

М 449064
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ХАЖИНСКИЙ Григорий Моисеевич

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТЬ
ЭЛЕМЕНТОВ СТАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

Специальность 01.02.06 — динамика,
прочность машин, приборов и аппаратуры

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Москва — 1986

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте по монтажным и специальным строительным работам.

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук
профессор С.А.Шестериков;

доктор технических наук
профессор Е.М.Морозов;

доктор технических наук
В.В.Ларионов.

Ведущая организация: НПО ЦНИИТМАШ.

Защита диссертации состоится "19" февраля 1987 г.
на заседании специализированного Совета Д.053.15.08
"Динамика и прочность машин" МВТУ имени Н.Э.Баумана
по адресу:
107005, г.Москва, Б-5, 2-ая Бауманская ул., дом 5.

Наши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
подписями, прилагаются по указанному адресу.

Один экземпляр реферата хранится в библиотеке

_____ 198 г.

М 449034

В.В.Дубинин

Актуальность работы. Важнейшей задачей промышленного строительства является экономия трудовых и материальных ресурсов. Один из путей ее решения заключается в разработке обоснованных требований к проектированию и изготовлению конструкций, что позволит снизить расход материала и трудозатраты. Стальные трубопроводы находят массовое применение в различных отраслях, поэтому даже при относительно небольшом сокращении трудозатрат или экономии металла на одном элементе достигается значительный экономический эффект по всему объему промышленного строительства в СССР.

Одной из главных причин выхода из строя трубопроводов является усталость материала при циклических изменениях внешней нагрузки. Применение в расчетах на выносливость современных методов механики разрушения позволяет вскрыть резервы несущей способности и обосновать как метод расчета, так и необходимый уровень качества изготовления. Для решения этой проблемы необходим анализ закономерностей усталостного роста мелких трещин, определяющих долговечность элементов трубопроводов. Важное значение приобретает также возможность приближенной оценки основных параметров механики трещин. Эти вопросы еще недостаточно изучены, что делает актуальной задачу развития методов оценки выносливости конструкций на основе механики трещин.

Цель работы заключается в разработке методов оценки выносливости элементов стальных трубопроводов на основе всестороннего анализа их напряженно-деформированного состояния, а также условий зарождения и роста трещин.

Метод исследования. Для решения поставленной задачи использованы современные представления теории пластичности и механики трещин. Расчеты элементов трубопроводов выполнялись методами строительной механики и МКЭ с привлечением данных тензометрирования. Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными по усталости лабораторных образцов и натурных элементов.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Разработана модель пластического течения, учитывающая характерные особенности циклического деформирования сталей.
2. Предложена и обоснована гипотеза о законе распределения удельной работы деформации по контуру вершины надреза, что позволило установить связь между коэффициентом концентрации напряжений и



значением $\int$ -интеграла. На этой основе получена поправка к формуле Нейбера для коэффициентов концентрации напряжений и деформаций в упругопластических телах с надрезами.

3. Выведены и экспериментально обоснованы уравнения, описывающие распространение длинных трещин при монотонном и циклическом нагружении.

4. Предложена модель зарождения и роста мелких трещин в гладких образцах при растяжении-сжатии и циклическом изгибе. Теоретически получены уравнения Коффина и Лэнжера.

5. Разработана методика расчета эффективного коэффициента концентрации напряжений в надрезанных образцах и сварных соединениях.

6. Получены формулы для приближенной оценки коэффициента интенсивности напряжений (КИН) поверхностных трещин в стыковых и крестообразных сварных соединениях пластин, в стенках прямых и изогнутых труб, в стыковых сварных соединениях трубопроводов и на сходе наружных швов плоских приварных фланцев.

7. Проведены исследования, позволившие уточнить напряженно-деформированное состояние изогнутых труб с неправильной формой поперечного сечения и оценить их несущую способность при повторных нагружениях внутренним давлением.

Практическая ценность работы заключается в следующем:

1. Показана возможность практического использования уравнения Лэнжера для оценки выносливости труб и отводов. Это уравнение и методика расчета эффективного коэффициента концентрации напряжений должны найти применение в Нормах расчета на прочность элементов трубопроводов и других конструкций.

2. Разработана методика оценки прочности изогнутых труб при повторных нагружениях внутренним давлением. На этой основе сформулированы требования к выбору размеров и необходимому качеству изготовления отводов.

3. Разработана методика оценки долговечности сварных стыковых соединений труб и получены экспериментальные характеристики роста трещин. Эти результаты использованы при разработке технических требований на допустимую величину внутреннего смещения кромок при сборке стыков труб под сварку.

4. Дана методика расчета на усталость соединений труб с плоскими приварными фланцами. Сделаны рекомендации об устранении внутреннего сварного шва для ряда категорий трубопроводов.

Апробация работы. Результаты работы докладывались на семинарах

" Прикладная теория пластичности и ползучести " МЭТУ им. Н.Э. Баумана в 1981, 1982 и 1985 г.г., на Всесоюзной конференции по экспериментальным исследованиям инженерных сооружений в Таллине (1981г.), на Всесоюзной конференции по повышению долговечности и надежности машин и приборов в Куйбышеве (1981г.), на научном семинаре " Теория пластичности " МЭТУ им. М.В. Ломоносова в 1982г., на межотраслевых семинарах АН СССР по трубопроводным системам в 1979 и 1985г.г., на научно-технической конференции по методам оценки и путях повышения трещиностойкости труб в Челябинске (1985г.).

Публикации. Материалы диссертации опубликованы в 25 статьях, а также в тезисах докладов и научно-технических отчетах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, общих выводов, списка литературы и приложения общим объемом 336 стр. Содержит 235 стр. основного текста, 139 рисунков на 66 стр., 23 таблицы, список литературы из 186 наименований на 19 стр. и приложение на 12 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе диссертации рассмотрены основные закономерности циклического деформирования сталей. Для отражения влияния деформационной анизотропии на начало текучести и последующее упрочнение материала введены два типа добавочных напряжений: β_{ij} и α_{ij} . Полагается, что девиатор добавочных напряжений второго типа пропорционален девиатору пластических деформаций: $\alpha'_{ij} = \frac{2}{3} a \epsilon_{ijp}$. В свою очередь приращение девиатора добавочных напряжений первого типа пропорционально приращению пластической деформации, причем коэффициент пропорциональности является функцией интенсивности активных напряжений второго типа:

$$d\beta'_{ij} = \frac{2}{3} f(\beta_i) d\epsilon_{ijp}, \quad (1)$$

где $\beta_i^2 = \frac{3}{2} \beta'_{ij} \beta'_{ij}$, $\beta'_{ij} = \sigma'_{ij} - \alpha'_{ij}$.

При одноосном нагружении $\sigma = S + P$, где S и P - активное и добавочное напряжения первого типа. Для стабильного материала $S = \sigma_T$ и $dP = d\sigma$. Для описания кривых растяжения-сжатия выражение (1) представлено в виде

$$dP/d\epsilon_p = C_1 - C_2 |\sigma - a\epsilon_p|/\bar{r}, \quad (2)$$

где $\bar{r} = \sigma_T$ для стабильного материала, $|\sigma - a\epsilon_p| = \beta_i$.

На рис.1 показаны диаграммы прямого и обратного нагружений циклически стабильного материала. При прямом нагружении и развитии пластического течения интенсивность активных напряжений второго типа оказывается равной G_* . Линейный участок диаграммы прямого нагружения описывается соотношением: $G = G_* + \alpha \varepsilon_p$. Следовательно при $\varepsilon_p > \varepsilon_{p*}$ (рис.1) в расчетах может быть использована известная модель трансляционного упрочнения, в которой $\beta = \alpha$ и $G_T = G_*$. Уравнение диаграммы обратного нагружения имеет вид:

$$G^o = 2G_* + \alpha \varepsilon_p - 2(G_* - G_T) \exp(-C_2 \varepsilon_p^o / G_T). \quad (3)$$

В точках К и O_1 (рис.1) величины активных напряжений второго типа одинаковы и кривые KG и O_1G при совмещении совпадают. Таким образом модель отражает существование единой кривой обратного нагружения, которая была установлена в экспериментах Р.М. Шнейдеровича и А.П. Гусенкова. Согласно модели площадь петли пластического гистерезиса остается постоянной при варьировании величин средних напряжений и деформаций как в условиях мягкого ($G_d = \text{const}$), так и жесткого ($\varepsilon_d = \text{const}$) нагружений.

Особенностью углеродистых сталей является наличие площадки текучести в исходном нагружении и ее отсутствие при последующем циклическом деформировании. Для описания этого явления принято, что наряду со смещением поверхности нагружения происходит равное ему по модулю уменьшение радиуса (изотропное разупрочнение). Изменение радиуса поверхности нагружения Мизеса задано в виде:

$$\frac{d\rho}{|d\varepsilon_p|} = C_2 G_T \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_{min}} \right), \quad (4)$$

где ρ_{min} — радиус стабилизированной поверхности нагружения. Параметр α в уравнении (2) равен нулю на площадке текучести, а за ее пределами скачком возрастает до величины α_m .

Для проверки модели на машине ЛМЭ 10ТМ проведены испытания на растяжение-сжатие образцов из Ст.3, вырезанных из прутка в состоянии поставки. Эксперименты подтвердили, что на площадке текучести радиус поверхности нагружения уменьшается от G_T до ρ_{min} . Получены следующие значения постоянных: $G_T = 235$ МПа, $G_* = 244$ МПа, $\rho_{min} = 159$ МПа, $C_2/E = 0,45$, $\alpha_m/E = 0,022$. Радиус поверхности нагружения определялся путем экстраполяции расчетной

кривой пластического течения на вертикаль $\varepsilon_p = 0$.

Наряду с разупрочнением на площадке текучести в сталях может также происходить изменение свойств от цикла к циклу. В.В.Москвитиним был сформулирован обобщенный принцип Мазинга, согласно которому единственным параметром, определяющим циклическую нестабильность, является текущее значение предела текучести. Предложенная в диссертации модель приводит к тем же результатам при дискретном изменении σ от цикла к циклу.

Вторая глава диссертации содержит анализ роста трещин при циклическом нагружении. Распространение длинных сквозных трещин в пластинах зависит от размаха коэффициента интенсивности напряжений, асимметрии цикла и среды. При упругопластическом деформировании материала в нетто-сечении величина КИН теряет физический смысл и используется введенное Г.П.Черепановым и Райсом понятие J -интеграла. Для свободного от поверхностной нагрузки по контуру глубокого выреза эта величина равна

$$J = \int_{-\pi/2}^{\pi/2} W(\theta) \rho \cos \theta d\theta, \quad (5)$$

где $W(\theta) = \int G_{ij} d\varepsilon_{ij}$, ρ - радиус дна выреза, θ - угол полярных координат с полюсом в центре окружности дна выреза.

Принята гипотеза, что удельная работа деформации по краю выреза определяется соотношением

$$W(\theta) = W_{\max} \cos \theta. \quad (6)$$

После подстановки (6) в (5) с учетом, что в пределах упругости $W_{\max} = \alpha_n^2 G_n^2 / E'$ и $J = K^2 / E'$, находится значение КИН:

$$K = \alpha_n G_n \sqrt{\pi \rho / 4} \quad (7)$$

Для плоского напряженного состояния $E' = E$, а при плоской деформации $E' = E/(1 - \nu^2)$. Подстановка в (7) известных выражений для теоретического коэффициента концентрации напряжений в надрезанных пластинах и цилиндрических образцах при растяжении и изгибе показала, что гипотеза (6) обеспечивает точное значение КИН в отличие от принятого Райсом и Г.П.Черепановым закона распределения деформации по контуру выреза в виде $\varepsilon(\theta) = \varepsilon_{\max} \cos^2 \theta$.

В результате анализа численных данных Ши и Хатчинсона, Хилтона и др. получены приближенные выражения для подсчета J -ин-

теграла в упругопластических телах с трещинами. При аппроксимации диаграммы растяжения материала в виде:

$$\varepsilon = \begin{cases} \varepsilon_T (\sigma/\sigma_T) & \text{при } \sigma \leq \sigma_T \\ \varepsilon_T (\sigma/\sigma_T)^n & \text{при } \sigma > \sigma_T \end{cases} \quad (8)$$

величина J -интеграла подсчитывается по формуле:

$$J = \begin{cases} \frac{f_n^2 \pi \ell}{1 - \frac{1-m}{2\beta} \left(\frac{\sigma_H}{q_m \sigma_T} \right)^2} \cdot \frac{\sigma_H^2}{E'} & \text{при } \sigma_H \leq q_m \sigma_T \\ \frac{f_n^2 \pi \ell}{1 - \frac{1-m}{2\beta}} \cdot \frac{\sigma_H^2}{E'} \cdot \left(\frac{\sigma_H}{q_m \sigma_T} \right)^{n-1} & \text{при } \sigma_H > q_m \sigma_T \end{cases} \quad (9)$$

Здесь $q_m = 1 + (q_0 - 1)(1 + m)/(1 - m)$ - параметр, отражающий повышение несущей способности надрезанного образца по сравнению с гладким того же номинального сечения, f_n - параметр формы образца с трещиной. При изгибе полосы с боковым надрезом и $m = 1/n = 0$ величина $q_m = q_0 = 1,5$. Для плоского напряженного состояния $\beta = 1$, а при плоской деформации $\beta = 3$ и σ_T увеличивается на 15,5%.

Гипотеза (6) использована также при построении модели статического разрушения при монотонном нагружении. На основе принятых допущений, что максимальная работа деформации в надрезе равна скрытой теплоте плавления $\mathcal{L}_m$ и докритический рост трещины в условиях плоской деформации осуществляется за счет увеличения радиуса в вершине трещины, получено следующее выражение:

$$\Delta \ell = \frac{2J}{\pi \mathcal{L}_m} \approx 62 \frac{J}{E} \quad (10)$$

Эта формула согласуется с экспериментальными данными для зоны интенсивной вытяжки материала в вершине трещины.

Для случая циклического нагружения введено понятие эффективного размаха КИН, при котором приращение длины трещины за цикл описывается соотношением (10). С учетом статической составляющей усталостного роста трещины получено следующее выражение для скорости ее распространения ($v = d\ell/dN$):

$$v = \frac{A \Delta K}{[1 - 0,5(R - |R|)]^{2\beta}} \cdot \frac{(1 - \sqrt{\Delta K_{th}/\Delta K})^2}{1 - K_{max}^2/K_{fc}^2}, \quad (11)$$

где ΔK , K_{max} — размах и максимальные значения КИН в цикле, A — постоянная, δ — коэффициент, зависящий от напряжений, ΔK_p — пороговый размах КИН, K_{fc} — циклическая вязкость разрушения. Пороговый размах КИН, ниже которого развитие трещины не происходит, согласно опытным данным определяется соотношением:

$$\Delta K_{th} = \begin{cases} K_{th}(1-R)^\delta & \text{при } R = \sigma_{min}/\sigma_{max} \leq 0, \\ K_{th}(1-R) & \text{при } R_c > R > 0, \\ \Delta K_{thc} = K_{th}(1-R_c) & \text{при } 1 > R > R_c. \end{cases} \quad (12)$$

Проведенный анализ экспериментальных данных С.Я.Яремы, В.Т.Трощенко, В.В.Ларионова, Н.А.Махутова, Клеснила, Лукаша, Восиковского, Биверса, Ритчи и др. позволил установить, что при низких амплитудах номинальных напряжений показатель δ примерно равен единице. Коэффициент A с точностью $\pm 50\%$ равен $28/E^2$. При $2 < \Delta K/\Delta K_{th} < 10$ уравнение (11) можно представить в виде

$$V = \frac{1,4}{[1 - 0,5(R - 1R)]^{2\delta}} \cdot \frac{\Delta K^3}{\Delta K_{th} E^2} \quad (13)$$

Оно соответствует закону Париса с показателем степени равным трем.

Экспериментальные данные свидетельствуют о том, что с увеличением амплитуды напряжений значение δ уменьшается и при знакопеременном пластическом течении материала в нетто-сечении $\delta = 0$. Для оценки скорости распространения усталостной трещины в последнем случае необходимо перейти от ΔK к эквивалентному J -интегралу размаху КИН: $\Delta K_j = \sqrt{E' \Delta J}$. При $\delta = 0$ согласно (12) $\Delta K_{th} = K_{th}$. Таким образом полагается, что при знакопеременном пластическом деформировании и отнулевом упругом нагружении диаграммы усталостного роста трещин совпадают при замене ΔK_j на ΔK .

На основе анализа известных численных данных получены простые аппроксимирующие формулы для оценки КИН в полуэллиптических поверхностных трещинах при изгибе или растяжении пластин. Так как по фронту трещины должны выполняться условия плоской деформации, то поправкой Ирвина на пластическую зону пренебрегается. Обработка экспериментальных данных по циклическому растяжению и изгибу пластин показала, что долговечность надежно оценивается в предположении роста полукруговой поверхностной трещины нормального отрыва.

В третьей главе рассмотрены вопросы зарождения и роста поверхностных трещин в гладких образцах при циклическом нагружении. Смитом, Топпером и Эль-Хаддадом сделано допущение, что на поверхности гладкого образца имеется фиктивная трещина глубиной ℓ_0 . Это позволило установить связь между пороговым размахом КИН и пределом выносливости ΔG_{th} : $\Delta K_{th} = 1,12 \Delta G_{th} \sqrt{\pi(\ell + \ell_0)}$. В идеально гладком образце $\ell = 0$. Однако физический смысл величины ℓ_0 не был определен. Не рассматривалась также зависимость глубины фиктивной трещины от асимметрии цикла и не учитывалась стадия зарождения трещины. У гладких образцов при растяжении-сжатии в плоскости максимальных касательных напряжений зарождается поверхностная трещина сдвига, близкая по форме к полукруговой. При достижении ее радиусом значения a_c равного 1 - 2 диаметрам зерна осуществляется переход ко второй стадии, контролируемой нормальным отрывом.

В диссертации полагается, что этот переход определяется условием достижения на краю полукруговой трещины сдвига порогового условия нормального отрыва:

$$\Delta K_{thc} = \Delta K_{\text{эф}}, \quad (14)$$

где $\Delta K_{\text{эф}} = \Delta K \frac{\Delta K_{thc}}{\Delta K_{th}}$.

При коэффициенте асимметрии цикла $R \geq 0$ величина $\Delta K_{\text{эф}}$ подсчитана по критерию максимальных напряжений σ_i для трещины, берега которой нагружены касательными и нормальными напряжениями. Полагается, что для трещины нормального отрыва $\Delta K_{\text{эфI}} / \Delta K_I = 1 - R_c / 1 - R$, а при сдвиге $\Delta K_{\text{эфII}} = \Delta K_{II}$. Учитывая влияние зоны пластических деформаций в вершине трещины сдвига и приближенное соотношение $\Delta K_{\text{эф}} = 0,65 \Delta K_{\text{эфI}} + 1,15 \Delta K_{\text{эфII}}$, из (12) и (14) получено уравнение:

$$K_{th} = G_{\max, th} \sqrt{\pi a_R / 2}, \quad (15)$$

где $a_R = \frac{a_c}{4} \left(0,65 + 1,35 \frac{1-R}{1-R_c} \right)$.

При $R = R_c$ $a_R = a_c$ т.е. радиус фиктивной полукруговой трещины равен его физическому значению, а при $R = 0$ и $R_c = 0,6$ $a_c = 4 a_c$.

При $R < 0$ существенную роль играет трение по берегам трещины. Анализ экспериментальных данных показал, что в этом случае справедливо следующее пороговое условие распространения трещин:

$$K_{th} = \Delta G_{np} \sqrt{\pi a_c / 2}, \quad (16)$$

где
$$\Delta \mathcal{G}_{np} = \begin{cases} \mathcal{G}_{нmax} - \mathcal{G}_{нmin} \mathcal{G}_{нmax} / \mathcal{G}_0 \\ \Delta \mathcal{G}_н \text{ при } \mathcal{G}_{нmax} / \mathcal{G}_0 \geq 1 \end{cases} \quad (17)$$

Здесь $\mathcal{G}_0$ — предел выносливости при $R = 0$. На рис. 2 показана обработка данных Усами по растяжению-сжатию пластин из малоуглеродистой стали с двумя боковыми надрезами глубиной l . По оси абсцисс отложена полуудлина l_e эквивалентной центральной трещины в пластине неограниченных размеров. В соответствии с предложенной моделью кажущееся снижение ΔK_{th} можно трактовать как повышение раскрытия трещины за счет влияния касательных напряжений на ее берегах и пластического деформирования материала.

При оценке долговечности сделано допущение, что скорость роста поверхностной трещины сдвига постоянна и равна скорости нормального отрыва в момент перехода к второй стадии усталостного разрушения. Для расчета ΔK_j наряду с приведенным напряжением по формуле (17) задается величина приведенной деформации: $\Delta \mathcal{E}_{np} = \Delta \mathcal{G}_{np} / E + \Delta \mathcal{E}_p$. В условиях знакопеременного пластического деформирования $\Delta \mathcal{G}_{np} \approx \Delta \mathcal{G}$, $\Delta \mathcal{E}_{np} \approx \Delta \mathcal{E}$ и эквивалентный J -интегралу размах КИН для фиктивной полукруговой трещины радиусом a_0 равен:

$$\Delta K_j = \sqrt{\frac{1}{2} \Delta \mathcal{G} \Delta \mathcal{E} E a_0} \quad (18)$$

Трещина не распространяется, если выполняется условие

$$\Delta K_j \leq K_{th} \quad (19)$$

В соответствии с законом (13) скорость роста трещины сдвига при $\delta = 0$ и замене ΔK на ΔK_j , а ΔK_{th} на K_{th} равна:

$$V_i = \frac{1,4 \Delta K_j^3}{E^2 K_{th}} \quad (20)$$

В качестве условия зарождения усталостного разрушения принято образование трещины сдвига радиусом $a_c = a_0/4$. Согласно (18) и (20)

$$\Delta \mathcal{E} N_i^\beta = C_i \quad (21)$$

где $\beta = 1/1,5(1+m)$, $C_i = (10,9 \Delta \mathcal{E}_{-1}^{0,5-1,5m})^{-\beta}$.

При выводе уравнения (21) была использована степенная аппроксимация диаграммы циклического деформирования (8), где $\mathcal{G}_T$ и

ε_T заменены соответственно на G_{-1} и ε_{-1} . Для стадии распространения трещины также получено аналогичное (21) выражение. Число циклов до разрушения определяется соотношением:

$$\Delta \varepsilon N_f^\beta = C_f. \quad (22)$$

При $\Delta \varepsilon \approx \Delta \varepsilon_p$ уравнение (22) совпадает с уравнением Коффина, в котором показатель $\beta = 0,53-0,56$ при $m = 0,20-0,25$, а величина C_f близка к единице.

Таким образом определены условия как малоциклового усталости, так и неограниченной выносливости гладких образцов при растяжении-сжатии. Анализ промежуточных случаев в диссертации рекомендовано выполнять с помощью аппроксимации, отражающей условия роста трещин аналогично (11):

$$\frac{\Delta J^{\frac{1}{1+m}} - \Delta J_{th}^{\frac{1}{1+m}}}{1 - J_{max}/J_{fc}} = C_f N_f^{-\beta}. \quad (23)$$

При $R = -1$ и $J_{max}/J_{fc} \ll 1$ из (23) получено соотношение $\Delta \varepsilon - \Delta \varepsilon_{-1} = C_f N_f^{-\beta}$, которое совпадает с уравнением Лэнжера при $\beta = 0,5$. В общем случае

$$\frac{(\Delta G \Delta \varepsilon / \Delta G_{th} \Delta \varepsilon_{th})^{\frac{1}{1+m}} - 1}{1 - G_{max} \varepsilon_{max} / G_c m} = \frac{C_f}{\Delta \varepsilon_{-1}} \left(\frac{\Delta G_{-1}}{\Delta G_{th}} \right)^{\frac{2}{1+m}}. \quad (24)$$

С помощью (24) проведена обработка экспериментальных данных Мэнсона, Любука и др. В результате установлено, что теоретические значения постоянных хорошо согласуются с опытными величинами.

При испытаниях на знакопеременный изгиб предел выносливости оказывается примерно на 20% выше, чем при растяжении-сжатии. Это объясняется стеснением пластического течения, а также градиентом напряжений. Радиус фиктивной трещины подсчитывается по формуле: $a_0 = 0,24 (K_{th}/G_{-1})^2$. С учетом неупругой составляющей деформации при растяжении-сжатии для предварительной оценки величины радиуса a_0 в последней формуле принято $K_{th} = 5,5 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. Зависимость a_0 от G_{-1} и G_c при $G_{-1} = 0,45 G_c$ показана на рис.3.

Для оценки долговечности при изгибе использована схема идеального двутавра, согласно которой номинальная деформация подсчитывается так же, как и при однородном напряженном состоянии, а величина предела текучести условно увеличивается в q_m раз. Аналогичный подход был применен при расчете J -интеграла для пластины с боковым надрезом в условиях чистого изгиба. При симметричном изгибе из уравнения (23) следует:

$$\frac{(\sigma_{на}/\sigma_{-1})^{\frac{2}{1+m}} (\sigma_{на}/q_m \sigma_{-1})^{\frac{n-1}{1+m}} - 1}{1 - (\sigma_{на}/q_m \sigma_b)^{n-1} (\sigma_{на}/\sigma_b)^2} = \frac{C_f}{\Delta \epsilon_{-1}} N_f^{-\beta} \quad (25)$$

При амплитуде номинальных напряжений $\sigma_{на} < q_m \sigma_{-1}$ в (25) следует полагать $\sigma_{на}/q_m \sigma_{-1} = 1$. Расчет по уравнению (25) сопоставлен с результатами испытаний на знакопеременный изгиб цилиндрических и плоских образцов, а также с экспериментами на изгиб с вращением.

Использование понятия фиктивной трещины дало возможность разработать простую методику для оценки влияния шероховатости поверхности на выносливость. На основе сопоставления расчета с экспериментальными данными радиус начальной полукруговой трещины принят равным $A_0 + 2,5 R_z$, где R_z — высота неровностей на поверхности детали. Как показали расчеты, с уменьшением A_0 и, соответственно, ростом σ_b влияние качества поверхности на предел выносливости увеличивается. Модель фиктивной трещины определяет также зависимость предела выносливости при изгибе от размера и формы поперечного сечения образца.

В четвертой главе приведены результаты исследования напряженно-деформированного состояния и сопротивления усталости образцов с концентраторами напряжений. Для определения значений максимальных напряжений и деформаций в концентраторе был использован метод Г.П.Черепанова — Райса, основанный на оценке J -интеграла. В соответствии с результатами, полученными во второй главе, максимальная удельная работа деформации на поверхности концентратора при $\sigma_{на}/q_m \sigma_{-1} \leq 1$ определена следующим образом:

$$W_{max} = \frac{1}{2 E'} \cdot \frac{\alpha_n^2 \sigma_n^2}{1 - \frac{1-m}{2} \left[\left(\frac{\sigma_n}{q_m \sigma_{-1}} \right)^2 - \left(\frac{1}{\alpha_n q_m} \right)^2 \right]} \quad (26)$$

Из (8) и (26) следует, что величины деформаций и напряжений в вершине надреза определяются по формулам:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_T \left(\frac{1-m}{2} + \frac{1+m}{2} \alpha_n^2 f_p^2 \frac{G_n \varepsilon_n}{G_T \varepsilon_T} \right)^{\frac{1}{1+m}}, \quad (27)$$

$$G_{\max} = G_T \left(\varepsilon_{\max} / \varepsilon_T \right)^m, \quad (28)$$

где $f_p^{-2} = 1 - \frac{1-m}{2} \left[\left(\frac{G_n}{q_m G_T} \right)^2 - \left(\frac{1}{\alpha_n q_m} \right)^2 \right]$.

Это приближенное решение сопоставлено с численными данными Е.М. Морозова и Г.П. Никиткова для полосы из упругого идеальнопластического материала с двумя боковыми выкружками как в условиях плоского напряженного состояния, так и плоской деформации. В данном случае известны теоретические значения q_0 . Анализ показал, что учет стеснения деформированию в нетто-сечении позволяет уточнить расчет коэффициентов концентрации напряжений и деформаций. Предложенная методика дала хорошее согласование с данными Гриффиса (тензометрирование и расчет МКЭ растянутой пластины с двумя боковыми выточками), Моубрея и Макконели (тензометрирование и расчет МКЭ цилиндрических образцов с кольцевым надрезом). Для неглубоких надрезов величина q_m близка к единице.

В расчетах долговечности образцов с концентраторами напряжений необходимо получить оценку КИН для мелких трещин в вершине надреза. Анализ численных данных показал, что при $\ell \ll \rho$ величина КИН равна $K' = 1,12 \alpha_n G_n \sqrt{\pi \ell'}$. Если же радиус надреза того же порядка величины, что и длина трещины, то $K' = 1,12 \alpha_\ell G_n \sqrt{\pi \ell'}$, где $\alpha_\ell = f_n \sqrt{1 + \ell_n / \rho} / 1,12$, ℓ_n — глубина надреза. В промежуточном случае значение КИН определяется выражением: $K = 1,12 \alpha G_n \sqrt{\pi \ell'}$, где параметр α находится по интерполяционной формуле:

$$(1,12\alpha - 1)^{-2} = (1,12\alpha_n - 1)^{-2} + (1,12\alpha_\ell - 1)^{-2}. \quad (29)$$

Подобная интерполяция была впервые использована Нейбером для оценки теоретического коэффициента концентрации в надрезах средней глубины. Расчет по формуле (29) сопоставлен с решениями для двух симметричных трещин у края отверстия в пластине при одноосном и двухосном растяжении, а также с численными данными Мураками для трех различных типов концентраторов.

Для больших по сравнению с ℓ радиусов надреза величина эффективного коэффициента концентрации равна α_n и пороговое условие роста трещины имеет вид:

$$K_{th} = 0,81 \alpha_n \Delta G_{nth} \sqrt{\pi a_c / 2} . \quad (30)$$

При этом разрушение в корне надреза определяется теми же условиями, что и в гладком образце при $R = -1$. Для глубоких надрезов при $R \leq 0$ пороговое условие роста фиктивных полукруговых трещин с учетом (17) имеет вид:

$$K_{th} = \alpha_\ell \frac{\Delta G_{nth}}{1-R} \left(1 - \frac{R}{1-R} \frac{\Delta G_{nth}}{0,81 \Delta G_{-1}} \right) \sqrt{\pi a_c / 2} . \quad (31)$$

Обозначив эффективный коэффициент концентрации для глубоких надрезов $\alpha_{ef} = \Delta G_{-1} / \Delta G_{nth}$, из (30) при $\alpha_n = 1$ и (31) получим:

$$\alpha_\ell = \frac{0,81(1-R)\alpha_{ef}}{1 - R/0,81(1-R)\alpha_{ef}} . \quad (32)$$

Из (32) по известному расчетному значению α_ℓ находится α_{ef} . Для оценки эффективного коэффициента концентрации напряжений используется интерполяционная формула (29), в которой α заменяется на α_f , а α_ℓ на α_{ef} .

Сопоставлены расчетные и экспериментальные значения пределов выносливости по данным Фроста (растяжение-сжатие пластин с V-образным надрезом), Ниситани и П.И.Кудрявцева (изгиб с вращением образцов с кольцевым надрезом), В.П.Кобаева и М.Я. Гальперина (изгиб с вращением при наличии глубоких кольцевых надрезов), Мураками и Эндо (изгиб с вращением образцов с мелкими глухими сверлениями), Помпа и Хэмпеля (растяжение-сжатие надрезанных цилиндрических образцов из различных сталей).

Для оценки долговечности надрезанных образцов использовано обобщенное уравнение Лэнжера (25), где G_{-1} заменено на G_{-1n} . Результаты расчетов сопоставлены с экспериментальными данными Мураками и др. (растяжение-сжатие цилиндрических образцов с мелкими глухими сверлениями), Удогучи (растяжение-сжатие цилиндрических образцов с кольцевым надрезом), Лукаша (растяжение-сжатие пластин с центральным отверстием) и Мики (плоские образцы с двусторонним V-образным надрезом). Показано, что с

определенным запасом по долговечности величина C_f в данном случае может быть определена по результатам испытаний гладких образцов.

Рассмотрена выносливость некоторых типов сварных соединений пластин. Их особенностью является наличие начальных дефектов, которые полагались эквивалентными полукруговой трещине радиусом a_g . Согласно принятой расчетной схеме эквивалентный J -интегралу размах КИН для сварных соединений определен в виде

$$\Delta K_j = \alpha \Delta G_{np} \sqrt{\pi (a_R + a_g)/2}, \quad (33)$$

$$\text{где } \Delta G_{np} = \begin{cases} G_{н\max} - G_{н\min} \frac{\alpha G_{н\max}}{G_0} & \text{при } R < 0 \text{ и } \frac{\alpha G_{н\max}}{G_0} < 1 \\ G_{н\max} - G_{н\min} & \text{при } R \geq 0 \text{ или } \frac{\alpha G_{н\max}}{G_0} \geq 1 \end{cases}$$

Значение $a_R = a_0$ при $R \leq 0$. Расчет сварного соединения сведен к расчету гладкой пластины с радиусом полукруговой трещины $a_R + a_g$ и номинальным напряжением, увеличенным в α раз. Анализ экспериментальных данных показал, что при $R > 0$ заметную роль играют остаточные сжимающие напряжения в зонах концентрации напряжений. В первом приближении для этого случая можно принимать величину порогового размаха напряжений $\Delta G_{н\max}$ равной $G_{н0}$ - пределу выносливости соединения в условиях отнулевого растяжения. При наличии больших остаточных напряжений растяжения это условие справедливо и при отрицательных значениях R .

Сопротивление усталости сварных соединений принято сравнивать с пределом выносливости пластин в состоянии поставки при одинаковых значениях коэффициента асимметрии цикла. Анализ экспериментальных данных, приведенных в работах Г.П.Карзова, В.П.Леонова, Б.Т.Тимофеева, В.П.Когаева, В.И.Труфякова, В.В.Ларионова, Мюнзе и др. свидетельствует о том, что в расчетах на усталость сварных соединений пластин из углеродистой стали можно принимать $\alpha_g \approx 2,5 R_z$. Эта величина равна в среднем 100 мкм. В данном случае эффективный коэффициент концентрации напряжений совпадает по величине с геометрическим фактором α , который определяется расчетом.

Для стыковых соединений пластин величина α для трещины на сходе шва определена по формуле, полученной в результате аппроксимации численных данных Хасебе, Уэда и Альбрехта:

$$\alpha_y = \sqrt{1 + C_h h / a_0 + a_g}, \quad (34)$$

где h - высота усиления, $C_h = 0,19 \arctg(130 \frac{a_0 + a_g}{h} \sin \theta)$.

θ - угол схода шва. Как показала обработка экспериментальных данных для трещин на сходе шва стыковых соединений пластин можно принять $C_h = 0,2$. С помощью формулы (34) проведен анализ экспериментальных данных И.И.Макарова и Т.М.Емельяновой по влиянию высоты усиления на предел выносливости.

Для оценки долговечности сварных соединений пластин также использовано обобщенное уравнение Лэнжера. На его основе проанализированы экспериментальные данные Смита и Эль-Хаддада по выносливости стыковых и крестообразных соединений стальных пластин. Кривые усталости гладких и надрезанных образцов, построенные в координатах $\lg \Delta \bar{\sigma}_{yc} - \lg N_f$, оказываются параллельными друг другу в области малоциклового усталости. Величина $\bar{\sigma}_{yc} = \sqrt{G_H E \varepsilon_H}$ называется условным напряжением по Нейберу. Эта величина, умноженная на α_f , определяет долговечность гладких и надрезанных образцов, а также сварных соединений пластин при знакопеременных пластических деформациях в нетто-сечении.

Для крестообразных соединений пластин в результате обработки численных данных Усами и Кусумото, а также Альбрехта получены приближенные выражения для оценки геометрического фактора α_K , входящего в формулу расчета КИН: $K = 1,12 \alpha_K \sqrt{\pi \ell}$. При растяжении крестообразного соединения с толщиной основной пластины S и глубиной трещины ℓ на сходе углового шва величина геометрического фактора определяется по формуле:

$$\alpha_{KN} = \left[\frac{1 + (\theta/\pi)^2}{4\pi \ell / S} \right]^{1-\lambda} \geq 1, \quad (35)$$

где λ - показатель, обеспечивающий нетривиальное решение системы однородных уравнений для угловой особенности, θ - угол наклона поверхности углового шва к основной пластине. Значения λ в зависимости от θ известны из решения задачи теории упругости для клина. Принятое выражение для α_{KN} обеспечивает условие предельного перехода для мелкого ($\theta = 0$, $\lambda = 1$ и $K = 1,12 G_H \sqrt{\pi \ell}$) и глубокого ($\theta = \pi$, $\lambda = 0,5$ и $K = 2 G_H \sqrt{S/2\pi}$) надрезов. При изгибе величина углового фактора определена по формуле:

$$\alpha_{KH} = \left[\frac{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{\ell}{\pi} \right)^2}{6\pi\ell/S} \right]^{1-\lambda} \geq 1. \quad (36)$$

Это выражение также соответствует условию предельного перехода от малого к глубокому надрезу. При оценке выносливости крестообразных соединений с начальным полукруговым дефектом радиусом $a_0 + a_f$ последнюю величину следует подставлять вместо ℓ в формулы (35) и (36). Найденное таким образом значение геометрического фактора используется в (33) для определения величины ΔK_f . Проведенная обработка экспериментальных данных подтвердила эффективность предложенной методики расчета на усталость сварных соединений пластин.

В пятой главе изложена методика расчета КИН для поверхностных трещин в элементах трубопроводов. Показан переход от пластин к осесимметричным оболочкам и затем к сварным стыковым соединениям труб и угловым швам плоских приварных фланцев.

При растяжении полосы с двумя боковыми надрезами с условием $\ell/S < 0,25$ величина КИН может быть подсчитана по формуле:

$K = 1,1G \sqrt{\pi\ell}$, где G — напряжение в неослабленном сечении полосы. При растяжении полосы шириной S с одним боковым надрезом глубиной ℓ с учетом напряжений изгиба при внецентренном растяжении ослабленного сечения величина КИН представлена в виде суммы двух составляющих: $K_N^{раст} = 1,1G \sqrt{\pi\ell}$ и $K_N^{из} = G \sqrt{\pi\ell} \frac{\ell}{S-\ell} (1 + 1,6 \frac{\ell}{S})$. Для случая изгиба полосы с боковым надрезом принята следующая аппроксимация численных данных: $K_M = \frac{6M}{S^2} (1 + 5 \frac{\ell^3}{S^3}) \sqrt{\pi\ell}$.

В диссертации проведен анализ численных данных Г.П.Никишкова и Е.М.Морозова для растяжения цилиндрической оболочки с кольцевой трещиной, а также данных Эмери, Сегедина, Грандта, Бови и др. для продольной несквозной трещины в цилиндрической оболочке, нагруженной внутренним давлением. На этой основе, а также учитывая данные Оглосби и Ломацкого для экваториальной трещины в сферической оболочке, получено следующее выражение для приближенного подсчета КИН в осесимметричных оболочках при расположении поверхностных трещин вдоль линий кривизны:

$$K = C_p (K_N^{раст} + 2K_N^{из}), \quad (37)$$

где $\chi = \frac{1}{1 + 7s/\rho_{\text{экс}}}, \frac{1}{\sqrt{\rho_{\text{экс}}}} = \frac{1}{\sqrt{r_1}} + \frac{1}{\sqrt{2r_2}}, C_p = 1 + \rho/\sigma.$

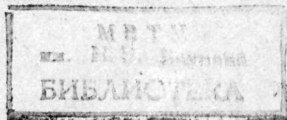
$1/r_1$ и $1/r_2$ - главные кривизны оболочки по линии трещины и в перпендикулярном направлении, σ - напряжение под действием внутреннего давления, нормальное к линии трещины.

Для дополнительной проверки формулы (37) был проведен расчет КИН для кольцевой трещины на внешней стороне торообразной оболочки, находящейся под действием внутреннего давления. Значение КИН определялось методом податливости с использованием симплекс-элементов на ЭВМ БЭСМ-4М. Было рассчитано 6 вариантов с изменением размеров оболочки и глубины трещины. Погрешность приближенной оценки КИН по формуле (37) в данном случае не превышала 18%. Она связана с неточным определением изгибной составляющей КИН и при $\ell/s < 0,3$ становится незначительной. При

$\ell/s < 0,1$ вторым слагаемым в формуле (37) можно пренебречь, так как эффекты внецентренного растяжения для ослабленного трещиной сечения оболочки становятся незначительными. Аналогичный вывод справедлив для поверхностных полуэллиптических трещин. В последнем случае кривизна оболочки не влияет на величину КИН.

Для определения допустимой величины технологических дефектов при сборке и сварке стыковых соединений трубопроводов проведен анализ напряженно-деформированного состояния стыкового соединения труб с наружным и внутренним смещениями кромок, разнотолщиной соединяемых элементов, непроваром и усилением шва (рис.4). Были изготовлены трубчатые образцы с соответствующими данным дефектам концентраторами напряжений. Образцы нагружались внутренним давлением. В процессе испытаний с помощью малогазных тензодатчиков, разработанных в МИСИ им.В.В.Куйбышева, исследовалось распределение деформаций на внутренней и наружной поверхностях трубчатого образца. Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчета по теории оболочек и МКЭ позволили выявить основные факторы, определяющие величину и распределение напряжений в корне шва, где при односторонней сварке происходит зарождение усталостной трещины.

На основе проведенного анализа предложена формула для приближенной оценки КИН трещин в корне шва, показанного на рис.4:



$$K = \frac{N_2}{S_{np}} \left(1 + n \frac{2 S_{np}}{r} \right) \sqrt{\pi l_{np}} \left[1,1 + \frac{l_{np}}{S_{np} - l_{np}} \cdot \frac{1 + 1,6 \frac{l_{np}}{S_{np}}}{1 + \frac{7 S_{np}}{r}} + \frac{3 \frac{h}{S_{np}} (1 + 5 \frac{l_{np}^3}{S_{np}^3})}{1 + \frac{7 S_{np}}{r}} \right], \quad (38)$$

где N_2 - осевое усилие, $l_{np} = l + 0,3 \Delta b_n$, $S_{np} = \frac{S_I + S_{II}}{2} + h + 0,3 \Delta b_n$, $r = 0,5 (r_I + r_{II})$, $n = 0,5 p r / N_2$.

Точность формулы (38) была проверена путем сопоставления с результатами численного определения КИН в реальных соединениях методом податливости. Было рассмотрено 16 вариантов геометрии соединения, в которых менялась глубина трещины и наиболее характерные параметры стыкового соединения труб. Установлено, что расчет по формуле (38) обеспечивает точность не ниже 10%. Анализ решения показал, что для стальных технологических трубопроводов с $P_y \leq 10$ МПа влиянием высоты усиления можно пренебречь, полагая в выражении (38) $h = 0$.

Расчет плоских приварных фланцев на усталость связан с оценкой напряжений на сходе наружного углового шва (шов 1 на рис.5). Основой принятого в диссертации расчета послужила методика И.А. Биргера, в которой тарелка фланца рассматривается как кольцо. Расчетная схема фланцевого соединения и соответствующие обозначения показаны на рис.5. Для более точного определения напряжений в зоне углового шва в методику И.А.Биргера были внесены следующие дополнения:

- выделена короткая оболочка $ABCD$ с длиной, равной катету сварного шва, и толщиной стенки изменяющейся линейно по длине от величины S до $S + K$.

- учтен изгибающий момент от перерезывающей силы на внутренней расточке фланца.

- исключено допущение о равенстве нулю радиального перемещения в месте стыковки фланца и трубы.

В случае приварки фланца к трубе наружным и внутренним швами (1 и 2 на рис.5) наиболее нагруженным оказывается сечение CD , где осевые напряжения определены по формуле:

$$\sigma_{02} = \frac{p r_1}{2S} + \frac{32 M_{\text{изг}}}{\pi r_1 S^2}, \quad (39)$$

где $M_{эф} = P_6 r_6 - R_n r_n - P_2 r_2 - P_1 r_1$,

$$\eta = \left\{ 1 + \alpha \beta (K + 0,5h) + \frac{2,1}{r_1} \left(\frac{h}{S} \right)^3 \lg \frac{r_n}{r_6} \left[\frac{K}{3} + \frac{1}{\beta} \left(1 - \frac{\alpha}{2} \right) \right] \right\}^{-1},$$

$$\alpha = \frac{1 + \beta (h + 2K) \left(1 + \frac{\beta K}{3} \right)}{1 + 0,5\beta (h + 2K)},$$

Проверка данного решения с помощью МКЭ показала, что формула (39) на 16% завышает величину осевых напряжений на сходе шва. Решение МКЭ позволило также установить, что внутренний шов оказывается слабо нагруженным.

Для анализа возможности приварки фланца к трубе одним наружным швом был проведен расчет МКЭ фланцевого соединения с удаленным внутренним швом. На основе полученных численных данных была разработана методика расчета одношовных соединений методами строительной механики. В ней было принято, что стыковка фланца и трубы осуществляется через короткую коническую оболочку $BCDB$ с толщиной стенки $S/\sqrt{2}$ и длиной $\sqrt{2}K$. Погрешность в вычислениях осевых напряжений не превышала при этом 12%. Расчеты показали, что изгибные напряжения в трубе на сходе наружного шва в данном случае заметно ниже, чем в двухшовном соединении. Однако в наружном сварном шве, рассматриваемом как короткая коническая оболочка с толщиной стенки $S/\sqrt{2}$, напряжения изгиба оказываются вдвое больше, чем в трубе. Установлено, что уровень максимальных осевых напряжений в зоне сварного шва сохраняется практически одинаковым для обоих типов соединений.

В точках B и C наружного шва (рис.5) сказывается влияние угловой особенности, которое не учитывается методами строительной механики. Для оценки влияния этого фактора были проведены расчеты КИН в трещинах на сходе шва и на линии сплавления наружного шва с тыльной стороной фланца. Установлено, что при равных относительных длинах трещин значения КИН в обоих рассмотренных сечениях оказываются примерно одинаковыми. Численные данные по КИН для трещины на сходе наружного шва хорошо согласуются с оценкой по формуле:

$$K = 2\sqrt{e} \left(\alpha_{KN} G_{02}^{расг} + \alpha_{KM} G_{02}^{уз} \right), \quad (40)$$

где α_{KN} и α_{KM} определяются выражениями (35) и (36), найденными при рассмотрении крестообразных соединений пластин.

В шестой главе изложены результаты исследования напряженно-деформированного состояния и несущей способности отводов (колен) под действием внутреннего давления. Отводы (рис.6) являются одними из наиболее распространенных элементов трубопроводов. Для протяжных и штампосварных отводов характерно постоянство толщины стенки по периметру поперечного сечения, у гнутых - толщина стенки на внешней стороне меньше, чем на внутренней.

Эксперименты В.Г.Гребенкина, А.Г.Камерштейна и других исследователей показали, что напряжения безмоментного напряженного состояния торообразной оболочки под действием внутреннего давления не отражают ее реальную несущую способность. Для теоретического решения этой задачи в диссертации исследована локализация пластического деформирования в наиболее нагруженных зонах отвода.

В расчете был принят ассоциированный с поверхностью текучести Треска - Сен-Венана закон пластического течения. Материал полагался жесткопластическим со степенным упрочнением. Так как при нагружении отводов внутренним давлением $\sigma_\varphi > \sigma_\theta > 0$, то для принятого закона пластического течения $d\varepsilon_\theta = 0$. Поскольку $d\varepsilon_\theta = du/(R+r \sin \varphi)$, где u - перемещение оболочки параллельно плоскости изгиба, то расстояние между точками А и С на рис.6 остается неизменным. В момент локализации деформации в наиболее нагруженной точке А равнотолщинного отвода выполняется условие: $d\sigma_\varphi/\sigma_\varphi + dS/S = 0$. С учетом соотношений $dS/S = -d\varepsilon_\varphi$ и $d\sigma_\varphi/\sigma_\varphi = m d\varepsilon_\varphi/\varepsilon_\varphi$ находится максимальная величина внутреннего давления в момент локализации деформации стенки. Согласно полученному решению нормативный коэффициент несущей способности равнотолщинного отвода, равный отношению предельных давлений для прямой трубы и отвода, вычисляется по формуле:

$$\eta_1 = \frac{1 - 0,5K}{1 - K} 2^{-m}, \quad (41)$$

где $K = r/R$, R - радиус кривизны осевой линии отвода.

Аналогичное решение для изогнутых труб, у которых толщина стенки изменяется по закону $S = S_0/(1 + K \cos \varphi)$, приводит к следующему выражению для коэффициента несущей способности:

$\eta_2 = (1 + 0,5K) \cdot 2^{-m}$. Проведенные во ВНИИмонтажспецстрое эксперименты подтвердили достоверность полученного решения. Установ-

лено, что при $m = 0,2$ прочность протяжных с $R/D_n \geq 2$ и гнутых с $R/D_n \geq 1,6$ отводов не ниже несущей способности прямой трубы под действием внутреннего давления.

Для анализа напряжений в зоне гофр, а также влияния местных пластических деформаций на форму поперечного сечения отвода ВНИИмонтажспецстроем совместно с МИСИ им. В.В. Куйбышева проведено тензометрирование наружной поверхности отводов, полученных гибкой бесшовных труб из стали 20 на станках с зональным нагревом ТВЧ. Измерения показали, что при данной технологии гибки форма поперечного сечения отвода близка к правильному овалу. Была разработана и сопоставлена с данными тензометрирования методика приближенного расчета напряжений в гофрах на внутренней сторонегиба. Установлено, что максимальная деформация изгиба на поверхности гофра высотой h равна: $\varepsilon_{\text{гиз}} = 3h\varepsilon_\theta / S_0$, где ε_θ - средняя по толщине стенки осевая деформация при $\varphi = \pi/2$ (рис.6). Сделан вывод, что в технических условиях на изготовление отводов высота гофр должна задаваться в зависимости от толщины стенки.

В отводах, полученных путем холодной гибки в ручье, наряду с овальностью значительное влияние на изгиб стенки под действием внутреннего давления оказывая отклонения формы поперечного сечения типа трех-, четырехгранности и т.д. Изменение формы поперечного сечения отвода связано с тем, что продольные напряжения имеют радиальную составляющую, которая может рассматриваться как внешняя вертикальная нагрузка $q = G_\theta S / R$. При изгибе часть трубы, располагающаяся в ручье, имеет форму полукружности, а внешняя сторона трубы деформируется под действием распределенной нагрузки q . Секундный модуль во внешнем полукольце определяется выражением: $G_t/\varepsilon_t = \sqrt{3}G_T/2k\cos\varphi$. Расчет заделанного по краям полукольца позволил определить остаточные радиальные перемещения поперечного сечения гнутого отвода. Для найденной формы поперечного сечения установлено, что под действием внутреннего давления напряжения изгиба стенки в зоне нейтралы оказываются в 2,8 раз больше значения, подсчитанного по измеренной овальности:

$\alpha = 200(D_{\text{max}} - D_{\text{min}})/(D_{\text{max}} + D_{\text{min}})\%$. С учетом возможности неплотного прилегания трубы к поверхности ручья рекомендуется для оценки напряжений изгиба стенки в зоне нейтралы определять расчетную овальность по формуле:

$$\alpha_{расч} = \alpha + 1,8 \alpha_{min}, \quad (42)$$

где $\alpha_{min} = 1,2/\lambda^2(1-\kappa)$ — минимальное значение овальности в %, которое достигается при гибке в ручье, α — измеренная или определенная по техническим условиям величина овальности, $\lambda = RS/r^2$. Расчет по формуле (42) показал удовлетворительное согласование с результатами измерений формы гибов, проведенных УралВТИ.

Для численной оценки перераспределения напряжений и деформаций при локальном пластическом течении отводов с неправильной формой поперечного сечения разработан специальный конечный элемент, который обладает дополнительной степенью свободы (относительным углом поворота) по сравнению с известным вариантом осесимметричного симплекс-элемента. Задача сведена к решению системы уравнений, где неизвестными являются перемещения узлов и относительный угол поворота. В данном случае матрица жесткости не является ленточной, что усложняет решение системы алгебраических уравнений высокого порядка на ЭВМ. Задача решалась методом последовательных приближений, причем на каждом шаге расчета учитывались дополнительные узловые силы от поворота поперечного сечения. Это позволило полностью сохранить алгоритм решения осесимметричных задач с ленточной матрицей жесткости.

В качестве примера определено напряженно-деформированное состояние гнутого отвода $R \times D_n \times S = 150 \times 70 \times 5$ мм с овальным поперечным сечением под действием внутреннего давления. В этом случае плоскость изгиба является плоскостью симметрии и расчетное поперечное сечение разбивалось на 312 треугольных элементов. При упругом деформировании отвода численные значения напряжений на внутренней поверхности в зоне нейтрали оказались близкими к величинам, полученным по теории оболочек Д.Л.Костовецким. Был проведен также упругопластический расчет отвода из идеально-пластического материала. В этом случае установлено, что произведение кольцевых деформаций и напряжений в зоне локального пластического течения на нейтрали остается примерно постоянным и равным величине, полученной при упругом расчете. Этот результат позволяет выполнять расчет J -интеграла для поверхностных трещин в отводах с локальными зонами циклического пластического деформирования на основе известного аналитического решения для упругих оболочек постоянной толщины.

В сильмой главе рассмотрены экспериментальные исследования прочности элементов и соединений трубопроводов при повторных нагружениях внутренним давлением. Дана оценка экономической эффективности от внедрения отдельных результатов работы.

Усталостные разрушения труб под действием пульсирующего внутреннего давления происходят вследствие роста на внутренней поверхности полуэллиптических трещин. Обобщенное уравнение Лэнжера (23) для отнулевого цикла нагружения трубы внутренним давлением при $m = 0,25$ имеет вид:

$$\frac{(G_f^{экр}/G_o^{тр})^{1,6} - 1}{1 - (G_f^p/G_b)^5} = M_f N_f^{-0,53}, \quad (43)$$

где $G_f^{экр} = G_f^p + G_f^{из}$, G_f^p и $G_f^{из}$ — окружные мембранные и изгибные напряжения в трубе, $G_o^{тр}$ — предел выносливости при $R = 0$ в рабочей среде образца с шероховатостью внутренней поверхности трубы. Параметр M_f определяется по формуле:

$$M_f = \frac{E \epsilon_f}{2 G_{-1}} \left(\frac{2 G_{-1}}{G_{ож}} \right)^{\frac{2}{1+m}}, \quad (44)$$

где G_{-1} — предел выносливости данной стали при растяжении-сжатии на воздухе, $G_{ож}$ — предел выносливости гладкого образца при $R = 0$ в рабочей среде.

Обозначим $G_f^{экр} = \alpha_{тр} G_f^p$. Величина $\alpha_{тр}$ имеет смысл коэффициента концентрации напряжений на внутренней поверхности трубы. При обработке результатов испытаний труб на основе уравнения (43) и известных значениях G_f^p определяются опытные величины $G_o^{тр}/\alpha_{тр}$ и M_f . В диссертации проанализированы результаты испытаний труб пульсирующим внутренним давлением, приведенные в работах М.С. Бабицкого и др., Хаслэма, Пэдлога и Раттингера. Обработка обобщенных экспериментальных данных, приведенных в DIN 2413 (ФРГ), показала, что $G_o^{тр}/\alpha_{тр} = G_b / 3,8$ и $M_f = 1000$. Для сваренных под флюсом труб вместо $\alpha_{тр}$ следует подставлять $\alpha_{тр}/\psi_w$, где $\psi_w = 0,55$ — коэффициент снижения сопротивления усталости в продольном сварном шве.

УралВТИ были проведены циклические гидравлические испытания холоднодеформированных гибов из стали 12Х1МФ с $R \times D_n \times S = 60 \times 32 \times 4 \text{ мм}$. Величина $G_f^{экр}$ определялась по результатам замеров геометрии труб. Расчет по формуле (43) показал, что для этого случая следует принять $G_o^{тр} = 200 \text{ МПа}$ и $M_f = 1000$.

ВНИИмонтажспецстроем спроектирована и изготовлена установка для испытаний элементов трубопроводов пульсирующим внутренним давлением до $P_{\max} = 20$ МПа. Использование в ней разделителей сред дало возможность заполнять образцы водой. На этой установке были испытаны отводы из бесшовных труб с $R \times D_n \times S = 190 \times 89 \times 4$ мм и $370 \times 159 \times 7$ мм. Материал сталь 20. Испытывались также гибы сварных труб из стали 3 с $R \times D_n \times S = 290 \times 114 \times 5$ мм и $540 \times 216 \times 9$ мм, у которых шов располагался на нейтрали. Гибка в обоих случаях осуществлялась на станках с зональным нагревом ТВЧ. Анализ экспериментальных данных показал, что уравнение (43) может быть использовано для оценки долговечности трубопроводов малоагрессивных сред при $G_o^{TP} = 200$ МПа, $M_f = 1000$ и $\varphi_w = 0,55$.

Для обоснования технических требований к качеству сборки стыков ВНИИмонтажспецстроем были проведены испытания пульсирующим внутренним давлением сварных стыковых соединений бесшовных труб из стали 20. Сварка осуществлялась полуавтоматом в среде CO_2 с использованием проволоки Св 08Г2С. Наружные диаметры колец изменялись в пределах 377 – 273 мм, а толщины стенок варьировались от 4 до 12 мм. Торцы колец растачивались под V-образную разделку с увеличенным притуплением, благодаря чему обеспечивался конструктивный непровар в корне шва. Внутреннее смещение кромок изменялось от 0 до 4,8 мм. Всего было испытано 26 образцов.

Разрушение образцов начиналось с течи в сварном шве, после чего трещина быстро развивалась в окружном направлении. Анализ изломов показал, что распространение трещины от начального непровара происходит на значительной длине и в расчетах ее можно рассматривать как кольцевую. Обозначив $V_{cp} = \ell_k - \ell_n / N_f$ и $\Delta K_{cp} = [(\ell_k - \ell_n) / \int_{\ell_n}^{\ell_k} d\ell / \Delta K^3]^{1/3}$ после интегрирования уравнения Париса с показателем равным трем, получено соотношение:

$$V_{cp} = C \Delta K_{cp}^3, \quad (45)$$

где $\Delta K_{cp} = 1,9 \Delta K_n$ при $0,1 \leq \ell_n / \ell_k \leq 0,4$, ΔK_n – начальный размах КИН, ℓ_n и ℓ_k – начальная и конечные длины трещин. Расчет КИН проводился по формуле (38). Уравнение (45) при $C = 4,3 \cdot 10^{-11}$ МПа⁻³ м^{-0,5} цикл⁻¹ показано сплошной линией на рис.7. Здесь же нанесены экспериментальные точки. Проведенное исследование позволило оценить допустимые пределы значений внутреннего смещения кромок.

На установке пульсирующим внутренним давлением были испытаны также соединения плоских приварных фланцев с $D_f = 150$ мм.

Обнаружено, что циклическое нагружение приводит к снижению плотности затвора по сравнению с монотонным нагружением. Во всех случаях нарушение плотности соединения сопровождалось разрывом паронитовой прокладки.

Для сравнения выносливости фланцевых соединений с одним и двумя швами проведены испытания на циклическое растяжение с помощью пульсатора ЦШМ 100. Были испытаны патрубки с фланцами по краям, приваренные как одним, так и двумя швами. Средние значения чисел циклов до разрушения при $N_{max} = 170$ кН и $N_{min} = 40$ кН оказались примерно равными для одношовного ($1,3 \cdot 10^5$) и двухшовного ($1,2 \cdot 10^5$) соединений. Разброс по долговечности составлял до 50% от средней величины. Расчет с использованием выражения (40) при $\sigma_0 + \sigma_g = 0,4$ мм дал $N_f = 1,2 \cdot 10^5$ циклов. Во всех случаях трещина развивалась на сходе наружного шва. Дополнительным подтверждением практической равнопрочности в неагрессивных средах обоих типов фланцевых соединений являются эксперименты Маркла и Джорджа на циклический консольный изгиб труб с фланцами на краю. Проведенные расчеты соединений с плоскими фланцами по ГОСТ 12820-80 показали, что в соединениях с мягкими прокладками более вероятно нарушение плотности, чем разрушение сварных швов.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выполнено комплексное исследование процессов деформирования и разрушения материала при циклическом нагружении:

- предложена модель пластического течения с двумя типами добавочных напряжений и показано существование в рамках модели единой диаграммы циклического деформирования материала;

- сформулирована гипотеза о законе распределения работы деформации по контуру трещины, которая позволила установить связь между коэффициентами концентрации напряжений и деформаций у дна выреза и величиной J - интеграла;

- на основе допущения о равенстве максимальной работы деформации в вершине трещины скрытой теплоте плавления получены уравнения, определяющие рост трещины при монотонном и циклическом нагружении;

- построена модель зарождения и роста поверхностных трещин при циклическом нагружении гладкого образца и показана связь предела выносливости с асимметрией цикла, средой, масштабным

фактором и качеством поверхности;

- теоретически получено уравнение Коффина и установлена связь его постоянных с деформационными характеристиками сталей;

- предложено обобщенное уравнение Лэнжера и определены его параметры при растяжении-сжатии и циклическом изгибе гладких и надрезанных образцов;

- разработана и экспериментально обоснована методика теоретической оценки эффективного коэффициента концентрации напряжений в надрезанных образцах и сварных соединениях пластин.

2. Решен ряд важных для практики задач механики трещин:

- получена оценка КИН для трещин на краю выреза;

- разработана методика расчета КИН для трещин на сходе сварного шва в стыковых и крестообразных соединениях пластин;

- найдены аналитические выражения для КИН в поверхностных трещинах на линиях кривизны осесимметричных оболочек, находящихся под действием внутреннего давления;

- разработана методика расчета КИН для трещин в корне шва сварного стыкового соединения трубопровода;

- разработана методика расчета КИН для трещин на сходе наружного углового шва плоского приварного фланца.

3. На основе тензометрирования, расчетов МКЭ и методами теории оболочек исследовано напряженно-деформированное состояние элементов и соединений трубопроводов:

- разработана методика оценки напряжений в сварных швах фланцевых соединений и обоснована возможность приварки плоского фланца к трубе одним наружным швом;

- определены напряжения в стыковом сварном соединении труб с различными дефектами сборки и сварки;

- решена задача предельной несущей способности отводов под действием внутреннего давления и определены соответствующие технологии их изготовления коэффициенты несущей способности;

- разработана методика расчета напряжений изгиба стенки в гофрах гнутых отводов под действием внутреннего давления и показано, что допустимая высота гофр должна задаваться в зависимости от номинальной толщины стенки трубопровода;

- определено формоизменение трубы при холодной гибке в ручье и даны рекомендации об учете реальных отклонений формы поперечного сечения в расчетах на выносливость;

- с помощью специально разработанного конечного элемента решена трехмерная задача о локальном пластическом деформировании отвода под действием внутреннего давления и показано, что, входящее в выражение J - интеграла для поверхностной трещины, произведение кольцевых напряжений и деформаций может быть определено расчетом в пределах упругости.

4. Проведено экспериментальное исследование прочности элементов трубопроводов, на основе которого

- подтвержден вывод теоретического решения, что несущая способность гнутых отводов с $R/D_n \geq 1,6$ под действием внутреннего давления не ниже прочности прямых труб;

- показана возможность применения обобщенного уравнения Лангра для оценки выносливости прямых и изогнутых труб;

- определены характеристики роста трещин в стыковых соединениях труб из стали 20, выполненных полуавтоматической сваркой в среде CO_2 и дана оценка допустимых значений технологических дефектов сборки: внутреннего смещения кромок и разнотолщинности;

- подтверждена равнопрочность одношовных и двухшовных фланцевых соединений при циклическом осевом нагружении.

5. Полученные на основе проведенного исследования рекомендации использованы в нормативных документах по расчету на прочность элементов трубопроводов и техническим требованиям на их изготовление:

- СНиП III - 31 - 78 "III и IV. Технологическое оборудование. Основные требования",

- ОСТ 36-42-81 "Отводы гнутые. Конструкция и размеры",

- ОСТ 36-123-85 "Трубопроводы технологические стальные на R_y до 10 МПа. Общие технические требования",

- проект пособия к СН 527 "Расчет на прочность стальных технологических трубопроводов на R_y до 10 МПа".

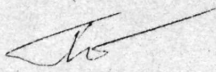
В Минмонтажспецстрое СССР трестом "Кжтехмонтаж" смонтирована опытная партия фланцевых соединений с одним наружным швом.

Результаты исследований прочности элементов трубопроводов использованы также организациями ряда министерств.

Основное содержание диссертации отражено в работах:

1. Хажинский Г.М. О пластическом деформировании металлов.- Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1975, №2, с.175-177.
2. Малинин Н.Н., Хажинский Г.М. Применение метода конечных элементов в решении осесимметричных и плоских задач теории упругости.- Расчеты на прочность.- М.: Машиностроение, 1975, вып.16, с.25-27.
3. Ташкинов А.В., Хажинский Г.М. Применение метода конечных элементов при расчете концентрации напряжений в сварных соединениях трубопроводов.- Исследование методов монтажа оборудования и трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1976, с.111-121.
4. Хажинский Г.М., Ташкинов А.В. Модель пластического течения материала с площадкой текучести на диаграмме деформирования.- Машиноведение, 1977, №2, с.69-74.
5. Хажинский Г.М. Несущая способность криволинейных труб.- Изв. вузов.Машиностроение, 1977, №12, с.16-20.
6. Исследование прочности элементов и соединений трубопроводов на испытательной установке с пульсирующим внутренним давлением / Г.М.Хажинский, А.В.Ташкинов, З.А.Крупенин и др.- Исследование методов монтажа оборудования и трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1978, с.153-160.
7. Хажинский Г.М. О допустимых толщинах стенок отводов.- Исследование методов монтажа оборудования и трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1979, с.125-132.
8. Исследование концентрации напряжений в стыковых соединениях трубопроводов / А.В.Ташкинов, Г.М.Хажинский, О.Л.Бандин и др.- Расчеты на прочность.- М.: Машиностроение, 1979, вып.20, с.76-80.
9. Ташкинов А.В., Хажинский Г.М. Расчет коэффициента интенсивности напряжений в сварных стыковых соединениях труб.- изв.вузов.Машиностроение, 1980, №8, с.24-28.
10. Бандин О.Л., Хажинский Г.М. Исследование напряженно-деформированного состояния гнутых труб под действием внутреннего давления.- Расчеты на прочность.- М.: Машиностроение, 1980, вып.21, с.69-77.
11. Хажинский Г.М. Напряжения в гнутых трубах под действием внутреннего давления.- Теплоэнергетика, 1980, №11, с.54-55.

12. Хажинский Г.М., Сухарев Н.Н. Применение метода конечных элементов к расчету криволинейных труб.- Изв.вузов.Машиностроение, 1980, №10, с.9-13.
13. Расчет напряжений в сварных швах плоских фланцев / Г.М.Хажинский, Р.И.Тавастшерна, Л.З.Попков и др.- Изготовление и монтаж технологических трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1981, с.43-51.
14. Тавастшерна Р.И., Хажинский Г.М., Ташкинов А.В. Влияние смещения кромок в сварных соединениях на прочность трубопровода.- Монтажные и специальные работы в строительстве, 1981, №12, с.22-24.
15. Хажинский Г.М. О диаграммах скоростей усталостного роста трещин в металлах.- Повышение долговечности и надежности машин и приборов: Тез.докл.Всесоюз.конф.- Куйбышев, КПТИ, 1981, с.380.
16. Хажинский Г.М., Ташкинов А.В. Влияние геометрических параметров сварного стыка труб на усталостную прочность соединений.- Изготовление и монтаж технологических трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1981, с.23-29.
17. Исследование напряженно-деформированного состояния штампованных сварных отводов / Г.М.Хажинский, Н.Н.Сухарев, О.Л.Бандин и др.- Изготовление и монтаж технологических трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1981, с.29-42.
18. Хажинский Г.М., Сухарев Н.Н., Попков Л.З. Исследование прочности и плотности фланцевых соединений.- Монтаж технологического оборудования и трубопроводов и средства для его осуществления: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1982, с.127-139.
19. Ташкинов А.В., Хажинский Г.М. Коэффициенты интенсивности напряжений для трещин в сварных соединениях трубопроводов.- Монтаж технологического оборудования и трубопроводов и средства для его осуществления: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1982, с.114-126.
20. Хажинский Г.М., Ташкинов А.В. Определение характеристик усталостного роста трещин в сварных стыковых соединениях труб.- Монтаж и сварка резервуаров и технологических трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1983, с.48-53.
21. Хажинский Г.М., Сухарев Н.Н. Расчет коэффициентов интенсивности напряжений для угловых сварных швов фланцевых соединений

- трубопроводов.- Монтаж и сварка резервуаров и технологических трубопроводов: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1983, с.58-70.
22. Хажинский Г.М. Расчет концентраторов при упругопластическом деформировании.- Расчеты на прочность.- М.: Машиностроение, 1983, вып.24, с.102-112.
23. Хажинский Г.М. Применение механики разрушения к анализу сопротивления усталости гладких и надрезанных образцов.- Расчеты на прочность.- М.: Машиностроение, 1983, вып.24, с.41-53.
24. Хажинский Г.М. Расчет коэффициентов масштаба и качества поверхности при усталости.- Изв.вузов. Машиностроение, 1983, №3, с.3-7.
25. Хажинский Г.М. Критерий оценки прочности трубопроводов при циклическом нагружении.- Исследование процесса монтажа трубопроводов и резервуаров: Труды / ВНИИмонтажспецстрой.- М., 1984, с. 46-55.
26. Хажинский Г.М. Расчет эффективного коэффициента концентрации напряжений при многоцикловой усталости.- Проблемы прочности, 1984, №6, с.67-71.
- 

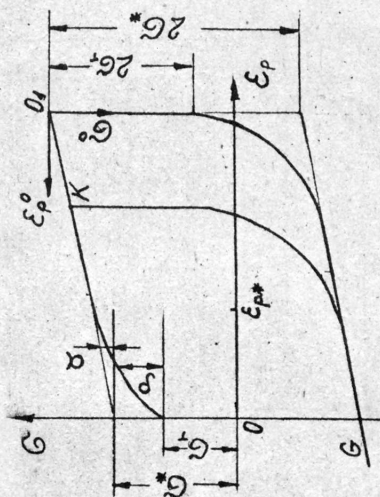


Рис. 1

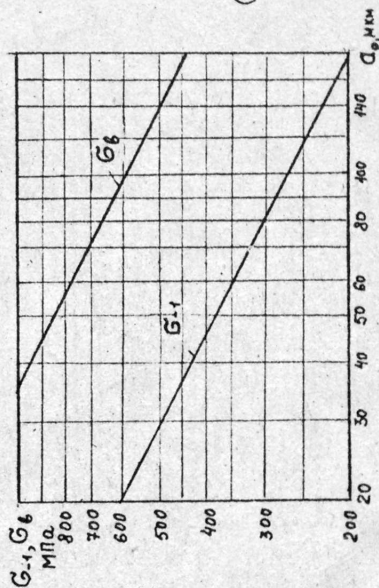


Рис. 3

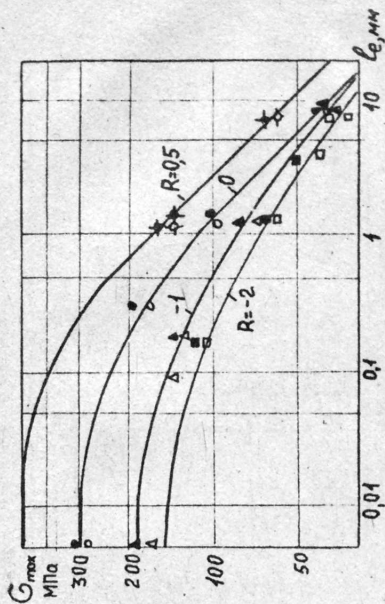


Рис. 2

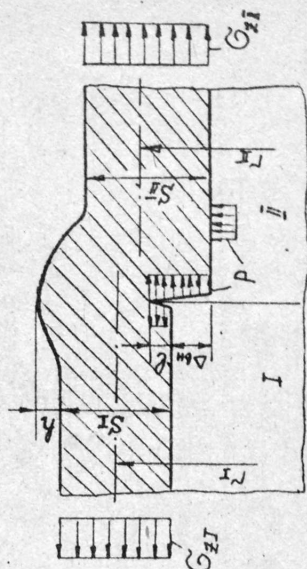


Рис. 4

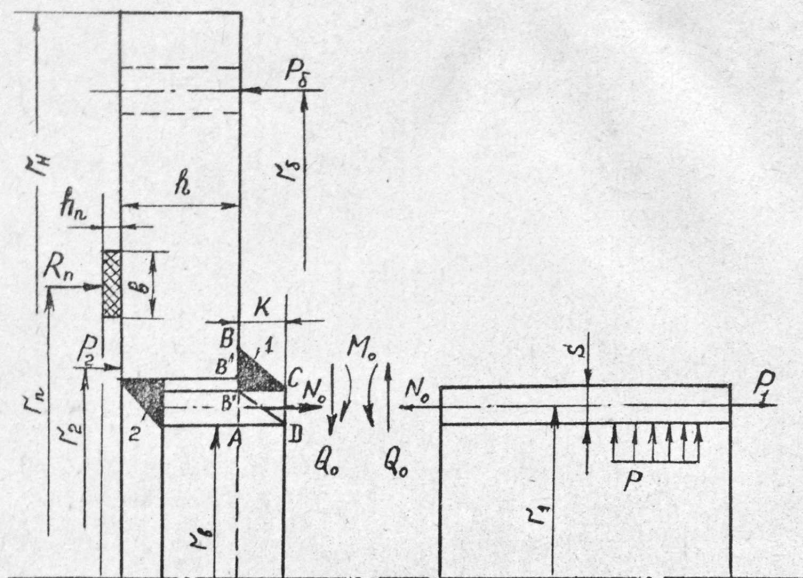


Рис. 5

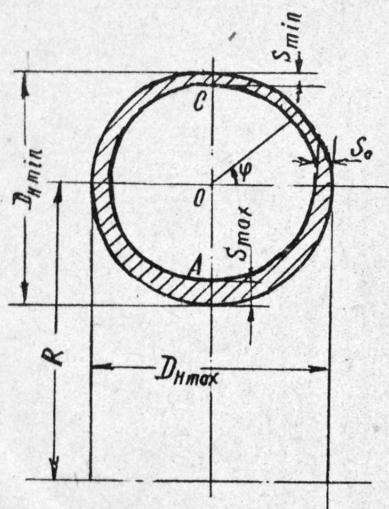


Рис. 6

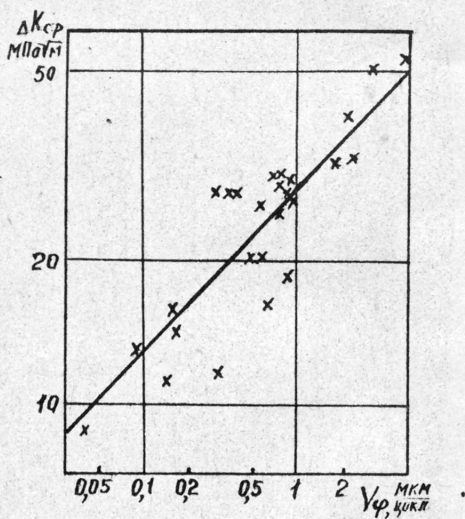


Рис. 7