

УДК 622.24.053.6

DOI: 10.15587/2312-8372.2019.155935

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА БУРИЛЬНЫХ ТРУБ ПРИ СЛОЖНОМ НАПРЯЖЕННОМ СОСТОЯНИИ

Копей Б. В., Артым В. И., Рачкевич И. А., Рачкевич Р. В.

1. Введение

Колонны бурильных труб являются одним из наиболее важных звеньев технологического процесса строительства нефтяных и газовых скважин. Спектр их использования неимоверно широк и состоит из выполнения следующих операций:

- передача вращения от ротора или верхнего привода к долоту;
- восприятие реактивного момента от забойного двигателя;
- доставка промывочной жидкости к забою;
- подвод гидравлической мощности к долоту и погружному забойному гидравлическому двигателю;
- воздействие собственным весом на долото с целью разрушения горной породы;
- транспортировка необходимого оборудования к забою и, обратно, на дневную поверхность;
- проведение аварийных и дополнительных действий.

Следовательно, в процессе сооружения скважин бурильная колонна подвергается воздействию силовых факторов, которые обуславливают возникновение сложного напряженного состояния в ее поперечном сечении. Часто величина таких напряжений может превышать границу усталостной или коррозионно-усталостной прочности. Это, в свою очередь, может привести к отказам элементов бурильных труб вследствие истощения ресурса и возникновению аварий, ликвидация которых требует значительных материальных и временных вложений. Одним из решений данной проблемы является приостановка эксплуатации бурильных труб до наступления критического состояния. Следовательно, прогнозирование их остаточного ресурса есть исключительно актуальной проблемой.

2. Объект исследования и его технологический аудит

Подытоживая вышеуказанное, название *объекта исследования* сформулируем как эксплуатация бурильных труб в условиях сложного напряженного состояния.

Соответственно, одним из наиболее проблемных мест в данном случае являются процессы усталости, обусловленные зарождением и распространением в поперечном сечении бурильных труб кольцевых или полуэллиптических усталостных трещин. Последние, как правило, возникают в местах концентрации напряжений (рис. 1), таких как:

- резьбы; места перехода от тела трубы к высадке;
- повреждения роторными клиньями.

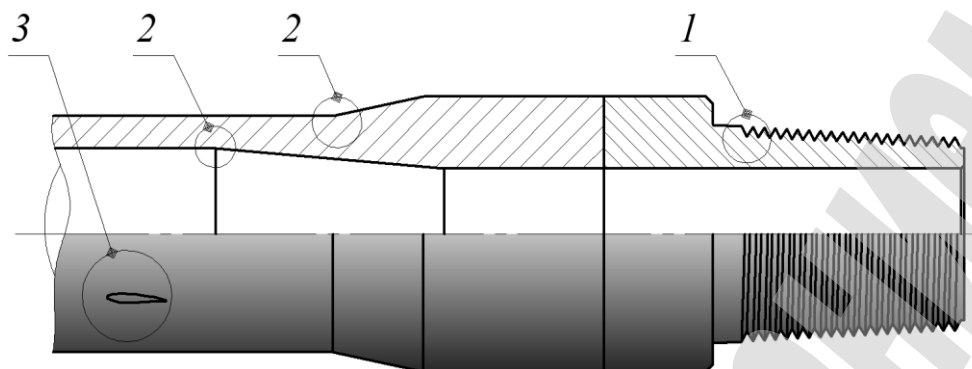


Рис. 1. Места возникновения усталостных трещин в бурильных трубах:
 1 – начальные витки замковой резьбы; 2 – переход от тела трубы к высадке;
 3 – коррозионные язвы и микротрещины на поверхности

Неоднородность структуры металла трубы (неметаллические включения, раковины и т. д.), коррозионные язвы и микротрещины на ее внутренней или внешней поверхности (рис. 1) также могут стать причинами, способствующими возникновению и росту усталостных трещин. Особенно в условиях одновременного действия нормальных и касательных напряжений.

3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является разработка метода оценки ресурса бурильных труб. Для этого необходимо решить следующие задачи:

1. Используя положения механики разрушения подобрать уравнения для расчета коэффициента интенсивности напряжений вблизи вершины полуэллиптической усталостной трещины.
2. Подобрать критерий определения величины эквивалентного напряжения.
3. Оценить влияние касательного напряжения на усталостную долговечность бурильной трубы при иных неизменных параметрах.

4. Исследование существующих решений проблемы

Проблема оценки или прогнозирования остаточного ресурса элементов труб нефтегазового сортамента рассматривается во многих работах. Если говорить обобщенно, то все эти труды можно условно разделить на две группы. Первая, представлена работами, где для прогнозирования усталостной прочности используется кривая усталости, предложенная Велером. Суть метода состоит в следующем. Экспериментальные образцы, которые полностью или частично соответствуют исследуемому объекту, поддаются переменной нагрузке. После разрушения фиксируют напряжение и соответствующее ему количество циклов нагружения. Испытания проводят необходимое количество раз, для получения зависимости:

$$N = f(\sigma), \quad (1)$$

где N – количество циклов до разрушения; σ – действующее напряжение в опасном сечении экспериментального образца.

Так, например, авторами работ [1, 2] выполнены испытания усталости алюминиевых и стальных бурильных труб при действии переменных нормальных напряжений. Кроме этого произведен качественный анализ результатов, однако явного вида зависимости (1) не предоставлено.

В работах [3, 4] выполнены аналогичные исследования. Для аппроксимации кривых усталости использованы степенные двухпараметрические уравнения. Недостатком такого подхода можно считать существенное рассеяние расчетных долговечностей при низких уровнях напряжений. Для устранения этого, авторами исследований [5, 6] предложены, соответственно, трипараметрические [5] и четырехпараметрические [6] уравнения кривой усталости. Однако стоит отметить, что в рассмотренных работах не учитывается влияние на усталостную долговечность бурильных труб касательного напряжения.

Этот метод имеет множество преимуществ, среди которых простота реализации. Тем не менее, его существенным недостатком является труднопреодолимые, а часто и непреодолимые осложнения при исследованиях крупногабаритных объектов, к которым относятся и бурильные трубы.

Вторая группа методов основывается на положениях механики разрушения. Здесь используется иной подход, суть которого состоит в следующем. Предполагается, что усталостная долговечность объекта зависит от скорости распространения трещины, которая есть причиной разрушения. В аналитическом виде:

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (2)$$

где l_0 , l_c – начальный и критический геометрические размеры трещины; v – скорость ее распространения.

В свою очередь величина v определяется по формуле П. Париса [7, 8]:

$$v = \frac{dl}{dN} = c K^m, \quad (3)$$

где c , m – коэффициент пропорциональности и эмпирический параметр, зависящий от свойств материала и характеризующий степень хрупкости соответственно; K – коэффициент интенсивности напряжений (КИН) характеризующий поля напряжений у вершины трещины.

Коэффициент c определяется согласно формуле:

$$c \approx (\sigma_y K_{Ifc})^{-2},$$

где σ_y – предел прочности материала при растяжении; K_{Ifc} – критический коэффициент интенсивности напряжений при плоском напряженном состоянии.

Обычно величина c принимает значения в пределах от 10^{-16} до 10^{-12} мм/(цикл·МПа·м^{1/2}).

Показатель степени m обычно находится в диапазоне от 3 до 5. Например, для углеродистых сталей он примерно равен 4.

Преимуществом этого метода является отсутствие необходимости проводить усталостные испытания натурного образца исследуемого объекта. Достаточно определить величины s , m за результатами усталостных испытаний небольших образцов материала. Расчет же КИН хоть и является не простой задачей, тем не менее, учитывая сегодняшний уровень вычислительной техники, успешно реализуется для все более сложных объектов. Поэтому в работах [9, 10] выбран именно этот подход, но без учета влияния касательных напряжений.

В работе [11], например, одновременно использован как первый, так и второй подходы. Однако влияние касательного напряжения на усталостную прочность бурильных труб также не было учтено.

Тем не менее, в труде [12] указывается, что касательные напряжения существенно влияют на усталость бурильных труб. А авторы работы [13] приняли их к расчету усталостной долговечности бурильных труб. Отметим, что в последней работе используется кривая усталости Веллера, с вытекающими выше указанными недостатками.

Таким образом, результаты анализа позволяют сделать вывод о том, что представляет интерес разработка метода прогнозирования остаточного ресурса бурильных труб, учитывая касательные напряжения, но с использованием положений механики разрушения. Это даст возможность существенно упростить и удешевить процесс экспериментального получения механических свойств материала, необходимых для прогнозирования остаточного ресурса бурильных труб в каждом конкретном случае.

5. Методы исследований

Как упоминалось выше, перспективным направлением усовершенствования и развития методов прогнозирования усталостной долговечности элементов бурильных труб является применение механики разрушения, основные положения которой заключаются в следующем:

1) в процессе изготовления и эксплуатации под действием внешних факторов и различных механизмов деградации в материале возникают и развиваются дефекты;

2) комплексной характеристикой сопротивления усталости металлов и сплавов является кинетическая диаграмма усталостного разрушения (КДУР) (рис. 2).

КДУР – это S-образная кривая, которая зачастую представляется в логарифмических координатах и является зависимостью между скоростью роста усталостной трещины ($lg(v)$ или $lg(dl/dN)$) и размахом или максимальной величиной коэффициента интенсивности напряжений ($lg(\Delta K)$ либо $lg(K_{max})$).

При этом, основными характеристиками циклической трещиностойкости материалов, вытекающими из данной диаграммы, являются следующие:

K_{th} , ΔK_{th} – соответственно пороговое значение или пороговый размах коэффициента интенсивности напряжений, ниже которого усталостная трещина не распространяется (англ. «threshold» – порог);

K_{fc} , ΔK_{fc} – соответственно критическое значение или размах критического значения коэффициента интенсивности напряжений, при котором происходит усталостное разрушение (англ. «fatigue critica» – усталость критическая).

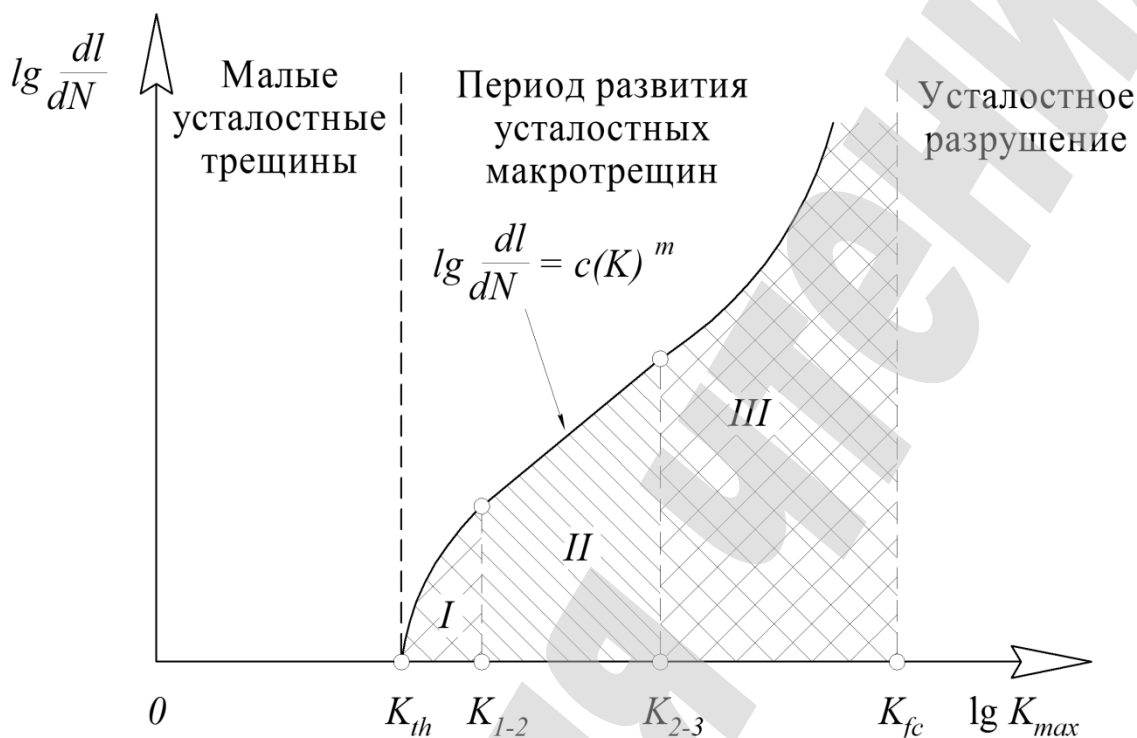


Рис. 2. Кинетическая диаграмма усталостного разрушения

Как видим, на S-образной кривой КДУР (рис. 2) можно выделить три участка, каждый из которых характеризуется своими феноменологическими и физическими закономерностям развития трещин.

Участок I – область низких скоростей, стадия припорогового роста усталостной трещины ($0 < dl/dN < 5 \cdot 10^{-5}$ мм/цикл). Стадия циклической микротекучести, процессы которой аналогичны тем, которые имеют место при статической деформации.

Участок II – линейный участок, описываемый степенной зависимостью П. Париса. Период стабильного роста усталостной трещины ($5 \cdot 10^{-5} < dl/dN < 10^{-3}$ мм/цикл). Стадия циклической текучести (неоднородной деформации), в которой наблюдается неоднородная пластическая текучесть материала, аналогично деформации Людерса-Чернова при статической деформации.

Участок III – область высоких скоростей, стадия ускоренного (нестабильного) роста усталостной трещины ($dl/dN > 10^{-3}$ мм/цикл). Окончание этой стадии характеризуется переходом к полному разрушению материала и долому образца. Продолжительность этого периода обычно мала по сравнению с предшествующими и поэтому его часто не принимают во внимание.

Наиболее важным является второй участок, на котором наблюдается линейная зависимость в логарифмических координатах между скоростью развития трещины и размахом или максимальным значением коэффициента интенсивности напряжений. Именно этот период роста усталостной трещины определяет долговечность конструкции и, в аналитическом виде, описывается формулой (3).

Одним из самых важных заданий при прогнозировании долговечности элементов бурильных труб, используя положения механики разрушения, является определение величины или размаха коэффициента интенсивности напряжений.

В простейшем случае плоской деформации растяжения бесконечного тела со сквозной прямолинейной трещиной длиной $2l$ его величина равна:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi l},$$

где σ – действующее напряжение.

Впрочем, для полуэллиптических трещин, наиболее характерных для валов, бурильных труб, штанг и т. д., максимальное значение K_I определяется по формуле Аоки и Киучи [14]:

$$K_{I \max} = 1.12 \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}}, \quad (4)$$

где σ_{\max} – максимальное нормальное напряжение от растяжения и изгиба в поперечном сечении бурильной трубы; h – текущая глубина трещины.

Величина параметра Q определяется из равенства:

$$Q = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi l^2}{8 h^2} \right)^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0.2}} \right)^2,$$

где $\sigma_{0.2}$ – условная граница текучести материала; l – текущая полудлина трещины.

Критическую глубину трещины h_{cr} , когда начинается ее катастрофический рост, определяем из уравнения (4), принимая, в соответствии с критерием Ирвина, $K_{I \max} = K_{I_{fc}}$, следовательно:

$$h_{cr} = \left(\frac{K_{I_{fc}}}{1.12 \sigma_{\max}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{Q}. \quad (5)$$

Преимущественно $K_{I_{fc}} = 60-150 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$ для материалов бурильных труб различных групп прочности и определяется экспериментальными методами в зависимости от толщины, размера, формы трещины и вида нагрузки.

Итак, долговечность элемента бурильной трубы с трещиной в циклах нагрузки получаем из равенства (2) методом интегрирования функции скорости по пути роста трещины в пределах от h_{in} к h_{cr} :

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (K_{I \max})^m} = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c \left(1.12 \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}} \right)^m}, \quad (6)$$

где h_{in} и h_{cr} – размеры начальной и критической глубины трещины.

Не сложно заметить, что уравнения для расчета значений критической глубины трещины (5) и усталостной долговечности (6) учитывают влияние только нормальных напряжений. Следовательно, предложено осуществить указанные расчеты, принимая во внимание также и касательные напряжения в поперечном сечении трубы.

Для дальнейших вычислений избираем четвертую теорию прочности, согласно которой эквивалентное напряжение будет равно [15]:

$$\sigma_{eq}^{(IV)} = \sqrt{(\sigma_{ten} + \sigma_b)^2 + 3 \tau^2}, \quad (7)$$

где σ_{ten} , σ_b – нормальные напряжения от растяжения и изгиба соответственно; τ – касательное напряжение от кручения.

Касательное напряжение определяются по формуле:

$$\tau = \frac{TR}{I_p}, \quad I_p = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4),$$

где T – крутящий момент; R , I_p , D , d – внешний радиус, полярный момент инерции поперечного сечения, внешний и внутренний диаметры бурильной трубы, соответственно.

Тогда, учитывая (7), уравнение (5) примет вид:

$$h_{cr} = \left(\frac{K_{Ifc}}{1.12 \sigma_{eq}^{(IV)}} \right)^2 \frac{1}{\pi} \sqrt{Q}, \quad (8)$$

где

$$Q = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi l^2}{8 h^2} \right)^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma_{eq}^{(IV)}}{\sigma_{0.2}} \right)^2.$$

Соответственно, уравнение (6) запишем следующим образом:

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (K_{I \max})^m} = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \left(\frac{dh}{c \left(1.12 \sigma_{eq}^{(IV)} \sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}} \right)^m} \right). \quad (9)$$

Допустим, длина полуэллиптической усталостной трещины $2l$ в четыре раза превышает глубину h (рис. 3).

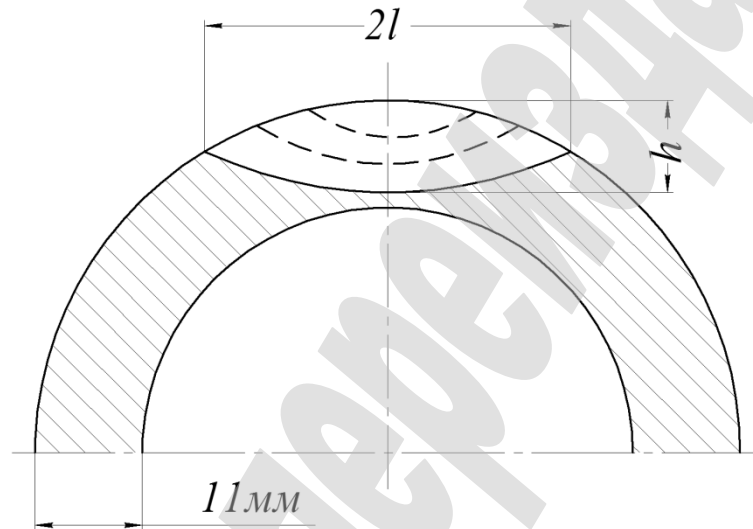


Рис. 3. Зависимость между длиной $2l$ и глубиной h полуэллиптической трещины в теле бурильной трубы

Тогда равенство для определения параметра Q получит окончательный вид:

$$Q = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi 4}{8} \right)^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma_{eq}^{(IV)}}{\sigma_{0.2}} \right)^2.$$

Как видим, принимая во внимание форму полуэллиптических трещин в опасном сечении бурильных труб, удалось свести зависимость параметра Q исключительно от двух величин: эквивалентного напряжения и условной границы текучести материала.

6. Результаты исследований

Для примера, рассчитаем остаточный ресурс бурильной трубы со следующими геометрически-механическими свойствами: внешний диаметр $D=139.7$ мм; внутренний диаметр $d=118.7$ мм; предел прочности $\sigma_y=724$ МПа; условная граница текучести $\sigma_{0.2}=655$ МПа.

Критический коэффициент интенсивности напряжений K_{Ic} для материала рассматриваемой бурильной трубы примем равным $65 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$. Величины

коэффициента пропорциональности и эмпирического параметра формулы П. Париса соответственно равны $c=4.61 \cdot 10^{-12}$, $m=3.83$.

Пусть в поперечном сечении трубы действуют нормальные растягивающие напряжения величиной $\sigma_{ten}=70$ МПа и циклические напряжения изгиба в искривленном участке скважины величиной $\sigma_b=45$ МПа. Следовательно, максимальная величина нормальных напряжений равна:

$$\sigma_{max} = \sigma_{ten} + \sigma_b = 70 + 45 = 115 \text{ МПа.}$$

Предположим, что в теле трубы есть поверхностная полуэллиптическая трещина, которая не была обнаружена при неразрушающем контроле. Поэтому ее начальную глубину примем $h_{in}=0.8$ мм. Критическую глубину данной трещины определяем по формуле (5). Получаем 22,3 см. Однако, как видим, критическая глубина трещины h_{cr} в 22 см оказалась больше толщины стенки трубы, которая составляет 11 мм. Это означает, что $h_f=h_{cr}$ следует также принять равной 11 мм.

Таким образом, соответственно равенству (6), количество циклов нагрузки, необходимое для увеличения глубины трещины от $h_{in}=0.8$ мм до $h_f=h_{cr}=11$ мм составляет $9.436 \cdot 10^5$. Совершенно очевидно, что это и будет долговечность упомянутого типоразмера буровой трубы, ведь образование сквозных отверстий в ее стенке недопустимо с точки зрения технологического процесса.

Теперь спрогнозируем долговечность, используя аналогичные начальные условия, но учитывая касательное напряжение в поперечном сечении буровой трубы, возникающие в результате действия крутящего момента $T=10$ кН·м. Для этого используем равенства (7)–(8). После расчета получим: эквивалентное напряжение – 133,4 МПа; критическая глубина трещины – 16,6 см. Количество циклов, необходимых для увеличения глубины трещины от $h_{in}=0.8$ мм до $h_f=h_{cr}=11$ мм, составляет $5.346 \cdot 10^5$. Это почти вдвое меньше по сравнению с результатом, который получается без учета влияния касательного напряжения ($9.436 \cdot 10^5$ циклов).

И, наконец, проанализируем зависимость расчетной долговечности буровой трубы от величины крутящего момента, не изменяя иные условия. Величину T зададим как переменную в диапазоне от 0 до 50 кН·м (рис. 4).

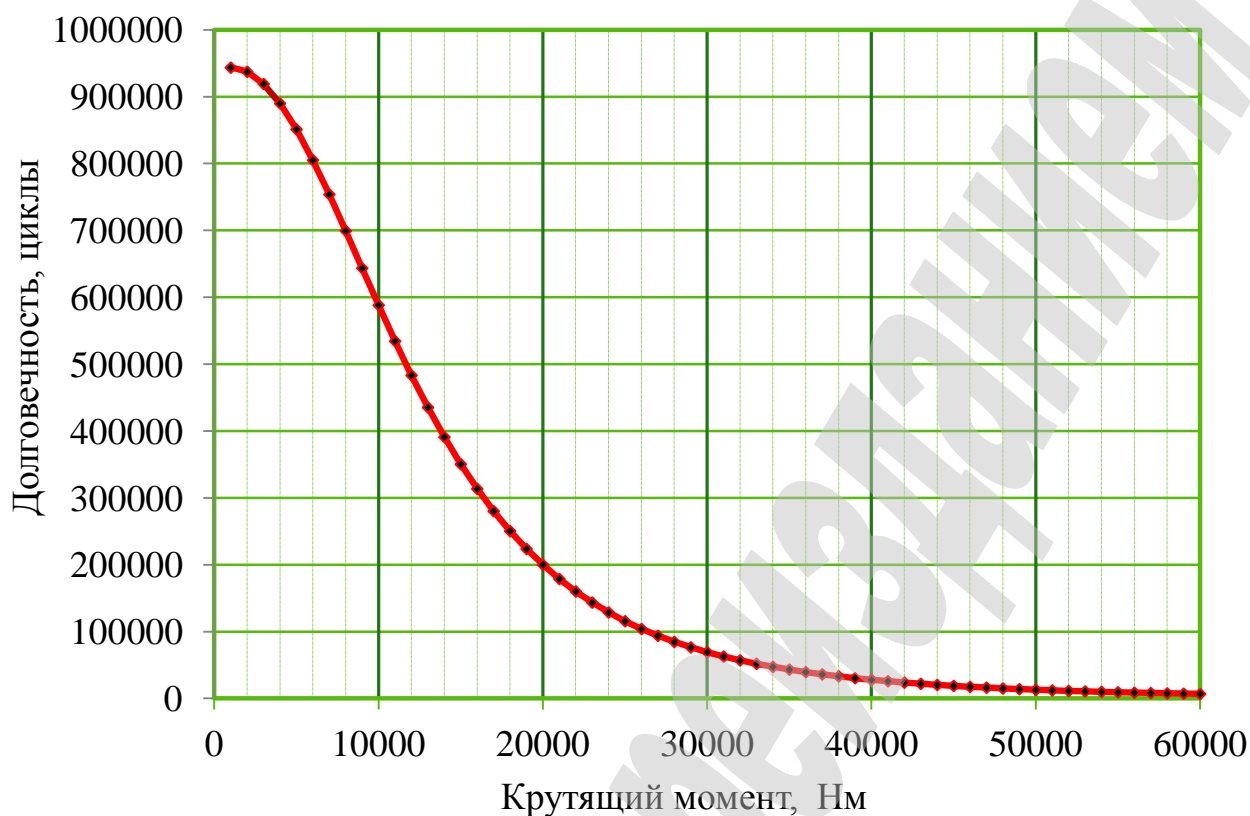


Рис. 4. Графическая зависимость долговечности буровой трубы от величины крутящего момента

Как и следовало ожидать, касательное напряжение, вызванное крутящим моментом, влияя на значение эквивалентного, может существенно уменьшать величину расчетной долговечности элементов буровых труб. Особенно это касается вычислений при сооружении наклонно-направленных и горизонтальных скважин, где момент, скручивающий колонну буровых труб, может достигать больших значений.

7. SWOT-анализ результатов исследования

Strengths. В качестве преимущества предложенного выше метода отметим следующее. Во-первых, расчет базируется на использовании КДУР. Это дает возможность получать необходимые характеристики материала буровых труб, исходя из результатов усталостных испытаний небольших экспериментальных образцов. Во-вторых, учет совместного влияния нормального и касательного напряжения реализуется путем использования одной из наиболее апробируемых теорий прочности, которая, к тому же, рекомендована для расчета буровых труб. В-третьих, алгоритм расчета относительно прост, что позволит использовать его непосредственно на нефтегазовых промыслах.

Weaknesses. Как слабую сторону разработанной методики выделим упрощенную модель для определения коэффициента интенсивности напряжений у вершины трещины. Как видим, расчет не учитывает влияние замковой или трубной резьбы на величину КИН. Из этого следует, что использование

изложенной методики предпочтительнее для прогнозирования остаточного ресурса бурильных труб при условии их разрушения вблизи высадки.

Opportunities. Соответственно, перспективным путем усовершенствования разработанного в данной работе подхода является использование метода конечных элементов для расчета коэффициента интенсивности напряжений. Это даст возможность учесть влияние касательных напряжений и резьбы на его величину.

С другой стороны, представляют интерес экспериментальные исследования, которые бы разрешили установить, какая именно теория прочности как нельзя лучше соответствует кинетике распространения полуэллиптических усталостных трещин в элементах бурильных труб при сложном напряженном состоянии.

Threats. Бесспорно, любой метод прогнозирования усталостной долговечности, и разработанный не исключение, имеет угрозы, возникающие в результате расчета ресурса, как в меньшую, так и в большую сторону. В первом случае уменьшается междусервисный интервал, что будет приводить к возрастанию себестоимости процесса бурения и уменьшению вероятности отказов. Во втором случае, наоборот. Существует риск вовремя не прекратить эксплуатацию поврежденной бурильной трубы, приводя, тем самым, к аварии.

8. Выводы

1. С целью оценки остаточного ресурса колонн бурильных труб при сложном напряженном состоянии применено положения механики разрушения. В частности, использовано эквивалентное напряжение, учитывающее как нормальную, так и касательную компоненты, в уравнении Аоки и Киучи для расчета коэффициента интенсивности напряжений перед фронтом полуэллиптической усталостной трещины.

2. Проведенные исследования позволяют отметить, что касательные напряжения существенно уменьшают долговечность бурильных труб. Так, осуществленный расчет показывает, что при фиксированной амплитуде нормальных напряжений, долговечность элементов бурильной колонны определенная без учета касательных напряжений и с их учетом может отличаться практически в 2-ва раза.

3. Особенностью предложенного метода является то, что для прогнозирования усталостной долговечности определенного элемента бурильной трубы при сложном напряженном состоянии достаточно иметь параметры уравнения П. Париса, полученные по результатам испытаний образцов материала используя стандартную методику.

Литература

1. Fatigue analysis of aluminum drill pipes / Plácido J. C. R. et. al. // Materials Research. 2005. Vol. 8, Issue 4. P. 409–415. doi: <http://doi.org/10.1590/s1516-14392005000400009>

2. Veidt M., Berezovski A. Design and application of a drill pipe fatigue test facility // SIF2004 Structural Integrity and Fracture. Brisbane, 2004. P. 367–375.

3. Drillpipe Stress Distribution and Cumulative Fatigue Analysis in Complex Well Drilling: New Approach in Fatigue Optimization / Sikal A. et. al. // SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Denver, 2008. doi: <http://doi.org/10.2118/116029-ms>
4. A New Drillstring Fatigue Supervision System / Olivier V. et. al. // SPE/IADC Drilling Conference. Amsterdam, 2007. doi: <http://doi.org/10.2118/105842-ms>
5. Zheng J. 2015. Fatigue estimation of drill-string and drill-pipe threaded connection subjected to random loading. Newfoundland: Memorial University of Newfoundland, 125 p.
6. Sungkon H. Fatigue analysis of drillstring threaded connections. Proceedings of the thirteenth International // Offshore and Polar Engineering Conference. Honolulu, 2003. P. 202–208.
7. Paris P., Erdogan F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws // Journal of Basic Engineering. 1963. Vol. 85, Issue 4. P. 528–533. doi: <http://doi.org/10.1115/1.3656900>
8. Fatigue of Drillstring: State of the Art / Vaisberg O. et. al. // Oil & Gas Science and Technology. 2002. Vol. 57, Issue 1. P. 7–37. doi: <http://doi.org/10.2516/ogst:2002002>
9. Fracture-mechanics concept offers models to help calculate fatigue life in drill pipe / Kral E. et. al. // Oil and Gas Journal. 1984. Vol. 82, Issue 32-33. P. 51–115.
10. Braun M. Fatigue assessment of threaded riser connections. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology, 2014. 78 p.
11. Stelzer C. Drillpipe Failure and its Prediction: Master Thesis. Leoben: Mining University Leoben, 2007. 115 p.
12. Zhang J. B., Lv X. H. Fatigue Analysis of the Drill String According to Multiaxial Stress // Advanced Materials Research. 2011. Vol. 418-420. P. 993–996. doi: <http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.418-420.993>
13. Aoki M., Kiuchi A. Brittle fracture strength of notched round bar under axial load: Proc. 6th Int. Conf. Fract. // Adv. Fract. Res. New Delhi, Oxford: Pergamon Press, 1984. Vol. 2. P. 1439–1446. doi: <http://doi.org/10.1016/b978-1-4832-8440-8.50133-2>
14. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин. Москва, 1997. 78 с.