов нагружения до зарождения трещины определяют по уравнению Коффина-Менсона:

$$N = [0,25 \cdot \ln(1/(1 - \psi)) / (\epsilon_a - \sigma_{-1}/E)]^{1/m_L},$$

где ψ – относительное поперечное сужение;

E – модуль упругости;

σ_{-1} – предел усталости

($\sigma_{-1} \approx 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 602 = 240$ МПа);

m_L – параметр зависимости, $\sim 0,5$;

ϵ_a – амплитуда упругопластической деформации.

Амплитуда упругопластической деформации металла трубы для наименьшего радиуса на барабане и на худшего варианта изгиба в одной плоскости и возникновения как положительных, так и отрицательных напряжений:

$$\epsilon_a = \sigma / E = \frac{(4372 + 122 / 2)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0211.$$

Такая схема деформаций возникает при спуске ГНКТ одной стороной и подъеме при развороте на 180 град. Количество циклов нагружения (количество циклов работы – спусков и подъемов) до зарождения трещин для металла ГНКТ, имеющего величину Ш=0,52%, составит:

$$N = \left[\frac{0,25 \cdot \ln(1/(1 - 0,52))}{(0,0211 - 240/2,1 \cdot 10^5)} \right]^{1/0,5} = 84.$$

Амплитуда упругопластической деформации для наибольшего радиуса на барабане ГНКТ и аналогичных деформаций:

$$\epsilon_a = \sigma / E = \frac{(2223 + 122 / 2)}{2,1 \cdot 10^5} = 0,0109.$$

$$N = \left[\frac{0,25 \cdot \ln(1/(1 - 0,52))}{(0,0109 - 240/2,1 \cdot 10^5)} \right]^{1/0,5} = 353.$$

Амплитуда упругопластической деформации для наименьшего радиуса на барабане и изгиба в одной плоскости и возникновении напряжений одного знака:

$$\epsilon_a = \sigma / E = ((4372 + 122) / 2) / 2,1 \cdot 10^5 = 0,0107.$$

Такая схема деформаций металла возникает при спуске и подъеме одной стороной (отсутствует поворот трубы). Количество циклов нагружений (количество сгиба и выпрямления трубы) до зарождения трещин для ГНКТ, имеющей величину Ш=0,52%, составит:

$$N = \left[\frac{0,25 \cdot \ln(1/(1 - 0,52))}{(0,0107 - 240/2,1 \cdot 10^5)} \right]^{1/0,5} = 368.$$

Учитывая, что цикл деформаций металла ГНКТ на барабане возникает при спуске, а затем и подъеме, то количество циклов работы составит $368/2 = 184$.

Для наибольшего радиуса на барабане ГНКТ и аналогичных деформаций:

$$\varepsilon_a = \sigma/E = ((2223 + 122)/2) / 2,1 \cdot 10^5 = 0,0056.$$

$$N = \left[\frac{0,25 \cdot \ln(1/(1-0,52))}{(0,0056 - 240/2,1 \cdot 10^5)} \right]^{1/0,5} = 1694.$$

Учитывая, что цикл деформаций металла ГНКТ на барабане, на направляющем желобе возникает при спуске, а затем и подъеме, то количество циклов работы составит $1694/4=423$.

Таким образом, количество циклов работы (спусков и подъемов) ГНКТ до зарождения в металле трещин может изменяться от **84 до 423**. За период эксплуатации ГНКТ было выполнено 174 хода в скважинах, т. е. суммарное количество циклов нагружений $174 \times 4=696$, значительно превышающее возможное количество циклов нагружений (423) до зарождения в металле ГНКТ трещин.

Причиной поломки ГНКТ является малоцикловая усталость металла – суммарное количество циклов нагружений трубы, превышающее в 1,6 раза возможное количество циклов нагружений до зарождения в металле ГНКТ трещин, привело к уменьшению в 3 раза пластических свойств металла трубы и вызвало не только зарождение в металле трещин, но и их развитие в сквозное повреждение ГНКТ. Повысить работоспособность ГНКТ можно исключением выпрямления трубы после барабана перед направляющим желобом, путем конструктивного соединения барабана с направляющим желобом.

Разрушение каротажной проволоки происходит при спуске и подъеме приборов и инструментов, используемых при гидродинамических исследованиях и управлении скважинным оборудованием при ремонтных работах в газовых и нефтяных сероводородсодержащих скважинах.

Исследовали разрушение каротажной проволоки диаметром 2,34 мм из аустенитно-ферритной нержавеющей стали типа 08X21H8M3 химический состав проволоки, %: С < 0,06; Mn < 2,0; Si < 1,0; Ni - 5,5-8,5; Cr - 20-22; Mo - 2-3; Cu - 1-2; S < 0,03; P < 0,04; – механические свойства: предел текучести более 380 МПа; предел прочности 635-800 МПа; удлинение более 25%; ударная вязкость КСУ более 100 Дж/см². По результатам механических испытаний предел прочности металла каротажной проволоки составил 1540 МПа, поэтому рекомендовано усилие на данную проволоку не более 600 кг.

При проведении исследований представленных отрезков каротажной проволоки на от-

дельных участках обнаружены поверхностные механические и коррозионные трещины (отрезки №4, 5, 6, таблица 1), раскрытые нормально к продольной оси. Металлографическими исследованиями в изломе обнаружена зона коррозионного растрескивания с очагом первичной трещины от поверхности и зона долома с хрупким характером разрушения; при исследовании продольного шлифа проволоки обнаружены микротрещины, развивающиеся от наружной поверхности в глубь металла (рисунок 4). Эти повреждения приводят к значительному снижению пластических свойств металла проволоки при испытании на растяжение по ГОСТ 1497-84 (таблица 1). При испытании на ударный разрыв при 20°С перпендикулярно оси проволоки без дополнительного концентратора на копре установлено, что работа разрушения для отрезков проволоки с поверхностными повреждениями в среднем равна 340 Дж/см²; для проволоки без поверхностных повреждений – 754 Дж/см², т. е. более чем в два раза превышает работу разрушения поврежденных участков проволоки.

На основании исследований каротажной проволоки установлено, что коррозионные трещины возникли при эксплуатации проволоки в коррозионной среде при превышении допустимого усилия до 800 кг с дальнейшим механическим доломом проволоки.

При расчетах нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации проволоки рассматривали вертикальное движение ударяющего груза с высоты падения h_n . При составлении энергетического баланса учитывали изменение потенциальной энергии груза на динамическом удлинении, которое получит проволока, длиной L при ударе:

$$K_o + \Pi = V,$$

где K_o – кинетическая энергия груза в момент натяжения проволоки;

Π – изменение потенциальной энергии груза на удлинении проволоки Δl_g ;

V – упругая энергия растянутой проволоки.

Известно:

$$K_o = mv_o^2 / 2 = mgh_n; \Pi = mq\Delta l_g;$$

$$V = 0,5 \cdot c\Delta l_g^2; F = c\Delta l; c = E \cdot A / l,$$

где c – жесткость проволоки – коэффициент пропорциональности между силой F и удлинением проволоки Δl ;

E – модуль упругости металла проволоки, $2,1 \cdot 10^5$ МПа;

A – площадь поперечного сечения проволоки, $4,3 \text{ мм}^2$.

$$\text{Тогда: } mqh_n + mq\Delta l_\delta = 0,5 \cdot c\Delta l_\delta^2;$$

$$2mqh_n/c + 2mq\Delta l_\delta/c = \Delta l_\delta^2.$$

Отношение mq/c представляет собой удлинение проволоки Δl_{cm} , которое получила бы проволока под действием статически приложенной силы, равной весу груза m . Поэтому:

$$\Delta l_\delta^2 - 2\Delta l_{cm} \cdot h_n - 2\Delta l_{cm} \cdot \Delta l_\delta = 0,$$

откуда: $\Delta l_\delta = \Delta l_{cm} [1 + \sqrt{1 + 2h_n/\Delta l_{cm}}]$.

Величина, стоящая в квадратных скобках, называется коэффициентом динамичности и обозначается через λ . Коэффициент динамичности показывает, во сколько раз удлинение проволоки при ударе больше удлинения, возникающего при статическом приложении нагрузки. В том же отношении изменяются напряжения: $\sigma_\delta = \lambda \sigma_{cm}$.

При падении груза массой 80 кг и длиной проволоки 1500 м с высоты $h=1$ м (при прогибе проволоки между роликами на 0,5 м для перемещения груза) имеем:

$$\Delta l_{cm} = F \cdot l / (E \cdot A) = 1,33 \text{ м};$$

$$\lambda = 2,58; \sigma_\delta = \lambda \cdot \sigma_{cm} = \lambda \cdot F/A = 480 \text{ МПа}.$$

Напряжения от удара груза зависят от высоты падения и глубины опускания его в скважину. Чем длиннее проволока, тем лучше демпфирующие свойства системы и меньше напряжения от удара груза.

При падении с высоты H проволоки длиной L и площадью поперечного сечения A весь запас кинетической энергии:

$$K_o = m_n \cdot V^2 / 2 = m_n q h_n$$

перейдет в потенциальную энергию деформации падающей проволоки.

Так как характер сил инерции массовый, то динамические напряжения в верхнем сечении максимальны, а в нижнем сечении равны нулю. Динамическое напряжение в произвольном сечении X проволоки:

$$\sigma_\delta(x) = \sigma_{\delta max} \cdot x/l; K_o = V_\delta,$$

энергия деформации всей проволоки:

$$U_\delta = \int \frac{A \cdot \sigma_{\delta max}^2}{2EI^2} \cdot x^2 dx = \frac{\sigma_{\delta max}^2 \cdot Al}{6E}.$$

Максимальное напряжение при ударе:

$$\sigma_{\delta max} = \sqrt{\frac{6E \cdot K_o}{A \cdot l}} = \sqrt{\frac{6E \cdot m_n q h}{A \cdot l}}.$$

Учитывая, что $m_n = \gamma \cdot F \cdot l$ (γ – удельный вес металла проволоки, $7,6 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$) получим:

$$\sigma_{\delta max} = \sqrt{6E \cdot \gamma \cdot q \cdot h} = 306 \text{ МПа}.$$

Напряжения от удара проволоки зависят от высоты падения и жесткости направляющего механизма. Таким образом, суммарные напряжения от падения груза и проволоки с высоты 1 м равны:

$$\sigma_{\delta\Sigma} = \sigma_\delta + \sigma_{\delta max} = 480 + 306 = 786 \text{ МПа},$$

что составляет $0,54\sigma_B$.

При изгибе проволоки относительно направляющих роликов возникают напряжения, которые равны нулю в среднем сечении проволоки и максимальны на поверхности в волокнах максимально удаленных от нейтрального слоя:

$$\sigma_{max} = E \cdot D/(2\rho) = 2445 \text{ МПа},$$

где ρ – радиус кривизны нейтрального слоя, равен радиусу 100 мм направляющего ролика; $D/2$ – максимальное расстояние от нейтрального слоя, равно половине диаметра проволоки.

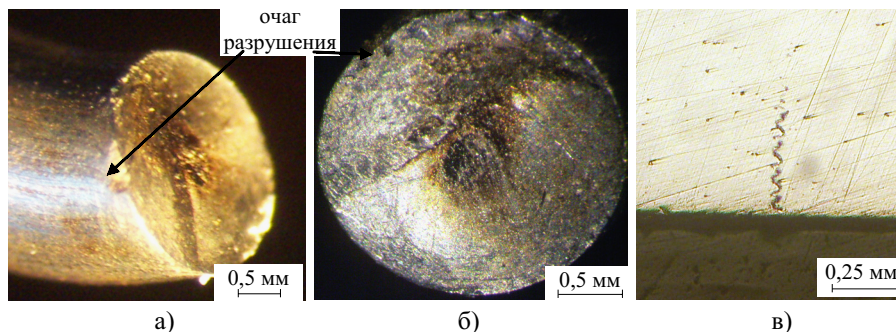


Рисунок 4. Очаг разрушения (а, б) и микротрещина, развивающаяся от наружной поверхности вглубь металла (в)

Напряжения от изгиба на поверхности проволоки, находящейся в данный момент на ролике, в 1,68 раза превышают напряжения предела прочности и вызывают пластические деформации.

Кроме этого условия работы проволоки усугубляются напряжениями от динамических нагрузок. Разрушение проволоки наступает тогда, когда пластические свойства проволоки будут исчерпаны, т. е. проволока работает при малоцикловой усталости.

Согласно уравнению Коффина-Менсона количество циклов нагружения до зарождения трещин для проволоки, имеющей минимальную величину $\psi=0,18$ ($\psi=18\%$, таблица 1) составляет:

$$N = [0,25 \cdot \ln(1/(1 - \psi)) / (\epsilon_a - \sigma_{-1}/E)]^{1/m_L} = 20,3,$$

где ϵ_a – амплитуда упругопластической деформации, определяется с учетом, что при изгибе возникают как положительные так и отрицательные напряжения:

$$\epsilon_a = \sigma/E = (2400 + 786/2) / 2,1 \cdot 10^5 = 0,0133.$$

Количество циклов нагружения до зарождения трещин для проволоки, имеющей среднюю величину $\psi=0,37$ ($\psi=37\%$, таблица 1) составляет $N=105$.

Количество циклов нагружения до зарождения трещин для проволоки, имеющей величину $\psi=0,52$ (таблица 1) составляет $N=278$.

Результаты проведенных исследований и расчетов позволили сделать следующее заключение. Зарождение механических трещин, уменьшение пластических свойств и работы

разрушения металла каротажной проволоки происходит главным образом на участках длины проволоки, длительное время соприкасающихся с роликами, где возникают максимальные напряжения. Эти участки проволоки периодически смещаются из области взаимодействия с роликами вследствие периодического удаления нескольких метров конечного участка проволоки, что является вполне обоснованным. Разрушению проволоки способствует воздействие сероводородсодержащей среды и динамических нагрузок, возникающих при операции расхаживания и других операциях, вызывающих динамические нагрузки на проволоку. Для предупреждения разрушений перед началом повторной эксплуатации каротажной проволоки рекомендовано контролировать поверхность с помощью 5–10-ти кратной лупы и вести журнал учета времени работы проволоки в рабочей среде.

Рекомендовано для повышения надежности эксплуатации каротажной проволоки увеличить не менее, чем в 2 раза диаметры направляющих роликов установки, которые огибает проволока при подаче ее в скважину, ограничить до 20 число циклов нагружения участка проволоки, находящегося в области взаимодействия его с роликами, и обеспечить ингибиторную защиту проволоки.

Повреждение бурильных труб происходило на глубине 2200–2500 м, где располагается каменная соль, которая приводит к образованию на наружной поверхности труб язв, вы-

Таблица 1. Механические свойства каротажной проволоки

Механические характеристики	№ отрезков проволоки					
	1	2	3	4	5	6
Предел прочности σ_b , МПа	784	1444,7	1397,8	1486,9	1430,6	1604,2
Относительное удлинение при разрыве δ , %	29,2	25	16,67	3,33	1,67	1,67
Относительное сужение при разрыве ψ , %	58,4	40,32	29,96	22,59	18,77	18,77

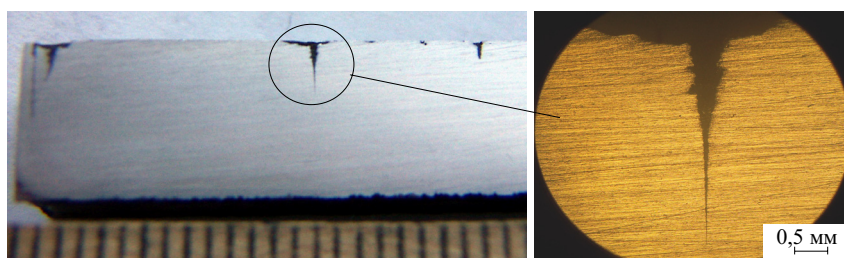


Рисунок 5. Язвенная коррозия металла бурильной трубы

зывающих концентрацию напряжений (рисунок 5). В процессе эксплуатации бурильные трубы испытывают более $28,5 \times 10^6$ циклов повторных нагружений, в том числе изгибающих.

Знакопеременные механические нагрузки вызывают возникновение продольных и поперечных колебаний труб и зарождение в области язв на наружной поверхности труб усталостных трещин. В процессе эксплуатации бурильных труб усталостные трещины развиваются в глубь стенки трубы. При определенной остаточной толщине стенки трубы под действием динамических рабочих нагрузок и давления промывочной жидкости происходит долом остаточ-

ного сечения стенки трубы. Под воздействием высокоскоростного потока промывочной жидкости возникает эрозия металла трубы и образование развитого сквозного повреждения стенки трубы (рисунок 6). Для исключения подобных инцидентов необходимо проводить контроль бурильных труб перед каждым проведением бурильных работ.

Усталостное разрушение коленчатого вала из стали 34ХН1МА поршневого компрессора (рисунок 7) произошло по сечению диаметром 330 мм, где расположено резьбовое отверстие $\varnothing 56$ мм крепления противовеса. В области конца этого отверстия расположен очаг

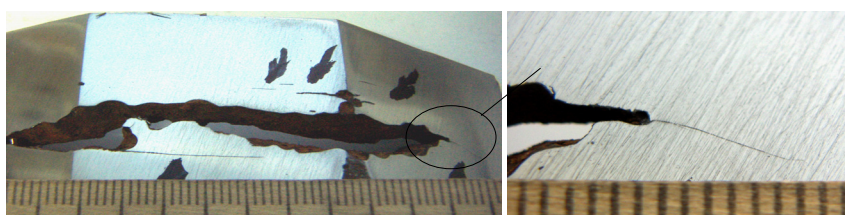


Рисунок 6. Сквозное повреждение металла бурильной трубы



а)



б)

Рисунок 7. Усталостное разрушение (а) коленчатого вала (б) компрессора



а)

б)

Рисунок 8. Детали компрессора ЗУ40К01 промежуточного вала и зубчатой муфты (а); усталостный излом болта (б): 1 – очаг разрушения; 2 – зона развития усталостной трещины; 3 – зона долома

разрушения, от которого зародилась, а затем развились в процессе эксплуатации компрессора усталостные трещины. Для повышения работоспособности коленчатого вала необходимо уменьшить в 2 раза глубину резьбового отверстия так, чтобы длина резьбы была равна ее диаметру.

Разрушение зубчатой муфты центрального компрессора, произошло после наработки 194000 часов. Номинальная частота вращения вала компрессора 8864 об/мин. При исследовании деталей разрушенной зубчатой муфты (рисунок 8) на фланцевом соединении муфты со стороны мультипликатора оставшиеся во фланце 7 болтов разрушены по зоне перехода резьбовой части к телу болта. Повреждения пяти оставшихся во фланце болтов имеют характер усталостного разрушения, на изломах этих болтов наблюдаются площадки, перпендикулярные к оси болта, где происходило зарождение усталостной трещины. Эти площадки переходят в зоны подрастания усталостной трещины (зона усталости) с гладкой полусферической поверхностью со следами наклепа и зоны последующего долома с крупнозернистым строением. Два оставшихся во фланце болта имеют излом, характерный для среза, которой произошел после усталостного разрушения других болтов и, соответственно, резкого уменьшения прочности фланцевого соединения зубчатой муфты со стороны мультипликатора.

Зубчатая муфта со стороны мультипликатора имеет незначительные повреждения зубьев, а со стороны компрессора – все зубья шестерни и колеса повреждены. Это также подтверждает факт первоначального разрушения

фланцевого соединения со стороны мультипликатора. При этом оставшийся без одной опоры промежуточный вал при своем вращении привел к полному разрушению зубчатой пары муфты со стороны компрессора. *Причиной разрушения* зубчатой муфты компрессора явились возникшие в процессе длительной эксплуатации усталостные трещины в металле болтов зубчатой муфты со стороны компрессора, развитие которых привело к долому этих болтов с последующим срезом остальных болтов фланцевого соединения муфты. Для исключения подобных инцидентов необходимо заменять болты зубчатой муфты через каждые 50 тысяч часов наработки.

Причиной поломки переходного штуцера манометра является его конструктивный недостаток, приведший при воздействии сероводородсодержащей среды и рабочих нагрузок к сероводородному растрескиванию резьбовой части переходного штуцера, изготовленного из нестойкого к сероводородной коррозии металла (рисунок 9).

При анализе излома переходного штуцера манометра выявлен хрупкий характер разрушения. Разрушение началось от впадины последней нитки резьбы, о чем свидетельствует небольшая площадка – очаг разрушения, рисунок 9, б. Резьбовая часть переходного штуцера работает не только на растяжение, но и на изгиб при вибрации манометра. Значение параметров вибрации по скорости и перемещению в месте крепления манометра составляет: $V = 0,3 - 2,0$ мм/с, $S = 3 - 12$ мкм соответственно. Кроме того, резьбовая часть переходного штуцера манометра не изолирована от контакта с

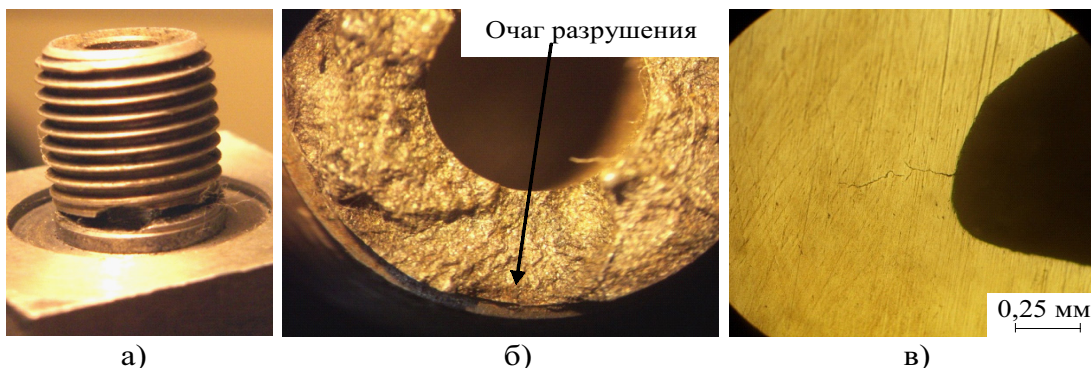


Рисунок 9. Отломившаяся резьбовая часть переходного штуцера манометра (а) и расположение очага разрушения резьбовой части штуцера (б); в – трещины в резьбовой части переходного штуцера

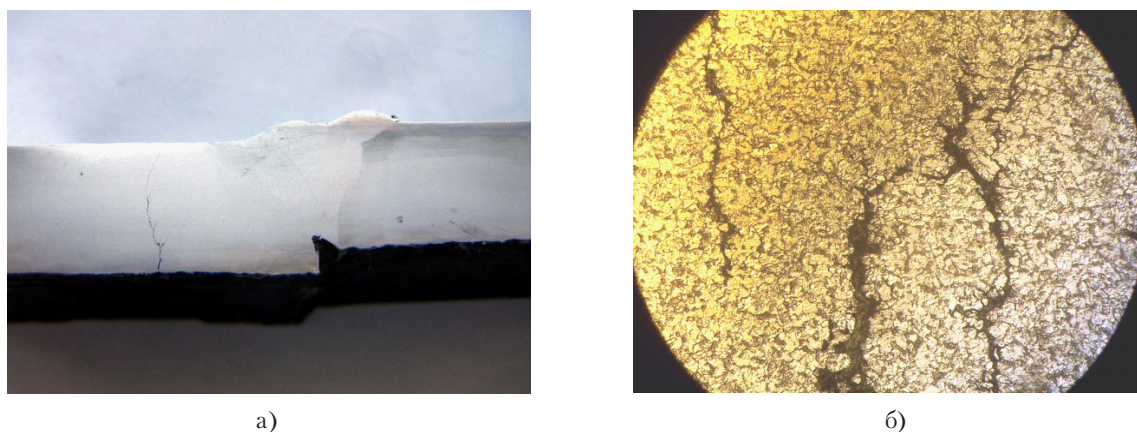


Рисунок 10. Макроструктура (а) и микроструктура (б) металла сварного соединения патрубка теплообменника в области сквозной трещины, $\times 200$

сероводородсодержащей средой. Металл переходного штуцера – сталь типа 05Х13Г12СН2.

Проведенный микроанализ обломившихся частей переходного штуцера показал, что в резьбовой части образовались микротрещины (рисунок 9), исходящие как от излома (рисунок 9, б), так и от впадин резьбы (рисунок 9, в). В результате при возникающей рабочей вибрации, наличия резьбы как концентратора напряжения, относительно малого диаметра резьбы (9 мм) переходного штуцера, действия коррозионной среды и значительной площади корпуса манометра происходят колебания манометра, в том числе от ветровой нагрузки, перпендикулярно оси резьбового соединения, что приводит к образованию трещин и разрушению.

Сквозное повреждение патрубка (рисунок 10, а) теплообменника произошло в процессе его гидроиспытания при давлении 0,25 МПа. Согласно результатам спектрального анализа химический состав металла патрубка соответствует стали 20. Металл теплообменника работает в условиях сложного напряженно-деформированного состояния: напряжение от давления рабочей среды; циклические температурные напряжения; нагрузки, возникающие в процессе проведения комплекса работ по ремонту теплообменника – монтаж-демонтаж трубных пучков.

Патрубки теплообменников испытывают дополнительные рабочие нагрузки вследствие конструктивного исполнения струйного теплообменника, препятствующего свободным температурным деформациям металла данных пат-

рубков. Сквозные дефекты в основном металле этих патрубков выявлялись, как правило, в процессе гидроиспытаний или при выводе теплообменников на рабочий режим. В процессе длительной эксплуатации в рабочей коррозионной среде, в состав которой входит сероводород и щелочные продукты, в металле патрубков вследствие наводороживания возникают микроразрушения – межкристаллитные микротрещины (рисунок 10, б). Возникающие в металле патрубка микротрещины не выявляются общепринятыми методами неразрушающего контроля, со временем непрогнозируемо развиваются и соединяются в сквозную макротрещину. *Основной причиной* возникновения сквозного повреждения патрубка теплообменника является наводороживание металла патрубка в процессе длительной, более 30-летней, эксплуатации, приводящее к зарождению межкристаллитных микротрещин, которые под действием наводороживающей рабочей среды и напряжений развиваются вплоть до образования магистральной трещины.

Анализ представленных типичных случаев повреждений изделий при воздействии переменных нагрузок и сероводородсодержащих сред позволил сделать следующий вывод: основными факторами, снижающими сопротивление металла усталостному разрушению, являются нерациональность конструкции и концентраторы напряжений, создающие повышенные эксплуатационные напряжения и снижающие работоспособность деталей и изделий.

19.01.2012

Список литературы:

1. Кушнаренко, В.М. Разрушение элементов конструкций, контактирующих с коррозионными средами: материалы 4-й МНК «Прочность и разрушение материалов и конструкций» / В.М. Кушнаренко, С.В. Пастухов, Ю.А. Чирков, Кушнаренко Е.В. – М.: РАЕ, 2005. – С. 82 – 84.
2. Чирков, Ю.А. Повреждения трубопроводов ОНГКМ и определение интенсивности их отказов / Ю.А. Чирков, Е.В. Кушнаренко, А.А. Бауэр, Д.Н. Щепинов // Территория нефтегаз. – 2008. – №12. – С. 46-49.

Сведения об авторах:

Кушнаренко В.М., заведующий кафедрой ДМ и ПМ Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, профессор, e-mail: vmkushnarenko@mail.ru

Чирков Ю.А., доцент кафедры ДМ и ПМ Оренбургского государственного университета, доктор технических наук, доцент, e-mail: chircov_ura@mail.ru

Репях В.С., старший преподаватель кафедры ДМ и ПМ Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, e-mail: podval2004@mail.ru

Ставишенко В.Г., доцент кафедры ДМ и ПМ Оренбургского государственного университета, кандидат технических наук, e-mail: stawishenko.w.g@mail.ru
460018, пр-т Победы, 13, ауд. 4307, тел. (3532) 372561

UDC 553.981.2:658.58

Kushnarenko V.M., Chirkov Yu.A., Repiah V.S., Stavishenko V.G.

Orenburg state university, e-mail: post@mail.osu.ru

ENDURANCE FATIGUE OF DETAILS AND CONSTRUCTIONS

In article fatigue failures of details and construction under the influence of variable loadings are considered. Principal causes of refusals and methods of increase of working capacity of products are presented.

Key words: metal fatigue, endurance fatigue, causes of refusals, pressure, a stress.

Bibliography:

1. Kushnarenko, V.M. Destruction of elements of the designs contacting to corrosion environments: materials of 4th MFE «Durability and destruction of materials and designs» / V.M. Kushnarenko, S.V. Pastuhov, U.A. Chirkov, E.V. Kushnarenko – М.: РАЕ, 2005. – P. 82 – 84.
2. Chirkov, U.A. Damages of pipelines ONGKM and definition of intensity of their refusals / U.A. Chirkov, E.V. Kushnarenko, A.A. Bauer, D.N. Shepinov // Territory petrogas. – 2008. – №12. – P. 46-49.