

**Министерство высшего и среднего специального
образования УССР**

Ивано-Франковский институт нефти и газа

На правах рукописи

БАВЬК Игорь Степанович

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАМКОВЫХ
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИИ УТЯЖЕЛЕННЫХ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ**

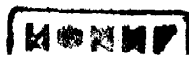
05.15.10 - бурение скважин

**05.04.07 - машины и агрегаты нефтяной
и газовой промышленности**

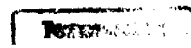
**Диссертация на соискание ученой
степени кандидата технических наук**

**Научные руководители: кандидат технических
наук, доцент Чернов Б.А
кандидат технических
наук, с.н.с. Гнып И.П.**

Ивано-Франковск - 1990



и 29



С О Д Е Р Ж А Н И Е

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ	1
1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ОБЗОР	
1.1. Условия эксплуатации резьбовых соединений буровой колонны	3
1.2. Разрушение резьбовых соединений буровой колонны при динамическом нагружении	10
1.3. Значимость взаимосвязи элементов резьбовых соединений ЭТТ от технологических факторов	17
1.4. Приближенно механически разрушения и оценке долговечности элементов буровой колонны	20
П И О Д	27
2. МАТЕРИАЛЫ, СПЕЦИАЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	
2.1. Общие положения	34
2.2. Исследуемые материалы и образцы	37
2.3. Стенды для испытаний натурных образцов элементов резьбовых соединений ЭТТ	41
2.4. Методы определения характеристик: прочностных материалов	43
П И О Д	47
3. МЕХАНИКА ТРЕЩИНЫ В НАРУЖНОМ И ВНУТРЕННЕМ КРУЖЕВЫХ ОБЛАСТЯХ НА ОБЪЕМНО-КАСНУЮ РАБОТУ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОТЫ СОЕДИНЕНИЯ ЭТТ	
3.1. Образование и характер распространения усталостных трещин в резьбовых соединениях ЭТТ	51
3.2. Изучение влияния механических элементов на напряженное состояние резьбового соединения	61
3.3. Влияние волнения осевого напряжения на сопротивление	

усталости соединений ШД 177	177
4.4. Температурный эффект коррозионных усталостных испытаний разбоях соединений ШД 183	183
4.4.1 183	183
4. МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ	
4.1. Механическое состояние элементов конструкции при загрузки и скорости распространения трещин от начальной микротрещины 177	177
4.2. Исследование усталостности при изгибе и кручении при загрузки усталостных трещин 180	180
4.3. Исследование скорости распространения усталостных трещин в стали 180	180
4.4. Гранулография исследуемых сталей 181	181
4.5. Расчет долговечности элементов разбоях соединения ШД 187	187
4.6. Оценка влияния параметров сборки элементов разбоях соединения ШД по данным о трещинообразности сталей 188	188
4.6.1 188	188
5. МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ	
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ МАТЕРИАЛЫ ПРИМЕНЯЕМЫЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ 189	189
ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И ПРОЦЕДУРЫ 189	189
МАШИНЫ 197	197
РЕЗЬБЫ 197	197

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. Развитие нефтегазодобывающей промышленности нашей страны требует значительной интенсификации процесса проводки скважины и роста глубокого и сверхглубокого бурения. Увеличение глубин бурящихся скважин накладывает повышенные требования на обеспечение безаварийной работы элементов бурильной колонны. Усталостные разрушения резьбовых соединений превышают 50% всех аварий с бурильной колонной.

Известно, что на долю резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб (УБТ) приходится до 35% всех усталостных поломок элементов бурильной колонны при их общем количестве в составе колонны не превышающем 5...10%. Следовательно, задача обеспечения безаварийного использования УБТ является первоочередной в решении проблемы повышения надежности и долговечности работы бурильных колонн.

Исследования, проведенные в последние десятилетия в СССР и за рубежом, показали, что усталостные разрушения замковых резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб вызывают знакопеременные изгибающие нагрузки вследствие искривления скважин. Кроме того, бурильная колонна в вертикальной скважине искривляется от собственного веса и под действием внешних усилий, необходимых для передачи энергии на долото. Поэтому при расчете бурильных колонн на сопротивление усталости учитываются только знакопеременные изгибающие напряжения.

Определение сопротивления усталости натуральных образцов замковых резьбовых соединений дает лишь интегральную характеристику конкретного типоразмера УБТ, которая состоит из фаз зарождения и распространения усталостной трещины, приводящей к разрушению конструкции.

Цель работы. Разработка методов повышения эксплуатационных характеристик замковых резьбовых соединений УБТ путем оптимизации параметров сборки и прогнозирование их ресурса работы по сопротивлению сталей зарождению и распространению усталостных трещин.

Основные задачи работы:

1. Проанализировать литературные данные о влиянии параметров сборки замковых резьбовых соединений УБТ на их сопротивление усталости.
2. Установить закономерности распространения усталостных трещин в замковых резьбовых соединениях УБТ.
3. Экспериментально определить влияние осевого натяга на напряженное состояние ниппеля в плоскости опасного сечения.
4. Использовать регрессионный анализ для определения взаимного влияния крутящего момента свинчивания и осевого натяга на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений УБТ.
5. Исследовать периоды до зарождения и скорости распространения усталостных трещин в сталях, применяемых в бурении.
6. Определить зависимости, описывающие период до зарождения и скорость распространения усталостных трещин при асимметричном цикле нагружения.
7. Разработать методику прогнозирования работоспособности замковых резьбовых соединений УБТ при различных режимах нагружения.
8. Определить оптимальные параметры сборки замковых резьбовых соединений УБТ по сопротивлению сталей зарождению и распространению усталостных трещин.

Научная новизна.

1. Получены зависимости для определения геометрических па-

раметров фронта усталостных трещин при различных режимах нагружения.

2. Предложена модель для определения изгибающего момента в плоскости опасного сечения ниппеля в зависимости от степени закрепления резьбового соединения и методика расчета.

3. Получены зависимости для расчета рекомендуемых значений осевого натяга для различных типоразмеров замковых резьбовых соединений УБТ.

4. Предложены зависимости для описания периода до зарождения и скорости распространения усталостных трещин при асимметричном цикле нагружения, характерном для опасного сечения ниппеля замковых резьбовых соединений УБТ.

5. Разработана методика определения долговечности замковых резьбовых соединений УБТ с использованием критериев механики разрушения.

6. Предложена методика расчета рекомендуемого крутящего момента свинчивания замковых резьбовых соединений УБТ по данным о трещиностойкости сталей.

Практическая ценность.

1. Определены геометрические параметры усталостных трещин при различных режимах нагружения, что дало возможность повысить качество УЗК труб.

2. Расчитаны оптимальные значения осевых натягов для замковых резьбовых соединений УБТ, исходя из их геометрических параметров.

3. Получены расчетные кривые усталости различных типоразмеров замковых резьбовых соединений УБТ по данным о трещиностойкости сталей, что позволяет существенно сократить объем стендовых испытаний натуральных образцов.

4. Разработана методика определения равнопрочности ниппельной и муфтовой частей замковых резьбовых соединений УБТ по данным о трещиностойкости используемых сталей.

5. Годовой эффект от внедрения расчетных оптимальных осевых натягов и крутящих моментов свинчивания при сборке УБТ на Стрийском УНТОиК ПО "Запукргеология" и на Богородчанской СХХ УМГ "Прикарпаттрансгаз" составил 32 тыс. рублей.

Апробация работы. Основные положения работы доложены на ХУП-й конференции молодых ученых и специалистов ВНИИБТ. (г. Москва, 1987 г.), на всесоюзном совещании "Защита от коррозии нефтегазового оборудования в процессе строительства предприятий нефтяной и газовой промышленности". (п. Красный Курган, 1987 г.), на конференции "Повышение эффективности и качества проводки глубоких скважин на нефть и газ в сложных геологических условиях" ВГО "Енисейнефтегазгеология" (г. Красноярск, 1989 г.), на У республиканской конференции "Коррозия металлов под напряжением и методы защиты" (г. Львов, 1989 г.), на конференции молодых ученых и специалистов ИФНГ (г. Ивано-Франковск, 1989 и 1990 г.г.).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 8 работ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов и приложений. Изложена на 163 страницах машинописного текста, содержит 42 рисунка, 11 таблиц и список цитируемой литературы из 112 источников.

1. ЛИТЕРАТУРНЫЙ ОБЗОР.

1.1. Условия эксплуатации резьбовых соединений бурильной колонны

Известно, что на долю резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб (УБТ) приходится до 35% всех усталостных разрушений элементов бурильных колонн [1,2] при их общем количестве в составе колонны не превышающем 5...10%. Следовательно, задача обеспечения безаварийного использования УБТ является первоочередной в решении проблемы повышения надежности и долговечности работы бурильных колонн.

Из-за сложности определения величины усилий, действующих в условиях эксплуатации, эта задача на практике решается путем назначения норматива работоспособности труб, определяемого для различных районов бурения, на основании статистической обработки данных аварийности. Например, для ПС "Укрнефть" он составляет 400 часов бурения роторным способом при использовании горячекатаных УБТ, изготовленных по ТУМ-3-835-79. Принятый норматив отражает нижний предел ресурса работоспособности УБТ в сложных геологических условиях и подтверждается результатами обработки опытных комплектов труб. Так, по данным [3], наличие усталостных трещин в горячекатаных УБТ обнаружено ультразвуковым контролем (УЗК) через 800...900 часов бурения, а в работе [4] имеются сведения об усталостных трещинах в муфтовой части УБТ-203, обнаруженные ультразвуковой дефектоскопией после 403...543 часа бурения. В то же время, в более легких условиях эксплуатации, наличие усталостных трещин в резьбовых соединениях УБТ фиксировали после наработки 1100...1200 часов [3]. Применение легированных сталей с более высоким пределом текучести, а также использование конструктивных усовершенствований

значительно увеличило долговечность резьбовых соединений УБТ [5].

Следовательно, работоспособность резьбовых соединений УБТ зависит прежде всего от сочетания действующих в скважине нагрузок, механических характеристик материала труб и конструктивных факторов.

В процессе эксплуатации бурильная колонна деформируется, теряет устойчивую прямолинейную форму, приобретая вид пространственной спирали переменного шага, лежащей на поверхности ствола скважины. Она подвергается действию самых разнообразных нагрузок, которые определяют ее сложное напряженное состояние. По данным работ [6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14] можно выделить следующие характерные напряжения, действующие на резьбовые соединения бурильной колонны в скважине:

- осевые усилия растяжения от собственного веса колонны;
- усилия сжатия в нижней части колонны, возникающие при создании нагрузки на долото за счет веса УБТ;
- усилия растяжения в ниппеле замкового соединения от момента затяжки;
- крутящий момент, используемый для вращения колонны;
- переменный изгибающий момент, возникающий при работе колонны на искривленных участках скважины, от пропольного изгиба при сжатии и под действием центробежных сил;
- динамические нагрузки при проведении спуско-подъемных операций;
- дополнительные растягивающие усилия при прокачивании промышленной жидкости;
- переменный крутящий момент от неустойчивой работы долота на забое;
- динамические усилия, связанные с вибрацией колонны от работы

долота и пульсации бурового раствора.

В общем случае все нагрузки можно классифицировать как статические нагрузки, единичные динамические нагрузки, единичные динамические перегрузки, переменные нерегулярные напряжения.

Данные, полученные зарубежными исследователями [15, 16] показали, что нагрузка на долото непрерывно меняется в пределах 25...50% по сравнению со средними кажущимися значениями, определенными по наземному индикатору веса (ГИВ). Иногда максимальная нагрузка на долото более чем в 3,5 раза превышает среднее ее значение. Все это свидетельствует о том, что в нижней части буровой колонны динамические нагрузки достигают значительных величин и зависят от компоновки низа колонны, типа долота и режима его нагружения. Известно также, что характер нагружения буровой колонны динамическими силами, приводящий к усталостным явлениям в металле труб и их соединений, не претерпевает принципиальных изменений с ростом глубины скважин.

Очень важным, наиболее длительно действующим и в то же время малоисследованным параметром является изгибающий момент в колонне. Сведения о фактических величинах сил, действующих на элементы буровой колонны позволили бы правильно скомпоновать колонну, определить ее наиболее нагруженные участки, провести сравнение величин знакопеременных изгибающих нагрузок с данными стендовых испытаний труб на усталостную прочность.

Очень редко растяжение, изгиб или действие знакопеременного изгиба являются причиной разрушения замковых соединений, если крутящий момент был выбран правильно. Усталостное разрушение в результате недостаточного крутящего момента свинчивания является одной из причин аварий с замковыми резьбовыми соединениями [8].

Удары о твердые породы ствола скважины могут повредить упорные торцы резьбового соединения, в результате чего нарушается герметичность. При последующем свинчивании без устранения повреждений возможны размыв, усиленный износ торцов и резьбы. В результате износа резьба по профилю заостряется и при дальнейшей эксплуатации возможен срыв резьбового соединения [17].

По аналогии с машиностроением предлагается расчет бурильной колонны на выносливость вести не по всему комплексу возможных нагрузок, а лишь по наибольшей длительно действующей нагрузке, и такой нагрузкой для бурильной колонны принят переменный изгиб. Это согласуется с результатами стендовых усталостных испытаний натуральных образцов резьбовых соединений бурильной колонны и анализом усталостных изломов резьбовых соединений в промышленных условиях [18].

Для части бурильной колонны, вращающейся вокруг вертикальной оси скважины, переменная составляющая изгибающего момента определяется по формуле Сарояна А.Е. [7]

$$M_{\text{изг}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J \cdot f}{2 \cdot L^2 \cdot 10^3} \quad (I.I)$$

где $M_{\text{изг}}$ — переменный изгибающий момент, кН·м;
 E — модуль упругости, МПа;
 J — осевой момент инерции тела трубы, см⁴;
 f — стрела прогиба, см;
 L — длина полуволны, м.

Как показали исследования Сарояна А.Е. [7], вращение сжатой части бурильной колонны на прямолинейных участках скважины происходит преимущественно вокруг оси скважины. В этом случае для плоского изгиба переменные изгибающие нагрузки также определяются по формуле (I.I).

При вращении скатой части колонны бурильных труб вокруг собственной оси (при изменении направления ствола скважины) переменный изгибающий момент от собственного веса скатого участка определяется из выражения [7].

$$M_{\text{изг}} = k \cdot f \sqrt[3]{E \cdot J \cdot q^2} \quad (1.2)$$

где q - вес 1 м бурильной трубы, Н.

Величина k растет с повышением нагрузки на долото. Для одной полуволны изогнутых труб $k = 0,74$, для двух - $k = 1,84$. Одна полуволна образуется при длине скатой части $l = 1,94 \sqrt[3]{J \cdot E \cdot q}$, две полуволны - при $l = 4,22 \sqrt[3]{J \cdot E \cdot q}$.

В ряде работ [19, 20, 21, 22, 23] отмечено, что наибольшие усталостные повреждения бурильная колонна получает при вращении на искривленных участках скважины. Степень искривленности скважины принято оценивать специальным параметром i , называемым интенсивностью искривления и вычисляемым по данным инклинометрии по формуле [20]:

$$i = \frac{\Delta \alpha}{l_n} \cdot l_n \quad (1.3)$$

где $\Delta \alpha$ - изменение угла пространственного искривления скважины;

l_n - расстояние между крайними точками интервала, по которым вычисляется i , м;

l_n - интервал, по которому приводится значение l_n , м (в СССР принято $l_n = 10$ м).

Значение $\Delta \alpha$ чаще всего определяют по формуле [20]

$$\Delta \alpha = 2 \arcsin \sqrt{\sin^2 \frac{\Delta V}{2} + \sin^2 \frac{\Delta \varphi}{2} \cdot \sin^2 V_{\text{ср}}} \quad (1.4)$$

где ΔV и $\Delta \varphi$ - изменение зенитного и азимутального углов;

$V_{\text{ср}}$ - средний зенитный угол.

Уменьшение погрешности вычисления $\dot{\epsilon}$ позволит более точно определять действующие на бурильную колонну переменные изгибающие нагрузки и рассчитывать ее на выносливость.

К основным статическим нагрузкам, влияющим на сопротивление усталости резьбовых соединений бурильной колонны, можно отнести нагрузки от растяжения, сжатия и изгиба [7, 21, 24, 25].

Таким образом, при расчете элементов бурильных колонн на сопротивление усталости учитываются только знакопеременные изгибающие напряжения.

В связи с увеличением глубин бурения нефтяных и газовых скважин возрастают требования к повышению эксплуатационных характеристик и прочностных свойств материала труб и замков. Теоретический анализ и практика бурения скважин глубиной свыше 6000 м показывают, что для успешной их проводки необходимо повышение предела текучести материала замковых резьбовых соединений бурильных труб до 900...950 МПа [17]. В соответствии со стандартом 7 АРН минимальный предел текучести $\sigma_{0.2}$ материала замков бурильных труб установлен 830 МПа. Некоторые зарубежные фирмы (РИД, Маннесман, и др.) изготавливают замки из стали с пределом текучести свыше 900 МПа [21].

В резьбовых соединениях УБТ моменты сопротивления изгибу поперечных сечений меньше, чем по телу труб, поэтому наибольшие напряжения изгиба, как правило, приходится на резьбовые соединения [8].

1.2. Разрушение резьбовых соединений бурильной колонны при циклическом нагружении

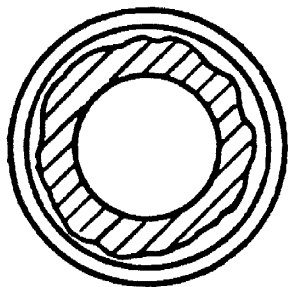
В процессе эксплуатации бурильная колонна подвергается воздействию ряда разнообразных нагрузок, которые определяют ее сложное напряженное состояние. Действие циклических нагрузок

определяет усталостное разрушение замковых резьбовых соединений, приводящее к аварии бурильной колонны. При определении эксплуатационной надежности бурильной колонны необходимо знать закономерности возникновения и развития усталостных трещин (момент зарождения усталостной макротрещины, направление, форму и скорость ее распространения, критические параметры трещины).

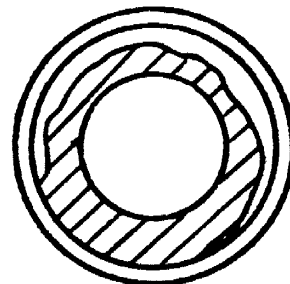
Некоторые исследователи обосновали параметры усталостной трещины расчетным путем, принимая в качестве модели полуэллипс [26], либо круг [27].

В усовершенствованных подходах [9, 28], форма усталостной трещины и ее предельные размеры для резьбовых соединений стандартных геологоразведочных труб диаметром 50 мм приводятся в зависимости от величины и характера действующих нагрузок. Рассматриваются четыре основных формы усталостных трещин для труб, работающих с коэффициентом запаса прочности $K_{зп}$ по переменным нагрузкам в пределах 0,5...1,6. Образцы, работающие с коэффициентом запаса прочности больше единицы, перед испытанием подвергались перегрузке до появления усталостной макротрещины. В результате исследований установлено (рис. 1.1), что форма трещин изменяется от концентрической при низких нагрузках (а, б) до эксцентрической, с кривизной фронта развития трещины, обратной кривизне трубы, при нагрузках выше предела выносливости (в). Усталостные трещины во всех случаях возникают во впадине первого витка шпнеля, находящегося в зацеплении, и распространяются вдоль витка резьбы перпендикулярно к оси трубы. Площадь полома увеличивается с уменьшением коэффициента запаса прочности $K_{зп}$.

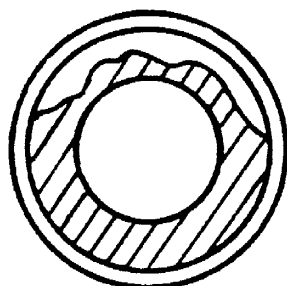
Результаты исследований Лачиняна Л.А. показывают, что между пределами выносливости по трещинообразованию и разрушению, а также глубиной, формой фронта и скоростью роста трещин, и коэффициентом запаса прочности по переменным нагрузкам существует

$K_{з.п} = 1.6 \dots 1.4$ 

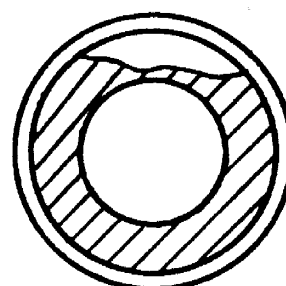
a

 $K_{з.п} = 1.3 \dots 1.2$ 

б

 $K_{з.п} = 1.1 \dots 0.9$ 

в

 $K_{з.п} = 0.8 \dots 0.5$ 

г

Рис. I.1. Схемы усталостных изломов резьбовых соединений бурильных труб геологоразведочного сортамента.
- коэффициент запаса прочности.

Определенная взаимосвязь. Также было выявлено, что скорость развития трещины до достижения околоритического размера постоянна и определяется кинетическими диаграммами усталостного разрушения материалов труб [9, 28].

При коррозионно-усталостных испытаниях бурильных труб типа ТВВН-140 [29] было показано, что трещины зарождались на внутренней поверхности трубы на расстоянии 225...450 мм от торцов трубы и имели серповидную форму. Период от начала испытаний образцов до обнаружения трещины, длина которой, обычно, при этом составляла 15...20 мм по окружности, в среднем составлял 40...50% общей продолжительности работы образцов на стенде до его окончательного слома. При испытаниях обнаруживалось от 5 до 12 одновременно развивающихся трещин. В начальный момент развития трещин скорость их продвижения составляла 10^{-9} м/цикл, которая возрастала до значения критической скорости (около 10^{-6} м/цикл). Критическая длина трещины по окружности находилась в пределах 130...140 мм.

В работе Мигалы И.И. [30] исследовалась зависимость угла фронта распространения усталостной трещины в высаженной части бурильной трубы от ее глубины. По данным этих исследований угол между перпендикуляром к образующей конуса резьбы и плоскостью трещины можно принять равным $20 \pm 6^\circ$ до глубины трещины 1,5 мм. Эти данные хорошо согласуются с распределением нагрузки по виткам резьбы, полученными в работе [31]. При анализе напряженного состояния полученных распределений видно, что максимальная нагрузка приходится на впадину первого сопряженного витка и направлена под углом 53° к оси резьбы.

Экспериментальные исследования развития усталостных трещин в бурильных трубах представлены в работе [32]. На основании изучения изломов натуральных образцов резьбовых соединений описан ха-

ракетер распространения усталостных трещин для ниппельных и муфтовых концов замков. Обобщение результатов позволило получить эмпирические формулы для оценки развития трещин в замковых резьбовых соединениях. Показано принципиальное различия характера усталостных разрушений ниппельной и муфтовой частей резьбовых соединений.

Исследования характера развития усталостных трещин в замковых соединениях с помощью феррозондоградиентометра [33] дают возможность более обоснованно определять усталостную долговечность утяжеленных бурильных труб и выбирать критерии отбраковки при неразрушающем контроле. После стендовых испытаний образца и его разработки сканировали ниппельную часть замкового соединения вдоль витков резьбы с помощью феррозондового искателя и определяли глубину и протяженность усталостных трещин.

С целью определения причин усталостного разрушения утяжеленных бурильных труб проводились визуальное и электронномикрофрактографическое исследование поверхностей изломов труб, разрушившихся в эксплуатационных условиях [34]. Проанализированы основные закономерности формирования поверхностей разрушения путем сравнения изломов образцов резьб 3-42 и натуральных УБТ. Анализ фрактографий изломов натуральных резьбовых соединений УБТ, приведен в работе Чернова Б.А. [17]. Проведена ранжировка соединений по параметру энергоемкости излома при различных крутящих моментах свинчивания.

Процесс развития трещин в замковых резьбовых соединениях УБТ остается неясным, необходимо изучить закономерности роста трещин и их критические параметры.

1.3. Зависимость выносливости замковых резьбовых соединений от технологических факторов

Условия сборки резьбовых соединений оказывают существенное

влияние на их усталостную прочность, герметичность и износостойкость. Предварительная затяжка соединений выбирается по условию плотности (жесткости) стыка. Верхний предел предварительной затяжки резьбового соединения ограничивается пределом текучести материала ниппеля, а также влиянием среднего напряжения цикла на предельную амплитуду. Также, в конических резьбовых соединениях, применяемых в буровом инструменте, допускаются напряженные посадки в резьбе без предварительного нагрева обхватываемой детали путем реализации заданного диаметрального либо осевого натяга при свинчивании [35].

Установлено, что предельная амплитуда в винтах σ_{ape} мало зависит от среднего напряжения σ_m [31]. Однако в замковом резьбовом соединении, благодаря наличию муфты, сопротивление ниппеля переменным нагрузкам увеличивается, так как при свинчивании с оптимальным крутящим моментом замковое резьбовое соединение можно рассматривать как втулку с определенным наружным и внутренним диаметром [36]. Согласно данным исследований [17], оптимальное напряжение затяжки способствует повышению предельной амплитуды цикла в 1,2...2,8 раза.

Известно положительное влияние осевого натяга (зазора между торцами) на повышение сопротивления переменным нагрузкам замкового резьбового соединения [35]. Анализируя результаты исследований (рис. 1.2) видно, что наименьшим сопротивлением усталости обладают замковые соединения с резьбой 3-62, имеющие отрицательный осевой натяг. Предел выносливости резьбовых соединений с нулевым натягом превышает на 20% его значение для соединений, имеющих отрицательный натяг $H=-2$ мм. Повышение положительного натяга от нулевого до $H=0,9$ мм увеличило предел выносливости на 8%. Суммарный крутящий момент $M_{кр.св}^{сум}$ при свинчивании замковых резьбовых соединений с натягом определяется по формуле:

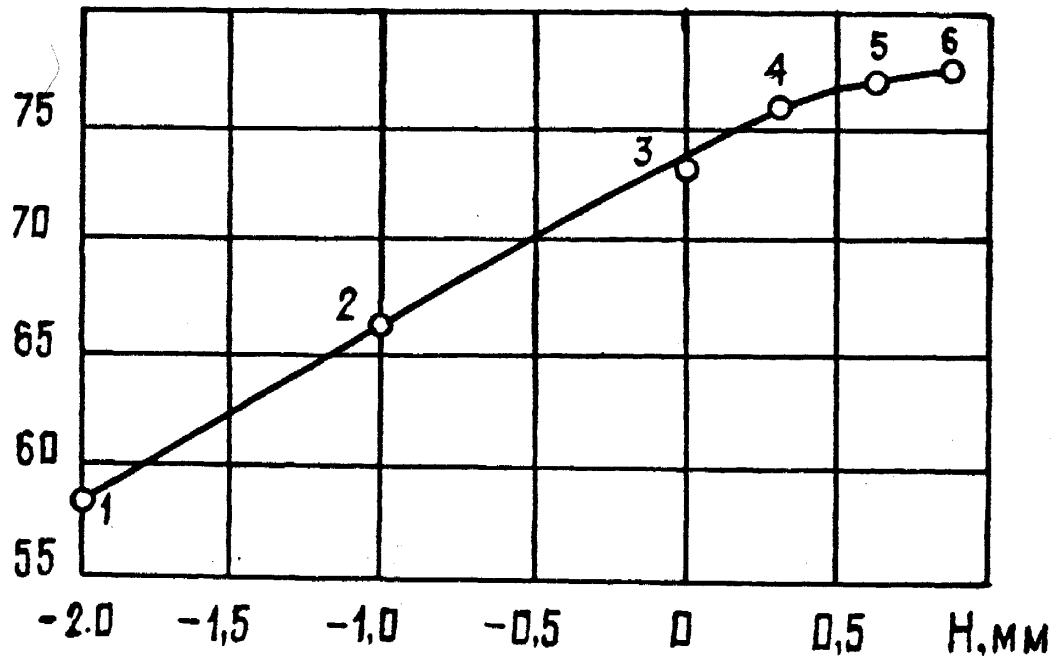
$\sigma_{\text{изг.}}, \text{МПа}$ 

Рис. 1.2. Зависимость предела выносливости замкового резьбового соединения ЗН-80 от величины осевого натяга

$$M_{\text{кр.св.}}^{\text{сум}} = M_{\text{кр.св.}}^{\text{опт}} + M_{\text{н}} \quad (1.5)$$

где $M_{\text{н}}$ - крутящий момент для свинчивания на величину натяга.

С целью определения оптимального крутящего момента свинчивания на знакопеременный изгиб исследовались натурные образцы замковых резьбовых соединений ЗН-80 с резьбой 3-62 [37, 38]. Из кривых, представленных на рис. 1.3, видно, что для каждой серии образцов, изготовленной из сталей с различными пределами текучести, имеется оптимальное значение $M_{\text{кр.св.}}^{\text{опт}}$, соответствующее максимальному значению $\sigma_{\text{дпр}}^{\text{д}}$. Аналогичные результаты получены при исследовании несущей способности резьбового соединения УБТ-178 с резьбой 3-147 [39]. Показано, что превышение оптимального крутящего момента свинчивания $M_{\text{кр.св.}}^{\text{опт}}$ приводит к резкому снижению предела выносливости резьбового соединения. При сборке резьбовых соединений с оптимальным крутящим моментом предел выносливости на 30% выше, чем для соединений с низким напряжением затяжки. Несущая способность муфтовых концов практически не зависит от крутящего момента свинчивания [39].

Оптимальное напряжение затяжки $\sigma_3^{\text{опт}}$ из условия максимального сопротивления усталости рекомендуется определять из соотношения [8, 40]

$$\sigma_3^{\text{опт}} = (0.3 \dots 0.4) \cdot \sigma_{0.2} \quad (1.6)$$

где $\sigma_{0.2}$ - предел текучести материала замковых соединений. Для предотвращения неконтролируемого закрепления замковых соединений нижней части бурильной колонны в процессе роторного бурения и при появлении больших динамических нагрузок сборка замковых соединений осуществляется из условия [40],

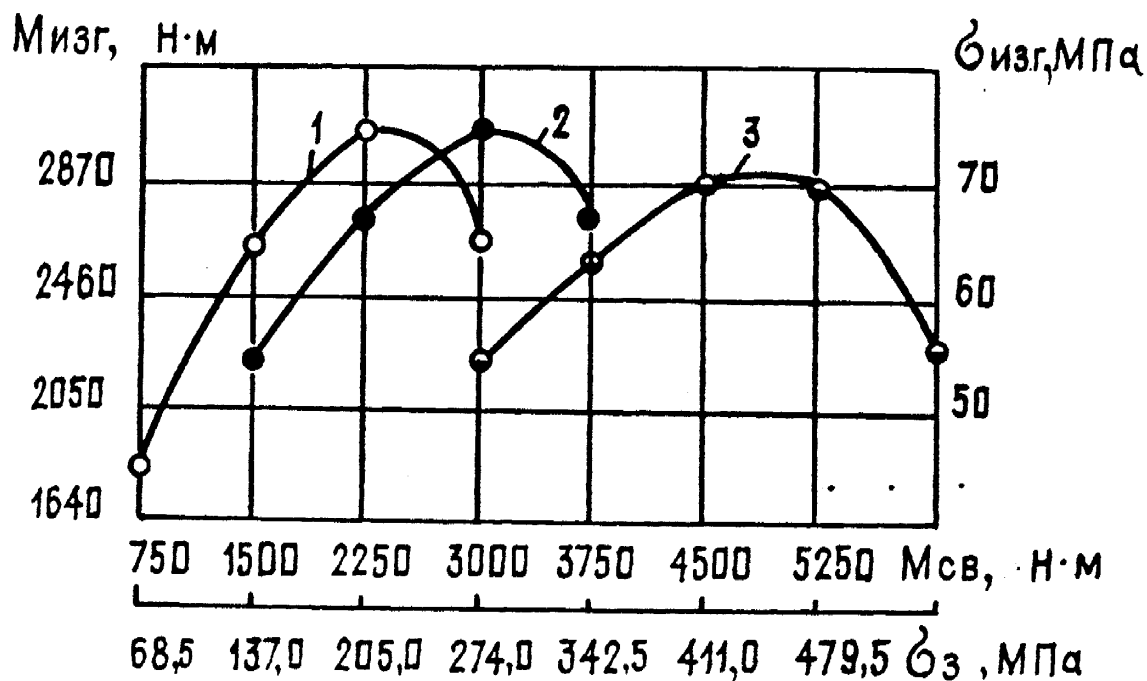


Рис. 1.3. Зависимость предела выносливости замкового резьбового соединения ЗН-80 от крутящего момента свинчивания

1. - ст.45/ = 470 МПа/, 2. - ст.40ХН2МА/ =
= 680 МПа/, 3. - ст.40ХН2МА/ = 940 МПа/.

$$\sigma_3 = (0,4 \dots 0,6) \cdot \sigma_{0,2} \quad , \quad (1.7)$$

причем меньшее значение напряжения затяжки рекомендуется для больших типоразмеров УБТ. Однако это слишком упрощенный подход, поэтому в работах [17, 41] предложена зависимость $\sigma_3^{\text{опт}} = f(F_H)$, где F_H - площадь опасного сечения ниппеля на расстоянии 24 мм от упорного уступа. Аналитическое выражение оптимального напряжения затяжки производится на основании эмпирических формул для сталей различных групп прочности, полученных в результате стендовых испытаний натуральных образцов.

Расчету оптимальных напряжений затяжки, исходя из геометрических характеристик резьбовых соединений посвящен ряд работ [42, 43, 44], в которых рассматривается общий случай определения допускаемых значений осевого растягивающего усилия P и крутящего момента свинчивания $M_{\text{кр.св.}}$ при их совместном действии с учетом возможного довинчивания замкового соединения. В расчете используются зависимости сопротивления материалов с привлечением эмпирических коэффициентов для конкретных типоразмеров замковых резьбовых соединений. По результатам вычислений получены диаграммы для определения оптимальных крутящих моментов свинчивания с учетом обеспечения герметичности и достижения максимальных допустимых растягивающих нагрузок на замковое соединение. Расчет отличается сложностью и большим количеством эмпирических коэффициентов, кроме того, иногда требуется корректировка диаграммы.

Применение повышенного крутящего момента свинчивания также важно для обеспечения герметичности бурильных замков с изношенной резьбой и для создания необходимого напряженного состояния торцовых торцов [45].

Автор Гормли Дж. [46] отмечает, что напряжение во впадине первого сопряженного витка резьбы ниппеля возрастает прямо про-

порционально изгибающему моменту до тех пор, пока упорные торцы ниппеля и муфты не раскрываются. При начале раскрытия торцов напряжение во впадине резьбы ниппеля возрастает нелинейно (рис. I.4). Отмечено также положительное влияние повышенного крутящего момента свинчивания на напряженное состояние ниппеля соединения.

Северинчиком Н.А. [47] предложена аналитическая методика расчета оптимальных моментов свинчивания замковых резьб при нагружении растягивающими нагрузками. Система полученных уравнений представляет собой условие достижения оптимальной затяжки резьбового соединения для получения наибольшего предела выносливости при любой осевой растягивающей внешней нагрузке. Однако, методика базируется на принципах сопромата и оперирует большим количеством эмпирических коэффициентов.

Отмечено также благоприятное влияние положительного осевого натяга при недостаточном крутящем моменте $M_{кр.св}$. Так, при свинчивании соединений только до соприкосновения торцов предел выносливости соединений с натягом $H=0,9$ мм больше на 50% соответствующего показателя [35]. По мере увеличения крутящего момента свинчивания положительная роль осевого натяга уменьшается.

По результатам испытаний натуральных образцов резьбовых соединений УБТ-146 с резьбой 3-121 и изучения напряжений в резьбе при различных значениях осевого натяга получена количественная зависимость напряжений, возникающих в первом сопряженном витке ниппеля от осевого натяга при постоянных моментах свинчивания [48]. Отмечено, что уменьшение натяга с 0,8 до -0,3 мм снижает предел выносливости резьбового соединения на 40%. Полученная графическая зависимость (рис. I.5) напряжений закрепления от осевого натяга при различных крутящих моментах свинчивания может быть использована для расчета оптимального момента закрепления различных типоразмеров замковых резьбовых соединений [49]. Однако,

σ изг, МПа

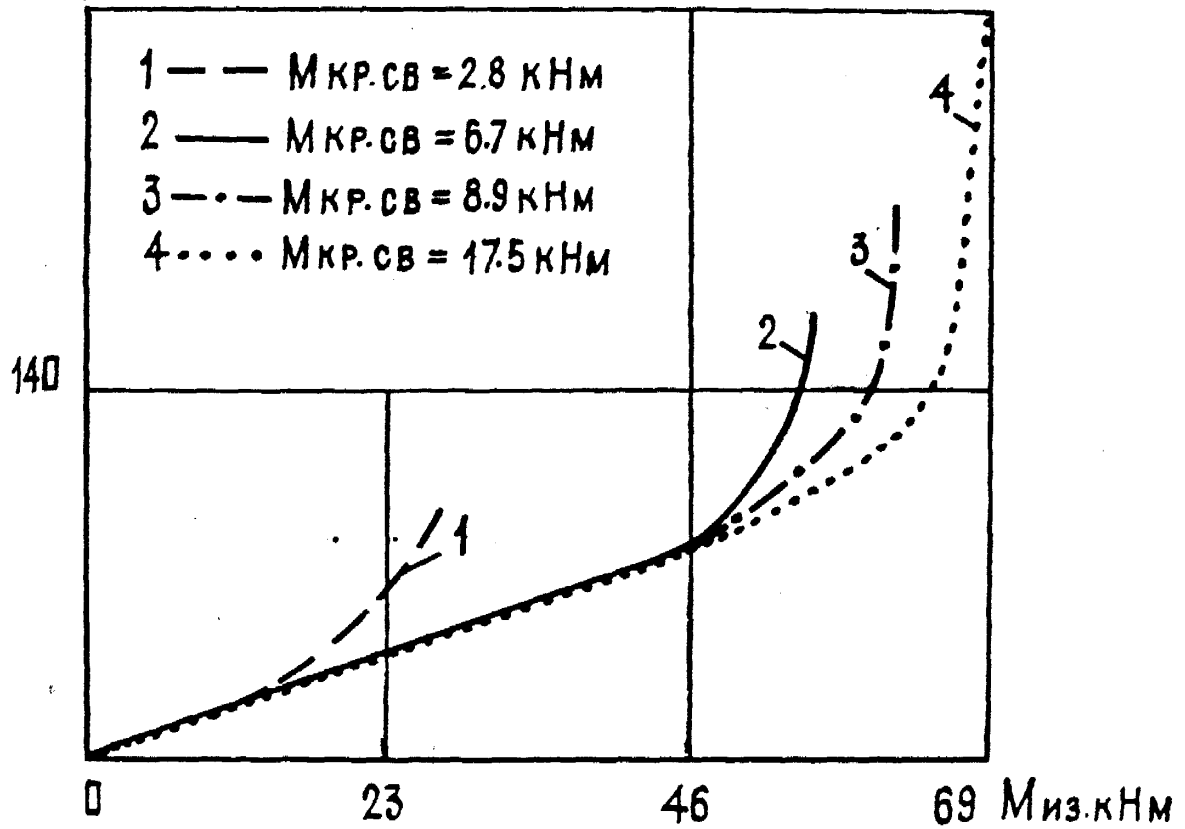


Рис. 1.4. Зависимость изгибающих напряжений ниппеля от момента изгиба при различных моментах свинчивания

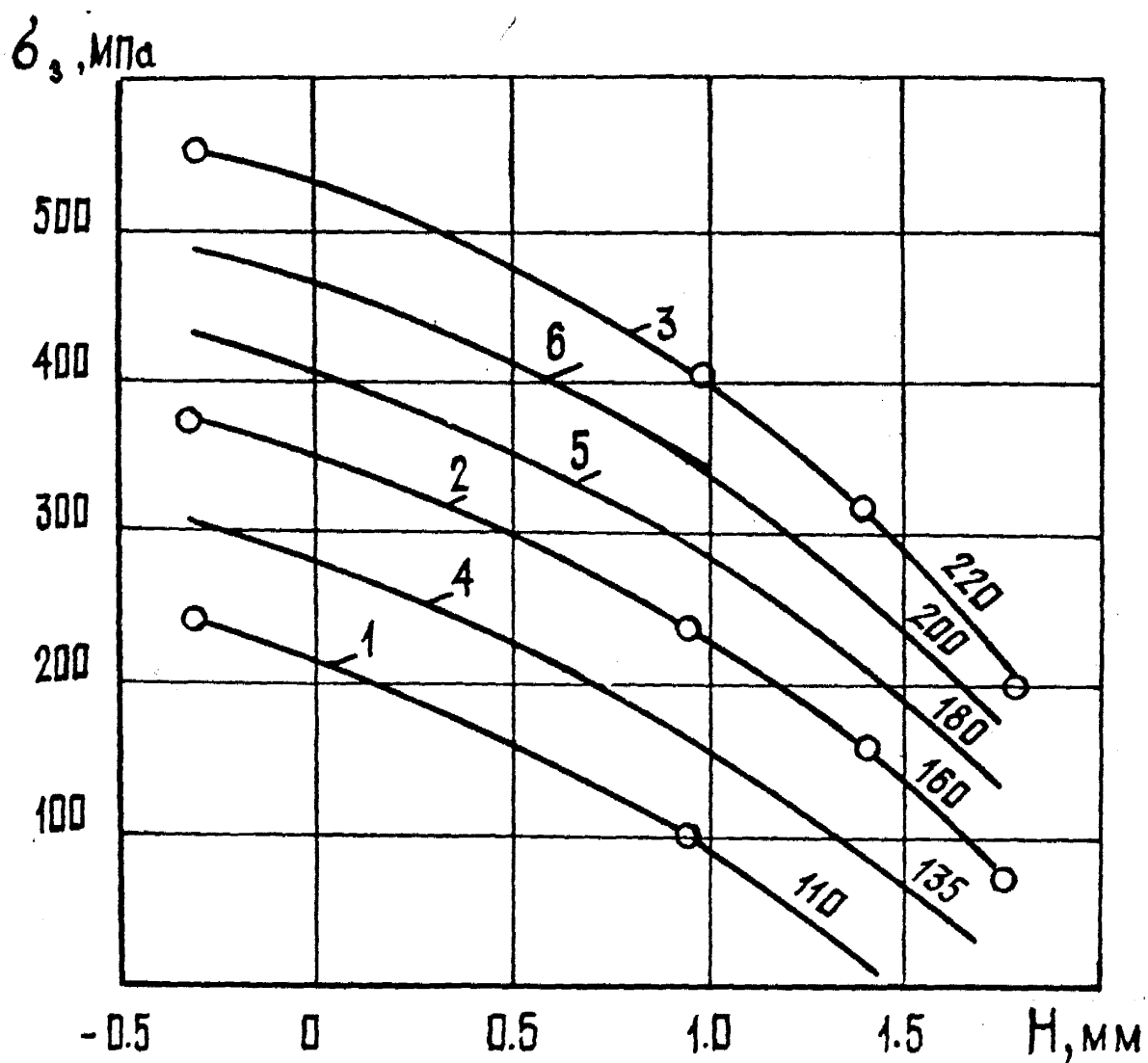


Рис. 1.5. Зависимость напряжений закрепления от натяга при различных моментах свинчивания

исходя из рис. 1.5, напряжения затяжки в опасном сечении ниппеля можно уменьшить как путем увеличения значения осевого натяга, так и путем уменьшения момента свинчивания, что противоречит многим работам, приведенным выше. Механизм влияния осевого натяга на долговечность резьбовых соединений и его связь с моментом свинчивания изучены недостаточно.

В работе Лачиняна Л.А. [50] выведена эмпирическая зависимость между отношением оптимальных напряжений затяжки к пределу текучести материала замкового соединения и его поперечным размером, которая имеет следующий вид:

$$\frac{\sigma_3}{\sigma_{0,2}} = 0,525 - 0,141 \lg \frac{F_H}{2} \quad , \quad (1.8)$$

где F_H - площадь поперечного сечения в основной плоскости резьбы ниппеля, см^2 .

Результаты исследований, приведенных по ВНИИТ [41], подтверждают зависимость (1.8) и показывают, что оптимальные напряжения затяжки ниже тех, которые были рекомендованы ранее в работе Щербюка Н.Д. [51]. Обобщение результатов испытаний натуральных резьбовых соединений по данным работ [41, 50] с их аппроксимацией при помощи уравнения (1.8) представлены на рис. 1.6 и проанализированы автором [52].

Однако, в ряде работ [53, 54] отмечено, что увеличение напряжения затяжки до 0,73...0,9 предела текучести повышает предел выносливости замковых резьбовых соединений. При испытании на знакопеременный изгиб моделей соединений утяжеленных бурильных труб диаметром 65 мм с замковой резьбой 3-54x5,08x1:4 из стали 35 с $\sigma_{0,2} = 350 \text{ МПа}$, собранных с напряжением затяжки $\sigma_3 = 0,9 \sigma_{0,2}$, получен высокий предел выносливости (около 150 МПа) против 100 МПа, полученных при $\sigma_3 = 0,73 \sigma_{0,2}$ [54].

Противоречивость полученных результатов требует постановки

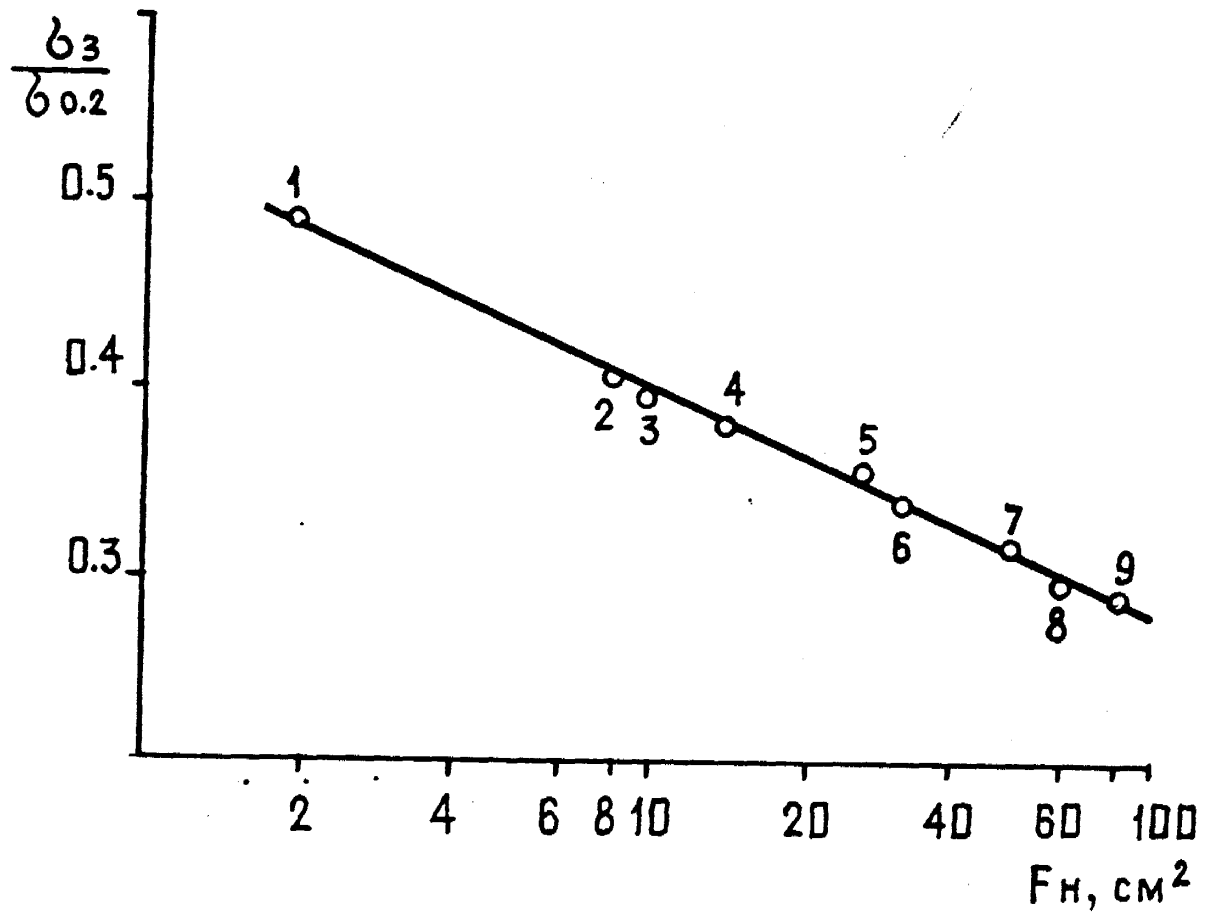


Рис. 1.6. Влияние поперечного сечения ниппеля в месте излома на отношение напряжения затяжки к пределу текучести материала замкового соединения

дополнительных экспериментов и теоретического исследования влияния крутящего момента свинчивания и осевого натяга на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений УБТ.

1.4. Применение механики разрушения к оценке долговечности элементов бурильной колонны

Механика разрушения в последние годы приобрела особое значение при исследовании проблем прочности, надежности и долговечности конструкций в атомной энергетике и для сосудов высокого давления. Ее использование позволяет получить количественное решение указанных задач на основе концепции о хрупком разрушении твердых тел в результате неконтролируемого или субкритического развития в них дефектов типа трещин.

Интенсивное развитие механики разрушения обусловлено универсальностью и простотой исходных концепций, согласно которым разнообразные виды нагружения, с точки зрения создаваемых ими напряженных состояний в вершинах усталостных трещин, могут быть описаны коэффициентами интенсивности напряжений, в то время как разнообразные состояния конструкций могут быть охарактеризованы критическими и пороговыми значениями этих коэффициентов. Инвариантность таких предельных значений коэффициентов интенсивности напряжений при определенных условиях нагружения свидетельствует о возможности их использования в качестве новых механических характеристик материалов.

Теоретические и практические исследования, посвященные этой проблеме изложены в фундаментальных работах отечественных и зарубежных исследователей [55, 56, 57, 58, 59].

Известно, что разрушения замковых резьбовых соединений УБТ происходят вследствие накопления усталостных дефектов обусловленных вращением бурильной колонны на искривленных участках скважины [8, 33, 34]. Таким образом, в резьбовых соедин

реализуется механизм усталостного разрушения в результате действия циклических изгибающих напряжений. Это позволяет использовать критерии механики разрушения для оценки долговечности замковых резьбовых соединений УБТ.

Применение традиционных методов определения сопротивления усталости дает лишь интегральную характеристику конкретного замкового резьбового соединения УБТ, тогда как использование критериев механики разрушения позволяет определять период зарождения усталостной трещины в конструкции, время ее распространения и момент окончательного слома. Оценка работоспособности резьбового соединения производится с использованием кинетических диаграмм усталостного разрушения материала конструкции.

Попытки расчета долговечности бурильных труб ТВК, основанные на применении механики разрушения изложены в работах [29, 60]. Однако, авторы остановились лишь на использовании формулы Палько И.И. для определения значения коэффициента интенсивности напряжений (ΔK) тонкостенного цилиндра с внешней кольцевой трещиной, которым аппроксимировали бурильную трубу. Также авторами не учитывался коэффициент асимметрии циклов нагружения, хотя известно, что бурильные трубы эксплуатируются при осевом растяжении от собственного веса колонны.

В работе [61] исследовали кинетику распространения усталостных трещин в образцах из бурильных труб, изготовленных из стали группы прочности Д, на воздухе и в коррозионной среде. Анализ проводили путем сопоставления кинетических диаграмм усталостного разрушения. Также циклическую трещиностойкость материалов бурильных труб из сталей марки 45, 40ХН и 20ХГ2Б исследовали в работе [62]. Ранжировку сталей проводили по кинетическим диаграммам, которые аппроксимировали формулой Париса

$$v = C (\Delta K)^n \quad (1.9)$$

где v - скорость роста усталостной трещины;

C, n - коэффициенты.

Аппроксимация кинетических диаграмм образцов, вырезанных из тела утяжеленных бурильных труб, уравнением Арема-Микитишина

$$v = C \left[\frac{\Delta K - \Delta K_{th}}{\Delta K_{fc} - \Delta K} \right]^n \quad (1.10)$$

где ΔK_{th} и ΔK_{fc} - значения размахов порогового и критического коэффициентов интенсивности напряжений.

и простейшее аналитическое выражение для оценки долговечности зазоров резьбовых соединений представлены в работе [17]. Но автор не оценивает период зарождения усталостных трещин, который по данным различных исследователей составляет 3...10% долговечности конструкции, и не учитывает асимметрию изгибающих напряжений в резьбовом соединении.

Использование принципов механики разрушения для анализа долговечности бурильных труб с усталостными трещинами нашло свое отражение в работе [63]. Приведены результаты исследований кинетики разрушения образцов из стали 30120, используемой для изготовления бурильных труб. Построены кинетические диаграммы усталостного разрушения.

Большое влияние на скорость роста усталостной трещины оказывает режим термической обработки сталей. Так, в одной и той же марке стали при различных температурах отпуска скорость роста трещины отличается в 2...4 раза [64].

Исследованиям кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений посвящена работа [65]. Используется логарифмическая функция степени повреждения G - критерий для определения долговечности резьбового соединения. Проведено изучение

макрофрактографий и анализ форм фронта трещины.

В работе [66] изучена кинетика роста усталостных трещин в толстостенных конических резьбовых соединениях. Материал соединений - среднеуглеродистая сталь (0,45 % С) с добавлением 1,0 % Cr и 0,25 % Mo . Скорость трещины хорошо описывается уравнением

$$(-da/dN) = 1,8 \cdot 10^{-11} (\Delta K)^{3/2} \quad (I.11)$$

где da/dN - дифференциальное выражение скорости роста трещины. Отмечено противоположное влияние радиуса закругления на параметры зарождения и распространения усталостных трещин.

Как видно из представленных выше данных, при исследовании кинетики разрушения основное внимание уделялось трубной резьбе. Использование критериев механики разрушения для определения долговечности замковых резьбовых соединений УЗК не проводилось и требует постановки специальных исследований.

ВЫВОДЫ

1. С увеличением глубин и усложнением технологии бурения скважин возрастает и величина циклических нагрузок, действующих на буровую колонну и превышающих часто предел выносливости резьбовых соединений. Необходимый в этом случае расчет колонны на выносливость проводится не по всему комплексу эксплуатационных нагрузок, а по наибольшей длительно действующей нагрузке - переменному изгибу.

2. Для повышения качества УЗК резьбовых соединений необходимо знать закономерности зарождения и распространения усталостных трещин, однако исследования в данной области носят описательный характер, количественные характеристики фронта усталостной трещины не определены, оценка нагруженности резьбового соединения проводится путем определения площади долома.

3. Установлено, что увеличение осевого натяга замковых резьбовых соединений УБТ повышает их усталостную прочность, однако, данные исследования носят отрывочный характер, не анализируют механизма влияния осевого натяга на напряженное состояние ниппеля, в них не содержится аналитического выражения для определения оптимальных значений натягов.

4. Экспериментальные исследования показали, что увеличение крутящего момента свинчивания до оптимального значения позволяет повысить усталостную прочность замковых резьбовых соединений в 1,5-2,8 раза. Однако, рекомендуемые крутящие моменты свинчивания значительно ниже, чем в зарубежных рекомендациях, не имеют строгого обоснования и требуют уточнения.

5. Исходя из усталостного характера разрушений замковых резьбовых соединений УБТ, целесообразно для определения их усталостной прочности использовать закономерности механики разрушения материалов.

В связи с вышеизложенным, в настоящей работе были поставлены следующие задачи:

- проанализировать литературные данные о влиянии технологических параметров сборки замковых резьбовых соединений на их сопротивление усталости;

- экспериментально определить влияние осевого натяга на напряженное состояние ниппеля в плоскости опасного сечения;

- использовать регрессивный анализ для определения взаимного влияния крутящего момента свинчивания и осевого натяга на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений;

- исследовать периоды до зарождения и скорости распространения усталостных трещин в сталях, применяемых в бурении;

- уточнить период до зарождения и скорость распространения

усталостных трещин приасимметричном цикле нагружения;

- разработать аналитические зависимости для количественного прогнозирования работоспособности замковых резьбовых соединений при различных режимах нагружения;

- определить оптимальные параметры сборки замковых резьбовых соединений по сопротивлению сталей зарождению и распространению усталостных трещин;

- расчет критической длины усталостной трещины.

2. МАТЕРИАЛЫ, СТЕНДЫ И МЕТОДИКИ ИСПЫТАНИЙ.

2.1. Общие положения

Основным видом аварий при бурении скважин являются разрушения и оставления в скважине элементов бурильной колонны, обусловленные накоплением усталостных повреждений в резьбовых соединениях бурильных труб и УБТ.

Усталостный характер разрушения замковых резьбовых соединений УБТ, соединений корпусов и валов турбобуров при эксплуатации [8, 9, 18, 33, 60, 66] предопределяет вид испытания на сопротивление усталости их натуральных образцов в стендовых условиях. Испытания натуральных образцов элементов конструкций имеют целью установление характеристик сопротивления усталости и долговечности деталей и ранжирование их в зависимости от конструктивных параметров, материала, технологии изготовления, условий сборки.

Наиболее характерной переменной нагрузкой для определения сопротивления усталости различных конструкций замковых резьбовых соединений принят знакопеременный изгиб. Достаточность выбора основной нагрузки подтверждается соответствием места и форм усталостных разрушений, полученных при стендовых испытаниях и наблюдающихся в процессе эксплуатации. На рис. 2.1 и 2.2 представлены изломы замковых резьбовых соединений, характерные для усталостных разрушений.

В замковых резьбовых соединениях УБТ существует определенная связь между постоянными средними напряжениями σ_3 , возникающими в ниппельной части соединения при его сборке, и переменными амплитудными напряжениями σ_a , обусловленными действием циклической изгибающей нагрузки. Следовательно, при действии на замковое резьбовое соединение УБТ знакопеременного изгиба, нип-

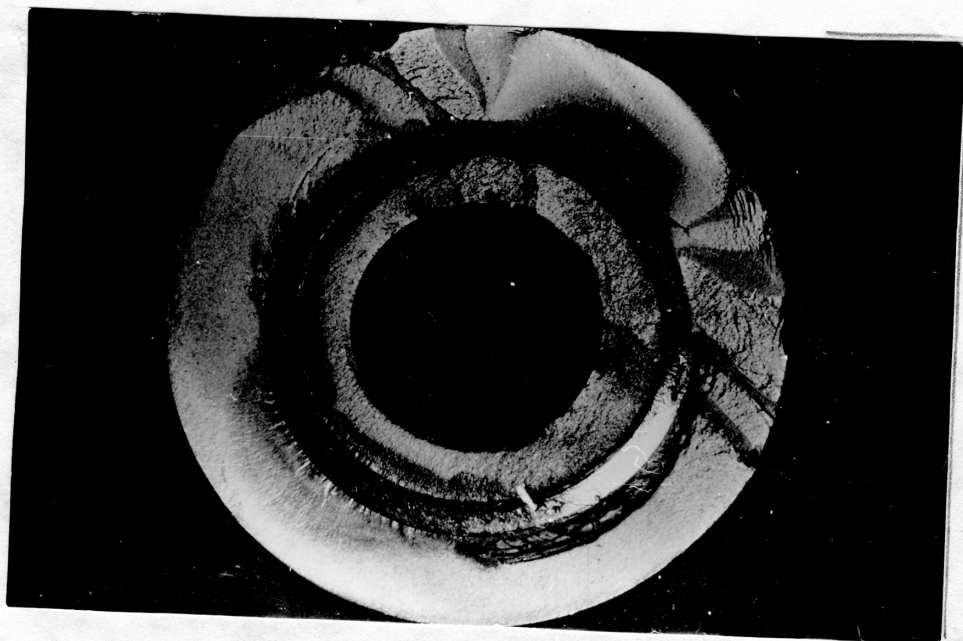


Рис. 2.2. Усталостный излом муфты замкового резьбового соединения УБТ



Рис. 2.1. Усталостный излом nipples замкового резьбового соединения УБТ

пель находится в условиях асимметричного цикла нагружения с коэффициентом асимметрии R , который определяется из выражения

$$R = \frac{\sigma_3 - \sigma_a}{\sigma_3 + \sigma_a} \quad (2.1)$$

Условия работы замковых резьбовых соединений УБТ характеризуются большой асимметрией цикла нагружения $R \sim 0,5 \dots 0,7$, которая обусловлена значительными напряжениями затяжки и высокой концентрацией напряжений в резьбе.

Так как в замковых резьбовых соединениях УБТ в процессе эксплуатации реализуется механизм усталостного разрушения, то представляет интерес проанализировать процесс зарождения и распространения усталостных трещин с позиций линейной механики разрушения [56, 67, 68]. Эта методика позволяет на основании данных трещиностойкости материала, полученных в результате исследований зарождения и роста усталостных трещин в призматических образцах, определять длительность работы конструкции без трещины и ее долговечность в широком диапазоне асимметрии циклов нагружения R .

2.2. Исследуемые материалы и образцы

Для исследования влияния параметров сборки и материала на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений испытывались на знакопеременный изгиб натурные образцы соединений утяжеленных бурильных труб диаметрами 80, 146, 178 мм. Образцы изготавливались из сталей 45 и 40ХН2МА. Механические свойства сталей исследуемых образцов приведены в табл. 2.1.

Механические свойства сталей исследуемых образцов
резьбовых соединений

Таблица 2.1.

Марки стали	$\sigma_{0.2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	Ψ %	a МПа	НВ
45	470	795	24,5	56	0,54	220
	620	815	20,5	57	0,61	264
40ХН2МА	680	890	15,8	53	0,62	284
	940	1020	17	60	1,45	302

Образцы резьбовых соединений бурильной колонны изготавливались в соответствии с ГОСТ 631-75, ГОСТ 5286-75, РТМ 26-02-15-72 и ТУ 39-076-74. Перед усталостными испытаниями резьба образцов тщательно прочищалась, контролировалась с помощью накладных приборов и покрывалась смазкой Р-416, либо IC-1 + 20% MC-20.

В части образцов резьбовых соединений были выполнены специально профрезерованные пазы вдоль образующей конуса резьбы ниппеля для размещения в них проволоочных тензодатчиков сопротивления. Глубину паза западали на 1 мм глубже впадин соответствующей резьбы образца (рис. 2.3).

Для определения параметров трещиностойкости (вязкости разрушения) материалов, из которых изготовлены натурные образцы замковых резьбовых соединений, нами для исследований из тела труб были вырезаны призматические образцы согласно методическим указаниям [69]. Образцы размером 4x10x100 мм испытывали на усталостной машине УТ-8, а для испытаний на машине УФС-20/6000 вырезали образцы размером 15x30x150 мм. На боковых поверхностях образцов для УТ-8 нарезали V-образные концентраторы глубиной 1 мм с радиу-

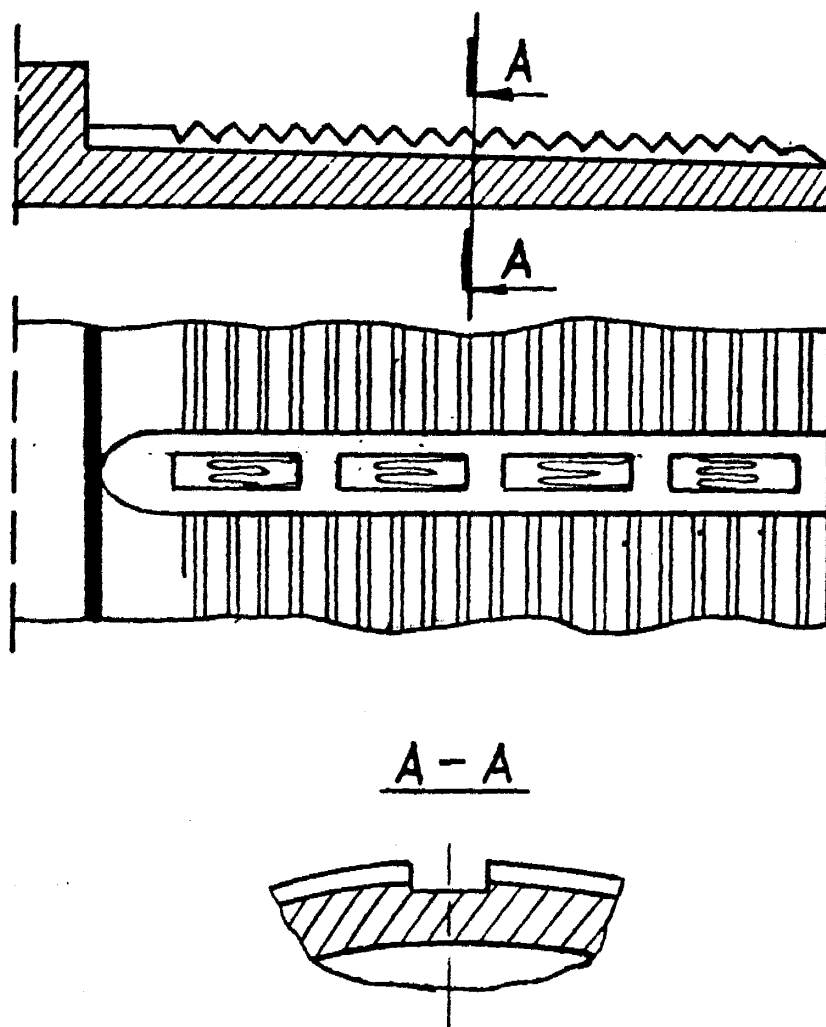


Рис. 2.3. Схема расположения тензодатчиков на nipple замкового резьбового соединения УБТ

сом закругления 0,1 мм, а для машины УГС-20/6000 глубина концентраторов напряжений на образцах составляла 3 мм и радиус закругления впадины 0,508 мм, который соответствовал параметрам стандартной замковой резьбы ЗН-80.

Дополнительно на трещиностойкость на машине УГТ-8 нами были испытаны образцы из стали SAE-4145 импортного производства. Основные механические свойства стали: $\sigma_{0,2}^d = 758$ МПа, $\sigma_b^d = 965$ МПа, $\delta = 13$ %, НВ=290.

2.3. Стенды для испытаний натуральных образцов замковых резьбовых соединений УБТ

Выбор переменного изгибающего момента в качестве основной длительно действующей на резьбовые соединения бурильной колонны циклической нагрузки предопределил использование для усталостных испытаний стендов, создающих знакопеременные изгибающие напряжения. Используемые стенды позволяют испытывать на усталость основные типоразмеры резьбовых соединений бурильной колонны диаметром от 80 до 203 мм [17].

Для испытаний на усталость резьбовых соединений использовали испытательную машину резонансного типа УГ-80 конструкции ЦНИИТМАШ с максимальным создаваемым изгибающим моментом $M_{изг}^{max} = 10$ кН·м (рис. 2.4, 2.5), позволяющую проводить испытания на усталость при плоском знакопеременном изгибе образцов диаметром до 80 мм.

Принцип работы машины основан на явлении резонанса колебаний, чем определена возможность нагружения образцов циклической нагрузкой.

Испытуемый образец вместе с закрепленными по его концам массивными маятниками (нагружающими массами) установлен на спиральных пружинах так, что система представляет собой практиче-

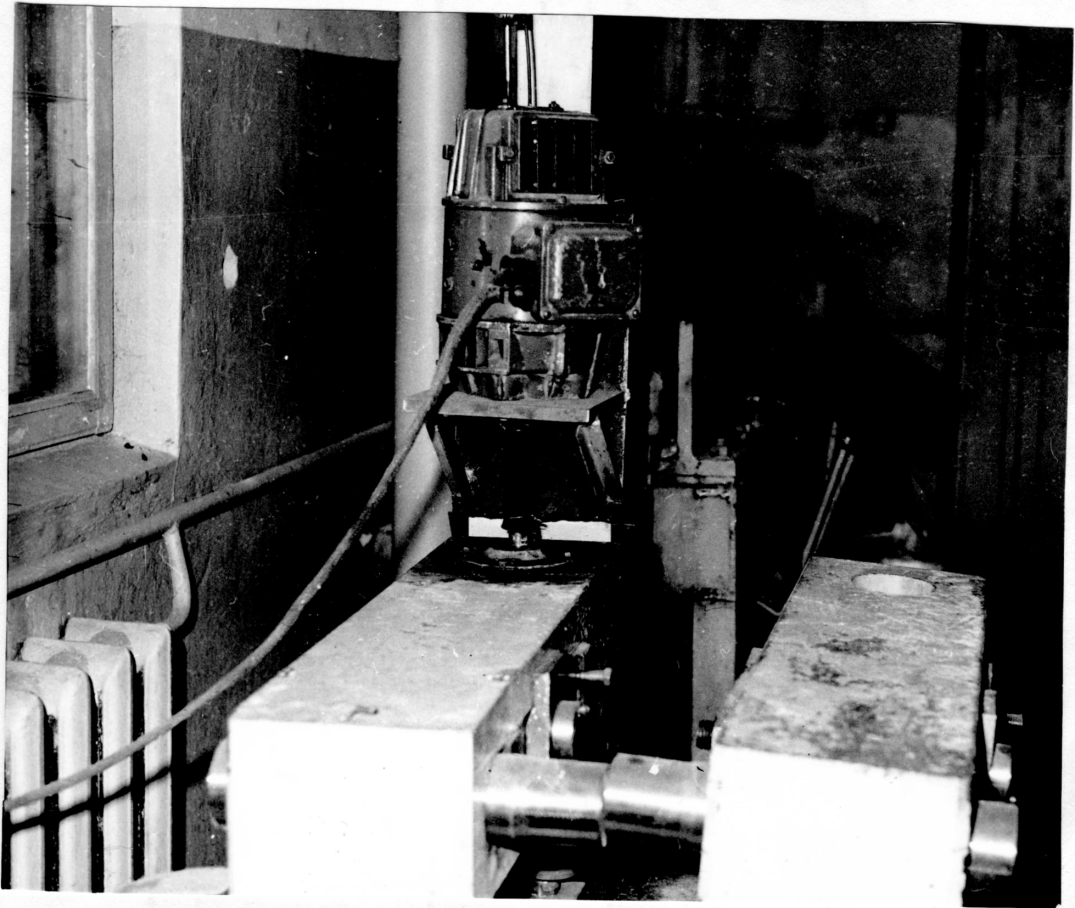


Рис. 2.4. Общий вид усталостной машины УП-80

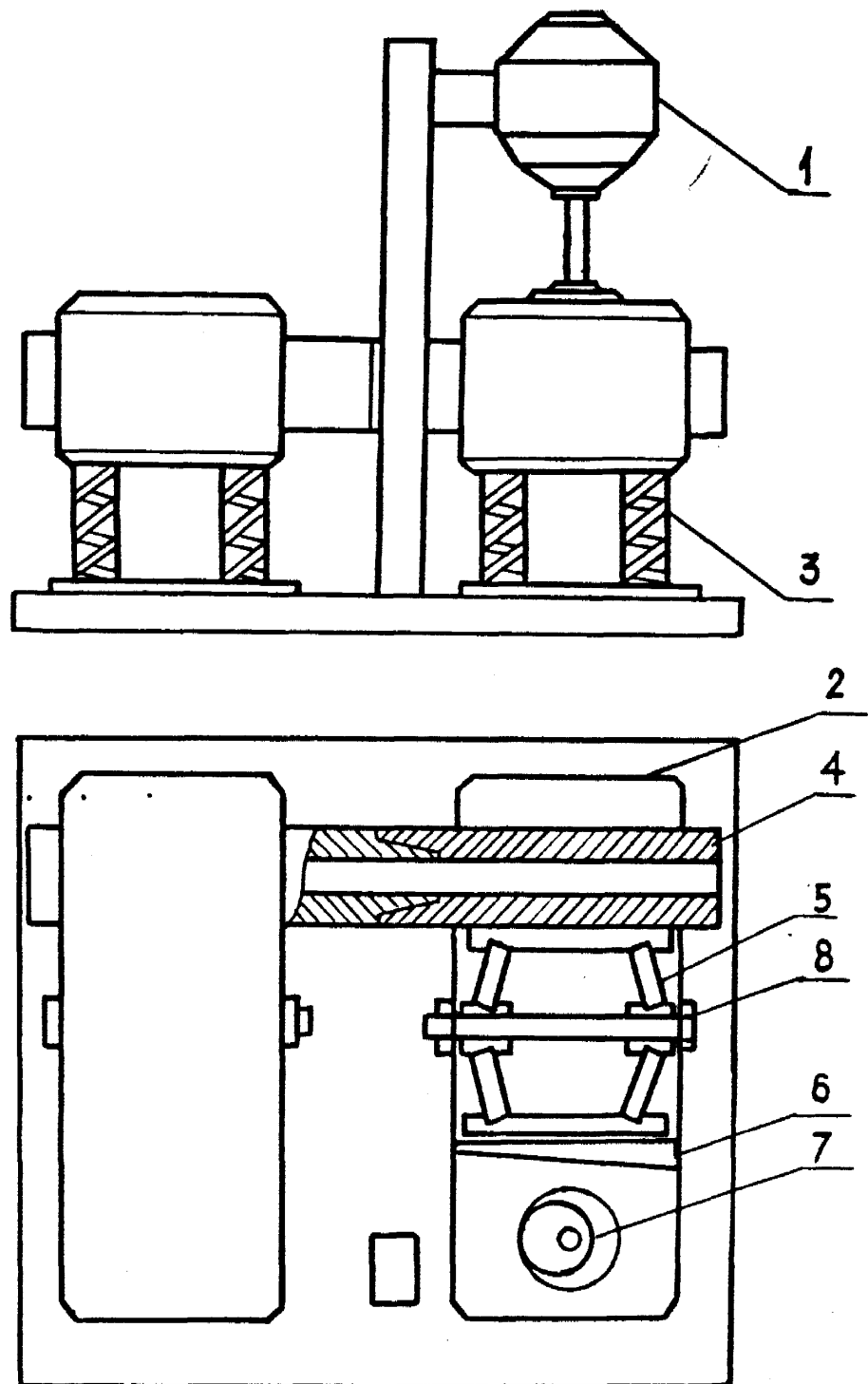


Рис. 2.5. Схема усталостной машины УП-80

и свободный колебательный контур, допускающий колебания в горизонтальной плоскости. Циклические колебания возбуждаются инерционным вибратором ненаправленного действия, приводимым во вращение электродвигателем постоянного тока с шунтовым регулятором.

Вал вибратора связан с валом электродвигателя посредством шритового резинового шланга. Электродвигатель допускает регулирование числа оборотов в широких пределах и тем самым — подгонку вынуждающей частоты и частоты собственных колебаний системы.

Крепление образца к маятникам осуществляется клиньями и "ломашимися" рычагами, которые при закреплении образца приводят в действие стяжными болтами. Клинья и рычаги вмонтированы в тело маятников и представляют собой захваты машины.

Значение изгибающего напряжения в испытуемом образце устанавливается изменением эксцентриситета неуравновешенной массы вибратора, регулированием скорости ее вращения, или одновременным изменением обеих этих величин. Напряжение в испытуемом образце как при тарировке, так и во время испытания определяется при помощи приспособления для замера амплитуды колебания маятников или осциллографа и тензодатчиков, укрепляемых на образце. Частота колебаний изменяется в пределах 20...35 Гц, длина образца в сборе — 700...800 мм.

Для проведения испытаний образцов замковых резьбовых соединений больших размеров (диаметром до 240 мм) на усталостную прочность при знакопеременном изгибе нами использовалась испытательная машина УИ-200, конструкция которой аналогична УИ-80 (рис. 2.5).

2.4. Методы определения характеристик трещиностойкости материалов

Основной целью испытаний материалов конструкций на цикличе-

скую трещиностойкость является исследование кинетики роста усталостной трещины при различных уровнях нагружения, и представляется в виде кинетической диаграммы усталостного разрушения. Кинетическая диаграмма представляет собой S-образную кривую в координатах $\lg v - \lg K$ (где v - скорость роста трещины, K - коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины). Исследования роста трещины проводили на усталостных машинах УФС-20/6000 и УРТ-8 с использованием призматических образцов с V-образными концентраторами напряжений (см. пункт 2.2.).

Для построения кинетических диаграмм усталостного разрушения была использована методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжения [70]. Бразнь вырезали из тела утяжеленных бурильных труб с радиальной ориентацией нарезки для обеспечения тождественности распространения фронта трещины. В основу методики положено решение задачи для пластины с боковой трещиной при повороте ее концов на заданный угол Θ (рис. 2.7, а). Численное решение этой задачи приводит к зависимости коэффициента интенсивности напряжений K от отношений длины пластины к ее ширине и длины трещины к ширине пластины (рис. 2.7, б), то есть в зависимости от отношения Y_0/X_0 значение K с ростом трещины может увеличиваться, уменьшаться или оставаться постоянным на некотором участке длины трещины. Как видно (рис. 2.7, б) при отношении длины рабочей части пластины ($2Y_0$) к ее ширине ($2X_0$) равным 1,6 значение коэффициента интенсивности напряжений K от длины трещины в области $0,2 < l < 0,5$ ширины пластины остается практически постоянным и выражается, в зависимости от угла поворота ее концов, формулой

$$K = \frac{1,3 \mu \Theta X_0^{3/2}}{Y_0}, \quad (2.2)$$

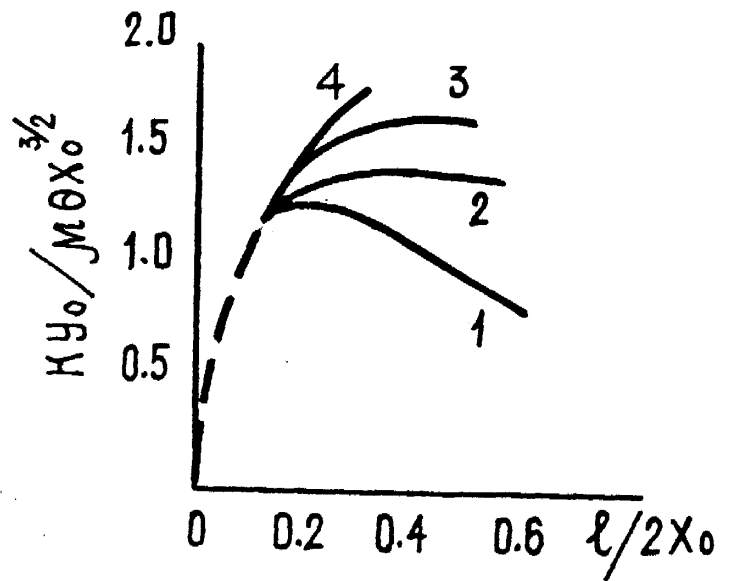
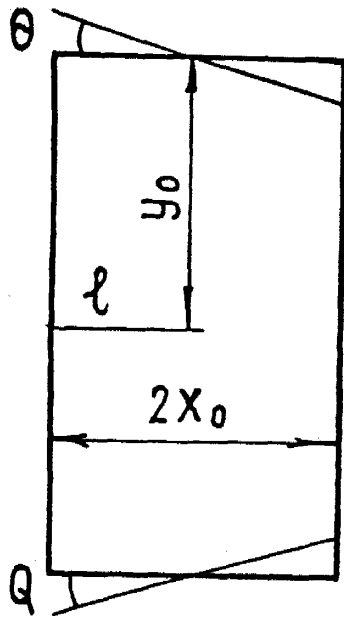


Рис. 2.6. Схема нагружения образца на усталостной машине УРТ-8

где M - модуль сдвига.

Испытания серии образцов из различных сталей проводили на усталостной машине УГТ-8 с "жестким" типом нагружения. Такой тип установки позволяет создавать знакопеременный изгиб образца с выглаживкой значений коэффициента интенсивности напряжений путем задания амплитуды циклического нагружения. Наблюдения за усталостной трещиной в процессе ее роста проводили с помощью микроскопа. Максимальная амплитуда изгиба - 3 мм, частота нагружения - 24 Гц. Общий вид усталостной машины УГТ-8 представлен на ис. 2.7.

Другую серию призматических образцов испытывали на серийной усталостной машине УРС-20/6000 с "мягким" типом нагружения путем задания значения изгибающей нагрузки P . Образцы испытывались по схеме трехточечного изгиба с частотой нагружения 35 Гц, соответствующей частоте стендовых испытаний натуральных образцов сварных соединений на стендах типа УП. Асимметрия циклов нагружения составляла $R \leq 0,1$. Значение коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины при ее подростании определяли по зависимости [69].

$$K = P \cdot Y_3 / t \cdot \sqrt{b} \quad (2.3)$$

где b - высота образца;

t - толщина образца, мм;

Y_3 - безразмерная функция, зависящая от относительного размера трещины l/b , которая равна:

$$Y_3 = 6 \sqrt{\frac{l}{b}} \left[1,93 - 3,07 \left(\frac{l}{b} \right) + 14,5 \left(\frac{l}{b} \right)^2 - 25,1 \left(\frac{l}{b} \right)^3 + 25,8 \left(\frac{l}{b} \right)^4 \right] \quad (2.4)$$

Рис. 2.7. Общий вид усталостной машины УРТ-8

Численные значения функции γ_3 для конкретных значений ρ и ν приведены в [69].

Общий вид усталостной машины УФС-20/6000 представлен на рис. 2.8.

ВЫВОДЫ

1. Анализ изломов УБТ в процессе эксплуатации свидетельствует об усталостных разрушениях замковых резьбовых соединений, что предопределило выбор методики и стендов для проведения испытаний.
2. Проведение усталостных испытаний натуральных образцов замковых резьбовых соединений осуществляли на усталостных машинах резонансного типа УИ-80 и УИ-200.
3. Испытания призматических образцов на трещиностойкость на воздухе и коррозионной среде 3% NaCl проводили на усталостных машинах УФС-20/6000 и УИТ-8.

Рис. 2.8. Общий вид усталостной машины УРС-20/6000

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ МАТЕРИАЛА И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА СВИНЧИВАНИЯ НА СОСТАВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ ЗАМКОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ УБТ

3.1. Образование и характер распространения усталостных трещин в замковых резьбовых соединениях УБТ.

Повышение требований к усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильной колонны и применение средств неразрушающего контроля делают необходимым определение закономерностей зарождения (период и место зарождения) и распространения (направление и скорость распространения) в них усталостных трещин. В настоящее время процесс трещинообразования в замковых резьбовых соединениях УБТ и факторы, влияющие на него, изучены недостаточно, в отличие от усталостных разрушений соединений бурильных труб с замками [28, 29, 71, 72].

При действии циклических изгибающих нагрузок усталостным разрушениям могут подвергаться как ниппельная, так и муфтовая часть замкового резьбового соединения УБТ. Место предполагаемого разрушения определяется предельным изгибающим моментом ниппеля M_{np}^H , муфты M_{np}^M и качеством сборки соединения. Результаты натурных усталостных испытаний замковых соединений при оптимальных крутящих моментах свинчивания $M_{кр.св}^{opt}$ [8, 17, 18] позволили определять равнопрочность соединения в зависимости от отношения W_M / W_H , где W_M и W_H - осевые моменты сопротивления опасных сечений муфты и ниппеля (рис. 3.1.), что дает возможность определять наиболее слабые элементы основных типоразмеров замковых резьбовых соединений УБТ при оптимальных крутящих моментах свинчивания. Экспериментальным путем установлено, что при $W_M / W_H < 2,1$ усталостным разрушениям подвергается муфтовая часть соединения, при $W_M / W_H > 2,1$ - ниппельная часть (рис. 3.2.)

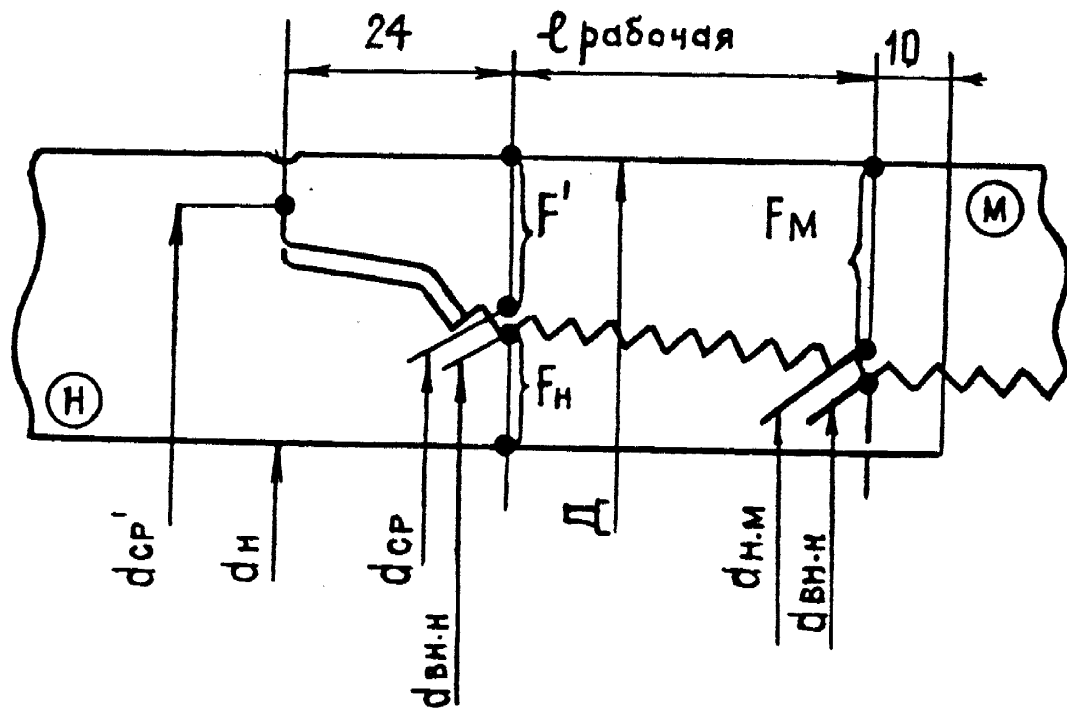


Рис. 3.1. Схема замкового резьбового соединения УБТ

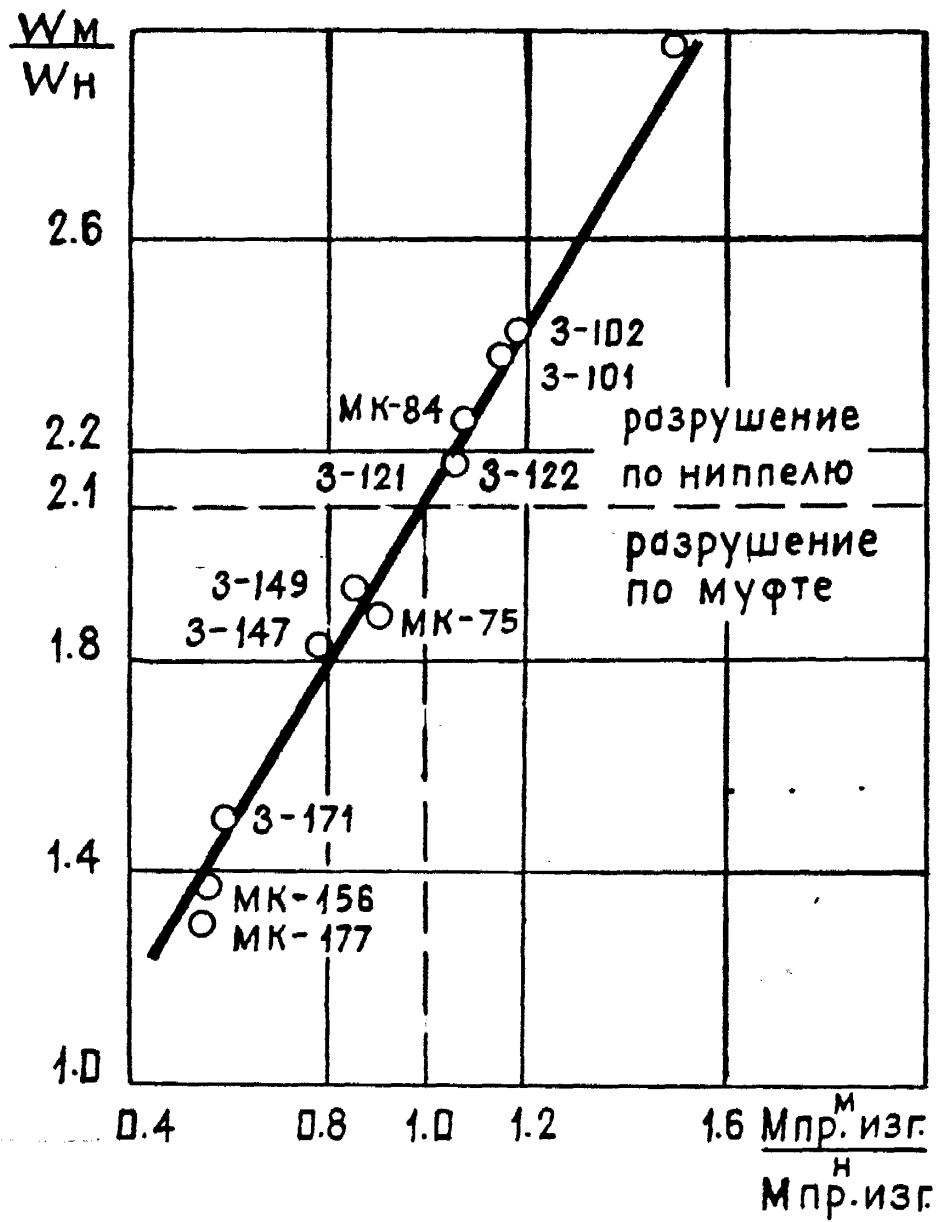


Рис. 3.2. Зависимость места излома от уравновешенности резьбового соединения

При $W_M / W_H = 2,1$ вероятность усталостного разрушения ниппельной и муфтовой частей одинакова. Необходимо отметить, что полученное соотношение справедливо лишь при испытаниях на воздухе, в коррозионной среде бурового раствора справедливость полученной формулы не соблюдается. Определение равнопрочности замковых резьбовых соединений УБТ в коррозионной среде связано с необходимостью проведения чрезвычайно большого числа экспериментов с соблюдением всех эксплуатационных факторов при определении влияния частоты вращения буровой колонны, типа смазочного материала, агрессивности бурового раствора, избыточного давления бурового раствора, величины вибрации и др.

В настоящее время используются упрощенные формулы для определения равнопрочности замкового резьбового соединения при конструктивных и технологических способах упрочнения элементов резьбы и учете влияния бурового раствора [18]. В общем виде условие равновероятного разрушения ниппеля и муфты определяется выражением:

$$\frac{W_M}{W_H} = 2,1 \frac{K_H}{K_M} \cdot K_P \quad (3.1)$$

где K_H - коэффициент упрочнения ниппеля;

K_M - коэффициент упрочнения муфты;

K_P - коэффициент, учитывающий коррозионную активность бурового раствора.

При несоблюдении рекомендуемых параметров сборки замкового резьбового соединения усталостному разрушению чаще всего подвергается его ниппельная часть, ослабленная неоптимальными контактными напряжениями на упорных торцах.

Разрушения ниппельной и муфтовой частей стандартных замковых резьбовых соединений УБТ, как правило, происходят по их

опасным сечениям во впадинах первых сопряженных витков резьбы. Для ниппельной части замковых резьбовых соединений нефтяного сортамента такое сечение находится на расстоянии 24 мм от упорного уступа (при длине конической выточки муфты 16 мм), для муфтовой части - на расстоянии 10 мм от свободного конца ниппеля [8, 73]. Фактически место возникновения и роста магистральной усталостной трещины в зависимости от конструктивных особенностей замкового соединения может несколько отличаться от приведенных численных величин. По результатам стендовых усталостных испытаний натуральных образцов замковых резьбовых соединений было определено, что основная часть усталостных разрушений для ниппельной части замка находится на расстоянии 22...26 мм от упорного уступа, для муфтовой - на расстоянии 8...12 мм от свободного конца ниппеля.

Анализ натуральных усталостных испытаний образцов замковых соединений УБТ в стендовых условиях и аварийных отказов на промыслах позволили классифицировать основные типы усталостных разрушений стандартных замковых резьбовых соединений по характеру и причинам их возникновения (табл. 3.1.), что дает возможность более качественно оценить причины усталостных разрушений замковых соединений в скважине и выбрать рациональные методы их конструктивного и технологического упрочнения, добиваясь равнопрочности резьбового соединения для конкретных условий эксплуатации [18].

Для изучения характера продвижения усталостных трещин при неразрушающем контроле важным является анализ изломов натуральных образцов замковых резьбовых соединений.

Анализируя усталостный излом ниппеля и муфты можно различить три характерные морфологические зоны различного фрактурного характера: зону равноускоренного развития трещины, зо-

Таблица 3.1

Классификация усталостных разрушений замковых резьбовых соединений бурильной колонны

Характер повреждения !	Причина повреждения
1. При $W_M/W_N < 2,1$!	
1.1. Разрушение по резьбовой части муфты !	<p>! Недостаточный запас прочности замкового соединения по переменным нагрузкам.</p> <p>! При ремонте соединения резьба муфты отрезана не полностью.</p> <p>! Механическое повреждение наружной поверхности муфты.</p> <p>! Уменьшение радиуса закругления свободных витков резьбы.</p> <p>! Механическое повреждение внутренней поверхности муфты.</p>
1.2. Разрушение по зарезьбовой канавке муфты.	<p>! Радиусы галтелей зарезьбовой канавки менее рекомендуемых.</p> <p>! Механическое повреждение поверхности зарезьбовой канавки.</p> <p>! Увеличенный диаметр зарезьбовой канавки.</p>
1.3. Разрушение по резьбовой части ниппеля !	! Неоптимальный крутящий момент свинчивания замкового соединения.
2. При $W_M/W_N > 2,1$!	
2.1. Разрушение по резьбовой части ниппеля !	<p>! Недостаточный запас прочности замкового соединения по переменным нагрузкам.</p> <p>! Неоптимальный крутящий момент свинчивания замкового соединения.</p> <p>! При ремонте соединения резьба ниппеля отрезана не полностью.</p>

Продолжение табл. 3.1

Характер повреждения	Причина повреждения
2.2. Разрушение по зарезьбовой канавке муфты.	<p data-bbox="586 331 1425 436">! Отсутствие при работе соединения контактных напряжений на упорных торцах.</p> <p data-bbox="586 457 1425 562">! Отношение площади упорного торца к площади опасного сечения ниппеля менее 1,2.</p> <p data-bbox="586 583 1425 688">! Радиус перехода от резьбовой части ниппеля к упорному уступу менее допустимого.</p> <p data-bbox="586 709 1425 814">! Уменьшенные радиусы галтелей зарезьбовой канавки.</p> <p data-bbox="586 835 1425 940">! Механическое повреждение поверхности зарезьбовой канавки.</p> <p data-bbox="586 961 1425 1010">! Уменьшенный диаметр зарезьбовой канавки.</p>
2.3. Разрушение по резьбовой части муфты.	! Механическое повреждение наружной поверхности муфты.

ну интенсивного развития трещины и зону долома. Однако, для удобства анализа, объединим две первые в зону развития трещины и рассмотрим их в зависимости от зоны долома. Снижая переменную нагрузку до предела и ниже, можно наблюдать на изломе следы остановки развития трещины, которые наглядно представляют картину продвижения фронта трещины (рис. 2.1.).

Место разрушения зависит от отношения осевых моментов сопротивления опасных сечений муфтовой и ниппельной частей, то есть от степени уравновешенности соединения. Зарождение трещин происходит по впадине резьбы, так как резьба является концентратором напряжений.

Как отмечено в работе [74], усталостная трещина по окружности ниппеля развивается более интенсивно, чем в глубину, а в муфте скорость развития трещины в глубину преобладает над развитием трещины по окружности. Это объясняется тем, что в муфтовой части соединений трещина с глубиной распространяется в область больших напряжений, а в ниппеле — в область меньших.

Кольцевая модель развития трещины часто из-за своей простоты используется в расчетах долговечности труб. В пользу кольцевой модели принимается то, что при малых нагрузках $\sigma_a = 1,05 \dots \dots 1,15 \sigma_{-1}$ процесс зарождения усталостных микротрещин происходит равномерно по наружной поверхности ниппеля. Это объясняется тем, что при низких нагрузках трещинообразование обусловлено различными дефектами и включениями и носит случайный характер.

Вообще на рост трещин и форму фронта для ниппеля влияют два фактора: изгибающее напряжение, которое уменьшается с увеличением глубины трещины и увеличивающийся с глубиной коэффициент интенсивности напряжений K в вершине трещины. Для опасного сечения муфты характерно увеличение изгибающего напряжения и коэффициента интенсивности напряжений с увеличением глу-

бины трещины. Так как оба эти фактора действуют совместно, то для ниппеля наблюдается компенсационный, а для муфты – усиливающий эффект действия нагрузки с увеличением глубины трещины. Исходя из теории сопротивления материалов [75], изменение изгибающей нагрузки с глубиной трещины носит линейный характер. Коэффициент интенсивности напряжений полого цилиндра с внешней кольцевой трещиной определяется по формуле [76]:

$$K = \frac{M_{изг}}{D^2 \sqrt{D}} \cdot F(\epsilon, \epsilon_1) \quad (3.2)$$

где $F(\epsilon, \epsilon_1)$ – безразмерная функция.

График функции K описывается степенной зависимостью. Следовательно, чем глубже трещина, тем в большей степени увеличивается коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины.

Однако, с увеличением глубины трещины увеличивается и коэффициент интенсивности напряжений в вершине трещины K при неизменной нагрузке, что существенно меняет модель роста, предложенную в работе [18]. Вторым аспектом, который необходимо учитывать является то, что на муфту в опасном сечении действует лишь напряжение изгиба, а на ниппель, кроме изгибающих, действуют и растягивающие напряжения от затяжки соединения. Следовательно, движение трещины обусловлено двумя составляющими: касательной, обусловленной напряжениями изгиба и радиальной, зависящей от коэффициента интенсивности напряжений и напряжения изгиба.

При низком изгибающем напряжении и большом коэффициенте концентрации преобладает касательная составляющая, и при высоком напряжении изгиба возрастает радиальная составляющая фронта трещины. Эти утверждения подтверждаются многочисленными зарисовками доломов натуральных образцов утяжеленных бурильных труб, наиболее типичные из которых представлены на рис. 1.1. Анализируя

Доломы, следы остановки трещин и зоны ускоренного развития трещины была разработана модель распространения фронта усталостной трещины в ниппеле и муфте. Достоинством предложенной модели является то, что для ее описания применяется математический аппарат, позволяющий с высокой точностью описать фронт усталостного разрушения при действии заданной нагрузки. Причем, при нагрузках $\sigma_a \sim \sigma_{-1}$ фронт усталостной трещины распространяется в две фазы: первую, до достижения противоположной кромки условно назовем фазой роста. Так как она занимает почти весь период живучести конструкции, а вторую фазу - от достижения противоположной кромки до долома - фазой разрушения так как она, как правило, составляет не более 20.000 циклов.

Малая длительность второй фазы объясняется тем, что дислокационная линия под действием нагрузки стремится сократить свою длину [77]. Исходя из этого, при пересечении фронтом трещины противоположной кромки, происходит деление фронта на два участка. Тут вступает в силу два фактора: во-первых - действующая нагрузка перераспределяется на два фронта с меньшей суммарной длиной, а во-вторых, эти два фронта еще уменьшают свою длину, стремясь занять квазирадиальное положение. Сочетание этих двух факторов и приводит к ускоренному долому замкового соединения.

Первая фаза протекает различно для ниппеля и муфты. Это связано с тем, что трещина в ниппеле распространяется в область меньших изгибающих напряжений, а в муфте - в область больших. Поэтому для ниппеля и муфты представлены индифферентные модели.

Рассмотрим модель усталостного разрушения ниппеля по опасному сечению, находящемуся на расстоянии 24 мм от упорного торца. Разрушение происходит по впадине первого сопряженного витка, которая является концентратором напряжений, под действием изгибающих и растягивающих нагрузок. Зона долома зависит от коэффи-

коэффициента запаса прочности $K_{зп}$ соединения в обратной пропорциональности и описывается двумя параметрами: длиной усталостной трещины l_n и радиусом фронта трещины R_n .

Зависимость зоны полома от приложенной нагрузки определяется по формулам:

$$l_n = \frac{L \cdot \sqrt{1/K_{зп}}}{1,5} ; \quad (3.3)$$

$$R_n = \left[\frac{1}{(K_{зп})^{1/\sqrt{K_{зп}}} + \frac{l_n}{2L}} \right] \cdot R'$$

где L - толщина стенки в опасном сечении;

R' - внешний радиус опасного сечения.

Рассмотрим три случая: $K_{зп} = 0,5$; $1,0$; $2,0$, которые позволяют увидеть основные закономерности развития фронта усталостной трещины в опасном сечении ниппеля:

$K_{зп} = 1,0$	$R_n = 1,25 R'$	$l_n = 0,66 L$
$K_{зп} = 2,0$	$R_n = 0,79 R'$	$l_n = 0,47 L$
$K_{зп} = 0,5$	$R_n = 3,02 R'$	$l_n = 0,93 L$

Из представленных зависимостей можно сделать следующие выводы: площадь зоны полома при увеличении нагрузки уменьшается; при увеличении нагрузки фронт усталостной трещины увеличивает скорость выравнивания с целью сокращения его, с уменьшением нагрузки распространения фронта трещины приближается к кольцевой модели (рис. 3.3, а).

Рассмотрим теперь случай усталостного разрушения муфтовой части замкового соединения по опасному сечению, находящемуся на расстоянии 10 мм от меньшего торца ниппеля. Конфигурация и площадь зоны полома зависят от коэффициента запаса прочности соединения и описываются двумя параметрами: глубиной усталостной тре-

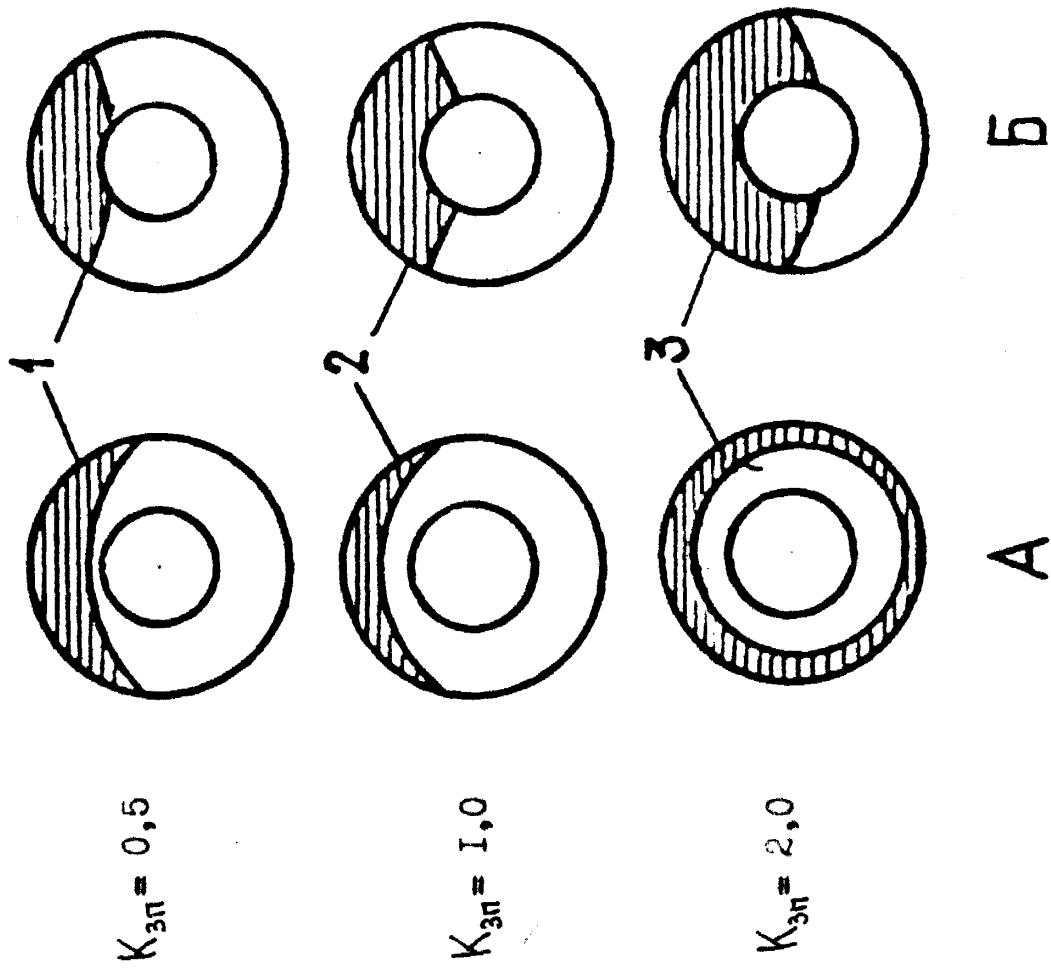


Рис. 3.3.3. Модель фронта усталостного разрушения по опасному сечению ниппеля (А) и муфты (Б)

щины l_m и радиусом фронта трещины. Зависимость зоны долома от коэффициента запаса прочности определяется по формулам:

$$l_m = \frac{D \cdot \sqrt{K_{зп}}}{2,5} \quad (3.5)$$

$$R_m = 2 \left[2^{K_{зп}} \cdot \sqrt{K_{зп}} \right] R'' \quad (3.6)$$

где D - внешний диаметр муфты;

R'' - внутренний радиус опасного сечения.

Согласно формулам (3.5) и (3.6)

при $K_{зп} = 0,5$	$R_m = 2 R''$	$l_m = 0,28 D$
$K_{зп} = 1,0$	$R_m = 4 R''$	$l_m = 0,41 D$
$K_{зп} = 2,0$	$R_m = 11,3 R''$	$l_m = 0,56 D$

Расчитанные картины изломов представлены на (рис. 3.2, б).

При исследовании характерных особенностей строения усталостных изломов замковых резьбовых соединений УБТ отмечается зависимость площади зоны окончательного долома от коэффициента запаса прочности соединения $K_{зп}$ - чем выше уровень запаса прочности образца, тем больше отношение площади долома F_d к площади всего поперечного сечения F . Значение отношения F_d / F может служить еще одним оценочным признаком, позволяющим установить уровень эксплуатационного режима нагружения соединения в скважине. В таблице 3.2 приведены основные отношения F_d / F при выше проиллюстрированных коэффициентах запаса прочности, которые хорошо согласуются с рассчитанными по формулам (3.3) - (3.6) и позволяют оценивать нагруженность замковых резьбовых соединений в процессе эксплуатации по изломам.

Таблица 3.2

Зависимость отношения F_A / F при различных значениях коэффициента запаса прочности соединений

	коэффициент запаса прочности		
	0,5	1,0	2,0
ниппель, F_A / F	32-37%	35-45%	47-62%
муфта, F_A / F	22-30%	27-40%	35-50%

В зависимости от параметров резьбы, конусности и внешнего диаметра замковых резьбовых соединений значение отношений F_A / F может изменяться в указанных пределах, причем с уменьшением конусности и увеличением диаметра соединения принимается большее значение отношения F_A / F , поскольку при динамическом нагружении такие соединения обладают повышенным запасом упругой энергии.

При определении момента возникновения усталостных трещин в ниппельной части замковых резьбовых соединений УБТ использовался один из фрактографических методов, при котором после различного числа циклов нагружения (0,3...0,5 от циклической долговечности на данном уровне нагрузки) амплитуда нагрузки на образец снижалась до значения 0,3 от основной нагрузки. Испытания образца при пониженной нагрузке проводились в течение 10000...15000 циклов, после чего нагрузка снова повышалась до значения основной. После разрушения образца на поверхности излома отмечались кольцевые плоскости - линии, соответствующие положению фронта распространения усталостной трещины на период действия пониженной нагрузки. Результаты проведения этих испытаний представлены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Результаты исследования момента трещинообразования в замковых соединениях ЗН-80 с резьбой 3-62

Номер образца	Коэффициент запаса прочности, $K_{зп}$	Нагрузка $\sigma_{изг}$, МПа	Количество циклов до снижения нагрузки, млн.ц	Максимальная глубина усталостной трещины, мм
1	0,85	82	3,0	1,5
2	0,85	82	4,0	5,7
3	0,67	105	0,8	1,2
4	0,67	105	1,2	6,2

Как показали исследования, скорость распространения усталостных трещин в глубину замковых резьбовых соединений УБТ в зависимости от коэффициента запаса прочности $K_{зп}$ изменяется в широких пределах. На рис. 3.4 представлены зависимости глубины усталостных трещин от количества циклов нагружения, по которым можно определить скорость распространения трещины по наклону касательной к кривой в этой точке.

3.2. Изучение влияния момента затяжки на напряженное состояние резьбового соединения

Технология сборки замковых резьбовых соединений УБТ оказывает существенное влияние на их сопротивление усталости, герметичность и износостойкость. Значение предварительной затяжки резьбовых соединений выбирается из соотношения таких факторов, как герметичность соединения и плотность стыка. Верхний предел предварительной затяжки замкового резьбового соединения ограничивается значением предела текучести $\sigma_{0,2}$ материала соединения.

В результате стендовых испытаний замковых резьбовых соединений, свинченных с различными крутящими моментами $M_{кр.св.}$, установлено, что существует оптимальное его значение $M_{кр.св.}$, при

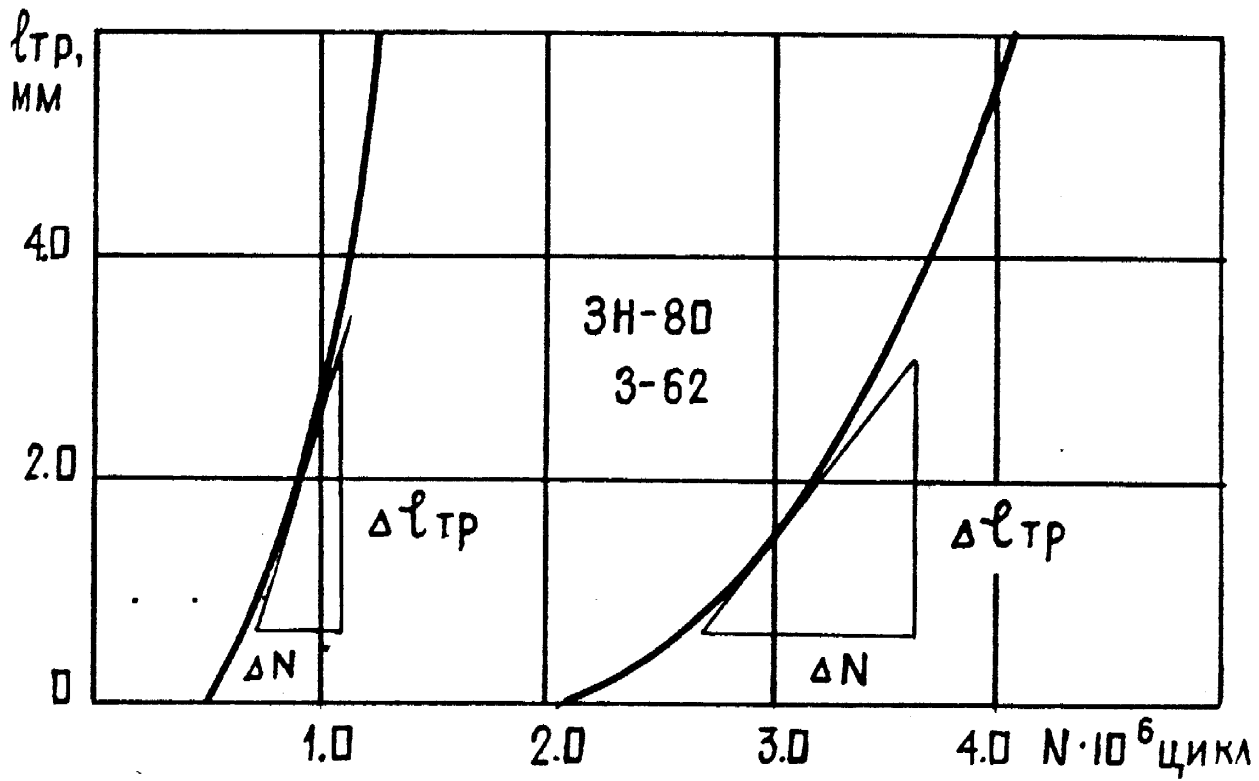


Рис. 3.4. Зависимость глубины усталостной трещины от числа циклов нагружения при различных

в котором предел выносливости соединения σ_{-1} максимальный. При этом в опасном сечении ниппеля на расстоянии 24 мм от упорного торца возникают средние растягивающие напряжения $\sigma_3^{\text{зат}}$. Значение крутящего момента свинчивания замковых резьбовых соединений определяется исходя из геометрических характеристик резьбы по формуле [8].

$$M_{\text{кр.св.}} = \sigma_3^{\text{зат}} \cdot F_H \cdot a \quad (3.7)$$

где $\sigma_3^{\text{зат}}$ — напряжение затяжки, эквивалентное растягивающему напряжению в плоскости опасного сечения ниппеля;

F_H — площадь опасного сечения ниппеля на расстоянии 24 мм от упорного уступа;

a — постоянный параметр, зависящий от геометрии резьбы

$$a = 0,16P + 0,5\mu' (d_{\text{ср}} + 0,866d'_{\text{ср}}) \quad (3.8)$$

P — шаг резьбы;

μ' — коэффициент трения в резьбе;

$d_{\text{ср}}$ — средний диаметр резьбы на расстоянии 24 мм от упорного уступа;

$d'_{\text{ср}}$ — средний диаметр упорных торцев.

Для конкретного типоразмера замкового соединения параметры F_H и a постоянны, что сводит определение момента свинчивания к определению среднего напряжения затяжки $\sigma_3^{\text{зат}}$.

Зависимость $\sigma_3^{\text{зат}} = f(F_H)$ для замковых резьбовых соединений из сталей с пределом текучести $\sigma_{0,2} = 640 \dots 800$ МПа [41], а также для высокопрочных сталей [17] установлена по результатам стендовых испытаний натуральных образцов.

Исследования напряженного состояния витков резьбы при различных крутящих моментах свинчивания $M_{\text{кр.св.}}$ проводили на натурном

разце замкового резьбового соединения ЗН-80 с резьбой 3-62. Предел текучести материала соединения $\sigma_{0,2}^j = 680$ МПа, предел прочности $\sigma_b = 890$ МПа. Для исследований на ниппельной части вдоль образующей резьбы прорезали паз шириной 5,1 мм и глубиной на 0,7...1,0 мм глубже витков резьбы. В паз наклеивали тензодатчики ТНБ-3-1000ГВ с измерительной базой 5 мм по специальной схеме. Кольца тензодатчиков распивали по мостовой схеме и подключали к усилителю тензостанции "Топаз-3" с выходом сигнала на шлейфный осциллограф Н-117.

Одну из частей соединения зажимали в головке стенда СИТУ и прищипывали образец "от руки" моментом $M_{кр.тв} = 150...200$ Н·м. Затем к концу свободной части испытуемого резьбового соединения прикладывали изгибающий момент в пределах 500...8000 Н·м с помощью гидравлического помкрата, оснащенного динамометром. Схема эксперимента представлена на рис. 3.5, 3.6. Отмечена квазилинейная зависимость напряжений изгиба $\sigma_{изг}$ в плоскости опасного сечения ниппеля от прикладываемого к резьбовому соединению изгибающего момента $M_{изг}$.

В дальнейшем образец резьбового соединения разгружали, дощипывали моментом 1000 Н·м и вновь нагружали изгибающим моментом. Эту операцию повторяли до достижения крутящего момента свинчивания $M_{кр.св} = 9000$ Н·м. Установлено, что с повышением момента свинчивания напряжения изгиба в плоскости опасного сечения ниппеля уменьшаются при фиксированных значениях изгибающего момента. Однако, при повышении напряжения предварительной затяжки резьбового соединения свыше значения $\sigma_3 = 0,25 \sigma_{0,2}$ эффект снижения изгибающих напряжений на ниппеле практически исчезает, то есть соединение становится монолитным [8]. Снижение изгибающих напряжений на ниппеле при увеличении напряжения затяжки σ_3 происходит по экспоненциальному закону (рис. 3.7). Полученные кривые при раз-

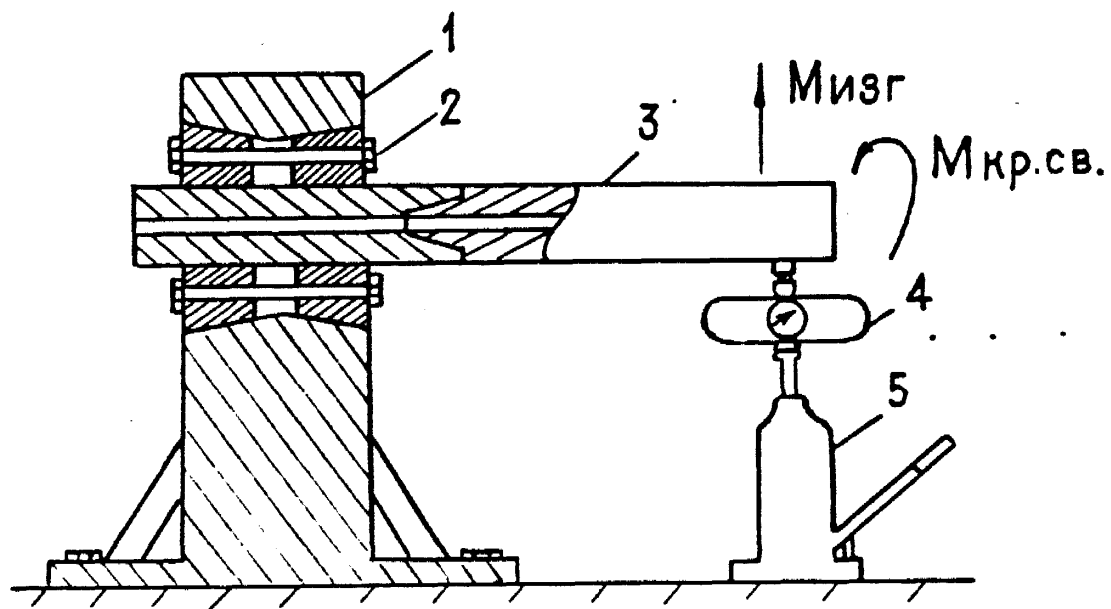


Рис. 3.5. Схема нагружения образца резьбового соединения изгибающей нагрузкой при различных крутящих моментах свинчивания

Рис. 3.6. Общий вид устройства для нагружения резьбового соединения

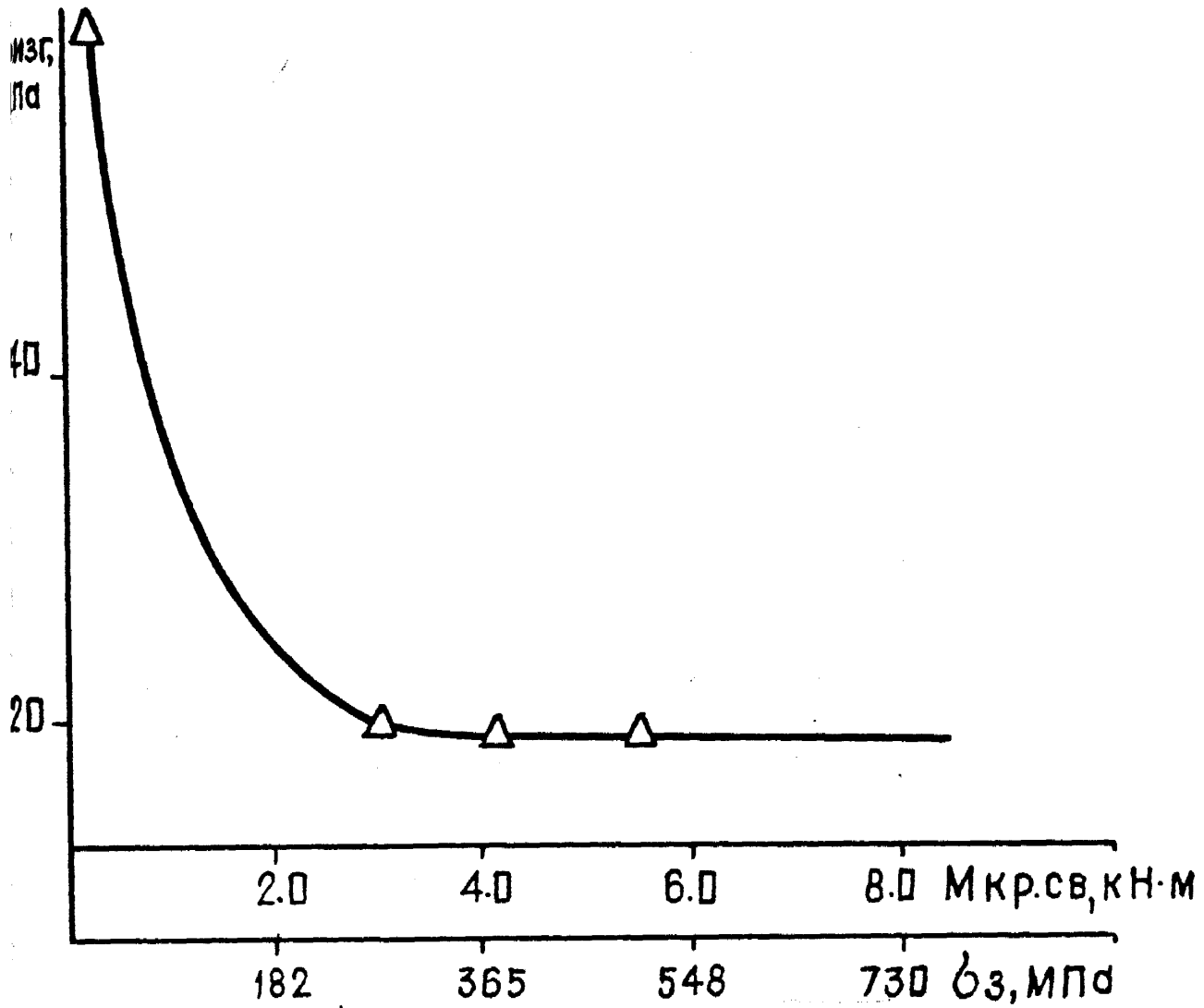


Рис. 3.7. Зависимость изгибающего напряжения в плоскости опасного сечения ниппеля от момента свинчивания

личных фиксированных значениях изгибающего момента $M_{изг}$ практически повторяют свою форму со смещением вдоль оси ординат. Таким образом, эффект передачи изгибающей нагрузки на муфтовую часть исчерпывается при затяжке соединения напряжением $\sigma_3^j = 0,25 \sigma_{0,2}^j$. Дальнейшее увеличение затяжки соединения приводит к увеличению альтернативных растягивающих напряжений в плоскости опасного сечения, что увеличивает асимметрию циклов изгибающего напряжения R .

Анализируя результаты усталостных испытаний замковых резьбовых соединений ЗН-80 (рис. 3.8) отмечено, что при увеличении значения момента $M_{кр.св.}$ максимальный предел выносливости σ_{-1}^j достигается при $\sigma_3^j = (0,40-0,45) \sigma_{0,2}^j$. Предел выносливости резьбового соединения с оптимальным напряжением затяжки σ_3^j в 2,0-2,2 раза превышает σ_{-1}^j незакрепленного соединения ЗН-80 с резьбой 13-62 [17].

Для определения величины повышения предела выносливости σ_{-1}^j всех типоразмеров замковых резьбовых соединений и выявления общих закономерностей влияния предварительной затяжки на усталостную прочность, разработана модель и методика расчета замкового резьбового соединения при различных значениях $M_{кр.св.}$.

Так как разрушение замковых резьбовых соединений, в основном, происходит по первому сопряженному витку ниппеля, возможно его моделировать толстостенным пустотелым цилиндром диаметром D с внешней кольцевой трещиной диаметр d которой равен диаметру опасного сечения ниппеля, на берегах которой действуют сжимающие напряжения, соответствующие напряжению затяжки σ_3^j реального замкового соединения. Определим граничные условия поставленной задачи:

1. При отсутствии предварительной затяжки весь общий изги-

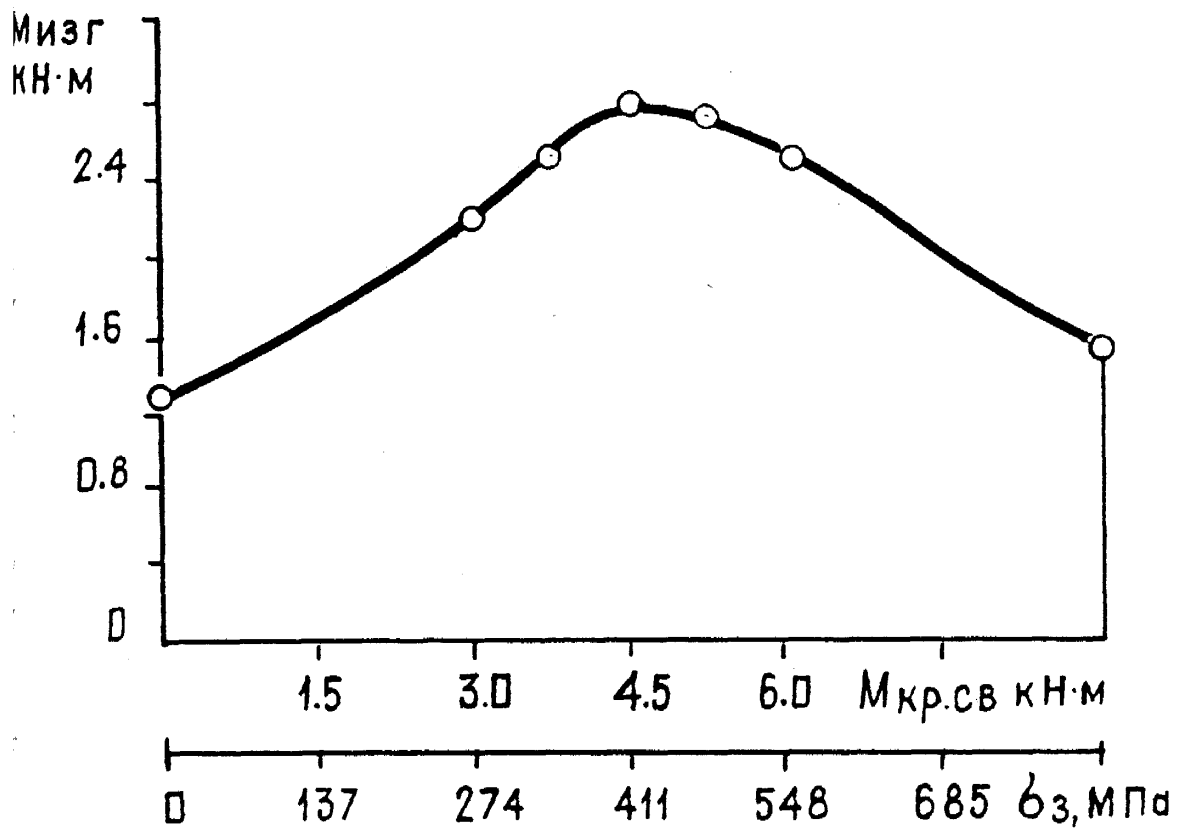


Рис. 3.3. Схема нагруженности замкового резьбового соединения
 ЗН-8С с резьбой 3-62 из стали 40ХН2МА ($\sigma_{0.2}^j = 940$ МПа)

Общий момент $M_{изг}$ воспринимается только ниппелем,

$$M_{изг} = \sigma'_{изг} \cdot W_H \quad (3.9)$$

где W_H - общий момент сопротивления опасного сечения ниппеля.

2. При повышении напряжения затяжки до значения предела текучести $\sigma_{0,2}$, прочность соединения приближается к прочности трубы,

$$M_{изг} = \sigma'_{изг} (W_H + W_M') \cdot d/D \quad (3.10)$$

где W_M' - общий момент сопротивления муфты в плоскости опасного сечения ниппеля;

D, d - геометрические параметры замкового резьбового соединения.

Для решения поставленной задачи в рамках принятой модели и граничных условий воспользуемся концепциями теории сопротивления материалов.

Суммарный изгибающий момент $M_{изг}$ в плоскости опасного сечения ниппеля определим из соотношения:

$$M_{изг} = M_H + M_M' \quad (3.11)$$

где M_H - изгибающий момент в плоскости опасного сечения ниппеля;

M_M' - изгибающий момент муфты в плоскости опасного сечения ниппеля, с учетом

$$\frac{M_H}{E_H \cdot J_H} = \frac{M_M'}{E_M \cdot J_M} \quad (3.12)$$

получим
$$M_{изг} = M_H \left(1 + \frac{E_M \cdot J_M}{E_H \cdot J_H} \right) \quad (3.13)$$

где E - модуль упругости;

J - осевой момент инерции.

Так как изгибающий момент ниппеля зависит от напряжения предварительной затяжки ЗРС, то введем в выражение (3.13) функцию $f(\epsilon_3) = k(\epsilon_3/\epsilon_{0.2})$:

$$M_{изг} = M_H \left(1 + k(\epsilon_3/\epsilon_{0.2}) \frac{E_M J_H}{E_H J_H} \right) \quad (3.14)$$

где k - эмпирический коэффициент.

Также необходимо учитывать, что при изгибе резьбового соединения растягивающим напряжением подвержена половина сечения, а во второй половине увеличиваются сжимающие напряжения которые не влияют на усталостную прочность

$$M_{изг} = M_H \left(1 + k(\epsilon_3/\epsilon_{0.2}) \cdot E_{пр} (J_H/J_H) \cdot 2 Y_c \right), \quad (3.15)$$

где $E_{пр}$ - приведенный модуль упругости;
 Y_c - статический момент половины сечения.

$$Y_c = 2(D^2 + D \cdot D_1 + D_1^2) / (3\pi D(D + D_1)), \quad (3.16)$$

где D - внешний диаметр цилиндра;
 D_1 - внешний диаметр ниппеля.

Тогда выражение (3.15) с учетом (3.16) примет вид

$$M_{изг} = M_H \left[1 + k(\epsilon_3/\epsilon_{0.2}) \left\{ \frac{4}{3\pi} \frac{(D^2 + D \cdot D_1 + D_1^2) \cdot J_H}{D(D + D_1) \cdot J_H} \right\} E_{пр} \right] \quad (3.17)$$

Таким образом, выполняются оба граничных условия, поставленные в начале: при $\epsilon_3 \rightarrow 0$ весь изгибающий момент воспринимается только ниппельной частью соединения; при условии $\epsilon_3 \rightarrow \epsilon_{0.2}$ работа резьбового соединения может описываться, как работа квазимонолитного тела. Полученный характер изменения изгибающей нагрузки в плоскости опасного сечения ниппеля в зависимости от напряжения предварительной затяжки ЗРС хорошо согласуется с результатами

экспериментальных работ. Предложенная методика позволяет произвести количественную оценку степени повышения усталостной прочности ЗГС с предварительной затяжкой соединения.

Исследования по анализу распределения нагрузки по виткам резьбы проводились на натурном образце замкового резьбового соединения ЗН-80 с резьбой 3-62. Для этого на ниппельной части вдоль образующей резьбы прорезали паз шириной 5,1 мм и глубиной на 0,7...1 мм глубже витков резьбы. В этот паз наклеивали тензодатчики 2ПДБ-5-1001В с базой 5 мм по специальной схеме. После свинчивания резьбового соединения с заданным крутящим моментом получали распределение нагрузки по виткам резьбы (рис. 3.9). Затем собранное резьбовое соединение помещали в стенд УИ-80 для усталостных испытаний и нагружали циклической изгибающей нагрузкой

$\sigma = 84 \text{ МПа}$, превышающей на 20 % предел выносливости замкового резьбового соединения ЗН-80. После наработки 8...10 тыс. циклов резьбовое соединение вынимали из стенда и вновь определяли распределение нагрузки по виткам резьбы (рис. 3.9 (2)). Анализируя полученные результаты, отмечается резкое снижение нагрузки в плоскости опасного сечения ниппеля и некоторое повышение нагрузки на последующих витках резьбы. Таким образом, после наработки небольшого количества циклов осуществляется перераспределение и выравнивание нагрузки по виткам резьбы, которое происходит вследствие приработки контактных поверхностей резьбы и упруго-пластической деформации витков. Определенный вклад в перераспределение нагрузки вносят упорные торцы ниппеля и муфты, которые при циклическом изгибе резьбового соединения испытывают эффект "проскальзывания" и подвергаются упруго-пластической деформации. Аналогично происходит более равномерное распределение нагрузки на внешней поверхности муфты. Таким образом, при расчете допустимой нагрузки на ниппель необходимо учитывать, что при воздей-

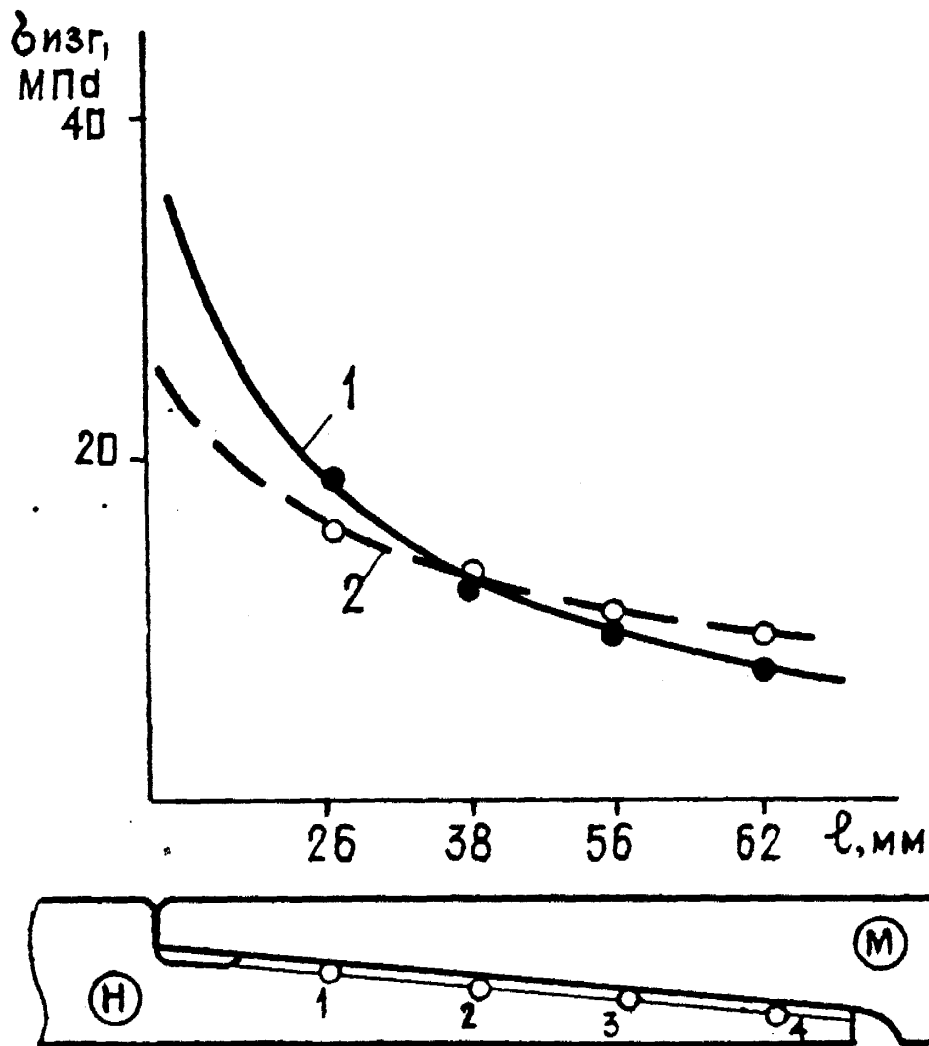


Рис. 3.9. Распределение напряжений по длине резьбы замкового резьбового соединения ЗН-80 (1), после наработки 10 тыс. циклов (2)

ствии циклических изгибающих напряжений на резьбовое соединение, происходит более равномерное распределение нагрузки по виткам резьбы. Для определения тенденции изменения распределения нагрузки по виткам резьбы при более длительном воздействии циклических изгибающих напряжений было нагружено резьбовое соединение УБТ на базе 100000 циклов. При определении распределения нагрузки по виткам резьбы отмечено, что кривая практически не сместилась, то есть дальнейшее циклическое нагружение не оказывает существенного влияния на нагруженность витков резьбового соединения, так как дальнейшей деформации первых витков резьбы не происходит, а все микронеровности уже сгладились.

3.3. Влияние величины осевого натяга на усталостную прочность соединений

В результате исследований, проведенных во ВНИИТ с натурными образцами замковых резьбовых соединений ЗН-80 с резьбой 3-62 получена зависимость предела выносливости соединений от осевого натяга, которая имеет экстремум осевого натяга $H = 0,9$ мм (рис. 1.2) [35]. Однако, представленная зависимость не описывает более высокие значения осевого натяга, что делает не обоснованным полученный экстремум. Также необходимо отметить спорную методику по определению суммарного крутящего момента свинчивания $M_{кр.св}^{сум}$ замковых резьбовых соединений с натягом по формуле

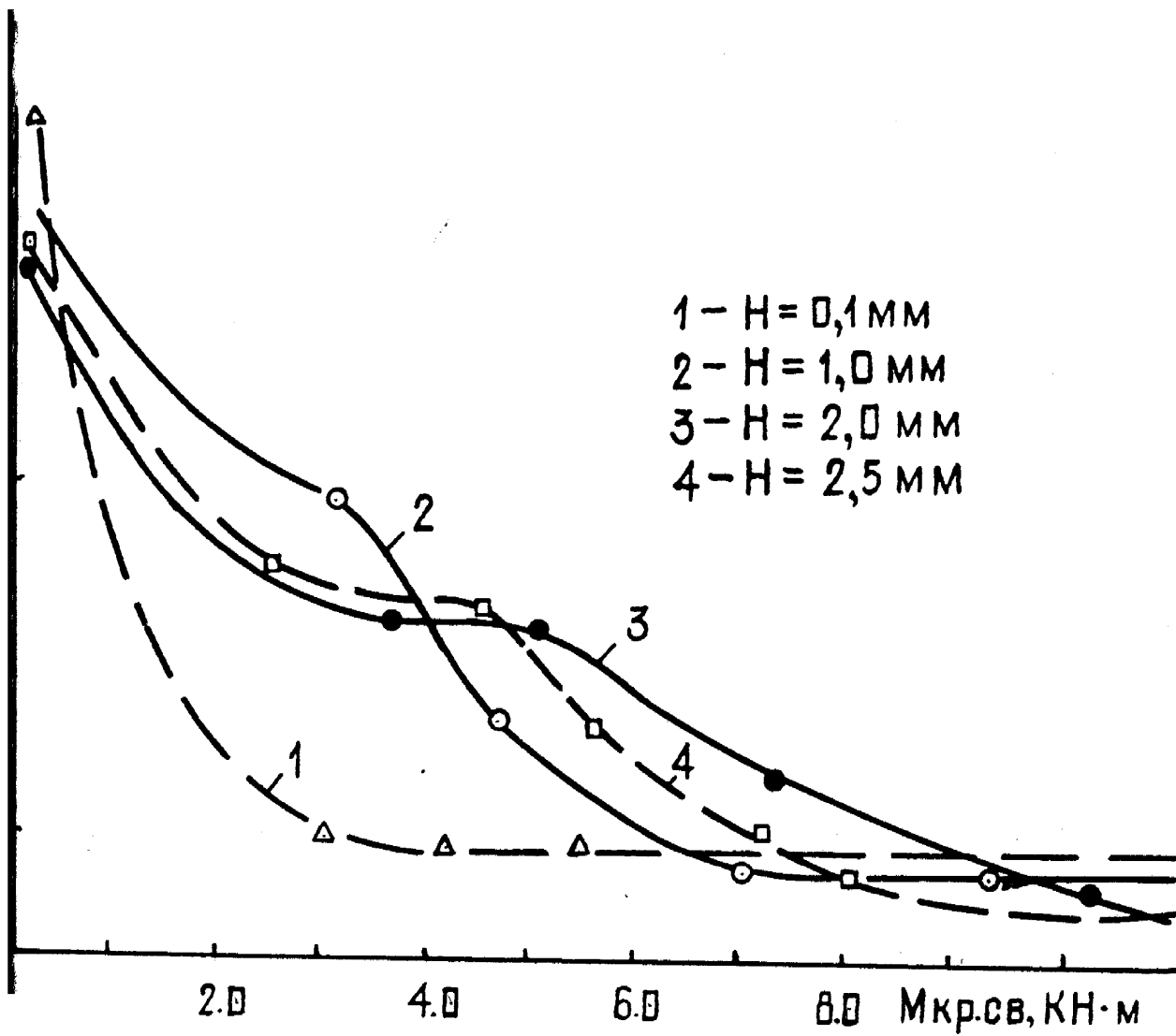
$$M_{кр.св}^{сум} = M_{кр.св}^{опт} + M_H \quad (3.18)$$

где $M_{кр.св}^{опт}$ — оптимальный крутящий момент свинчивания;

M_H — крутящий момент для свинчивания на величину натяга, так как часть $M_{кр.св}^{опт}$ идет на создание повышенного диаметрального натяга за счет конусности резьбы, что приводит к занижению значения $M_{кр.св}^{сум}$ для типоразмеров замковых резьбовых соединений УБТ.

С целью изучения влияния значения осевого натяга на сопротивление резьбового соединения изгибающим нагрузкам были проведены экспериментальные исследования с натурными образцами замковых резьбовых соединений ЗН-80 с резьбой 3-62. Для этого в паз на ниппельной части наклеивали тензодатчики, которые распаивали по мостовой схеме и подключали к тензоусилителю. Ниппельную часть образца закрепляли в патроне, который зажимали в головке стенда СИТУ, а изгибающий момент прикладывали к концу муфтовой части на расстоянии 200 мм от места закрепления (рис. 3.8, 3.9). Так как известно, что отрицательный натяг снижает сопротивление усталости замкового резьбового соединения, то натяг задавали положительным и для первого образца составил 0,1 мм. При приложении изгибающего момента изгиб с помощью гидравлического домкрата с динамометром в пределах 1...12,0 кН*м фиксировали напряжения изгиба в плоскости опасного сечения ниппеля. Повышая крутящий момент свинчивания $M_{кр.св.}$ от 2,0 кН*м до значения 10,0 кН*м, изучали изменения напряженного состояния ниппельной части резьбового соединения в плоскости опасного сечения. Затем соединение раскручивали и подрезали упорный торец муфты до получения значения положительного натяга 1,0; 2,0; 2,5 мм с последующим испытанием по вышеописанной методике.

Результаты исследований приведены на (рис. 3.10) из которого видно, что по мере увеличения крутящего момента свинчивания испытанные ниппелем изгибающие нагрузки спадают по экспоненциальному закону. Кривые с увеличенным значением осевого натяга состоят из двух частей, причем точка плавного перехода из одной в другую соответствует крутящему моменту для свинчивания и величину натяга $M_{ц}$. Первая часть кривой представляет собой квазилинейную спадающую площадку до точки выбора натяга. Спадающая форма кривой обусловлена повышением монолитности соединения за счет конусной посадки резьбы. При увеличении значения натяга



Ис. 3.10. Зависимость изгибающих напряжений в плоскости опасного сечения ниппеля от момента свинчивания при различных значениях осевого натяга

описывает спадание изгибающих напряжений на ниппеле по экспоненциальному закону. Также необходимо отметить, что крутизна изгибающих по экспоненциальному закону участков уменьшается с уменьшением значения натяга, вследствие чего формула (3.18) должна иметь вид

$$M_{кр.св.}^{сум} = M_{кр.св.}^{опт} \cdot k^* + M_H \quad (3.19)$$

где k^* — коэффициент, учитывающий изменение крутизны

$$k^* = \sin \alpha_0 / \sin \alpha_i \quad (3.20)$$

где α_0 — угол между касательной к кривой нулевого натяга и осью ординат;

α_i — угол между касательной к кривой заданного натяга и осью ординат.

Для определения влияния значения осевого натяга H на напряженное состояние ниппельной части соединения в плоскости опасного сечения при различных уровнях напряжения затяжки σ_3 , полученные данные пересчитывались в зависимость $\sigma_{изг} = f(\sigma_3)$. При построении зависимостей значение момента M_H не учитывалось. Зависимости изгибающих напряжений $\sigma_{изг}$ от напряжения затяжки σ_3 в плоскости опасного сечения ниппеля замкового резьбового соединения ЗИ-80 с резьбой З-62 представлены на рис. 3.11.

Анализируя полученные результаты, видно что все кривые зависимости $\sigma_{изг} = f(\sigma_3)$ имеют спадающую по экспоненте форму с дальнейшим выполаживанием. Отмечено, что выполаживание происходит при напряжениях затяжки, равных 0,25; 0,5; 0,6; 0,68 напряжения текучести материала замка при значениях натягов $H = 0,1; 1; 2; 2,5$ мм соответственно. Используя полученные зависимости, можно определять оптимальное значение осевого натяга. Известно,

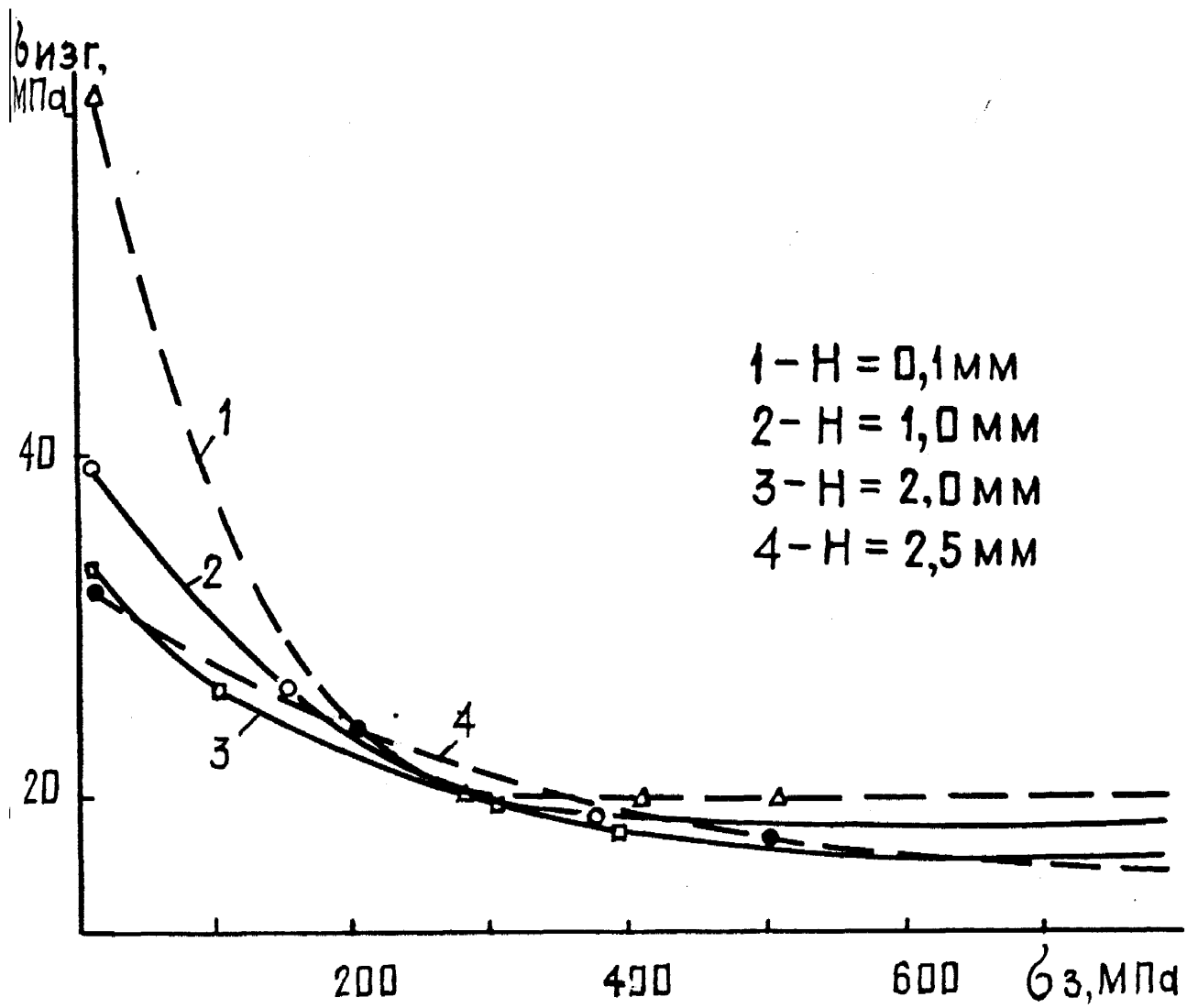


Рис. 3.11. Зависимость изгибающих напряжений ниппеля от напряжения затяжки при различных значениях осевого натяга

что максимальный предел выносливости имеют резьбовые соединения, собранные таким крутящим моментом, при котором выполняется условие [8]

$$\sigma_3 = (0,3 \dots 0,4) \cdot \sigma_{0,2} \quad (3.21)$$

Таким образом, оптимальным будет то значение осевого натяга, при котором в указанном диапазоне σ_3 будут минимальные изгибающие напряжения в плоскости опасного сечения ниппеля. Исходя из полученных кривых, этому условию соответствует резьбовое соединение, собранное с осевым натягом $H = 2,0$ мм.

На базе ИФИНГ и Стрийского УПТОиК были проведены исследования моментов выбора натяга M_H замковых резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб. Замковые резьбовые соединения свинчивались с различными заданными дискретными значениями осевого натяга. По результатам исследований различных типоразмеров утяжеленных бурильных труб получены эмпирические формулы для расчета оптимальных значений осевого натяга для первого свинчивания

$$H = 0,7 \cdot P \cdot \sqrt{K} / \sqrt[3]{F_H} \quad (3.22)$$

где P - шаг резьбы, мм;

K - конусность резьбы;

F_H - площадь опасного сечения ниппеля, см²,

и для второго свинчивания

$$H = 0,5 \cdot P \cdot \sqrt{K} / \sqrt[3]{F_H} \quad (3.23)$$

После второго свинчивания значение натяга изменяется незначительно. Значения расчетных оптимальных значений осевых натягов для различных типоразмеров замковых резьбовых соединений представлены в приложении I.

При поддержании рекомендуемой расчетной величины натяга обеспечивается начальная монолитность замкового резьбового соединения еще до соприкосновения упорных торцев ниппеля и муфты.

С целью определения влияния количества свинчиваний на значение момента M_H для выбора заданного значения натяга были проведены следующие исследования. Замковое резьбовое соединение ЗН-80 с резьбой 3-62 при значении осевого натяга 2,0 мм свинчивали до выбора натяга и далее до достижения момента свинчивания 7,0 кН·м. Затем резьбовое соединение развинчивали, определяли новое значение натяга вследствие приработки резьбы, подрезали упорный торец муфты для создания заданного значения натяга и вновь свинчивали с моментом 7,0 кН·м, фиксируя значение M_H . Результаты исследований представлены в табл. 3.4 и обобщены по фиксированному значению заданного осевого натяга H в зависимости от количества свинчиваний резьбового соединения.

Таблица 3.4

Зависимость момента выбора натяга от количества свинчиваний

Номер свинчивания	! Заданный натяг, H , мм	! Подрезка торцев, мм	! Момент M_H , кН·м
1	! 2,0	! 0	! 2,5
2	! 2,0	! 0,3	! 2,8
3	! 2,0	! 0,1	! 2,9
4	! 2,0	! 0,05	! 3,0
5	! 2,0	! 0	! 3,0
6	! 2,0	! 0	! 3,0

Анализируя данные, представленные в табл. 3.4, можно сделать вывод, что после первого свинчивания момент выбора натяга M_H практически не изменяется (находится в пределах 10 % отклонений),

а после третьего свинчивания стабилизируется при неизменном натяге.

Для определения влияния величины осевого натяга на усталостную прочность замковых резьбовых соединений были проведены исследования натурных образцов замковых соединений ЗИ-80 с резьбой 3-62 и ЗИ-146 с резьбой 3-121.

На сопротивление усталости испытывали 2 серии образцов (по 4...5 образцов в каждой серии) резьбовых соединений ЗИ-80 и ЗИ-146 из стали 40ХН2А ($\sigma_{0.2} = 94 \text{ МПа}$) с нулевым и оптимальным расчетным натягом.

Замковые резьбовые соединения ЗИ-80 с расчетным значением натяга свинчивались крутящим моментом, равным $6,7 \text{ кН}\cdot\text{м}$, являющимся суммой момента для свинчивания соединения на величину натяга $M_H = 2,8 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и оптимального момента для данного соединения, умноженного на коэффициент $k^* = 1,25$ из формулы (3.19).

Аналогично замковые резьбовые соединения ЗИ-146 свинчивались крутящим моментом $M_{кр.св} = 6,7 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Собранные образцы замковых резьбовых соединений ЗИ-80 испытывали на усталостной машине УИ-80, а образцы ЗИ-146 на УИ-200.

Результаты исследований приведены на (рис. 3.12, 3.13).

Как видно из рис. 3.12, наименьшее значение предела выносливости у резьбовых соединений ЗИ-80, имеющих нулевой осевой натяг, наибольшая — у соединений с положительным расчетным натягом $N = 2,2 \text{ мм}$. При этом разница в пределах выносливости составляет 23 %.

Замковые резьбовые соединения ЗИ-146 с осевым натягом $N = 1,9 \text{ мм}$ имеют предел выносливости на 30 % выше, чем соединения с нулевым натягом (рис. 3.13).

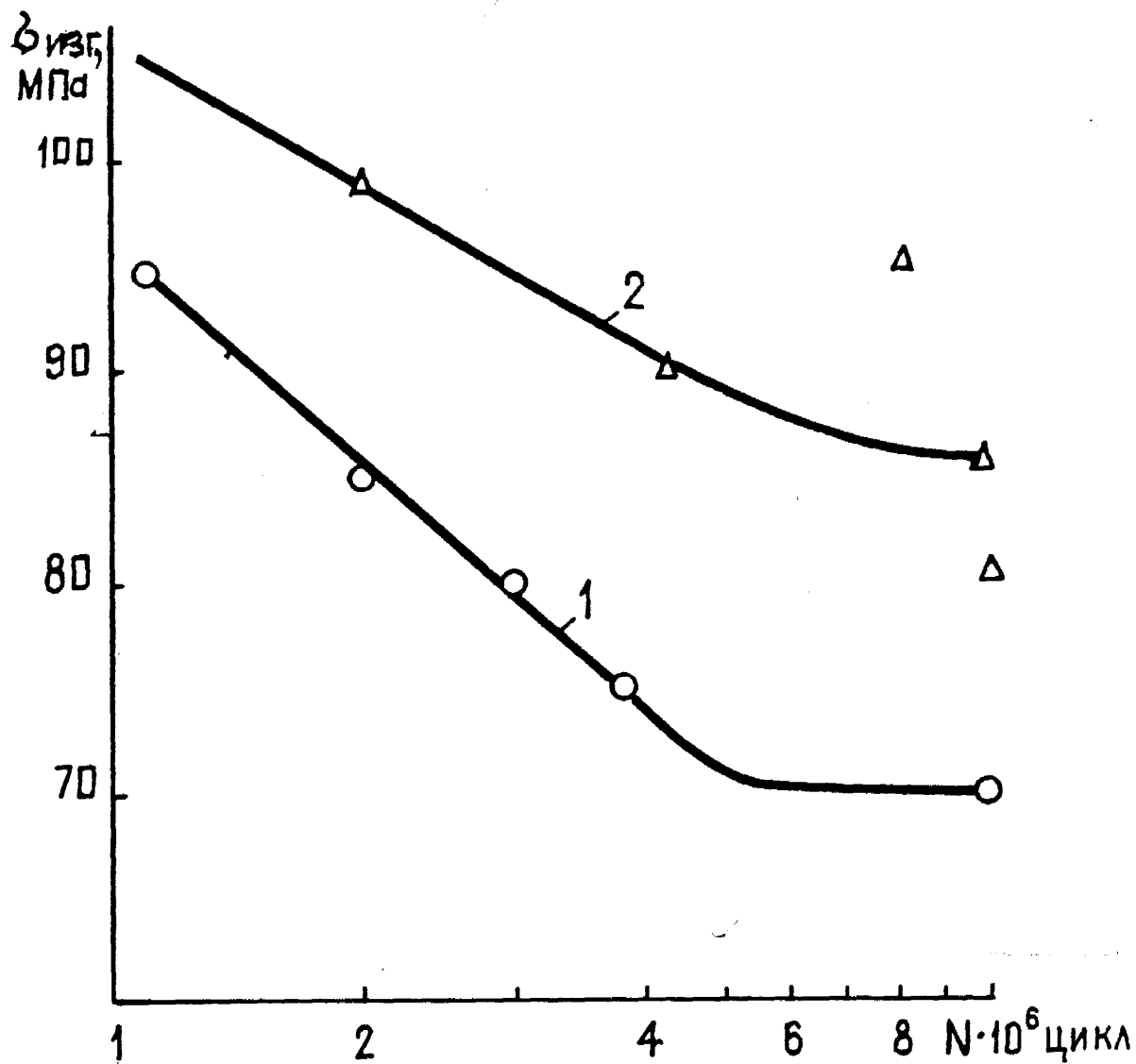


рис. 3.12. Кривые усталости замковых резьбовых соединений 3H-80 с натягами $H = 0,1$ мм (1) и $H = 2,2$ мм (2)

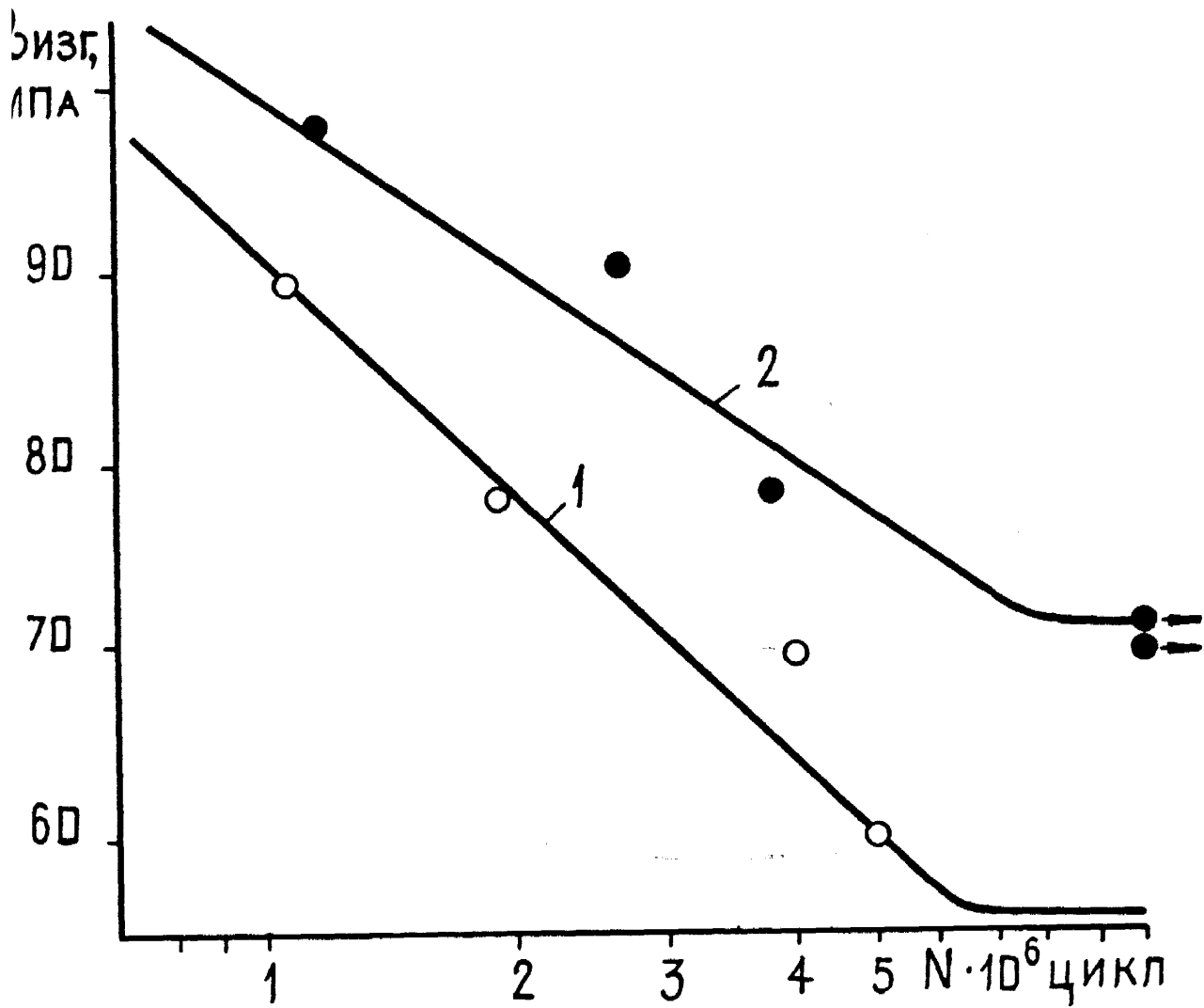


Рис. 3.13. Кривые усталости замковых резьбовых соединений
 ЗН-I46 с натягами $H = 0,1$ мм (1) и $H = 1,9$ мм (2)

Следует отметить благоприятное влияние положительного осевого натяга при заниженном значении крутящего момента свинчивания $M_{кр.об.}$. Так, при отсутствии оптимального напряжения затяжки предел выносливости замковых резьбовых соединений с осевым натягом $H = 2,0$ мм больше на 53 % соответствующего показателя резьбовых соединений, имеющих нулевой натяг. Со мере увеличения напряжения затяжки положительная роль натяга уменьшается и при крутящем моменте свинчивания 6,7 кН*м разница в пределах выносливости составляет лишь 23 %.

Учитывая, что большинство замковых резьбовых соединений эксплуатируется с отрицательными осевыми натягами, применение расчетных значений осевых натягов позволяет повысить их предел выносливости на 40–50 % в зависимости от типоразмера. Учитывая, что в процессе эксплуатации высокопрочные резьбовые соединения подвергаются 150–200 операциям по свинчиванию–развинчиванию, на базе Стрийского УИТОК проведена проверка на износ резьбы при количестве свинчиваний в заданном диапазоне с рекомендуемым крутящим моментом свинчивания. Исследованиям подвергали натурные образцы замковых резьбовых соединений УБТ-146 с резьбой 3-121, УБТ-178 с резьбой 3-147 и УБТ-203 с резьбой 3-171 с расчетными значениями осевых натягов, представленными в приложении I и с натягами согласно ГД-39-2-863-83. При исследованиях на износ профиля резьбы применялась смазка Г-416. Исследования показали, что в процессе свинчивания–развинчивания замковых резьбовых соединений с рекомендуемыми расчетными натягами износ профилей витков резьбы лишь на 10–15 %, в зависимости от типоразмера, превышает износ резьбы с натягами согласно ГД.

Учитывая, что в последнее время ведутся работы по обмеднению замковых резьбовых соединений УБТ, которое способствует улучшению приработки резьбы и повышению коррозионной стойкости, было

проведено на ДЭМЗСС обменение 5 образцов замковых резьбовых соединений УБТ диаметром 178 и 203 мм и проведены исследования на вынос при многократном свинчивании. Исследования проводили на базе Стрийского УПТМик. Максимальная толщина медного покрытия составляла 0,09–0,1 мм. При свинчивании обмененных замковых резьбовых соединений происходит заполнение микронеровностей, что уменьшает снижение натяга при первых свинчиваниях на 15 %, а также приводит к уменьшению износа витков резьбы на 7–10 % по сравнению с фосфатированными.

3.4. Регрессионный анализ усталостной прочности замковых резьбовых соединений

В настоящее время оценка сопротивления усталости замковых резьбовых соединений производится путем стендовых испытаний натуральных образцов утяжеленных бурильных труб с построением для каждого конкретного типоразмера кривой Веллера [8, 40]. Значение изгибающей нагрузки, при котором образец прошел базу испытаний (10 млн. циклов) называется пределом выносливости данного резьбового соединения. Сравнение усталостной прочности различных резьбовых соединений ведется по значению предела выносливости, а форма и угол наклона кривых Веллера не анализируются и принимаются постоянными. Однако некоторыми исследователями [46, 54] отмечена более сложная зависимость между формой и наклоном кривых усталости и параметрами сборки замковых резьбовых соединений. Для определения характера влияния параметров сборки на долговечность резьбовых соединений возможно использование регрессионного анализа [78] по данным стендовых испытаний натуральных образцов.

Применение современных статистических методов планирования экспериментов в значительной мере упрощает задачу определения оптимальных условий работы резьбового соединения. Предложенный метод

использовали для определения взаимосвязи между параметрами сборки рамковых резьбовых соединений и долговечностью их работы. Для анализа использовали такие факторы как осевой натяг (зазор между упорными торнами), напряжение предварительной затяжки соединений и изгибающие напряжения. Математически задача планирования эксперимента формулируется следующим образом: нужно получить некоторое представление о поверхности отклика факторов, которое в общем случае можно аналитически изобразить в виде функции

$$\eta = \varphi(x_1, x_2, x_3, \dots, x_i) \quad (3.24)$$

где η - выход процесса, то есть параметр, подлежащий изучению и оптимизации (в данном случае количество циклов наработки резьбового соединения);

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_i$ - изучаемые факторы.

Постановка полного факторного эксперимента сводится к следующим операциям: выбору уравнения регрессии, составлению плана полного факторного эксперимента, расчету коэффициентов регрессии, оценке значимости этих коэффициентов, анализу уравнения регрессии.

Общий вид уравнения регрессии трехфакторного эксперимента имеет вид [78]:

$$\hat{y} = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_3 \cdot x_3 + b_{1,2} \cdot x_1 \cdot x_2 + b_{1,3} \cdot x_1 \cdot x_3 + b_{2,3} \cdot x_2 \cdot x_3 + b_{1,2,3} \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \quad (3.25)$$

В этом уравнении x_1, x_2, x_3 - значения исследуемых факторов; b_0 - свободный член, равный выходу при $x_i = 0$; b_1, b_2, b_3 - коэффициенты регрессии соответствующих факторов, указывающие на влияние того или иного фактора на долговечность резьбового соединения; $b_{1,2}, b_{1,3}, b_{2,3}$ - коэффициенты регрессии при произведениях

факторов, свидетельствующие о наличии двойного взаимодействия между факторами; $b_{1,2,3}$ - коэффициент регрессии, указывающий на тройное взаимодействие факторов.

Выбор уровней и интервалов варьирования факторов производили с учетом накопленного опыта усталостных испытаний замковых резьбовых соединений в стендовых условиях [8, 17].

Кодовые обозначения факторов, нижний, основной и верхний уровни и интервалы варьирования факторов для описания процесса усталостного разрушения замковых резьбовых соединений приведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Обозначения факторов, их уровни и интервалы варьирования

Фактор	Код	Уровни факторов			Интервал варьирования
		нижний	основной	верхний	
натяг H , мм	x_1	0	1,0	2,0	1,0
затяжка b_3 , МПа	x_2	100	300	500	200
Изгибающее напряжение $b_{изг}$, МПа	x_3	75	85	95	10

Исходя из заданных уровней исследуемых факторов, были проведены эксперименты по определению усталостной прочности замковых резьбовых соединений ЗН-80 с резьбой 3-62 при испытаниях на знакопеременный изгиб на стенде УИ-80. При испытаниях резьбовых соединений задавались только нижним и верхним уровнями факторов [78].

При составлении матрицы трехфакторного планирования эксперимента использовали таблицу полного факторного эксперимента 2^3 .

Матрица планирования, результаты усталостных испытаний и коэффициенты регрессии приведены в таблице 3.6.

Матрица планирования

№ опыта	X_0	X_1	X_2	X_3	$X_{1,2}$	$X_{1,3}$	$X_{2,3}$	$X_{1,2,3}$	\hat{Y}_N
1	+	-	-	-	+	+	+	-	3,1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	2,9
3	+	-	+	-	-	+	-	+	5,7
4	+	+	+	-	+	-	-	-	10,0
5	+	-	-	+	+	-	-	+	0,6
6	+	+	-	+	-	+	-	-	0,2
7	+	-	+	+	-	-	+	-	2,8
8	+	+	+	+	+	+	+	+	5,6
9	0	0	0	0	0	0	0	0	4,06
									+0,81 +2,16 -1,34 +0,05 -0,16 -0,25 -0,05 3,86

По результатам экспериментов при уровнях факторов, представленных в матрице планирования получены значения долговечности, представленные в матрице параметром \hat{Y}_N .

Для нахождения коэффициентов b_j вычисляли сумму произведений \hat{Y}_N на значение (+1 или -1) фактора в соответствующем столбце матрицы планирования и результат делили на $2^i = N$ (в нашем случае $N = 8$).

Оценку значимости коэффициентов регрессии проводили построением доверительного интервала

$$\Delta b_j = \pm \frac{t \cdot S_Y}{\sqrt{N}} < b_j \quad (3.26)$$

где t - табличное значение критерия Стьюдента при числе степеней свободы f , с которыми определялась S (в нашем случае $f = 2$ $f = (k - 1)$; k - число повторного опыта).

Проверку однородности дисперсий параметра оптимизации проводили по критерию Кохрена

Таблица 3.7

Результаты расчетов доверительного интервала и критерия Кохрена

№ опыта	y_1	y_2	y_3	\bar{y}	\hat{y}_1	\hat{y}_2	\hat{y}_3	$(y_1)^2$	$(y_2)^2$	$(y_3)^2$	S_i^2
1	3,3	3,2	2,8	3,1	0,2	0,1	-0,3	0,04	0,01	0,09	0,07
2	5,6	5,8	5,4	5,6	0	0,2	-0,2	0	0,04	0,04	0,04
3	6,4	6,5	6,9	6,6	-0,2	-0,1	0,3	0,04	0,01	0,09	0,07
4	10,1	10,0	9,9	10,0	+0,1	0	-0,1	0,01	0	0,01	0,01
5	0,23	0,2	0,17	0,2	+0,03	0	-0,03	0,0009	0	0,0009	0,0009
6	2,46	2,05	2,1	2,2	+0,25	-0,15	-0,1	0,0625	0,0125	0,01	0,0425
7	2,82	2,58	3,0	2,8	+0,02	-0,22	+0,2	0,0004	0,0484	0,04	0,0444
8	5,85	5,37	5,6	5,6	0,25	-0,23	0	0,0529	0,0529	0	0,0529
											<u>0,3307</u>

$$S_{\bar{y}}^2 = 0,16; \quad G = 0,1713 < 0,5157; \quad F = 2,17 < 3,2$$

$$G = \frac{S_{\max}}{\sum_{i=1}^N S_i} < G_{\text{ТАБЛ}} \quad (3.27)$$

где S_{\max} - максимальная дисперсия;

$\sum_{i=1}^N S_i$ - сумма всех дисперсий;

$G_{\text{ТАБЛ}}$ - табличное значение критерия Кохрена при заданных N и f
(в нашем случае $N = 8$, $f = 2$).

Результаты расчетов значений доверительного интервала и критерия Кохрена приведены в табл. 3.7, из которой видно, что значимыми являются только первые три коэффициента регрессии. Таким образом модель усталостного разрушения замкового резьбового соединения может быть представлена уравнением

$$Y = 3,86 + 0,81 x_1 + 2,16 x_2 - 1,34 x_3 \quad (3.28)$$

Спыт № 9 провели на нулевом уровне факторов для проверки влияния на параметр оптимизации квадратных членов уравнения регрессии. (табл. 3.6). Поскольку $b_0 - y_0 = 0,2 < S_Y = 1,26$, влиянием квадратных членов уравнения регрессии можно пренебречь.

Проверку адекватности модели проводили по критерию Фишера [79].

$$F = \frac{\sum_{i=1}^N \bar{Y}_i - N \sum_{j=0}^K b_j^2}{(N - K' - 1) \cdot S_Y^2} < F_{\text{ТАБЛ}} \quad (3.29)$$

где b_j - коэффициенты нулевого и линейных членов (b_0, b_1, b_2, b_3);

K' - число линейных членов в уравнении регрессии (в нашем случае $K' = 3$);

$F_{\text{ТАБЛ}}$ - табличное значение критерия Фишера при $f_1 = N(n-1)$ и $f_2 = N - K$ (в данном случае $f_1 = 16$, $f_2 = 3$).

Результат расчета критерия Фишера приведен в табл. 3.7. Поскольку $F < F_{\text{ТАБЛ}}$, то с вероятностью $P = 0,95$ можно утверждать, что

значения \bar{Y} , рассчитанные по полиному первой степени отклоняются от опытных значений \bar{Y} случайно, то есть модель адекватна.

Оптимальным условием работоспособности замкового резьбового соединения соответствуют такие параметры процесса, при которых уравнение (3.28) дает значение параметра оптимизации $\bar{Y} \geq 10$, что соответствует наработке резьбовым соединением такого количества циклов, которое равно базе испытаний (10 млн. циклов). В таком случае на основании уравнения регрессии (3.28) может быть составлена интерполяционная формула

$$3,86 + 0,81 H' - 2,16 b'_3 - 1,34 b'_{изг} \geq 10, \quad (3.30)$$

где H' , b'_3 , $b'_{изг}$ - кодированные значения соответствующих параметров, переход к которым от действительных значений производится по формулам:

$$H' = \frac{H - 1,0}{1,0}; \quad b'_3 = \frac{b_3 - 300}{200}; \quad b'_{изг} = \frac{b_{изг} - 85}{10}. \quad (3.31)$$

Таким образом, производим перебор значений переменных факторов при условии достижения замковым резьбовым соединением предела выносливости, то есть наработки 10 млн. циклов без разрушения. Анализ уравнения регрессии указывает, что величина осевого натяга H и напряжения затяжки b_3 положительно влияют на долговечность замкового резьбового соединения, а увеличение амплитуды изгибающих напряжений $b_{изг}$ - отрицательно. При фиксации изгибающих напряжений на нулевом уровне для выполнения уравнения (3.30) необходимо задание значения осевого натяга $H = 2,0$ мм и напряжений затяжки $b_3 = 650$ МПа (рис. 3.14). Уменьшение одного из этих факторов приводит к тому, что неравенство (3.30) теряет смысл, так как предполагает увеличение напряжения затяжки ЗФС ЗН-80 выше предела текучести, либо задание такого осевого натяга, при котором не вы-

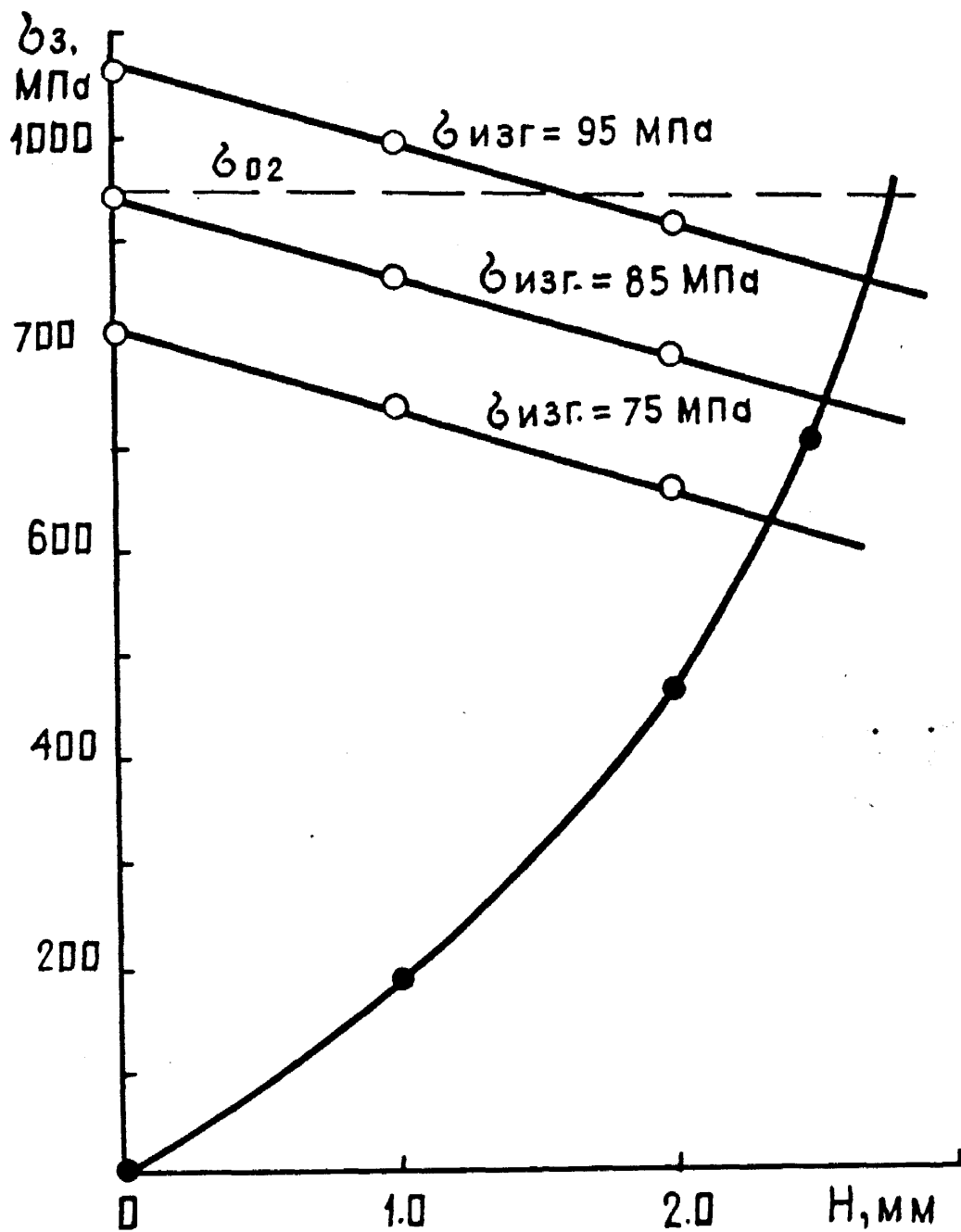


Рис. 3.14. Рассчитанные зависимости пределов выносливости замковых резьбовых соединений ЗН-80 от напряжения затяжки при различных натягах

полняется условие нераскрытия торцев резьбового соединения. Отмечено, что совместное повышение осевого натяга и напряжения предварительной затяжки существенно превышает вклад в долговечность замкового резьбового соединения УБТ каждого фактора в отдельности. Снижение по крайней мере одного из этих факторов ниже нулевого уровня приводит к тому, что знак перед соответствующим коэффициентом регрессии меняется на отрицательный. Необходимо учитывать, что параметры сборки замковых резьбовых соединений имеют верхний предел ограничений, то есть в связи с определенной конусностью резьбы увеличение значения осевого натяга может привести к невозможности выбора натяга. Это приводит к тому, что вся изгибающая нагрузка припадает только на ниппельную часть замкового резьбового соединения УБТ, что существенно снижает предел выносливости такого соединения [8, 17]. Величина напряжения предварительной затяжки замкового резьбового соединения не должна превышать значения предела текучести материала [46]. Таким образом, анализируя уравнение регрессии, видно, что для повышения предела выносливости замковых резьбовых соединений УБТ, необходимо оптимизировать соотношение между такими параметрами сборки, как осевой натяг и напряжение предварительной затяжки, хотя вклад фактора затяжки превышает вклад фактора натяга.

ВЫВОДЫ

1. Разработана модель фронта усталостной трещины для ниппельной и муфтовой частей замковых резьбовых соединений утяжеленных буровых труб в зависимости от величины прикладываемых напряжений. Предложены формулы для определения геометрических параметров усталостных трещин, что повысит качество интерпретации данных УЗК.
2. Предложена формула для определения изгибающего момента в плоскости опасного сечения ниппеля в зависимости от степени закрепле-

ния замкового резьбового соединения УБТ и от геометрических параметров резьбы.

3. Установлена зависимость изгибающих напряжений в плоскости опасного сечения ниппеля замкового резьбового соединения УБТ от значения осевого натяга при различных крутящих моментах свинчивания, состоящая из двух участков. Первый участок характеризует степень повышения монолитности за счет прессовой посадки резьбы, а второй - за счет передачи части нагрузки на муфту.

4. На основании теоретических и экспериментальных исследований предложена эмпирическая формула для определения оптимального значения осевого натяга и крутящего момента свинчивания. Стендовые испытания при рассчитанных параметрах сборки показали повышение предела усталости замковых резьбовых соединений ЗН-80 и ЗБ-146 на 40-50 %.

5. Использование регрессионного анализа экспериментальных данных позволило определить степень взаимного влияния значений осевого натяга, напряжения затяжки и изгибающего напряжения на долговечность замковых резьбовых соединений УБТ.

4. АНАЛИЗ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЗАМКОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ МЕТОДАМИ МЕХАНИКИ РАЗРУШЕНИЯ

4.1. Аналитическое описание зависимостей периода до зарождения и скорости распространения трещин от параметров циклического нагружения

Усталостное разрушение элементов буровой колонны (в частности замковых резьбовых соединений УБТ) состоит из периода зарождения усталостной трещины и периода распространения ее до окончательного слома конструкции. В различных работах [77, 80, 81] приводятся данные, что период зарождения усталостной трещины N_3 в образцах с надрезом при многоцикловом нагружении для сталей составляет 3–10 % по отношению к общей долговечности конструкции N .

Хаммуда и Миллер на основе данных по усталости петель с надрезом осуществили прогноз долговечности при усталости путем суммирования вкладов начальной фазы, стадии роста трещины в пластическом поле надреза и окончательного роста трещины в общем поле упругих деформаций образца. Согласно этому методу число циклов до зарождения трещины определяется из уравнения [82].

$$10^3 \cdot N_3 = 1,42 N^{1,42} \quad (4.1)$$

Используя известные подходы [83, 84, 85], основанные на применении элементов механики разрушения, отождествляя концентратор напряжений с трещиной, получено выражение для расчета числа циклов нагружения до зарождения усталостной трещины в виде степенной зависимости

$$N_3 = C \left(\Delta K / R_k^{1/2} \right)^m \quad (4.2)$$

где ΔK - размах коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины;

R_k - радиус концентратора напряжений;

C, m - параметры, определяемые из эксперимента.

Однако, такой подход справедлив лишь при наличии в конструкции остроконечных концентраторов и приводит к значительной погрешности при напряжениях, близких к пределу усталости материала.

В связи с уменьшением геометрической концентрации напряжений путем увеличения радиуса закругления при разработке конструкции резьбовых соединений буровых труб (в частности резьбы СК-90), возникает необходимость определения параметров долговечности с позиций сопротивления материалов. Учитывая, что время до зарождения усталостных трещин обратно пропорционально энергии неупругой деформации металла, была получена зависимость для определения количества циклов до зарождения трещин в виде [86]

$$N_3 = C' \left[(\sigma_b - \sigma_{\max}) \cdot E / (\sigma_{\max} - \sigma_{-1})^2 \right]^n, \quad (4.3)$$

где σ_b - предел прочности материала;

σ_{\max} - максимальное напряжение цикла;

σ_{-1} - предел ^{выносливости} усталости конструкции;

E - модуль упругости (Юнга);

C', n - параметры, определяемые из эксперимента.

Значение максимального напряжения цикла определяли с учетом концентрации напряжений из соотношения

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{ном}} \cdot K_\sigma, \quad (4.4)$$

где $\sigma_{\text{ном}}$ - номинальное напряжение цикла;

K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Анализируя формулы (4.3) и (4.4) видно, что число циклов, не-

Необходимое для образования усталостной трещины существенно зависит от структуры материала и остроты концентратора напряжений. Степень остроты концентратора определяется коэффициентом концентрации напряжений. Теоретический коэффициент концентрации напряжений K_t для резьбовых соединений можно определить по формуле [87]

$$K_t = 1 + \frac{RM}{\sqrt{R^2 + M^2}}, \quad (4.5)$$

$$R = 2\sqrt{\frac{t}{p}} \delta, \quad M = \frac{1+Z}{2Z} \left[1 + \frac{1+Z}{(1+Z)^2 - 2Z} \right], \quad Z = \sqrt{\frac{p}{a-p}}, \quad \alpha = 2(1-\mu) \quad ?$$

где t - высота профиля резьбы;

δ - коэффициент $\approx 0,55$;

a - половина внутреннего диаметра резьбы;

p - радиус закругления;

μ - коэффициент Пуассона $\approx 0,3$.

Однако более точно степень концентрации напряжений описывается эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_G , который связан с теоретическим соотношением

$$K_G = (K_t - 1) \cdot q + 1, \quad (4.6)$$

где q - коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений.

Для исследуемых марок сталей, которые применяются для изготовления замков бурильной колонны, значения коэффициента q определяли по зависимостям, представленным на рис. 4.1 [64].

Расчетные значения коэффициентов чувствительности металла, теоретических и эффективных коэффициентов концентрации напряжений в плоскости опасного сечения ниппеля для различных типоразмеров утяжеленных бурильных труб представлены в табл. 4.1.

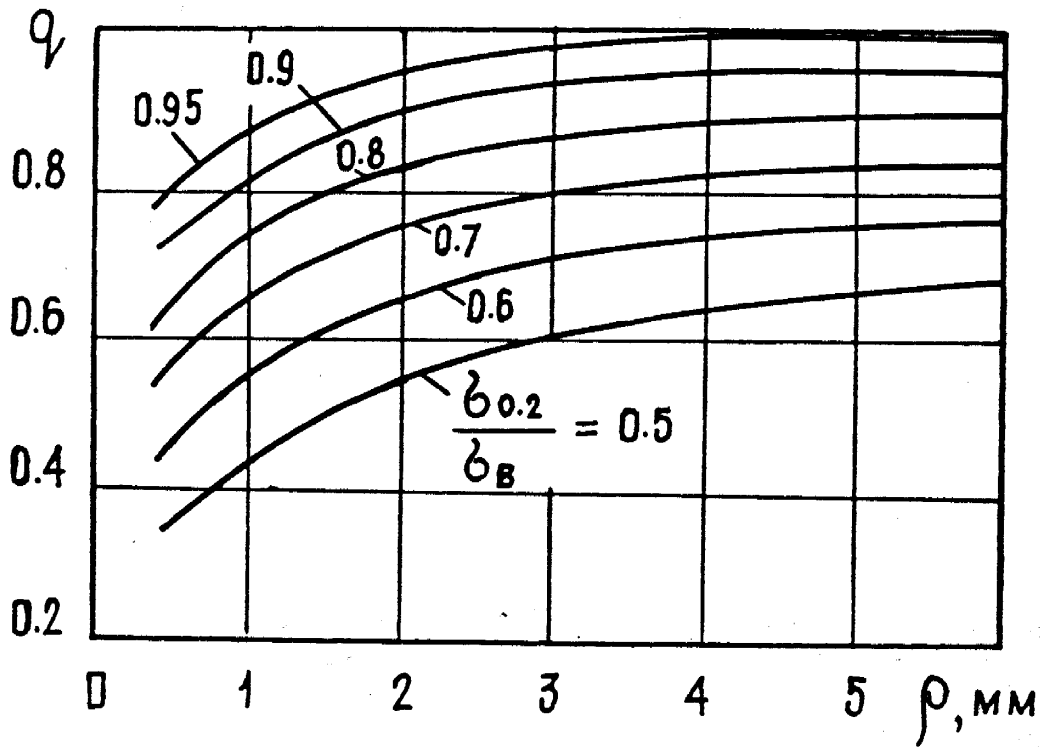


Рис. 4.1. Зависимость чувствительности сталей к надрезу от радиуса закругления концентратора напряжений

Значения коэффициентов концентрации напряжений замковых
резбовых соединений

№ п/п	Тип резьбы	Марки стали	K_t	q	K_σ
1	3-62	45	4,11	0,55	2,71
2	3-121	45	4,48	0,55	2,46
3	3-147	45	4,49	0,55	2,47
4	3-171	45	4,47	0,55	2,46
5	3-62	40ХН2МА	4,11	0,75	3,08
6	3-121	40ХН2МА	4,48	0,75	3,36
7	3-147	40ХН2МА	4,49	0,75	3,37
8	3-171	40ХН2МА	4,47	0,75	3,35

Следовательно, легированная сталь обладает большей чувствительностью к надрезу и имеет больший коэффициент концентрации.

В работах [88, 89, 90, 91] отмечено, что влияние коррозионной среды резко уменьшает период зарождения усталостных трещин, а также, что трещины в коррозионной среде могут возникнуть даже без воздействия динамических нагрузок, за счет водородного охрупчивания [84].

Изучению закономерностей развития усталостных трещин было посвящено большое количество работ [92, 93, 94, 95, 96, 97, 98]. Для описания развития усталостных трещин в весьма широких тонких пластинах со сквозной трещиной длиной $2l$ в большом количестве работ были предложены различные формулы, которые могут быть приблизительно аппроксимированы следующей зависимостью

$$v = \frac{dl}{dN} = A \cdot \sigma^n \cdot l^m, \quad (4.7)$$

где $v = \frac{dl}{dN}$ — скорость развития трещины;

σ - переменное номинальное напряжение;

l - половина длины трещины;

A, n, m - константы.

Качественно новый этап в исследованиях развития трещин наступил, когда начали использовать параметры механики разрушения. Установлено, что скорость разрушения зависит не от нагрузки вообще, а лишь от вызванного ею состояния зон предразрушения около вершины трещины. Это позволило Парису [99] связать скорость роста трещины \dot{U} с максимальным и минимальным коэффициентами интенсивности напряжений K у ее вершины.

$$\dot{U} = f(K_{\max}, K_{\max}/K_{\min}) \quad , \quad (4.8)$$

вычисляемыми по формулам, полученным в результате решения соответствующих задач теории упругости или на основании эксперимента так называемой K -тарировки. Затем он предложил степенную зависимость скорости роста усталостной трещины.

$$\dot{U} = C (\Delta K)^n \quad , \quad (4.9)$$

где ΔK - размах коэффициента интенсивности напряжений в вершине трещины;

C, n - константы.

Установившаяся скорость роста трещины не зависит от предыстории нагружения и является одинаковой независимо от того, достигнута ли она в результате повышения или понижения нагрузки [93].

Полная диаграмма усталостного разрушения в логарифмических координатах $\lg \dot{U} - \lg K$ представляет собой S-образную кривую, протяженность которой вдоль оси абсцисс ограничена вертикальными асимптотами $K = K_{th}$ и $K = K_{fc}$ (рис. 4.2). На диаграмме можно

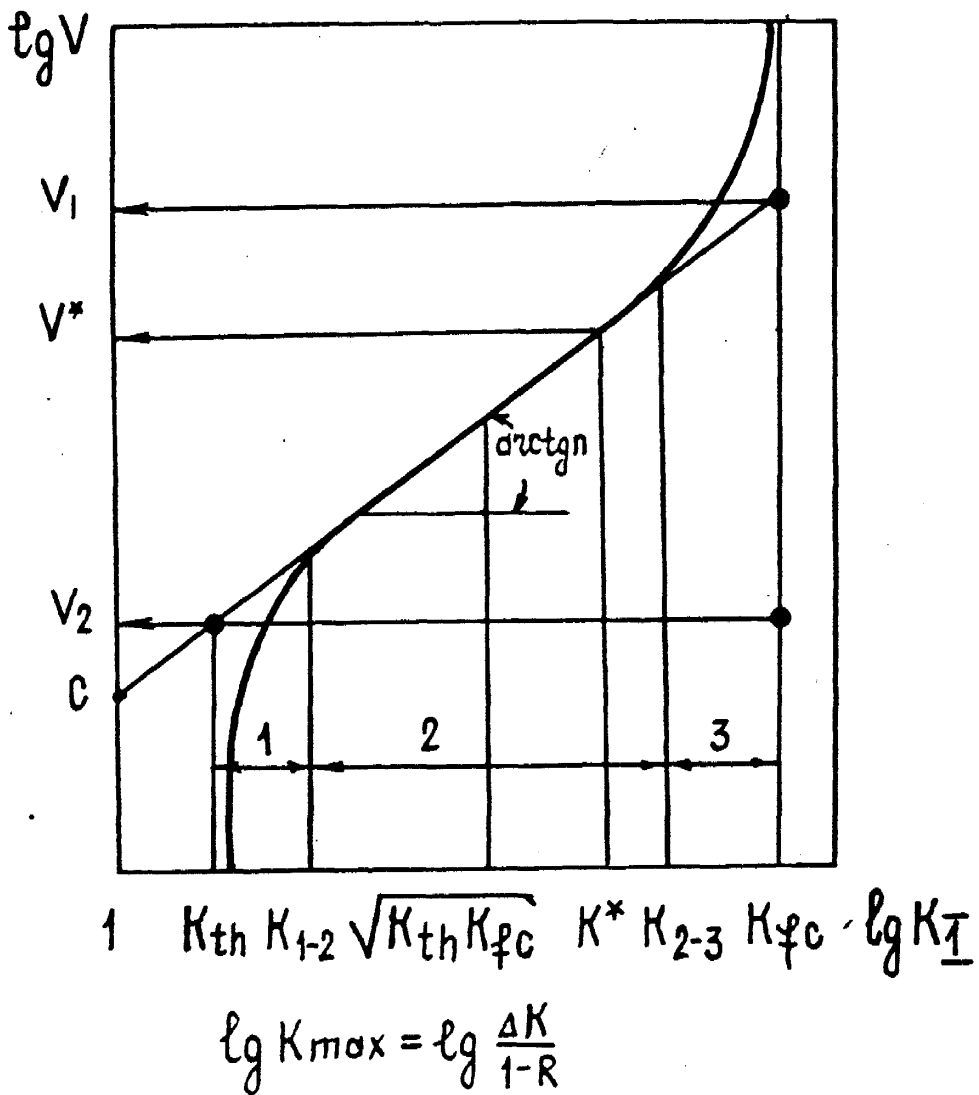


Рис. 4.2. Схема кинетической диаграммы усталостного разрушения

выделить три участка, соответствующие различным механизмам роста трещины (рис. 4.2). Первый – криволинейный участок – участок низких скоростей ($0 < V \leq 10^{-8}$ м/цикл) и соответствующих K , близких к пороговому значению K_{th} , ниже которого трещина не растет или растет очень медленно. Этот участок недостаточно изучен, хотя и представляет исключительный интерес для прогнозирования долговечности. Причина заключается в длительности необходимых испытаний, а также в большой чувствительности порогового значения K_{th} к условиям проведения опыта, в частности к способу образования начальной трещины и истории нагружения. Второй – почти прямолинейный участок средних скоростей ($10^{-8} \leq V \leq 10^{-6}$ м/цикл) описывается степенной зависимостью скорости V от K (4.9). Третий участок – участок высоких скоростей представлен кривой, изгибающейся вверх по мере приближения K к критическому значению K_{fc} , при котором рост трещины теряет устойчивость и нацупает ее почти мгновенное развитие – полом.

Полная кинетическая диаграмма описывается зависимостью Яремы-Михитишина:

$$V = V_0 \left(\frac{K - K_{th}}{K_{fc} - K} \right)^q, \quad K_{th} \leq K \leq K_{fc}, \quad q > 0, \quad (4.10)$$

где V_0, q – константы, определяемые из эксперимента; которая учитывает основные свойства диаграмм усталостного разрушения и имеет достаточно простое математическое выражение. Скорость роста усталостных трещин для описываемого класса сталей в коррозионной среде значительно увеличивается [100, 101].

Для описания кинетических диаграмм усталостного разрушения при асимметричном цикле нагружения исследователями предложен ряд формул [102, 103], которые имеют по четыре определяемых параметра:

$$v = A(1-R)^q \frac{(K_{\max} - K_{th})^m}{K_{fc} - K_{\max}} \quad (4.11)$$

и

$$v = v_0(1-R^2)^q \left[\frac{K_{\max}^2 - K_{th}^2}{K_{fc}^2 - K_{\max}^2} \right]^q \quad (4.12)$$

где A , v_0 , q , m — экспериментальные коэффициенты;

K_{\max} — максимальный коэффициент интенсивности напряжений.

Однако, при высоких значениях коэффициента асимметрии цикла нагружения R приведенные формулы значительно завышают значение скорости роста усталостной трещины и не учитывают эффекта закрытия трещины.

Количество циклов распространения усталостной трещины N_p в конструкции до наступления спонтанного разрушения определяется путем интегрирования функции, обратной скорости роста трещины

$$N_p = \int_{l_0}^{l_c} \frac{1}{v} dl \quad (4.13)$$

где l_0 и l_c — начальная и критическая длина усталостной трещины. Начальная длина трещины l_0 обычно выбирается в пределах 0,1...0,5 мм, а критическая длина l_c определяется геометрическими параметрами конструкции, а также типом и величиной нагружения.

Общая долговечность работы конструкции (замкового резьбового соединения ЗВТ) N определяется как сумма периода зарождения и фазы распространения усталостной трещины

$$N = N_z + N_p \quad (4.14)$$

Параметры циклического нагружения замкового резьбового соединения существенно зависят от геометрических параметров резьбы и степени уравновешенности соединения.

4.2. Исследование длительности периода нагружения до зарождения усталостных трещин

Зарождение усталостных трещин в конструкциях (замковых резьбовых соединениях УБТ) происходит в местах наибольшей концентрации напряжений вследствие накопления усталостных повреждений. В рамковых резьбовых соединениях УБТ зарождение усталостных трещин происходит по первому сопряженному витку ниппеля на расстоянии 24 мм от упорного торца или по муфте на расстоянии 10 мм от свободного торца ниппеля.

Экспериментальные исследования влияния параметров материала на период циклического нагружения до зарождения усталостной трещины проводили на призматических образцах из сталей, используемых в элементах буровой колонны. Образцы вырезали с ориентацией концентратора, аналогичной ориентации профиля резьбы в замковых резьбовых соединениях УБТ.

Размеры образцов определяли согласно методическим указаниям 69. На боковой поверхности образцов нарезали V-образные концентраторы напряжений с геометрическими параметрами, адекватными реальному замковому резьбовому соединению. Грань, перпендикулярную концентратору напряжений шлифовали до зеркального блеска для регистрации момента возникновения трещины.

Испытания призматических образцов проводили на стандартной усталостной машине УФС-20/6000 с "мягким" типом нагружения. Частота циклического нагружения образцов равнялась 25...30 Гц, что соответствовало частоте испытаний замковых резьбовых соединений в стендовых условиях, асимметрия циклов нагружения $R \leq 0,1$. Нагружение осуществляли путем задания значения изгибающей нагрузки P . Появление усталостной трещины размера 0,05 мм фиксировали измерительным микроскопом МИМ-12.

Сопоставимость результатов по определению количества циклов до зарождения усталостных трещин на призматических образцах и пустотелых цилиндрах с внешним кольцевым концентратором напряжений обусловлена в работах [56, 104, 105].

По результатам исследований зависимости количества циклов до зарождения усталостной трещины в призматических образцах с концентратором от прикладываемых напряжений получен ряд кривых (рис. 4.3). Анализируя полученные результаты, видно, что все графики имеют в координатах $\sigma_{\max} - \lg N_3$ спадающую форму.

Сталь марки 45 ($\sigma_{0.2} = 620$ МПа) характеризуется большим числом циклов до зарождения усталостной трещины, чем сталь 45 ($\sigma_{0.2} = 470$ МПа), во всем диапазоне прикладываемых напряжений. Такая же тенденция отмечается для образцов из стали 40ХН2МА – сталь с большим пределом текучести обладает преимуществом в стойкости к зарождению усталостных трещин.

При сопоставлении периодов зарождения усталостных трещин исследованных сталей на уровне изгибающих напряжений $\sigma_{\max} = 200$ МПа видно, что наибольшее количество циклов до зарождения трещины имеет образец из стали 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 940$ МПа), $N_3 = 1,7 \cdot 10^5$ ц, а наименьшее – из стали 45 ($\sigma_{0.2} = 470$ МПа), $N_3 = 4,1 \cdot 10^4$ ц. Отмечено, что при увеличении изгибающих напряжений углеродистая сталь имеет большой период зарождения трещины, чем легированная сталь.

Полученные экспериментальные зависимости описываются формулой (4.5) с параметрами уравнения, представленными в табл. 4.3.

Период до зарождения усталостных трещин в коррозионной среде существенно зависит от частоты нагружения и при частоте 1–0,1 Гц, что соответствует режиму эксплуатации замковых резьбовых соединений, он уменьшается в 3–4 раза [106, 107].

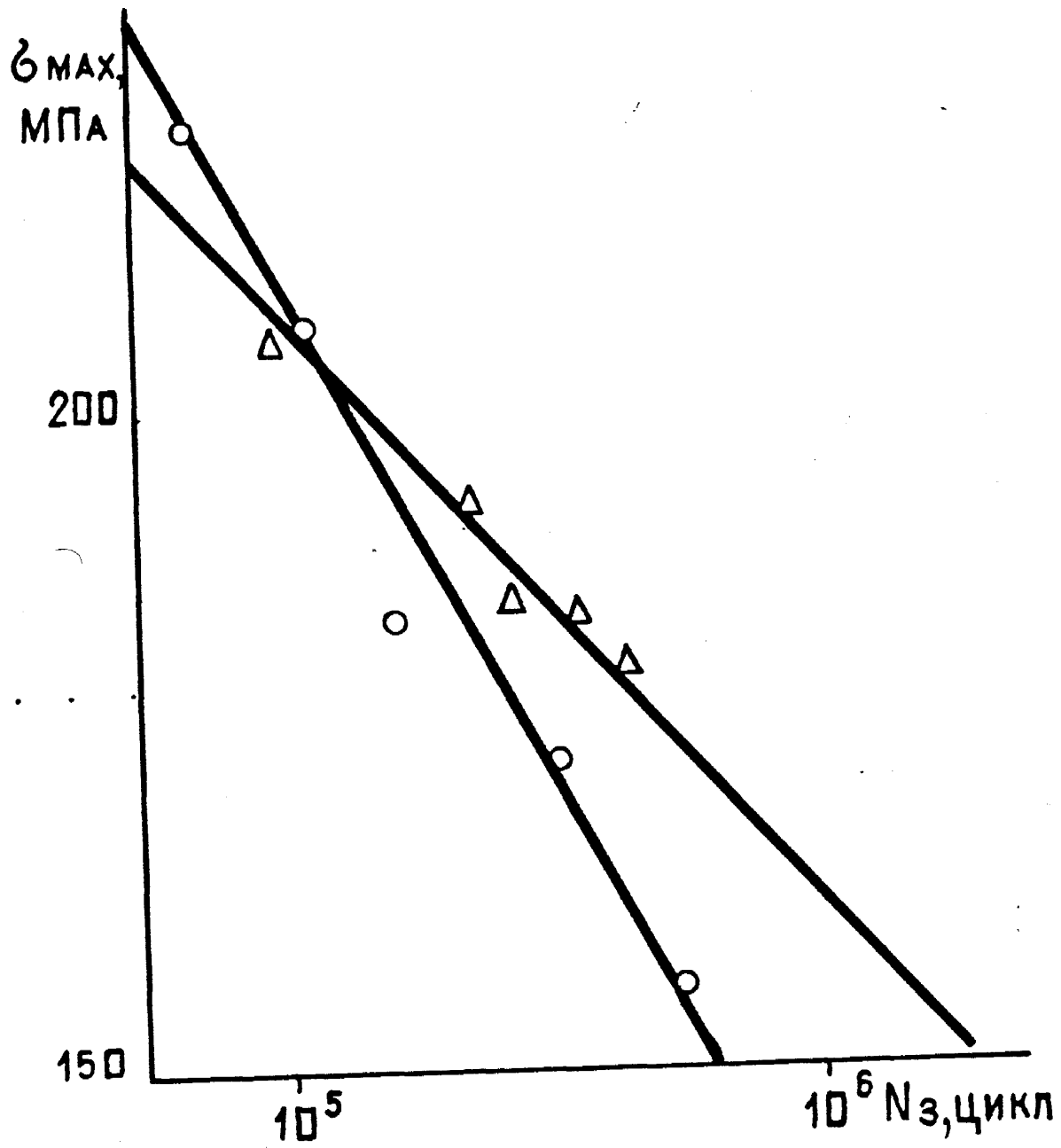


Рис. 4.3. Зависимость периода до зарождения усталостных трещин в сталях от уровня нагрузки

Таблица 4.2

Значения коэффициентов уравнения (4.3) для исследованных сталей

Марка стали	Предел текучести, $\sigma_{0.2}$, МПа	n	C' , мм/цикл
45	470	1,81	980
45	620	1,75	3240
40ХН2МА	680	1,84	2840
40ХН2МА	940	2,47	276

Известно, что замковые резьбовые соединения бурильной колонны работают при асимметричном цикле нагружения. Асимметрия циклов нагружения R обусловлена растягивающими напряжениями в плоскости опасного сечения ниппеля и определяется величиной напряжения затяжки σ_3 при скручивании резьбового соединения крутящим моментом $M_{кр.в.}$. Увеличение асимметрии циклов нагружения приводит к увеличению среднего напряжения цикла, однако также снижается амплитуда циклического нагружения, что приводит к увеличению периода зарождения усталостных трещин.

Использование энергетического критерия для определения периода зарождения усталостной трещины со статической составляющей цикла позволило получить формулы для расчета количества циклов до зарождения трещины при асимметричном цикле нагружения

$$N_3 = C' \left[\frac{(\sigma_3 - \sigma_{max}) (\sigma_3 - (1-R) \cdot \sigma_{max})}{(\sigma_{max} - \sigma_{-1}) (1-R) \cdot \sigma_{max}} \right]^{n/2} \quad (4.15)$$

Зависимость (4.15) справедлива при выполнении условия

$$(1-R) \cdot \sigma_{max} \leq \sigma_{max} - \sigma_{-1} \quad (4.16)$$

В противном случае количество циклов до зарождения усталостной трещины определяется по следующей формуле:

$$N_3 = C \left[\frac{(\sigma_B - \sigma_{\max}) \cdot (\sigma_B - (1-R) \cdot \sigma_{\max})}{(\sigma_{\max} - \sigma_{-1})^2} \right]^{n/2} \quad (4.17)$$

При нулевой асимметрии циклов нагружения ($R \sim 0$) зависимости (4.16) и (4.17) превращаются в формулу (4.3).

В результате расчетов на ЭВМ по программе "ZAR" нами получен ряд кривых в зависимости от коэффициента асимметрии циклов нагружения (рис. 4.4). Все кривые сохраняют свою форму и смещены в сторону увеличения N_3 .

Тенденция увеличения количества циклов до зарождения усталостных трещин при увеличении степени предварительной затяжки резьбовых соединений сохраняется вплоть до достижения в плоскости опасного сечения ниппеля напряжений текучести материала $\sigma_{0.2}$.

4.5. Исследование скорости распространения усталостных трещин в сталях

Для определения скорости роста усталостных трещин использовали усталостные машины УГС-20/6000 и УГТ-8. Методика испытаний и характеристики используемых образцов изложены в главе 2.

Призматические образцы с предварительно зарожденными трещинами длиной 0,2 мм нагружали циклическим изгибающим напряжением (УГС-20/6000), либо заданной амплитудой изгиба (УГТ-8) в широком диапазоне изгибающей нагрузки (амплитуда изгиба). Количество циклов нагружения, необходимое для подрастания усталостной трещины на единицу длины характеризует скорость роста трещины V . Напряженно-деформированное состояние у вершины усталостной трещины описывается коэффициентом интенсивности напряжений K , определяемым на основании линейной теории упругости, который рассчитывали для исследуемых образцов по формулам (2.2) и (2.3) из раздела 2.4.

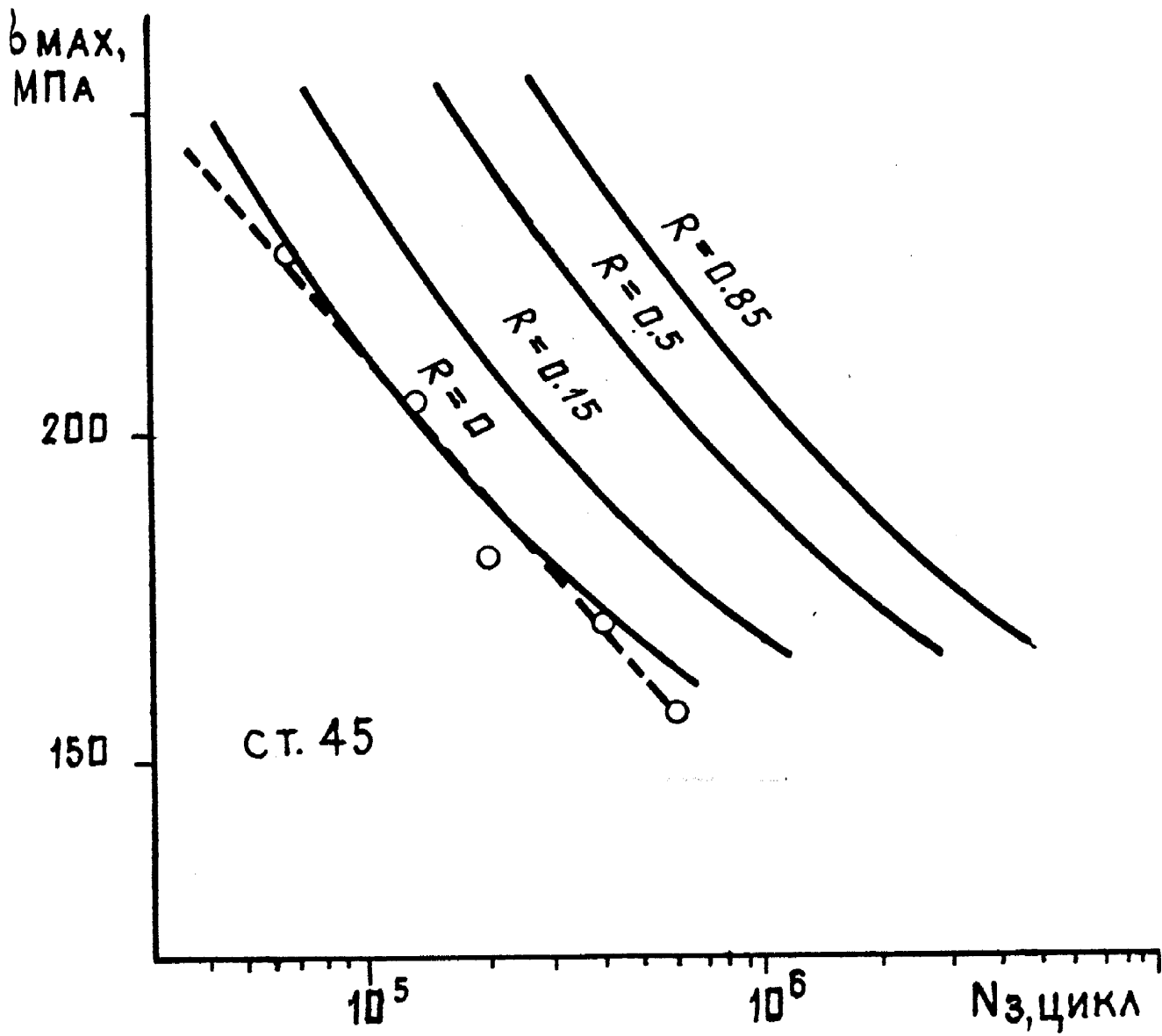


Рис. 4.4. Расчетные кривые до зарождения усталостных трещин при асимметричном цикле нагружения

Для испытаний использовались образцы из сталей, приведенных в табл. 2.1.

Зависимость скорости роста трещины V от наибольшего коэффициента интенсивности напряжений цикла K_{max} , или его размаха ΔK при постоянном значении коэффициента асимметрии цикла R и всех других условиях испытаний изображали диаграммой усталостного разрушения в координатах $\lg V - \lg K_{max}$ или $\lg V - \lg \Delta K$.

Результаты испытаний образцов из тела бурильных труб представлены в виде кинетических диаграмм усталостного разрушения (рис. 4.5, 4.6).

Основные параметры кинетических диаграмм усталостного разрушения исследованных сталей представлены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Основные параметры кинетических диаграмм усталостного разрушения исследованных сталей

Марки стали	Предел текучести $\sigma_{0.2}$, МПа	V_0 мм/ц	q	K_{th} МПа $\sqrt{м}$	K_{fc} МПа $\sqrt{м}$
45	470	$1,05 \cdot 10^{-7}$	1,54	5,9 ₂	63
45	620	$1,3 \cdot 10^{-7}$	1,71	7,0	75
в среде 3%	"	$0,9 \cdot 10^{-7}$	1,54	4,2	75
40ХН2МА	680	$2,7 \cdot 10^{-7}$	1,59	5,0	96
40ХН2МА	940	$3,8 \cdot 10^{-7}$	1,55	7,4	120
в среде 3%	"	$1,3 \cdot 10^{-7}$	1,49	4,0	120
АВ-4145	758	$5,2 \cdot 10^{-7}$	1,51	8,2	100

Оценка живучести конструкций из различных сталей производится по параметрам диаграмм усталостного разрушения, таким как угол наклона второго участка (q) и смещение кривой вдоль оси ординат (V_0), а также значениями K_{th} и K_{fc} . Эти параметры являются важными сравнительными характеристиками материала, позволяющими оце-

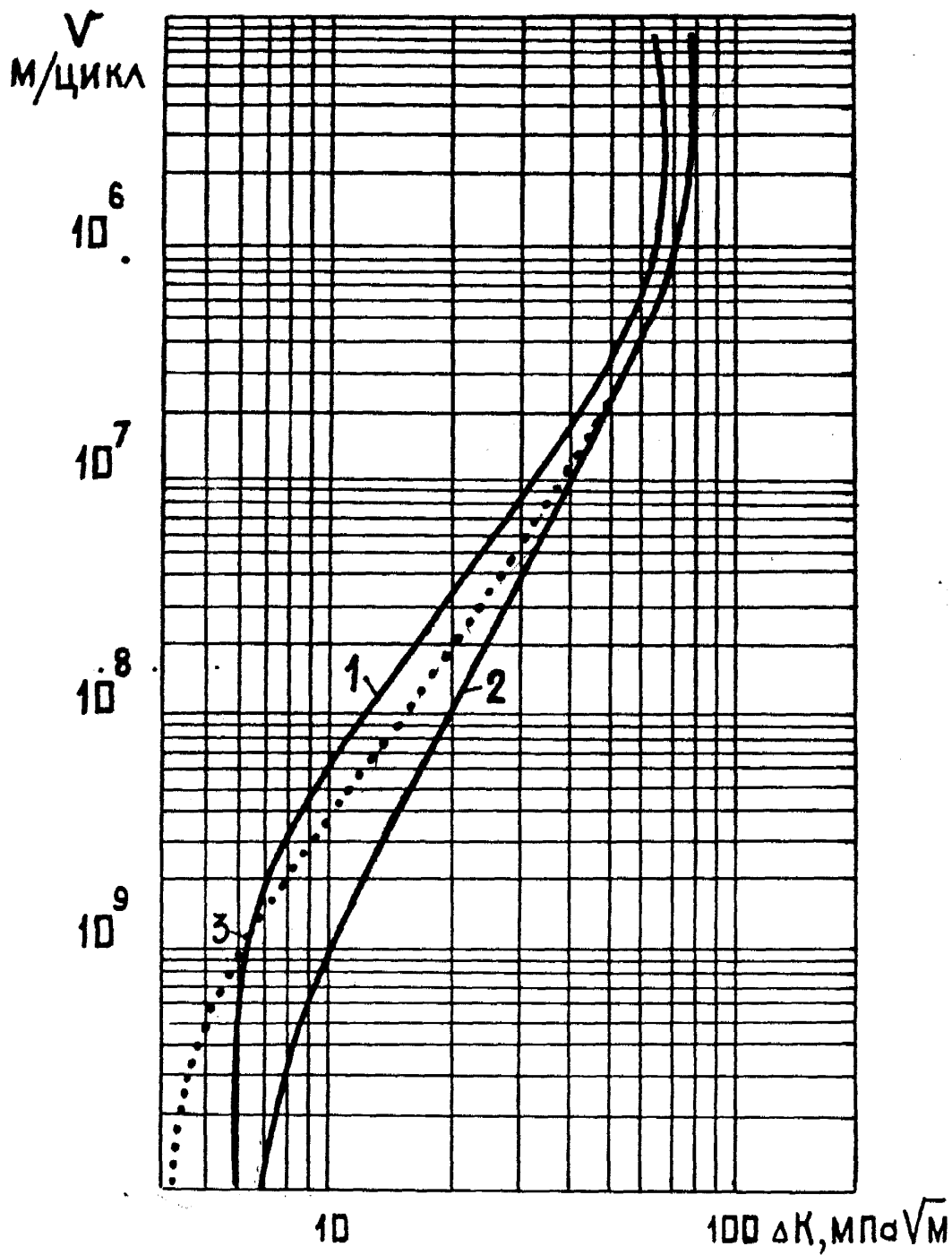


Рис. 4.5. Кинетические диаграммы усталостного разрушения сталей 45 ($\sigma_{0.2} = 470 \text{ МПа}$) (1), 45 ($\sigma_{0.2} = 620 \text{ МПа}$) на воздухе (2) и в 3,5 % растворе NaCl (3)

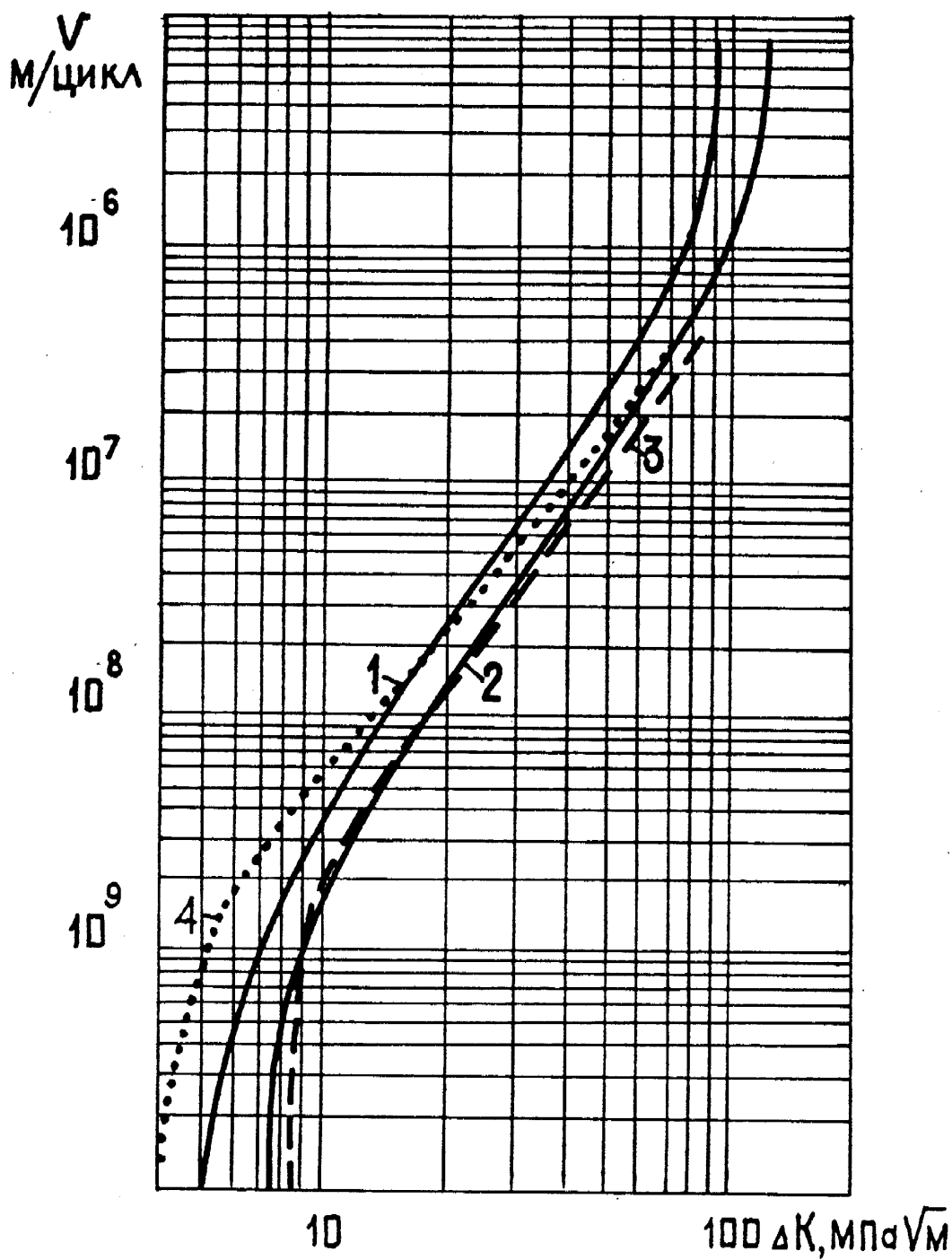


Рис. 4.6. Кинетические диаграммы усталостного разрушения сталей 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 680$ МПа) (1), 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 940$ МПа) (2), SAE-4145 ($\sigma_{0.2} = 785$ МПа) (3), 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 940$ МПа) в 3% NaCl (4)

ить его поведение в широком диапазоне длин усталостных трещин и действующих напряжений в испытаниях при заданном коэффициенте асимметрии цикла R .

Чем меньше значение величины тангенса угла наклона прямого участка кинетической диаграммы к оси $\lg \Delta K$, тем меньше чувствительность материала к повышению напряжений (к перегрузкам). Чем меньше значение ΔK при заданном уровне $V = 10^{-7}$ мм/цикл, тем относительно выше способность материала тормозить разрушение при любом уровне изгибающих напряжений.

Анализ значений порогового K_{th} и критического K_{fc} коэффициентов интенсивности для различных материалов позволяет установить пороговое значение нагрузки, ниже которой трещина практически не растёт, а также граничное ее значение, при котором происходит спонтанное разрушение конструкции.

Значение критического коэффициента интенсивности напряжений K_{Ic} определяли путем долома образца с трещиной, повышая стационарное изгибающее усилие. При использовании значения K_{Ic} вместо K_{fc} при подсчете живучести образца с усталостной погрешностью приводит к снижению рассчитанного ресурса работы конструкции, что повышает коэффициент запаса прочности резьбового соединения.

Сопоставляя кинетические диаграммы исследованных сталей, можно сделать вывод, что легированные стали менее чувствительны к перегрузкам, однако менее способны тормозить распространение усталостных трещин, чем высокоотпущенная углеродистая сталь, а также легированная сталь более чувствительна к воздействию коррозионной среды.

Стали с большим пределом текучести $\sigma_{0.2}$ имеют больший критический коэффициент интенсивности напряжений K_{fc} , и несколько меньший пороговый коэффициент K_{th} , чем стали с меньшим $\sigma_{0.2}$.

Проводя сравнительный качественный анализ полученных кинети-

ческих диаграмм усталостного разрушения, видно, что наименьшей скоростью роста усталостной трещины обладают сталь 45 ($\sigma_{0.2} = 620$ МПа) и сталь 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 940$ МПа), однако в области малых ΔK преимуществом обладает сталь 45, а начиная с $\Delta K = 27 \dots 29$ МПа $\sqrt{м}$ наблюдается инверсия кривых. Пороговые значения коэффициентов интенсивности напряжений сталей 45 и 40ХН2МА близки (7,0 и 7,4 МПа $\sqrt{м}$), а критические коэффициенты существенно различаются - (75 и 120 МПа $\sqrt{м}$ соответственно).

Кинетические диаграммы сталей 40ХН2МА ($\sigma_{0.2} = 680$ МПа) и 45 ($\sigma_{0.2} = 470$ МПа) практически одинаковы, хотя сталь 40ХН2МА имеет небольшое преимущество в плане сопротивления распространению усталостной трещины и имеет больший критический коэффициент интенсивности напряжений - 96 МПа $\sqrt{м}$ против 63 МПа $\sqrt{м}$ у стали 45.

Кинетическая диаграмма усталостного разрушения стали SAE-4145 характеризуется наибольшим пороговым коэффициентом и имеет наименьшую скорость роста усталостных трещин во всем диапазоне ΔK .

В коррозионной среде 3% NaCl резко уменьшается пороговый коэффициент K_{th} и возрастает скорость роста трещины, особенно при низких значениях ΔK .

Так как на плоскость опасного сечения ниппеля замкового резьбового соединения УБТ воздействуют переменные изгибающие нагрузки и стационарное растягивающее усилие, то возникает необходимость определения скорости роста усталостных трещин при асимметричном цикле нагружения.

Зависимость размаха ΔK_{th} , рассчитанных по значениям нагрузок регистрируемых силоизмерительной системой нагружающего устройства от K_{th} (рис. 4.7) не соответствует зависимости эффективного размаха коэффициента интенсивности напряжений, пока имеет место эффект закрытия трещин. С учетом коэффициента интенсивности напря-

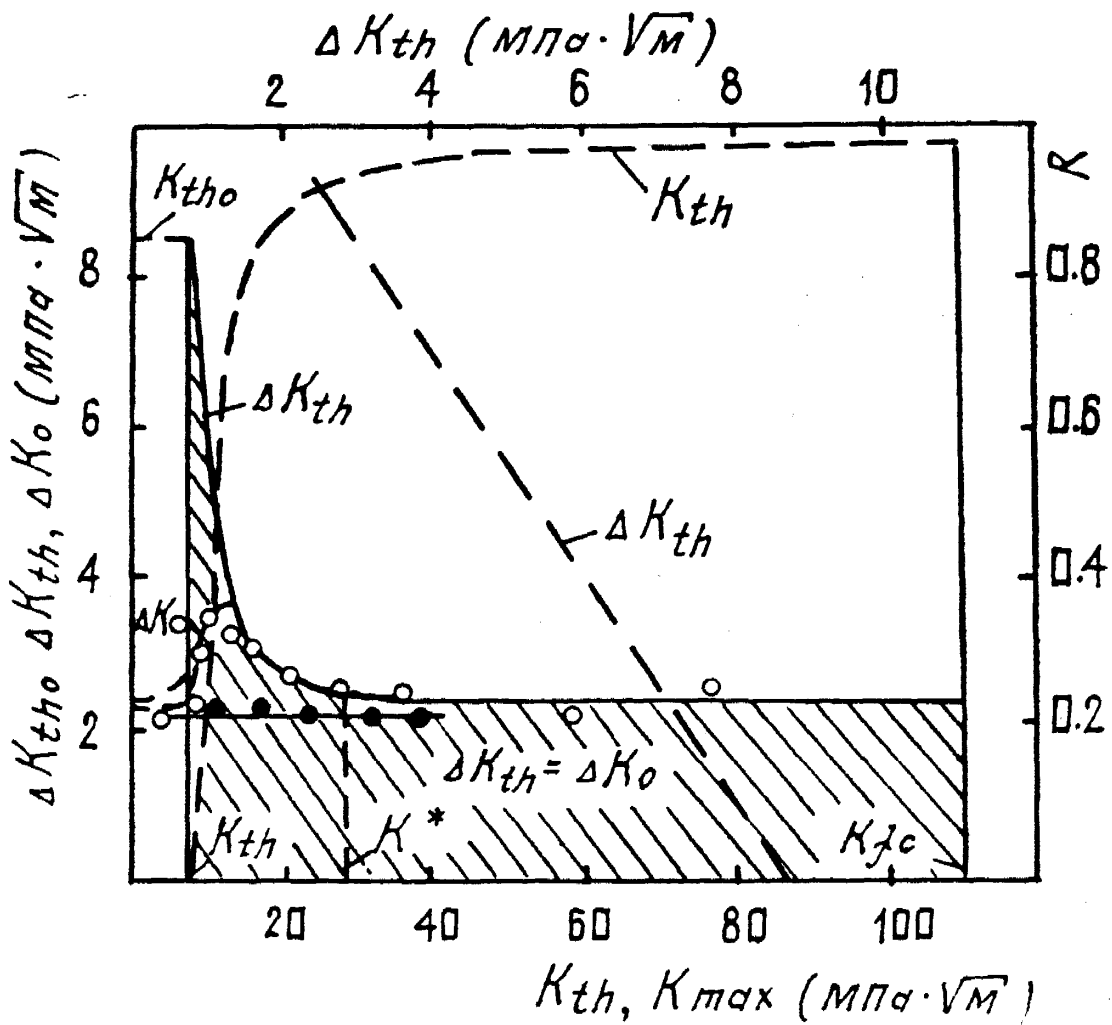


Рис. 4.7. Зависимость пороговых коэффициентов интенсивности напряжений от размаха

жений открытия трещин K_{op} , эффективный пороговый размах ΔK_0 можно определить в виде

$$\Delta K_0 = \Delta K_{th} - (K_{op} - K_{min}) \quad \text{при} \quad K_{min} \leq K_{op} \quad (4.18)$$

$$\Delta K_0 = \Delta K_{th} \quad \text{при} \quad K_{min} > K_{op}$$

Зависимость ΔK_0 от K_{th} , построенная по данным работы [93] и выражению (4.18) приведена на рис. 4.7.

Поскольку эффективный размах коэффициента интенсивности напряжений ΔK_0 не вызывает подрастания трещин во всем диапазоне значений K_{th} , а также, предполагая, что скорость роста трещин пропорциональна диссипируемой энергии в окрестности ее вершины, получена формула для аналитического описания кинетических диаграмм усталостного разрушения при асимметричном растяжении

$$V = V_0 \left\{ \frac{[\Delta K - (1-R)K_{th0}](\Delta K_{eff} - \Delta K_0)}{(\Delta K_{fc} - \Delta K)[\Delta K_{fc}(1-R)^{-1} - \Delta K]} \right\}^{n/2} \quad (4.19)$$

где $\Delta K_{eff} = \Delta K - (K_{op} - K_{min})$ при $K_{min} \leq K_{op}$,

$$\Delta K_{eff} = \Delta K \quad \text{при} \quad K_{min} > K_{op},$$

K_{th0} - пороговый коэффициент интенсивности напряжений при $R = 0$.

При $R = 0$ формула (4.19) численно совпадает с известной формулой Яремь-Микитшина.

Полученное выражение отражает экспериментально установленные факты изменения наклона кинетических диаграмм усталостного разрушения при высокой асимметрии циклов нагружения, возрастания K_{th} с увеличением R и согласуется с результатами исследований скорости роста трещин [100, 101] в сталях.

Таким образом, с помощью формулы (4.19) можно прогнозировать

скорость роста трещин в стали в зависимости от параметров механической нагрузки, что позволит рассчитать живучесть замковых резьбовых соединений буровой колонны.

Скорость роста трещин в коррозионной среде 3 % NaCl также описывается уравнением (4.19) с использованием соответствующих коэффициентов V_0 и q . В коррозионной среде 3 % NaCl значения пороговых коэффициентов K_{th} значительно уменьшились и составляют 4,2 МПа $\sqrt{м}$ и 4,0 МПа $\sqrt{м}$ для сталей 45 и 40ХН2МА соответственно, причем легированная сталь характеризуется большим снижением K_{th} [108].

4.4. Фрактография исследованных сталей

Структуру поверхностей изломов образцов исследовали методом реплик на электронном микроскопе Tesla BS-250 при увеличении в 5000 раз.

Излом образцов из стали 45, термообработанной на предел текучести $\sigma_{0,2} = 470$ МПа имеет смешанное хрупко-вязкое строение. При $K_I = 45$ МПа $\sqrt{м}$ (рис.4.9, а) излом более хрупкий с рывчатыми врывами по границам дефектов структуры стали в направлении распространения трещины. Возрастание K_I до 50 МПа $\sqrt{м}$ делает излом более рельефным и энергоемким (рис.4.9, б).

Излом образцов из стали 45, термообработанной на предел текучести $\sigma_{0,2} = 620$ МПа (рис.4.8, а, б) мало отличаются от таковых для стали 45 с пределом текучести 470 МПа в области средних значений K_I (рис.4.9, б). Однако, при низких $K_I = 20$ МПа $\sqrt{м}$ структура изломов отличается хрупкой рельефностью, образующейся вследствие разрушений по границам включений карбидов (рис.4.8, а). Поскольку карбиды являются дополнительными внутренними концентраторами напряжений, то сопротивление стали 45 ($\sigma_{0,2} = 670$ МПа) распространению трещин при низких значениях K_I является меньшим,

скорость роста трещин в стали в зависимости от параметров механической нагрузки, что позволит рассчитать живучесть замковых резьбовых соединений буровой колонны.

Скорость роста трещин в коррозионной среде 3 % NaCl также описывается уравнением (4.19) с использованием соответствующих коэффициентов V_0 и q . В коррозионной среде 3 % NaCl значения пороговых коэффициентов K_{th} значительно уменьшились и составляют 4,2 МПа $\sqrt{м}$ и 4,0 МПа $\sqrt{м}$ для сталей 45 и 40ХН2МА соответственно, причем легированная сталь характеризуется большим снижением K_{th} [108]

4.4. Фрактография исследованных сталей

Структуру поверхностей изломов образцов исследовали методом реплик на электронном микроскопе Tesla BS-250 при увеличении в 5000 раз.

Излому образцов из стали 45, термообработанной на предел текучести $\sigma_{0,2} = 470$ МПа имеет смешанное хрупко-вязкое строение. При $K_I = 45$ МПа $\sqrt{м}$ (рис.4.9, а) излом более хрупкий с рывчатыми вырывами по границам дефектов структуры стали в направлении распространения трещины. Возрастание K_I до 50 МПа $\sqrt{м}$ делает излом более рельефным и энергоемким (рис.4.9, б).

Излому образцов из стали 45, термообработанной на предел текучести $\sigma_{0,2} = 620$ МПа (рис.4.8, а, б) мало отличаются от таковых для стали 45 с пределом текучести 470 МПа в области средних значений K_I (рис.4.9, б). Однако, при низких $K_I = 20$ МПа $\sqrt{м}$ структура изломов отличается хрупкой рельефностью, образующейся вследствие разрушений по границам включений карбидов (рис.4.8, а). Поскольку карбиды являются дополнительными внутренними концентраторами напряжений, то сопротивление стали 45 ($\sigma_{0,2} = 670$ МПа) распространению трещин при низких значениях K_I является меньшим,

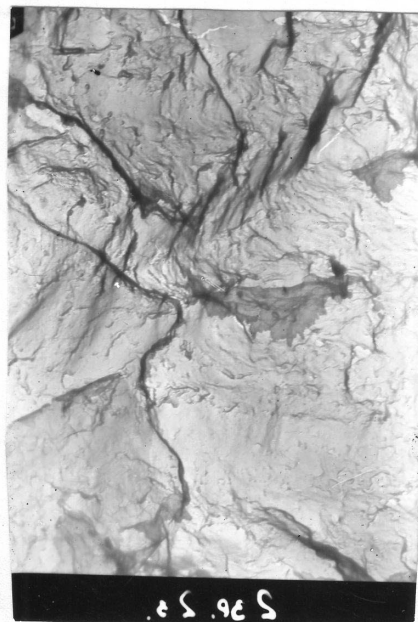
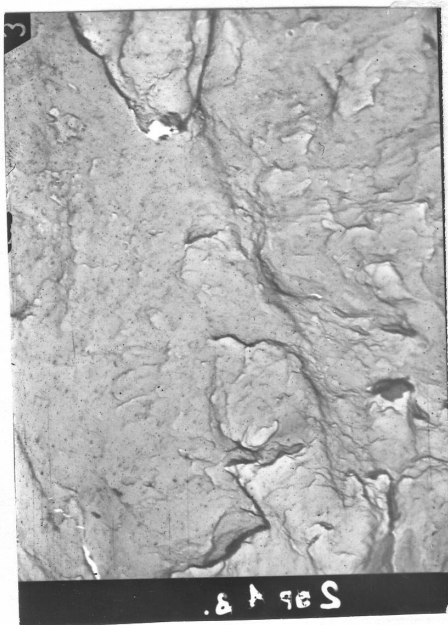
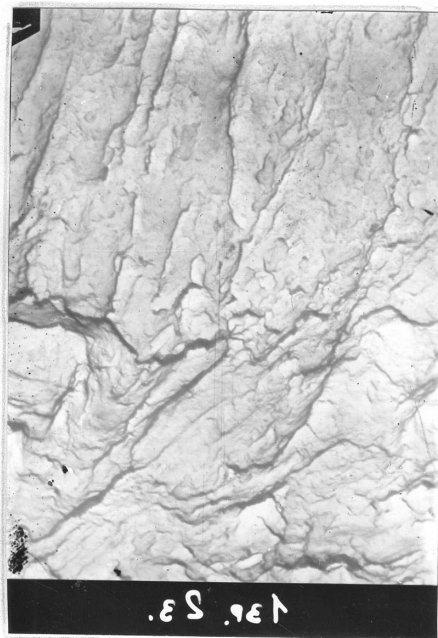
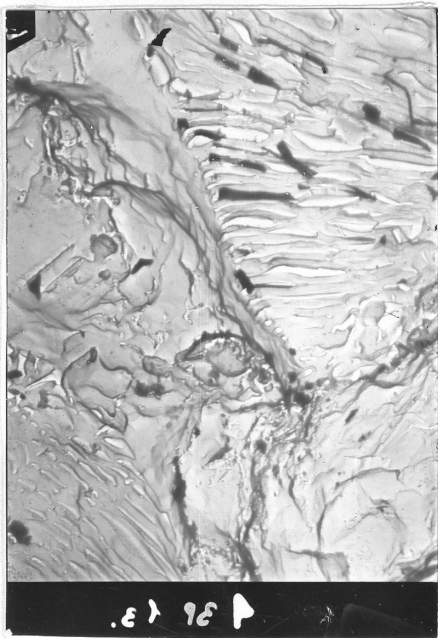


Рис. 4.8. Фрактографии сталей 45 ($\sigma_{0.2} = 620$ МПа) (1) и
40XН2МА ($\sigma_{0.2} = 940$ МПа) (2)

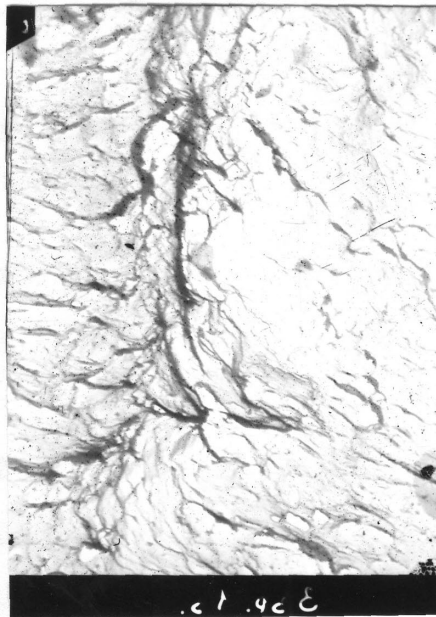
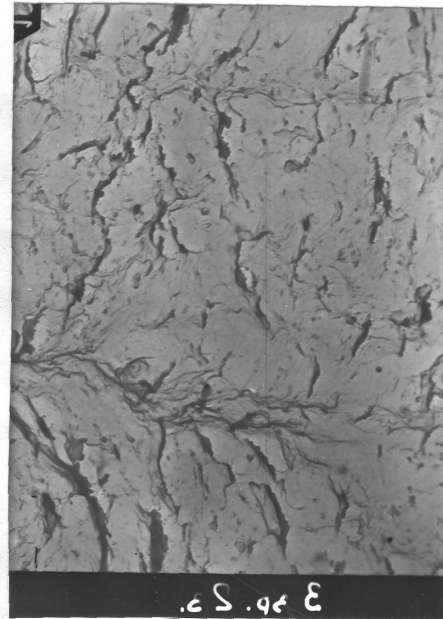


Рис. 4.9. Фрактографии сталей 45 ($\sigma_{0.2}^d = 470$ МПа)

ем стали 45 с пределом текучести $\sigma_{0.2} = 470$ МПа, что отражается на кинетических диаграммах усталостного разрушения (рис. 4.5) уменьшением пороговых значений K_{th} . С возрастанием K_I зона пластичности и степень пластической деформации в ней металла увеличиваются, что нивелирует влияние включений и излом становится более энергоемким. Скорости роста трещин в сталях обеих категорий прочности при средних значениях коэффициента интенсивности напряжений сближаются и, соответственно, виды изломов (рис. 4.8 и рис. 4.9) становятся сравнимы по энергоемкости процесса разрушения.

Поверхности изломов стали 40ХН2МА (рис. 4.9б,2) отличаются более развитой рельефностью, соответствующей вязкому разрушению. Ласеток скола, характерных для стали 45 (рис. 4.9а) в изломах практически не встречаются, поэтому сопротивление стали 40ХН2МА распространению усталостных трещин является большим, чем для стали 45.

4.5. Расчет долговечности замковых резьбовых соединений УБТ

Долговечность эксплуатации замковых резьбовых соединений УБТ определяется стадиями зарождения и распространения усталостных трещин вследствие накопления усталостных дефектов преимущественно по впадине первого сопряженного витка ниппеля. Поэтому лучше всего ее можно оценивать с позиций механики разрушения конструкционных материалов.

В настоящей работе нами использован критерий механики усталостного разрушения для анализа долговечности замковых соединений утяжеленных буровых труб при комплексе нагрузок, близком к реальным условиям эксплуатации.

Для определения ресурса работ УБТ необходимо сделать определенные допущения: разрушение происходит по ниппельной части, на

которому действует стационарное растягивающее напряжение σ_3 , обусловленное моментом свинчивания замкового соединения $M_{кр.св.}$ и переменное напряжение изгиба $\sigma_{изг}$, обусловленное вращением искривленной буровой колонны; зарождение и распространение происходит в плоскости опасного сечения по впадине первого сжатого витка ниппеля.

Принимая настоящие допущения, моделировали замковое резьбовое соединение УБТ, согласно условий расчета, толстостенным пустотелым цилиндром с внешним диаметром D и внутренним d с внешней кольцевой трещиной глубиной l , который нагружен изгибающим моментом M и растягивающим усилием P (рис. 4.10). Таким образом, расчет реального замкового резьбового соединения УБТ сводится к определению долговечности пустотелого цилиндра с внешним кольцевым остроконечным концентратором напряжений, геометрические параметры которого соотносятся с размерами замкового соединения так, как показано на рис. 4.10.

Скорость распространения усталостной трещины от начальной длины l_0 до критического значения l_c определяли с учетом коэффициента асимметрии циклов нагружения R . Значения размаха коэффициента интенсивности напряжений пустотелого цилиндра с внешней кольцевой трещиной ($\Delta K_I^{изг}$) определяли по известной интерполяционной зависимости [76].

$$\Delta K_I^{изг} = \frac{\Delta M}{D^2 \sqrt{D}} \cdot F(\epsilon, \epsilon_1), \quad \epsilon = d/D, \quad \epsilon_1 = l/D \quad (4.20)$$

где ΔM — амплитуда изгибающего момента;

$F(\epsilon, \epsilon_1)$ — безразмерная функция.

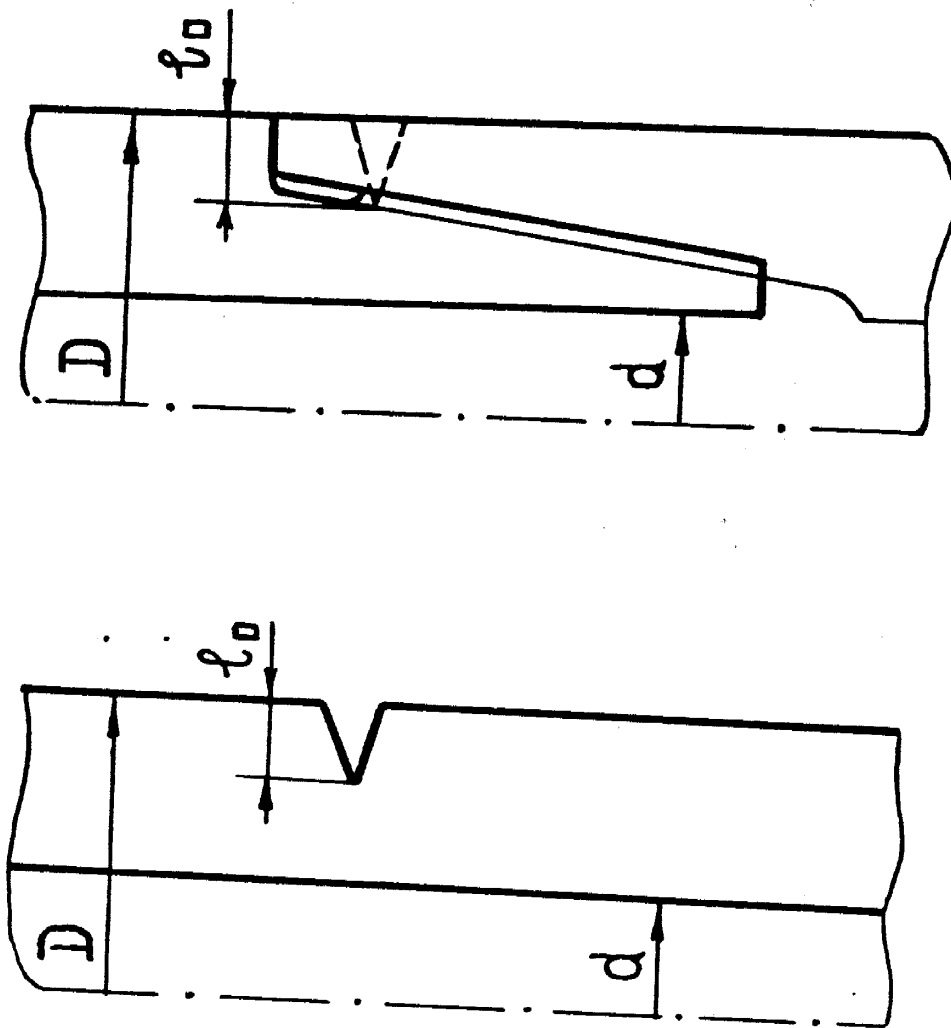


Рис. 4.10. Схема замкового резьбового соединения УБТ и модель для расчета

$$F(\varepsilon, \varepsilon_1) = 1,59 \left(\frac{1}{\varepsilon} + 1 + 2 \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon^2 - \varepsilon_1^2}} - \frac{2}{\varepsilon \sqrt{\varepsilon}} \right)^2 \cdot \frac{\sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{1 - \varepsilon}}{\sqrt{1 - 0,8012\varepsilon}} \times$$

$$\times \left[\frac{0,199 \varepsilon^3 (1 + \varepsilon_1)^2 (1 + \varepsilon_1^2)^2 \left[(1 - \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 + (\varepsilon - \varepsilon_1)(1 + \varepsilon) \right]^2}{(1 - 0,8012\varepsilon)(1 - \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 (\varepsilon + \varepsilon_1)(\varepsilon^2 + \varepsilon_1^2)^2} + 1 \right]^{-1/2}. \quad (4.21)$$

Амплитуда изгибающего момента для скрученного с оптимальным крутящим моментом резьбового соединения определяется по формуле [8]

$$\Delta M = G_{изг} \cdot W \quad (4.22)$$

где W — общий осевой момент сопротивления соединения.

Значение коэффициента интенсивности напряжений пустотелого цилиндра с кольцевым концентратором от растягивающей нагрузки P , обусловленной моментом свинчивания замкового соединения, определяли по формуле [109].

$$K_I^P = \frac{P}{D\sqrt{D}} \cdot F'(\varepsilon, \varepsilon_1), \quad \varepsilon_1 = \ell/D, \quad \varepsilon = d/D, \quad (4.23)$$

где K_I^P — коэффициент интенсивности растягивающих напряжений;

$F'(\varepsilon, \varepsilon_1)$ — безразмерная функция.

$$F'(\varepsilon, \varepsilon_1) = \frac{\sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{1 - \varepsilon} \cdot \sqrt{1 - 0,8012\varepsilon}}{\varepsilon^2 - \varepsilon_1^2} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,1886 \cdot \varepsilon \cdot (1 + \varepsilon_1)^2 \left[(1 - \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 + (\varepsilon - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon) \right]^2}{(1 - 0,8012\varepsilon)(\varepsilon + \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2} + 1}}. \quad (4.24)$$

Значение растягивающей нагрузки P выбирали исходя из условия создания оптимального напряжения затяжки соединения

$$P = (0,3 \dots 0,4) \cdot \sigma_{0,2} \cdot F_H \quad (4.25)$$

где $\sigma_{0,2}$ - предел текучести;

F_H - площадь опасного сечения ниппеля.

Таким образом, нагружение ниппеля замкового соединения происходит при коэффициенте асимметрии циклов нагружения

$$R = \frac{K_I^P - \Delta K_I^{изг}}{K_I^P + \Delta K_I^{изг}} \quad (4.26)$$

Кинетические диаграммы усталостного разрушения сталей описывали выражением (4.19).

Количество циклов распространения усталостной трещины от начальной длины l_0 до критического значения l_c определяли путем интегрирования следующего выражения.

$$N_p = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{\sigma_0 \left[\frac{(\Delta K_I^{изг} - (1-R)K_{th0})(\Delta K_{eff} - \Delta K_0)}{(\Delta K_{fc} - \Delta K_I^{изг})(\Delta K_{fc}(1-R)^{-1} - \Delta K_I^{изг})} \right]^{9/2}} \quad (4.27)$$

В связи с тем, что решение этого интеграла с помощью простых аналитических функций невозможно, то расчеты проводили на ЭВМ методом Симпсона по программе "ТОРАЭ". По кинетическим диаграммам усталостного разрушения определяли долговечность замковых резьбовых соединений ЗИ-80, ЗИ-146 с резьбами 3-62 и 3-121 соответственно, которые по данным стендовых испытаний разрушаются по ниппельной части.

Начальная длина усталостной трещины определялась по данным реальных конструктивных параметров замковых резьбовых соединений. Критическое значение длины трещины l_c определяли по данным трещиностойкости материалов из условия

$$\Delta K_I^{изг} + K_I^P = K_{fc} \quad (4.28)$$

По результатам расчетов построены кривые усталости замковых резьбовых соединений ЗН-80 и ЗН-146 при различных значениях изгибающего напряжения (рис. 4.11). Полученные расчетные кривые хорошо согласуются с кривыми, полученными в результате стендовых испытаний натуральных образцов замковых соединений.

Интересно было произвести расчет долговечности замковых резьбовых соединений, усталостное разрушение которых происходит по муфтовой части, то есть таких, для которых выполняется условие

$$W_M < 2,1 W_H \quad (4.29)$$

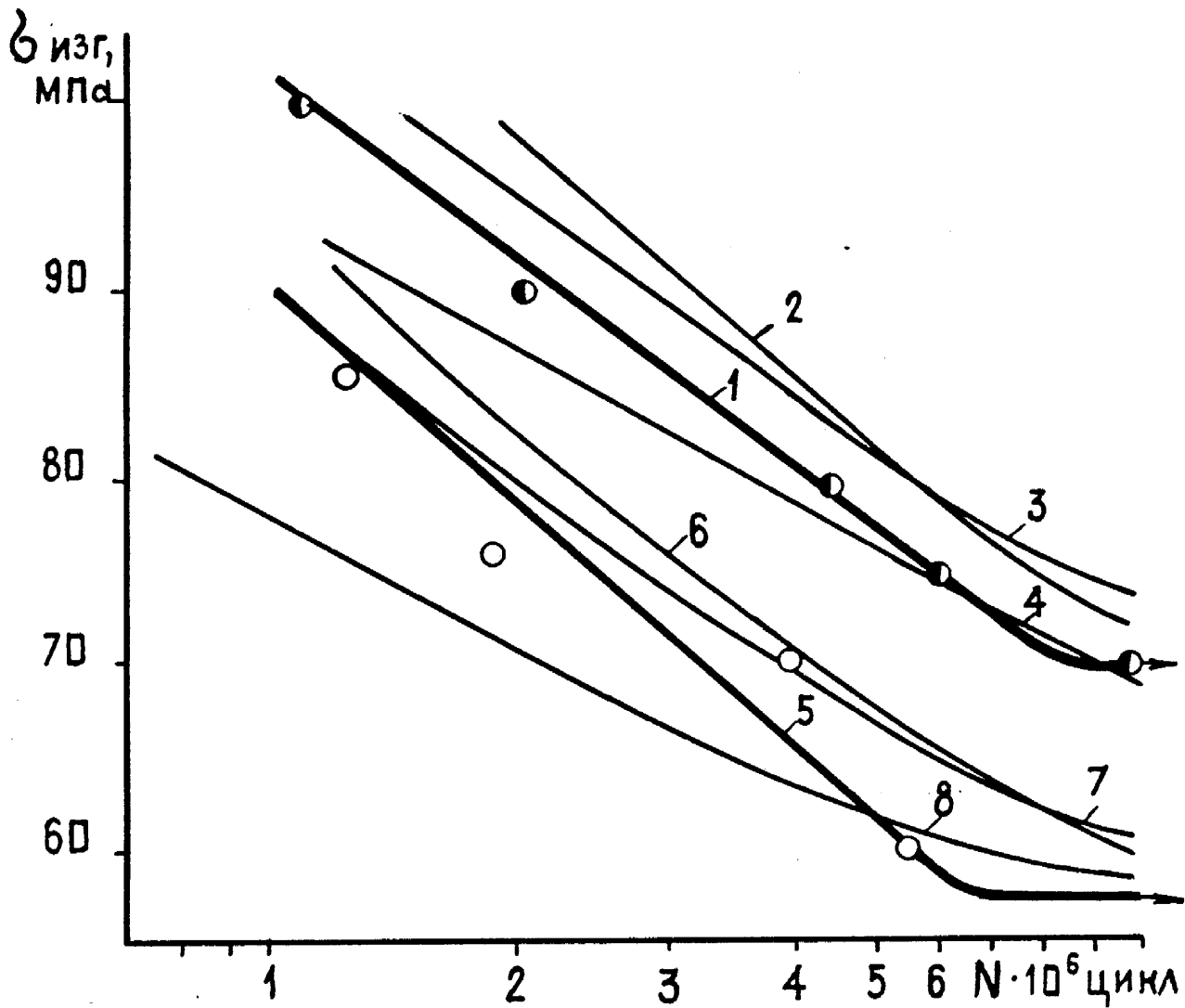
где W_H и W_M — общие осевые моменты сопротивления опасных сечений ниппеля и муфты.

Так как излом муфты происходит по плоскости последнего сопряженного с ниппелем витка на расстоянии $10^{1,2}$ мм от меньшего торца ниппеля, то резьбовое соединение моделировали толстостенным цилиндром с внешним диаметром D , внутренним d и внутренней кольцевой трещиной глубиной l . На муфтовую часть напряжение затяжки резьбового соединения не оказывает существенного влияния, поэтому рассчитывали долговечность предложенной модели при воздействии лишь изгибающего момента $M_{изг}$.

Значение размаха коэффициента интенсивности напряжений от изгибающей нагрузок пустотелого цилиндра с внутренней кольцевой трещиной ΔK_I^M определяли с помощью известной интерполяционной зависимости [110]

$$\Delta K_I^M = \frac{\Delta M_{изг}}{D^2 \sqrt{D}} \cdot F''(\epsilon, \epsilon_1), \quad (4.30)$$

$$F''(\epsilon, \epsilon_1) = \frac{14,3234(1-\epsilon_1)(1-0,736 \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon_1})}{(1-\epsilon^4) \cdot \sqrt{(\epsilon-\epsilon_1)(1-\epsilon) + (1-\epsilon_1)^2 (1-0,736 \frac{1-\epsilon}{1-\epsilon_1})^2}} \quad (4.31)$$



ис. 4.11. Экспериментальные (1,5) и расчетные (2,3,4,6,7,8) кривые усталости замковых резьбовых соединений ЗН-80 (1,2,3,4) и ЗН-146 (5,6,7,8)

Для определения скорости роста усталостной трещины воспользуемся кинетическими диаграммами усталостного разрушения образцов исследованных сталей. Скорость роста трещины определяли по формуле Яремы-Микитшина, которая описывает полную кинетическую диаграмму [94].

$$V = V_0 \left[\frac{\Delta K_I^M - \Delta K_{th}}{\Delta K_{fc} - \Delta K_I^M} \right]^q, \quad (4.32)$$

Значения констант приведенной формулы для конкретной марки стали представлены в табл. 4.3.

Количество циклов распространения усталостной трещины от начальной длины l_0 , определяемой геометрическими параметрами реального замкового резьбового соединения, до критической длины рассчитывали по формуле

$$N_P^M = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{V_0 \left[\frac{\Delta K_I^M - \Delta K_{th}}{\Delta K_{fc} - \Delta K_I^M} \right]^q}. \quad (4.33)$$

Расчеты проводили на ЭВМ методом Симпсона по программе "MUFT". Для расчета выбрали замковое резьбовое соединение ЗИ-178 с резьбой З-147, излом которого происходит по муфтовой части. С целью сравнения рассчитали отдельно живучесть ниппельной части замкового резьбового соединения ЗИ-178 при оптимальном крутящем моменте свинчивания. Результаты расчетов представлены на рис. 4.12.

Анализируя полученные результаты, видно, что предел выносливости σ_{-1} муфтовой части составляет 41 МПа, что подтверждается результатами стендовых испытаний натуральных образцов ЗИ-178 с резьбой З-147, а предел выносливости ниппельной части составляет 57 МПа, что также совпадает с данными стендовых испытаний ЗИ-178

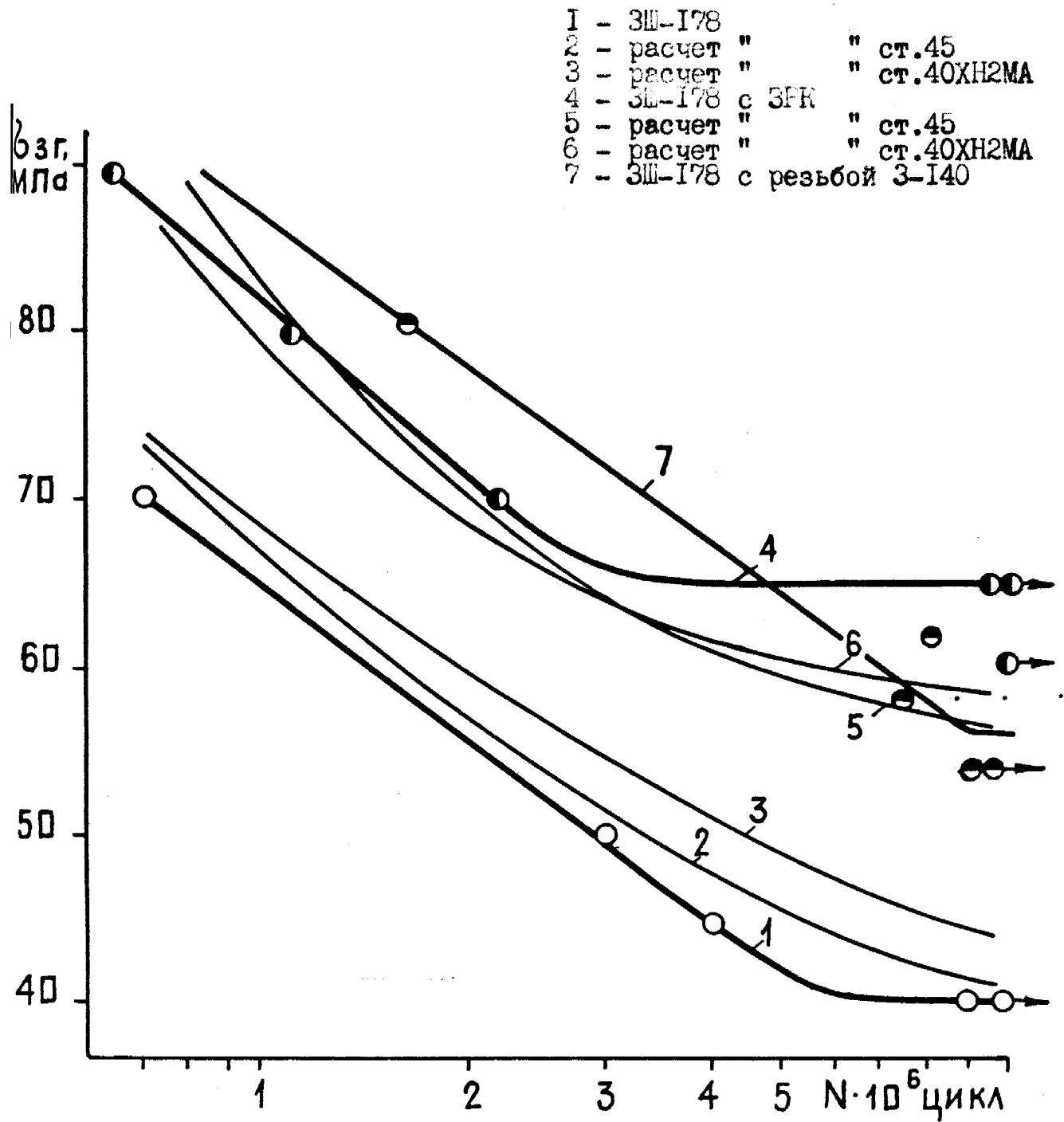


Рис. 4.12. Экспериментальные (1,4,7) и расчетные (2,3,5,6) кривые усталости замкового резьбового соединения ЗШ-178

с зарезьбовой разгружающей канавкой на муфте, либо с замковым резьбовым соединением 3II-178 с резьбой 3-140, излом которой происходит по ниппелю.

Таким образом, разработанная методика расчета долговечности замковых резьбовых соединений позволяет рассчитывать степень уравновешенности резьбовых соединений и прогнозировать место излома при каждом конкретном значении изгибающей нагрузки.

Согласно конструктивных особенностей замковых резьбовых соединений, усилие затяжки существенно влияет на долговечность ниппельной части и почти не оказывает влияния на усталостную прочность муфтовой части [17]. Следовательно степень уравновешенности замкового резьбового соединения зависит не только от геометрических параметров резьбы, а и от параметров сборки соединения.

4.5. Оптимизация параметров сборки замковых резьбовых соединений УБТ по данным трещиностойкости сталей

Замковые резьбовые соединения УБТ в процессе эксплуатации свинчиваются с различными крутящими моментами свинчивания $M_{кр.св.}$, причем в более жестких условиях эксплуатации рекомендуется на 10 % повышать рекомендуемый $M_{кр.св.}$ [11].

При повышении значения крутящего момента свинчивания от нуля в замковом резьбовом соединении осуществляется контакт упорных торцев ниппеля и муфты и происходит передача части нагрузки ниппеля на муфту. Однако, как отмечено в предыдущих главах, при натягах $N \approx 0$ эффект передачи исчерпывается уже при $\sigma_s = 0,25 \sigma_{0,2}$.

Вторым аспектом влияния крутящего момента свинчивания на замковое резьбовое соединение является увеличение растягивающих напряжений в плоскости опасного сечения ниппеля, то есть

увеличение асимметрии циклов нагружения R [112].

Влияние значения коэффициента асимметрии цикла R на скорость роста усталостной трещины описывается выражением (4.19).

Таким образом, возникают предпосылки для определения в рамках принятой модели минимальной скорости распространения усталостной трещины в диапазоне $R = 0 \dots 1$, что соответствует наибольшей долговечности замкового резьбового соединения.

Для этого рассчитывали долговечность замковых резьбовых соединений ЗИ-80 и ЗИ-146, излом которых проходит по ниппельной части соединения, по программе "ТОРАЗ" при переборе значений напряжений затяжки от нуля до предела текучести материала. В результате расчета получены кривые усталости замковых резьбовых соединений, собранных с различными напряжениями затяжки (рис. 4.13). Анализируя по кривым предела выносливости σ_{-1} (рис. 4.14), отмечено, что зависимость σ_{-1} от напряжения затяжки σ_3 имеет экстремум в диапазоне отношений $\sigma_3 / \sigma_{0,2} = 0,55 \dots 0,75$ (рис. 4.15).

Для определения оптимального напряжения затяжки резьбовых соединений из сталей 45 и 40ХН2МА были рассчитаны зависимости изгибающей нагрузки $\sigma_{изг}$, при которой достигается предел выносливости замковых резьбовых соединений ЗИ-80 и ЗИ-146, от напряжения затяжки σ_3 .

Полученные данные (рис. 4.15) свидетельствуют, что максимум предела выносливости замкового резьбового соединения ЗИ-80 с резьбой 3-32 из стали 45 ($\sigma_{0,2} = 620$ МПа) достигается при напряжении затяжки в опасном сечении ниппеля $\sigma_3 = 400$ МПа, что составляет $0,65 \sigma_{0,2}$, а для стали 40ХН2МА ($\sigma_{0,2} = 940$ МПа) — при $\sigma_3 = 700$ МПа, что составляет $0,74 \sigma_{0,2}$. Для замкового резьбового соединения ЗИ-146 с резьбой 3-121 из стали 45 ($\sigma_{0,2} = 620$ МПа) отношение $\sigma_3 / \sigma_{0,2} = 0,56$, а для стали 40ХН2МА ($\sigma_{0,2} = 940$ МПа) — $\sigma_3 / \sigma_{0,2} =$

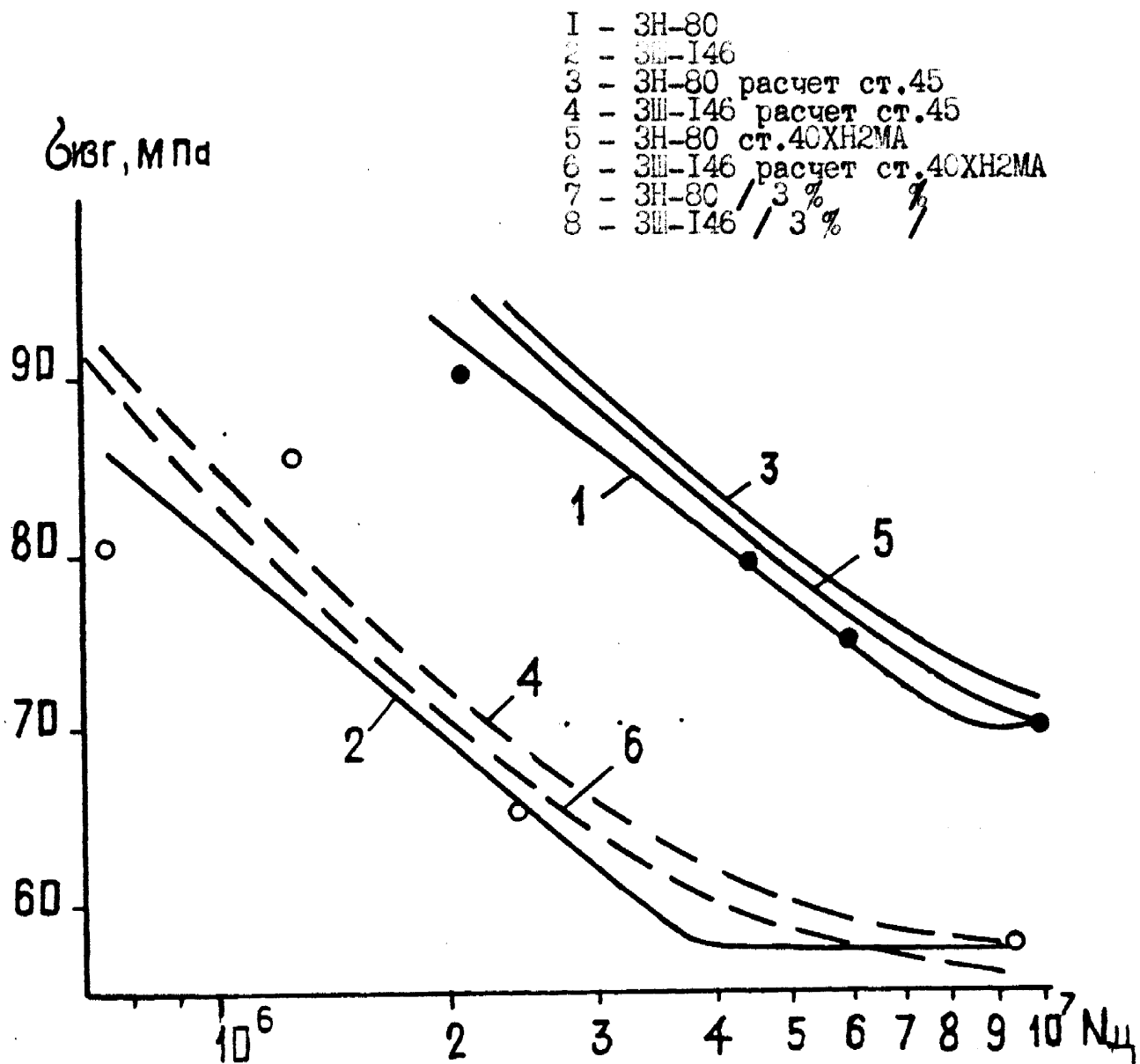


Рис. 4.13. Экспериментальные (1,2) и расчетные (3,4,5,6,7,8) кривые усталости замковых резьбовых соединений ЗН-80 (1,3,5,7) и ЗШ-I46 (2,4,6,8)

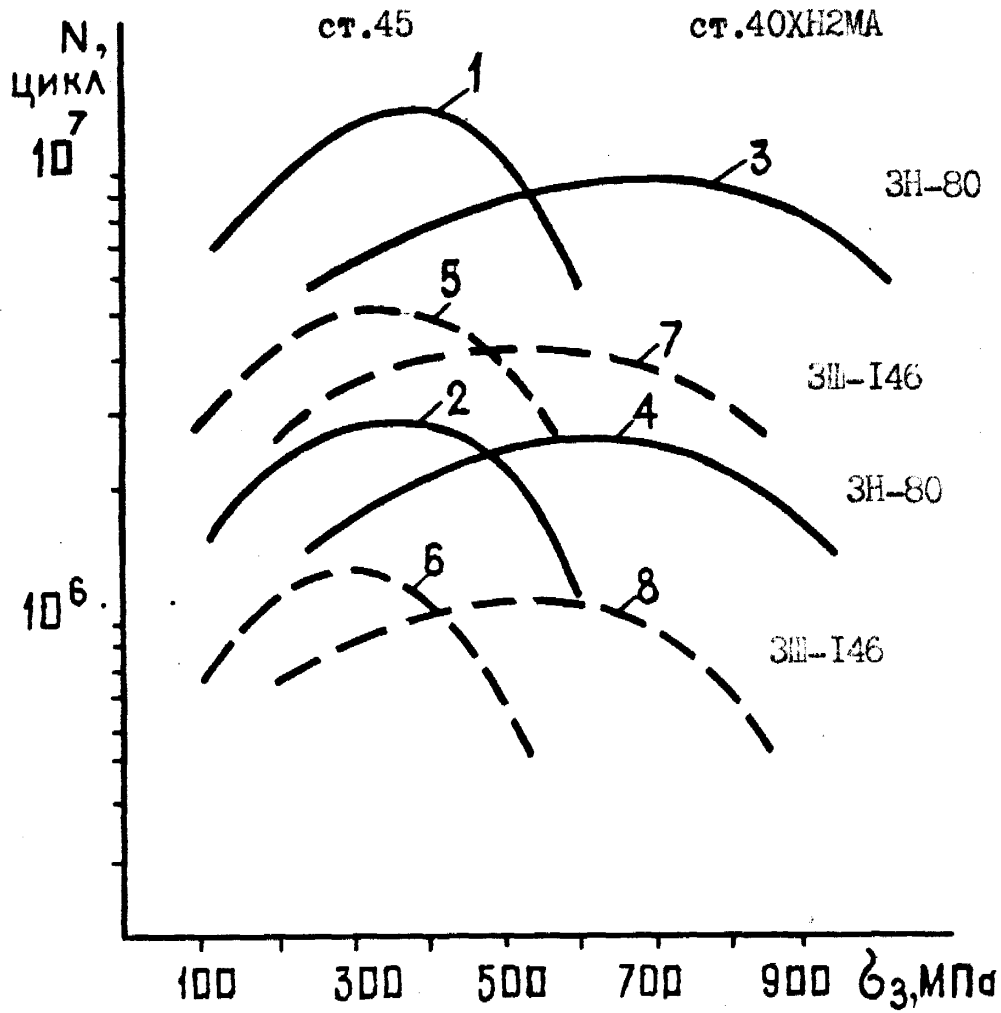


Рис. 4.14. Расчетные зависимости долговечностей от затяжки замковых резьбовых соединений УБТ

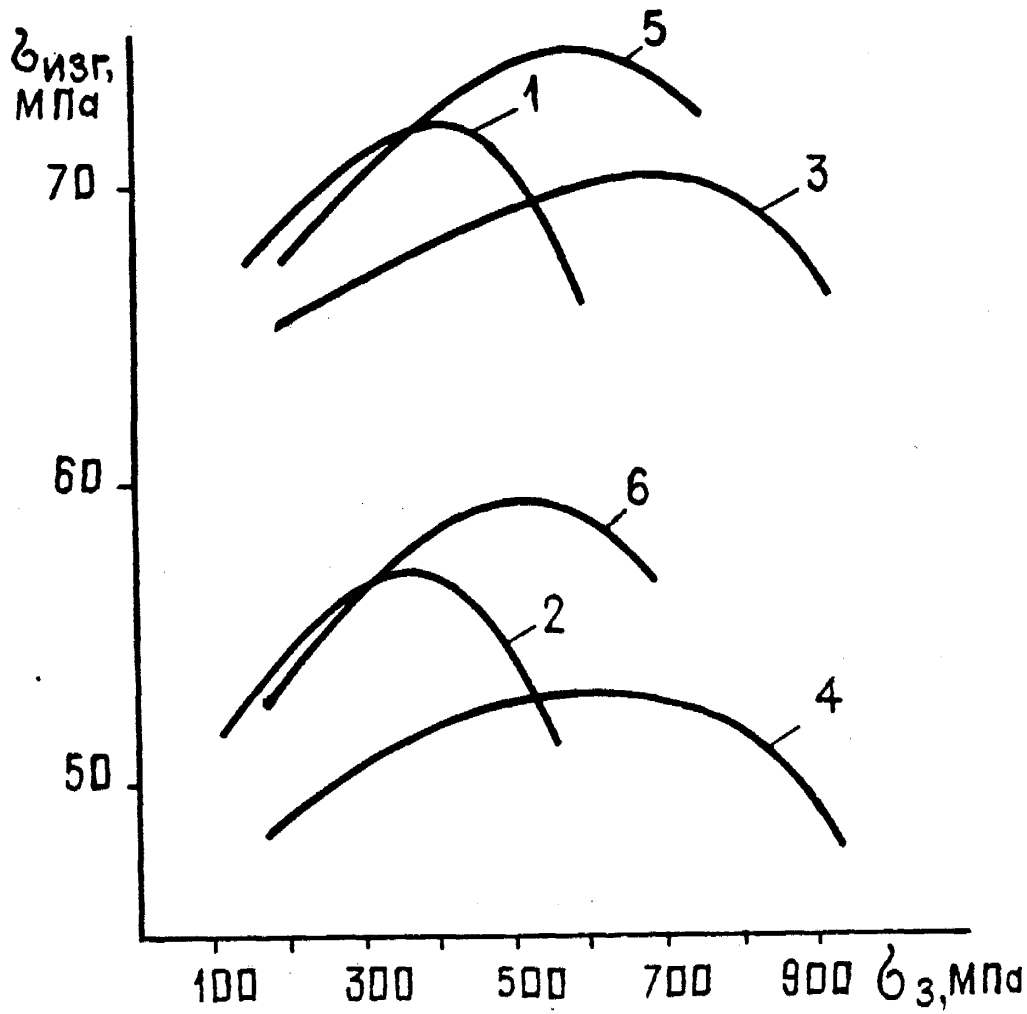


Рис. 4.15. Расчетные зависимости пределов выносливости замковых резьбовых соединений ЗН-80 (1,3,5) и ЗН-146 (2,4,6) из сталей 45 (1,2), 40ХН2МА (3,4) и -4145 (5,6) от напряжения затяжки

$\approx 0,63$. Наблюдается тенденция снижения рекомендуемых расчетных напряжений со снижением прочностных свойств сталей.

Предел выносливости замковых резьбовых соединений из стали SAE-4145 достигается при отношении $\sigma_3 / \sigma_{0.2}^j = 0,78$ для соединения 3И-80 и при $\sigma_3 / \sigma_{0.2}^j = 0,69$ для соединения 3И-146, что несколько выше, чем для отечественных сталей и объясняется высокой вязкостью стали SAE-4145.

Полученные из приведенных расчетов значения отношений хорошо согласуются с рекомендуемыми по отечественным и зарубежным нормам эксплуатации замковых резьбовых соединений, а именно, несколько превышают отечественные [40] и достигают уровня зарубежных [53, 54] рекомендаций (приложение 2,3).

Разработанный метод оптимизации параметров сборки замковых резьбовых соединений отображает влияние масштабного эффекта на отношение $\sigma_3 / \sigma_{0.2}^j$, то есть с увеличением типоразмера соединения значение отношения $\sigma_3 / \sigma_{0.2}^j$ уменьшается.

Кроме того, отмечается, что при увеличении значения изгибающего напряжения $\sigma_{изг}$ происходит уменьшение отношения $\sigma_3 / \sigma_{0.2}^j$, при котором достигается максимальная долговечность замкового резьбового соединения.

Практическую ценность для дефектоскопии утяжеленных буровых труб в процессе эксплуатации имеют значения критической глубины усталостной трещины l_c в зависимости от параметров сборки замковых резьбовых соединений (рис. 4.16).

Для определения значения критической глубины усталостной трещины использовали формулы (4.21) и (4.23). Известно, что усталостное разрушение замкового резьбового соединения УБТ происходит при выполнении в плоскости опасного сечения ниппеля условия

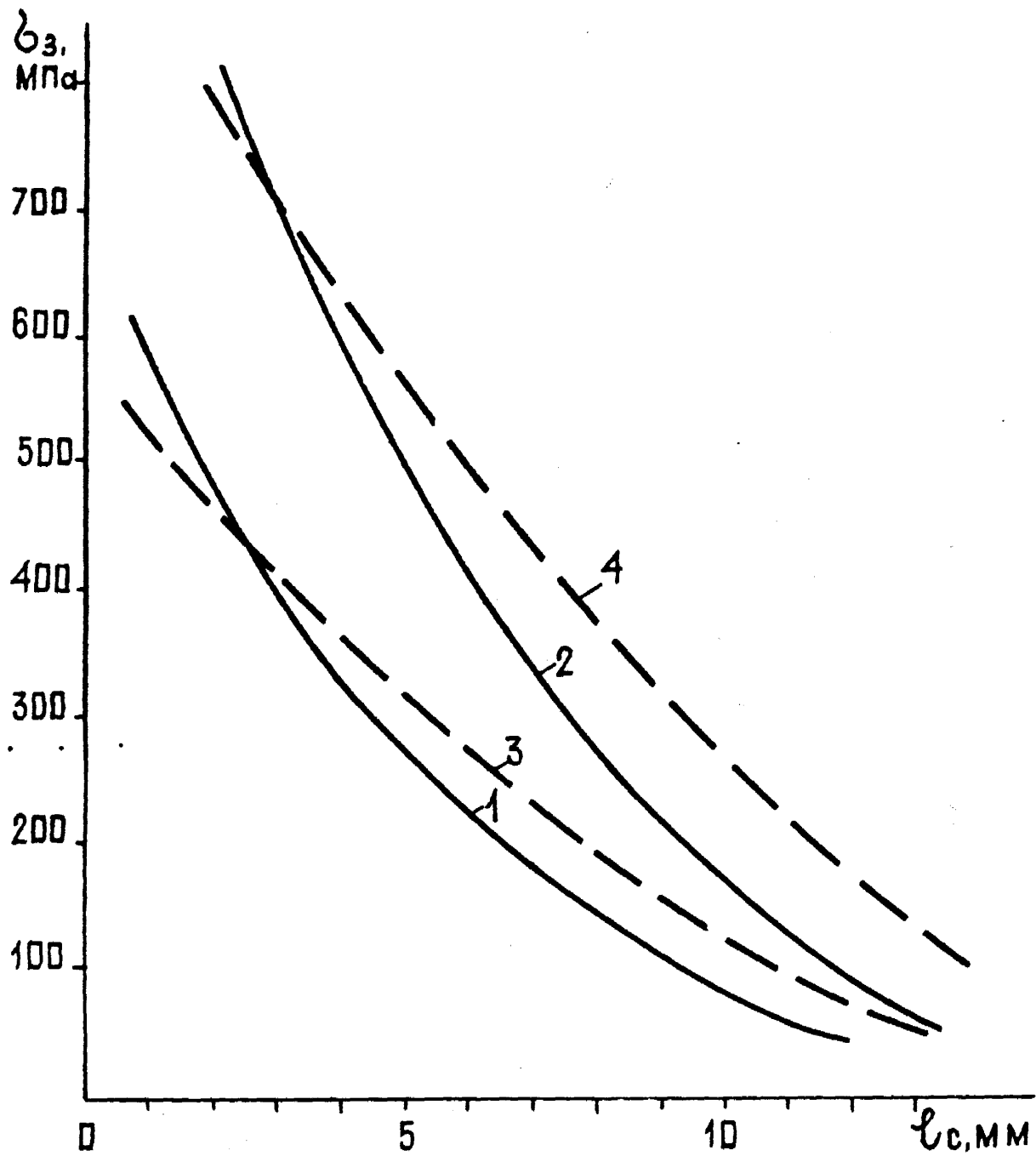


Рис. 4.16. Расчетные значения критической длины трещины для замковых резьбовых соединений ЗН-80 (1,2) и ЗШ-146 (3,4) из сталей 45 (1,3) и 40ХН2МА (2,4) в зависимости от напряжения затяжки

$$K_{fc} = \Delta K_I^{изг} + K_I^P \quad (4.34)$$

Таким образом, зная заданные значения ΔM , P и геометрические характеристики резьбового соединения можно получить значения функции $F(\epsilon, \epsilon_1)$, и по формуле (4.21), решая обратную задачу, можно определить значения ϵ_1 и l_c . В программе "ТОРАЗ" предусмотрен автоматический вывод на печать значения l_c при завершении цикла вычислений.

Для каждого конкретного типоразмера замковых резьбовых соединений с выявленной усталостной трещиной определенного размера при определенных условиях эксплуатации можно надежно определить гарантированный остаточный ресурс работы, что позволит увеличить наработку утолщенных буровых труб, уменьшить количество дефектоскопических обследований, предотвратить аварии при бурении.

Методика расчета остаточного ресурса замкового резьбового соединения УВТ с усталостной трещиной заданного размера базируется на использовании разработанной программы "ТОРАЗ". Принимали интересующую глубину усталостной трещины l^* , и расчеты по формулам (4.20) и (4.23) проводили до достижения значения коэффициента ϵ_1 :

$$\epsilon_1^* = l^*/D \quad (4.35)$$

Для полученного значения ϵ_1^* рассчитывали значения функций $F(\epsilon, \epsilon_1^*)$ по формуле (4.21) и $F'(\epsilon, \epsilon_1^*)$ по формуле (4.24). Затем при заданных величинах изгибающего момента ΔM и растягивающей нагрузки P рассчитывали значения $\Delta K_I^{изг*}$ и K_I^{P*} по формулам (4.20) и (4.23). Долговечность ниппельной части конкретного замкового резьбового соединения УВТ рассчитывали по программе "ТОРАЗ"

путем суммирования расчетов по формуле (4.27) от начальной длины трещины $l_0 = 0,1$ мм до выполнения условия

$$\Delta K_I^{\text{изг}^*} + K_I^{P^*} = K_{Ic} \quad (4.36)$$

с заданным шагом дискретизации Δl . Полученные значения долговечности N_p , рассчитанные для замкового резьбового соединения ЗВ-146 из стали 40ХН2МА ($\sigma_{0,2} = 940$ МПа) при различных фиксированных значениях l^* представлены на рис. 4.17.

Аналогичные расчеты долговечности муфтовой части замкового резьбового соединения УВТ проводили по программе "MUFT" с использованием формулы (4.30) до выполнения условия

$$\Delta K_I^{M^*} = K_{Ic} \quad (4.37)$$

Таким образом, для конкретного замкового резьбового соединения УВТ, зная величину изгибающей нагрузки и фиксированной длиной усталостной трещины, можно определить количество циклов нагружения до достижения заданного значения трещины и остаточный ресурс резьбового соединения до окончательного поломки.

Анализируя результаты расчетов, видно, что с увеличением длины усталостной трещины количество циклов N_p распространения на единицу длины уменьшается, то есть скорость роста трещины с глубиной увеличивается.

Использование результатов расчетов позволит определить остаточный ресурс замкового резьбового соединения УВТ с выявленной ультразвуковой дефектоскопией трещины.

ВЫВОДЫ

1. Экспериментально исследованы на усталостных машинах период

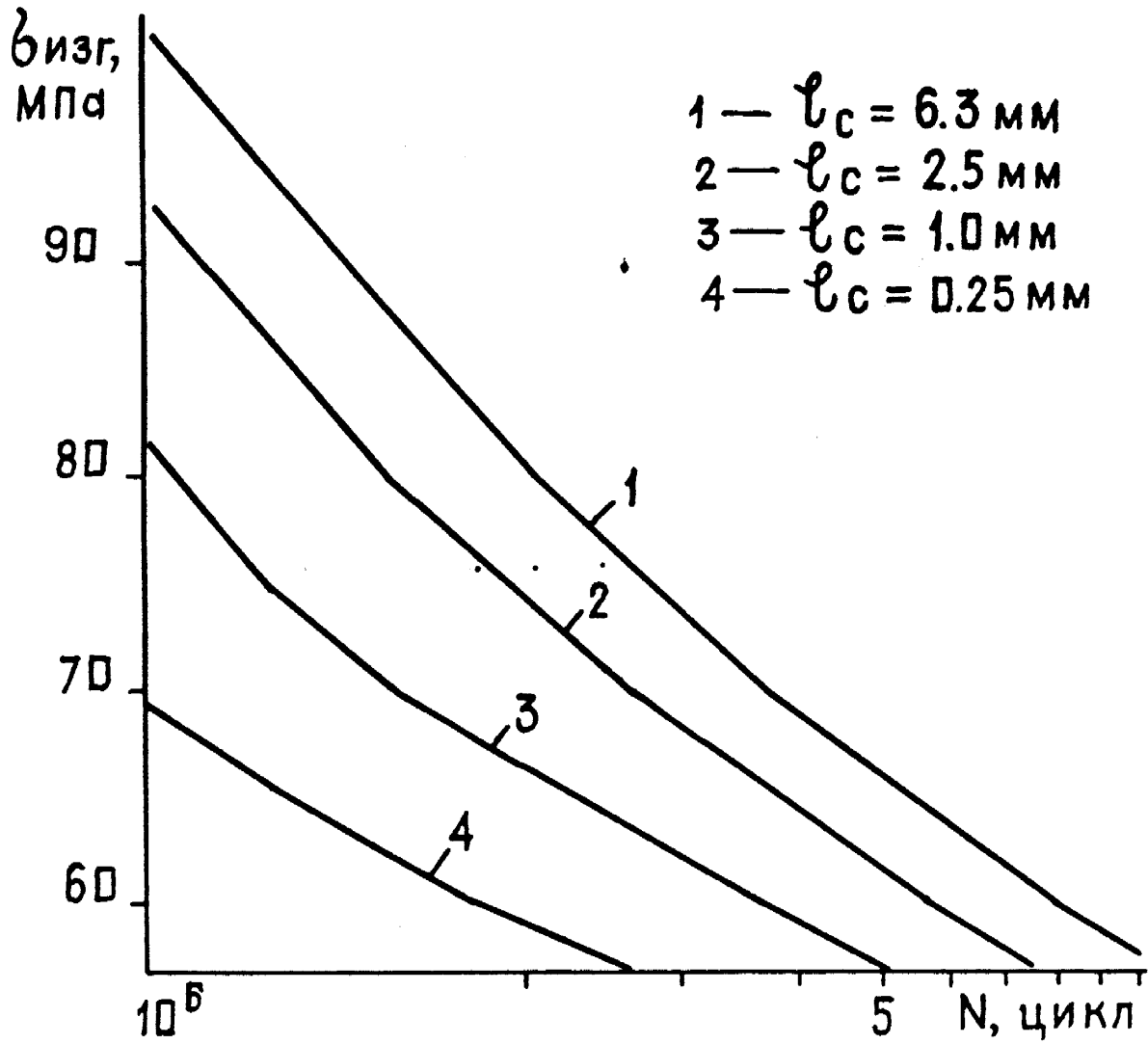


Рис. 4.17. Расчетные кривые усталости замкового резьбового соединения ЗШ-146 по достижению трещиной заданного значения

зарождения и скорость распространения усталостных трещин в сталях, используемых для изготовления утяжеленных буровых труб. Проведен фрактографический анализ образцов из исследованных сталей.

2. Для асимметричного цикла нагрузений, характерного для работы опасного сечения nipples замкового резьбового соединения УБТ, предложены формулы для определения периода зарождения усталостных трещин, и скорости их распространения.

3. Разработана методика определения долговечности замковых резьбовых соединений УБТ по сопротивлению сталей зарождению и распространению усталостных трещин. Расчетные кривые являются аналогами кривых Веллера для замковых резьбовых соединений УБТ. Отмечено, что кривые усталости имеют спадающую по экспоненте форму, а не прямолинейную, как было установлено ранее.

4. Установлено, что в коррозионной среде 3 % NaCl увеличивается скорость роста усталостной трещины для исследованного класса сталей, что снижает рассчитанную по предлагаемой методике долговечность замковых резьбовых соединений УБТ на 26-40 %.

5. Разработана методика определения оптимального напряжения затяжки замковых резьбовых соединений на основе данных по трещиностойкости сталей. Расчетные рекомендуемые значения напряжения затяжки превышают отечественные рекомендации и сопоставимы с зарубежными.

6. Определены критические значения глубины усталостных трещин при различных уровнях нагружения, приводящие к окончательному полому замкового резьбового соединения УБТ. Отмечено, что высокопрочные стали обладают большей допустимой глубиной усталостной трещины.

7. Осуществлено прогнозирование работоспособности замковых резьбовых соединений УБТ с заданной критической длиной усталостной трещины. Это позволит рассчитать гарантированный остаточный ресурс замковых резьбовых соединений УБТ с обнаруженной ультразвуковой дефектоскопией усталостной трещиной.

5. ПРОМЫСЛОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ, ВНЕДРЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ И ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ

Аналитические и экспериментальные исследования влияния на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений УБТ крутящего момента свинчивания и осевого натяга показали принципиальную возможность повышения их эксплуатационных характеристик. Практическая ценность разработки должна следовать из промышленных данных, на основании которых можно судить об эффективности внедрения результатов исследований.

Промысловые испытания влияния параметров сборки замковых резьбовых соединений УБТ на эффективность бурения проведены в Стрийском УБТ и К ПТО "Запукргеология" и при проводке скважин на Богородчанской СХП УМ "Прикарпаттрансгаз".

На трубной базе Стрийского УБТ и УБТ на УБТ диаметрами 146, 178 и 203 мм выполнялась резьба согласно чертежей ИСНН. Испытывались опытные партии УБТ на буровой № 185 при бурении скважин роторным способом.

Испытания 12 труб УБТС I диаметром 203 мм проводили на буровой № 185 при бурении в интервале 2514-3972 м и при проработке ствола скважины под спуск технической колонны в интервале 2328-3972 м. Режим бурения: частота вращения ротора - 60-70 об/мин., осевая нагрузка 25 тонн, давление нагнетания промывочной жидкости - 100 кгс/см². Общее время бурения составило 1456 часов, время проработки - 1644 часа. Опытные УБТС I установлены непосредственно над полотом. Испытания были прекращены после завершения подготовки ствола скважины под спуск технической колонны при общем времени работы УБТС I при роторном способе бурения 3100 часов. Норматив работоспособности УБТС I при бурении скважин на площадях объединения "Укрнефть" составляет 2500 часов механического бурения.

целовательно, работоспособность опытной партии УБТС I более чем (1,25 раза превышает существующий норматив работоспособности.

Испытания 9 горячекатанных УБТ диаметром 146 и 178 мм с усовершенствованными параметрами сборки проводили на буровой К 185 огородчанской СФХ при бурении в интервале 1163-1251 и роторным способом. Режим бурения: частота вращения ротора - 60-70 об/мин., осевая нагрузка 18 тонн, давление нагнетания бурового раствора - 6 кгс/см². Общее время бурения составило 380 часов, время проработки - 300 час. В процессе бурения и проработки периодически проводился визуальный осмотр соединений УБТ и контроль при помощи ультразвуковой дефектоскопии. Усталостных повреждений в трубах не обнаружено. После завершения подготовки ствола скважины под спуск технической колонны при общем времени работы опытной партии УБТ 80 часов испытания были прекращены. Существующий норматив работоспособности горячекатанных УБТ при бурении на площадях Ю "Укр-ефть" был превзойден в 1,7 раза.

Согласно расчетов, годовой экономический эффект от внедрения совершенствованных параметров сборки замковых резьбовых соединений составил более 330 тыс. рублей.

Также отмечено, что резьба опытной партии УБТ менее изношена, чем у остальных труб.

Таким образом, стендовыми и промышленными испытаниями утяжеленных бурильных труб собранных с расчетными значениями осевых натягов (крутящих моментов свинчивания подтверждена достоверность результатов теоретических и экспериментальных исследований, а также надежность и работоспособность конструкции с разработанными параметрами сборки труб.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. В результате экспериментальных и теоретических исследований разработана модель фронта усталостных трещин для муфтовой и ниппельной частей замковых резьбовых соединений при различных уровнях изгибающей нагрузки, которая позволяет аналитически определять геометрические параметры усталостных трещин и научно обоснованно интерпретировать результаты ультразвукового контроля.
2. В результате исследования напряженного состояния ниппеля получена формула для определения оптимального значения осевого натяга замковых резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб. Применение замковых резьбовых соединений с рекомендуемыми расчетными значениями осевого натяга позволяет повысить их предел выносливости на 40-50 % по сравнению с резьбовыми соединениями, собранными с натягами согласно РД-39-2-803-83.
3. Разработана новая методика расчета долговечности замковых резьбовых соединений УБТ с использованием критериев механики разрушения, позволяющая определять значения предела усталости на воздухе и в коррозионной среде без проведения трудоемких и дорогостоящих стендовых испытаний натуральных образцов. Установлено, что кривая усталости описывается плавной спадающей линией, а не является прямолинейной, как считалось ранее.
4. Предложена методика расчета рекомендуемого крутящего момента свинчивания замковых резьбовых соединений УБТ по данным трещиностойкости сталей. Установлено, что расчетные рекомендуемые напряжения затяжки в зависимости от прочностных свойств стали выбираются из соотношения $\sigma_3 = (0,55 \pm 0,78) \sigma_{0,2}$.

5. В результате теоретических исследований с использованием кинетических диаграмм усталостного разрушения сталей разработана методика определения равнопрочностного резьбового соединения УБТ на воздухе и в коррозионной среде. Установлено, что равнопрочность резьбового соединения является функцией условий сборки, геометрических параметров резьбы, величины нагрузки, коррозионной среды и не является постоянной, как считалось ранее. Использование предложенной методики позволит повысить его сопротивление усталости на 20-50 %.

6. Для повышения эффективности ультразвукового контроля замковых резьбовых соединений УБТ определены критические значения глубины усталостной трещины при различных уровнях изгибающего напряжения к параметрам сборки.

7. Разработан метод прогнозирования работоспособности замковых резьбовых соединений УБТ до заданной критической длины усталостной трещины, а также ресурса резьбового соединения с трещиной на основе трещиностойкости сталей.

8. Рекомендации автора по повышению эффективности работы замковых резьбовых соединений УБТ при бурении нефтяных и газовых скважин внедрены в ЦО "Запукргеология", УМГ "Прикарпаттрансгаз", а также будут использованы институтами ВНИИБТ, Укрпипроинианефть, ВНИИТ-нефть при разработке руководящих документов на замковые резьбовые соединения УБТ и забойных двигателей. Экономическая эффективность от внедрения усовершенствованной технологии сборки замковых резьбовых соединений УБТ при достигнутых масштабах внедрения составляет в расчете на год 393 тыс. рублей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб/А.Ш.Янтурин, Г.С.Осин, Ю.А.Подалов и др.//Э.И.сер. машины и нефтяное оборудование, вып. 10, ВНИИОЭНИ, 1984. - С. 12-15.
2. Щербук Н.Д., Дубленич Ю.В., Лисканич М.И. Об эффективности использования ресурса бурильной колонны//Нефтяное хозяйство. - 1985. - № 8. - С. 27-28.
3. Долговечность УБТ/Пелех В.Г., Воронцовский М.К., Паринал Л.Р. и др.//Нефтяное хозяйство. - 1980. - № 3. - С. 68-70.
4. Результаты испытаний УБТ с резьбой повышенной прочности/Щербук Н.Д., Газанчак Ю.И., Чернов В.А. и др.//Нефтяное хозяйство. - 1980. - № 2. - С. 22-24.
5. Дубленич Ю.В., Нионович И.А., Кесельман А.Я. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб//Машины и нефтяное оборудование. Стечев. произв. опыт.Э.И. ВНИИОЭНИ, 1986. - № 2. - С. 10-12.
6. Саркисев Г.М. Расчет бурильных и обсадных колонн. - М.:Недра, 1971. - 208 с.
7. Сароян А.Б. Бурильные колонны в глубоком бурении. - М.:Недра, 1979, - 231 с.
8. Щербук Н.Д., Якубовский Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. - М.:Недра, 1974. - 256 с.
9. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны. - М.:Недра, 1979. - 207 с.
10. Султанов Б.З., Ишемгузин В.И., Каммасов Н.Х., Сорокин Н.В. Работа бурильной колонны в скважине. - М.:Недра, 1973. - 261 с.
11. Файн Г.М., Бухарев Н.А. Расчет ресурса долговечности резьбовых бурильных труб при их эксплуатации в нестационарных условиях

//Машины и нефт. оборудование. 1983. - № 3. - С. 4-5.

12. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб применяемых в нефтедобывающей промышленности. - М.:Недра, 1970. - 136 с.
13. Пасляк Ю.А. Расчет напряжений в колоннах труб нефтяных скважин. - М.:Недра, 1973. - 216 с.
14. Эрлих Г.М. Эксплуатация бурильных труб. - М.:Недра, 1969. - 312 с.
15. Дейли, Деринг, Пафф. Измерения сил, действующих на колонну бурильных труб и ее элементов движения в процессе бурения// Констр. и технолог. машиностроения, 1968. - № 2. - С. 112-117.
16. Записывающее устройство для регистрации забойных параметров при бурении/Дейли, Деринг, Пафф//Бурение, 1969. - № 4. - С. 30-37.
17. Чернов Б.А. Исследования замковых резьбовых соединений бурильных трубобуров и разработка рекомендаций по повышению их эффективности в глубоком бурении: Автореферат дис.канд. техн.наук. - М.: 1980. - 198 с.
18. Барышников А.И. Работоспособность резьбовых соединений бурильной колонны при циклическом нагружении: Автореферат дис. канд. техн.наук. - М.: 1984. - 200 с.
19. Аскеров М.Б., Шахбазбеков К.Б. И исследование влияния формы ствола на напряженное состояние бурильной колонны//Изв.вузов. Нефть и газ, 1973. - № 12. - С. 19-22.
20. Васильев Ю.С., Сивохина Н.Б., Бронзов А.С. Допустимые отклонения стволов скважин от проекта. - М.:Негостоптехиздат, 1963. - 152 с.
21. API Recommended practice for drill string design and operating limits /API RPZG, april, 1978.

22. Altermann J. New way to predict drill pipe failures // World Oil.- 1971. - X. - V 173. - 5. - P. 65-67.
23. Lubinsky A. Fatigue of Range 3 drill pipe // Rev. Inst. Trans. Petrol., 1974. - 32, №2. - P. 209-231.
24. РД 39-2-4II-80. Инструкция по расчету бурильных колонн для нефтяных и газовых скважин.
25. Кудрявцев И.В., Наумченко Н.Е., Саввина Н.М. Усталость крупных деталей машин. - М.: Машиностроение, 1981. - 240 с.
26. Лисовский А.С., Окишев В.К., Усманов Ю.А. Плоский изгиб и растяжение кривых тонкостенных брусьев. - М.: Машиностроение, 1972, - 170 с.
27. Влияние усталостных трещин на прочность бурильных труб/Буйна Е.В., Мамедов А.А., Розенблит И.И. и др.// Азерб.нефт.хозво, 1973. - № 6. - С. 9-10.
28. Лачинян Л.А., Ляпков А.А. Расчет предельных параметров трещин при дефектоскопии бурильных труб//Разведка и охрана недр, 1981. - № 8. - С. 37-40.
29. Распространение коррозионно-усталостных трещин в бурильных трубах ТВБК/Мигаль И.Г., Копей Б.В., Карпаш С.М. и др.// Машина и нефт. оборудование, 1980. - № 9. - С. 10-13.
30. Мигаль И.Г. Исследование и разработка технических средств обнаружения дефектов в резьбовых соединениях бурильных труб при бурении глубоких скважин/Автореферат дис.канд.техн.наук. - М.: 1980. - 254 с.
31. Биргер И.А., Мосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. - М.: Машиностроение, 1973. - 256 с.
32. Dale B.A. An experimental investigations of fatigue crack growth tubulars // SPE Drill. Eng.-1988.- 3, №4.- p. 356-362.

33. Исследования образования и характер развития усталостных трещин в замковых соединениях/Щербук Н.Д., Барышников А.И., Газанчан Ю.И. и др.// РНТС Бурение, 1980. - № 12. - С. 34-36.
34. Определение причин усталостного разрушения утяжеленных буровых труб по анализу поверхностей изломов/Копей Б.В., Баштанников Л.А., Панасенко В.Я. и др.//Газведка и разработка нефтяных и газовых месторождений, вып. 21. Респ.межвед.науч.-техн.сборник. - Львов:Вища школа, 1984. - С. 51-53.
35. Влияние натяга на циклическую прочность замковых резьбовых соединений/Чернов Б.А., Щербук Н.Д., Газанчан Ю.И. и др.// РНТС Машины и нефт.оборудование. - 1980. - № 10. - С. 25-27.
36. Щербук Н.Д., Газанчан Ю.И., Барышников А.И. Расчет утяжеленных буровых труб на выносливость//Нефт.хоз-во. - 1983. - № 3. - С. 19-20.
37. О выборе крутящего момента свинчивания замковых резьбовых соединений/Щербук Н.Д., Газанчан Ю.И., Чернов Б.А. и др.// Газведка и разработка нефтяных и газовых месторождений, вып. 17. Респ.межвед.науч.-техн.сборник. - Львов:Вища школа, 1980. - С. 41-45.
38. Щербук Н.Д., Чернов Б.А., Гнып И.П. Определение метода фрактографии при определении крутящего момента свинчивания замковых резьбовых соединений/Тр. ВНИИГнефть//Новые конструкции нефтепромысловых труб. - Куйбышев, 1979. - С. 141-143.
39. Чернов Б.А., Щербук Н.Д., Газанчан Ю.И. Повышение циклической прочности соединений утяжеленных буровых труб//РНТС Машины и нефт. оборудование, 1980. - № 9. - С. 23-25.
40. Методические рекомендации по расчету и эксплуатации замковых резьбовых соединений буровой колонны и забойных двигателей. - М.: ВНИИТ, 1987. - 37 с.

41. Щербук Н.Д. Исследование и разработка конструкций резьбовых соединений труб нефтяного сортамента и забойных двигателей с высокими эксплуатационными характеристиками для бурения глубоких скважин: Автореферат дис.докт.техн.наук. - М.: 1978. - 400 с.
42. Валов В.М. Расчет допускаемых нагрузок на замковые соединения бурильных труб/Увеличение ресурса нарезных труб нефтяного сортамента/Гипростокнефть, Куйбышев, - 1983. - С. 28-44.
43. Валов В.М. Расчет основных параметров бурильного замка при заданной величине крутящего момента/Расчет и исследование труб и трубных колонн/Гипростокнефть, Куйбышев, - 1981. - С. 3-13.
44. О критерии оптимальности моментов свинчивания бурильных замков по стандарту АНН/Валов В.М., Ивановский В.П., Блажнова Н.В. и др./Повышение надежности и долговечности трубных колонн. Гипростокнефть, Куйбышев, - 1984. - С. 31-42.
45. Влияние крутящего момента свинчивания на сопротивление усталости замковых резьбовых соединений/Щербук Н.Д., Газанчан Ю.М., Семин В.М. и др./Нефтяное хоз-во. - 1987. - № 10. - С. 20-21.
46. Gortley J. Experimental stress analysis of tool joints // Petroleum Technology. - 1961. - 3, №2. - P. 496-500.
47. Северинчик Н.А., Лудчак Е.В. Методика определения оптимальных моментов свинчивания замковых резьб по длине бурильной колонны//Нефтегаз. геол. геофиз. и бурение. - НИИС ВНИИОЭНГ, 1985. - № 12. - С. 38-40.
48. Кржановский В.И., Прищяк А.М. Влияние осевого натяга на работу замковых резьбовых соединений//НИТС Машины и нефть. оборудование. - 1978. - С. 24-25.
49. Купрявцев И.В., Тимонин В.М. Влияние технологии изготовления и условий сборки на усталостную прочность резьбовых соедине-

- ний/В кн. Вопросы прочности крупных деталей машин//Тр. ЦНИИТмаш. - М.:Машиностроение, 1976. - С. 37-41.
- Ю. Лацинян Л.А., Угаров С.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. - М.:Недра, 1978. - 136 с.
11. Шербук Н.Д. Крутящий момент свинчивания замковых резьбовых соединений//Нефтяное хоз-во. - 1970. - № 3. - С. 12-15.
12. Копей Б.В. Определение оптимальных моментов свинчивания замковых резьбовых соединений//Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений, вып. 18. Респ.межвед.науч.-техн.сборник. - Львов:Виша школа. - 1981. - С. 59-63.
13. Altman T. Umlaufbiegeversuche an Model-Gewindeverbindern für Schwerstangen //Erdöl und Kohle. - 1960. - № 3. - P. 134-159.
14. Trishman L.E. Methods for the improvement of drillcollar joints evaluated by full size fatigue tests//Drilling and production practice. - 1972. - № 5. - P. 314-322.
15. Махутов Н.А. Сопротивление элементов конструкций хрупкому разрушению. - М.:Машиностроение, 1973. - 200 с.
16. Партон В.З., Морозов В.М. Механика упругопластического разрушения. - М.:Наука, 1985. - 504 с.
17. Андрейкив А.Е. Пространственные задачи теории трещин. - Киев: Наук.думка, 1982. - 348 с.
18. Романив О.Н., Андрусив Б.Н., Борешкевич В.И. Трещинообразование при усталости металлов//Физ.-хим.механика материалов. - 1988. - № 1. - С. 3-13.
19. Романив О.Н. Вязкость разрушения конструкционных сталей. - М.: Металлургия, 1979. - 176 с.
20. Баштанников Л.А., Копей Б.В. Компонировка бурильной колонны, равнонадежной по сопротивлению труб усталости/Обз.инф.ВНИИ экон., орг. пр-ва и техн.-экон.инф. в газ. пром-ти//Бурение газ. и газоконденсат скважин. - 1986. - № 3. - 42 с.

61. Петрина Ю.Д., Куликовский И.И., Скрыпник И.Д. Влияние воды на кинетику распространения усталостных трещин в образцах из бурильных труб/Ив.-Фр. ин-т нефти и газа. Ив.-Франковск, 1986. - 6с (рукоп.пел. в УкрНИИТИ 29.09.86., № 2360 - Ук).
62. Исследование циклической трещиностойкости материалов буровых труб/Ярема С.Я., Попович В.В., Пронив В.А.//Физ.-хим. механика материалов. - 1978. - № 3. - С. 106-108.
63. Дячков А.А. Долговечность бурильных труб с усталостными трещинами//Разведка и охрана недр. - 1982. - № 5. - С. 34-36.
64. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М.:Машиностроение. - 1977. - 232 с.
65. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений/Ивасив В.М., Лисканич М.В., Турчин В.А. и др. //Прикладная механика. - 1985. - 21, № 10. - С. 130-131.
66. Dover W.D., Topp D.A. Fatigue crack growth in threaded "tether" connections /Adv. Fract. Res. Proc. 6th Int. Conf. Fract, Oxford e.a., 1984. - p. 1967-1974.
67. Чернов Б.А., Бабюк И.С., Гнип И.П. Исследование трещиностойкости сталей марки Д и ЦОХИЗМА, применяемых в бурении//Физ.-хим. механика материалов. - 1988. - № 5. - С. 97-99.
68. Чернов Б.А., Бабюк И.С. Исследование периода зарождения усталостных трещин в сталях//Нефтяная и газовая пром-сть. - 1990. - С. 29-31.
69. ЕД-50-345-82. Методические указания. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при циклическом нагружении. - М.:Изд-во стандартов, 1983. - 96 с.
70. Микитишин С.И., Левицкий М.О. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоян-

ном коэффициенте интенсивности напряжения/В кн.: Методы и средства оценки трещиностойкости конструктивных материалов. Сб. науч. тр. Киев:Наук.думка, 1980. - С. 226-228.

71. Богатырев В.А., Горбунова Т.С. Результаты стендовых исследований развития усталостных трещин в бурильных трубах с приваренными электроконтактным способом замками/Расчет и исследование труб и трубных колонн//Гипровостокнефть, Куйбашев. - 1981. - С. 48-52.
72. Лавинян А.А., Ляпков А.А. Исследование характера усталостного излома бурильных труб в зависимости от запаса прочности по переменным нагрузкам/Экспресс-инф. ВИАУС//Техн. и технолог. геол.-разв. работ, организация пр-ва. - 1981. - № 7. - С. 13-19.
73. Газанчан Б.И. Исследование усталостной прочности крупных конических резьбовых соединений/Автореферат дис.канд.техн.наук. - М.: 1972. - 163 с.
74. Бабик И.С., Чернов Б.А. Модель распространения фронта усталостных трещин в резьбовых соединениях//Нефт. и газ. пром-сть. - 1989. - № 4. - 23-25.
75. Сопротивление материалов/Под ред.акад. АН УССР Писаренко Г.С. - К.:Вища школа. Головное изд-во, 1986. - 775 с.
76. Панько А.Н. Определение коэффициента интенсивности напряжений при изгибе полого цилиндра с внешней кольцевой трещиной//Физ.-хим. механика материалов. - 1978. - № 4. - С. 117-119.
77. Вкобори Т. Научные основы прочности и разрушения материалов. - Киев:Наук. думка, 1978. - 352 с.
78. Ашмарин И.И., Васильев Н.Н., Амбросов В.А. Быстрые методы статической обработки и планирование экспериментов. - Л.:Изд-во Ленинградского ун-та, 1975. - 78 с.

79. Фишер Р. Статические методы для исследований. - М.: Мир, 1958. - 118 с.
80. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. - М.: Металлургия, 1963. - 272 с.
81. Олейник Н.В., Магденко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. - Киев: Наук.думка, 1987. - 200 с.
82. Миллер К. Ползучесть и разрушение. - М.: Металлургия, 1986. - 120 с.
83. Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Ковчик С.Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. - Киев: Наук.думка, 1977. - 273 с.
84. Holder R. Environmental effect on fatigue crack initiation and propagation in cast steel // The Influence of Environment on Fatigue. - 1977. - №4. - P. 37-41.
85. Панасюк В.В., Остап О.И., Костык В.М. Зарождение усталостных трещин у концентраторов напряжений // Физ.-хим. механика материалов. - 1985. - № 6. - С. 3-10.
86. Бабюк И.С. К вопросу о разработке метода прогнозирования числа циклов нагружения до зарождения усталостной трещины в резьбовых соединениях буровой колонны. - Львов, 1989. - 6с. - деп. в ВИНИТИ. 14.05.89, № 3965-В 89.
87. Луков В.В. Затяжка резьбовых соединений // Вестник машиностроения. - 1980. - № 3. - С. 26-28.
88. Бултан В.З., Сирак А.Е., Василенко И.И. Понижение выносливости стали при воздействии сероводородсодержащих сред // Физ.-хим. механика материалов. - 1986. - № 4. - С. 36-39.
89. Nakasa K., Takei H. Effect of temperature on the frequency dependency of crack propagation velocity in delayed failure under cyclic load // Eng. Fract. Mech. - 1978. - 10, №4. - P. 783-793.

90. Бабей Ю.И., Житков В.Б. Кинетика усталостного разрушения конструкционных сталей различной категории прочности в воде высоких параметров//Физ.-хим.механика материалов. - 1986. - № 4. - С. 77-79.
91. Романив С.Н., Никифорчин Г.Н. Механика коррозионного разрушения конструкционных сплавов. - М.:Металлургия, 1986. - 294 с.
92. Бреча С.И. Исследование роста усталостных трещин и кинетические диаграммы усталостного разрушения//Физ.-хим.механика материалов. - 1977. - № 4. - С. 3-22.
93. Романив С.Н., Гладкий Я.П., Вима Ю.В. Влияние структурных факторов на кинетику трещин усталости в конструкционных сталях //Физ.-хим.механика материалов. - 1976. - № 5. - С. 23-28.
94. Панасюк В.В., Андрейкив А.Л., Ковчик С.В. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. - Киев.:Наук.думка, 1977. - 280 с.
95. Трощенко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. - Киев.:Наук.думка, 1981. - 342 с.
96. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов. - М.:Металлургия, 1976. - 455 с.
97. Трощенко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении. - Киев.:Наук.думка, 1981. - 344 с.
98. Черепанов Г.Н. Механика хрупкого разрушения. - М.:Наука, 1974. - 64 с.
99. Paris L.E. Crack initiation and propagation in the cast steel // J.Fract, 1979. - №4. - P.132-140.
00. Слейник В.В., Марценко А.Н., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. - Киев: Наук.думка, 1987. - 200 с.
01. Романив С.Н., Вольдемаров А.В., Никифорчин Г.Н. О фактах акселерации роста трещин при коррозионной усталости высокопроч-

- ных сталей // Физ.-хим. механика материалов. - 1980. - № 5. - С. 21-27.
02. Erdogan F., Ratwanly M. Fatigue and fracture of cylindrical shells containing a circumferential crack // Int. J. Fract. Mech. - 1970. - 6, №4. - P. 379-390
03. Branco C.M., Radon J.C., Culver L.E. An analysis of the influence of mean stress intensity and environment on fatigue crack growth in a new high strength aluminium alloy // J. Test. and Eval. - 1975. - 3, №6. - P. 407-413.
104. Микляев В.Г., Нешпор Г.С., Кудряшов В.Г. Кинетика разрушения. - М.:Металлургия, 1979. - 280 с.
105. Ганулич Б.К., Билый Л.М., Рябцев В.В., Войцеховский Н.И. Коррозионно-механическая стойкость стали 28Х2МДБ в 3 %-м водном растворе хлорида натрия // Физ.-хим. механика материалов. - 1989. - № 4. - С. 69-73.
106. Коменив В.Н., Кивиферия Г.Н., Вольнемеров А.В. О факторах ускорения роста трещин при коррозионной усталости высокопрочных сталей // Физ.-хим. механика материалов. - 1980. - № 5. - С. 21-27.
107. Panasyuk V.V., Ratyeh L.V., Dmytrakh I.M. Fatigue crack growth in corrosive environments // Fatigue Eng. Mater. Struct. - 1984. - №1. - P. 1-11.
108. Чернов В.А., Еабик В.С. Влияние коррозионной среды на работоспособность резьбовых соединений // Материалы Всесоюз. совещ. "Защита от коррозии нефтегазового оборудования в процессе стр-ва предприятий нефт. и газ. пром-сти. - М.:НИИ, 1987. - С. 180-181.

109. Панько В.И., Кульчицкий-Жигалло Э.С. Определение предельной нагрузки при растяжении буровых труб с внешней кольцевой трещиной//Изв.-хим. механика материалов. - 1988. - 13. - С. 88-91.
110. Панько В.И. Определение коэффициента интенсивности напряжений при растяжении и изгибе поллого цилиндра с внутренней кольцевой трещиной. - Львов, 1978. - 9 с. - деп. в ВНИИТМ 17.03.78, г 690-78 деп.
111. Мочернюк Д.В. Исследование и расчет резьбовых соединений труб применяемых в нефтедобывающей промышленности. - М.: Недра, 1970. - 138 с.
112. Brinegar D.W., Grews S.T. Using large Drill collars successfully//Reprinted from JPT.-1970.-18.- P. 990-1006.

Приложение I

Расчет оптимальных значений натягов для первого и второго
свинчивания

Тип замка	$F_H, \text{ см}^2$	$H_1, \text{ мм}$	$H_2, \text{ мм}$
ЗН-80	15,3	2,86	2,04
ЗН-95	24,3	2,45	1,75
ЗН-108	35,0	2,17	1,55
ЗН-140	61,0	1,80	1,29
ЗН-172	87,6	2,00	1,42
ЗН-197	93,7	2,39	1,71
ЗН-108	27,5	3,6	2,57
ЗН-118	32,6	2,22	1,59
ЗН-146	44,2	2,01	1,43
ЗН-178	66,0	2,69	1,92
ЗН-203	74,5	2,58	1,84
ЗУ-108	27,5	3,6	2,57
ЗУ-120	35,9	3,3	2,35
ЗУ-155	46,0	3,04	2,17
ЗУ-185	64,6	2,71	1,93
УБТ-146	50,3	1,92	1,37
УБТ-178	82,5	2,5	1,78
УБТ-203	122,5	2,19	1,56
УБТС1-146	55,6	1,86	1,33
УБТС1-178	80,4	2,52	1,8
УБТС1-203	111,3	2,26	1,61
УБТС1-229	144,5	2,07	1,48
УБТС1-254	147,7	2,06	1,47

При коэффициенте трения в резьбе $\mu = 0,9+0,10$.

Приложение 2

Рекомендуемые крутящие моменты свинчивания замковых
резьбовых соединений

Тип замка	F_H , см ²	M рек. при $\sigma_{0,2} = 700$ МПа, кН·м	Расчетные	
			Мкр. св. ст. 45 $\sigma_{0,2} = 620$ МПа, кН·м	Мкр. св. ст. 40ХН2МА, $\sigma_{0,2} =$ 940 МПа, кН·м
ЗН-80	15,3	3,20 - 3,84	4,0	6,9
ЗН-90	24,3	6,47 - 7,75	7,7	13,1
ЗН-108	35,0	10,19 - 12,16	11,6	19,7
ЗН-113	45,0	10,32 - 12,89	13,5	23,4
ЗН-140	61,0	22,82 - 27,51	24,1	40,6
ЗН-172	87,6	39,85 - 48,13	41,0	68,7
ЗН-197	93,7	47,29 - 56,42	46,6	78,4
ЗЛ-108	27,5	8,18 - 9,81	9,8	16,7
ЗЛ-118	32,6	10,49 - 12,66	11,9	20,6
ЗЛ-146	44,2	17,18 - 20,74	19,3	30,3
ЗЛ-178	66,0	31,64 - 38,16	33,8	57,0
ЗЛ-203	74,5	40,91 - 49,53	42,4	74,0
		M рек. при $\sigma_{0,2} = 650$ МПа		
УБТС1-146	55,6	20,0 - 23,0	23,6	40,5
УБТС1-178	80,4	36,0 - 41,0	38,6	65,7
УБТС1-203	111,3	48,0 - 54,0	56,6	97,7
УБТС1-229	144,5	60,0 - 66,0	70,4	117,1
УБТС1-254	147,7	68,0 - 80,0	83,9	131,3
УБТС1-273	147,7	75,0 - 87,0	86,6	135,9
УБТС1-299	147,7	82,0 - 92,0	88,9	140,3

Приложение 3

Рекомендуемые и расчетные значения крутящего момента
свинчивания замковых резьбовых соединений ЗН-80 и ЗШ-146

Марка стали	ЗН-80		ЗШ-146	
	рекомендуемые		расчетные	
	$\sigma_{0,2}$, МПа	M , кН·м	$\sigma_{0,2}$, МПа	M , кН·м
ст.45 $\sigma_{0,2} = 470$ МПа	210	2,1	360	3,6
ст.45 $\sigma_{0,2} = 620$ МПа	210	2,1	400	4,0
ст.40ХН2МА $\sigma_{0,2} = 680$ МПа	285	2,85	490	4,9
ст.40ХН2МА $\sigma_{0,2} = 940$ МПа	440	4,4	690	6,9

Приложение 4

Результаты исследований моментов выбора натяга M_H для различных типоразмеров УБТ

Тип УБТ	Значение осевого натяга H , мм	Момент выбора натяга M_H , кН·м
УБТ-80	1,0	1,95
	1,5	3,25
	2,0	4,6
	2,5	6,9
УБТ-146	1,0	4,2
	1,5	9,7
	2,0	16,4
УБТ-178	0,5	2,9
	1,0	7,8
	1,5	12,8
	2,0	20,7
УБТ-203	0,5	3,8
	1,0	9,4
	1,5	15,3
	2,0	24,0

При свинчивании применялась смазка ГС-1 + 20 % МС-20%