МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВА ПРЕДПРИЯТИЙ
НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Всесоюзный научно-исследовательский институт
по строительству магистральных трубопроводов

·ВНИИСТ·

РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО РАСЧЕТУ ТРУБОПРОВОДОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПО ТЕОРИИ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ НАГРУЖЕНИЯ

Р 523-83

МОСКВА 1984

gost.e-ecolog.ru

УДК 624.0П:539.4.

Настоящие Рекомендации содержат методику оценки долговечности основных конструктивных элементов магистральных трубопроводов, находящихся под действием температурного и механического эксплуатационного нагружения. Основу методики составляет теория предельных процессов нагружения, получившая широкое экспериментальное подтверждение при исследовании одно- и двухчастотных нагружений и некоторых программных одноосных нагружений, а также в случае сложного напряженно-деформированного состояния при простом процессе нагружения.

Рекомендации разработаны сотрудниками отдела прочности и надежности конструкций магистральных трубопроводов ВНИИСТа: канд.физ.-мат.наук Б.И.Завойчинским, приложение к ним инж.А.Г.Грязновым, предназначены для научно-исследовательских и проектных организаций по строительству.

Замечания и предложения направлять по адресу: Москва, I05058, Окружной проезд, I9, ВНИИСТ.

© Всесоюзный научно-исследовательский институт по строительству магистральных трубопроводов (ВНИИСТ), 1984

Министерство строительства предприятий нефтяной и газовой промышленности	Рекомендации к расчету трубопроводов на долговечность по теории предельных процессов нагружения	Р 523-83 Разработаны впервые

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Настоящие Рекомендации разработаны в развитие разделов СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования" по расчету трубопроводов на прочность и отраслевых документов [I], [2] и могут быть использованы при расчете долговечности магистральных трубопроводов, включая все стадии его сооружения и эксплуатации.

I.2. Под долговечностью элементов магистральных трубопроводов понимается свойство элементов сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния, т.е. появления микротрещин длиной 2-5 мм.

Показателями долговечности являются ресурс и срок службы.

Технический ресурс характеризуется наработкой элемента от начала строительства трубопровода до перехода элемента в предельное состояние.

Срок службы элемента равен календарной продолжительности от начала эксплуатации трубопровода до перехода элемента в предельное состояние. Ресурс (срок службы) как случайная величина характеризуется такими показателями: средний ресурс (срок службы), гамма-процентный ресурс (срок службы) и назначенный ресурс (срок службы).

Под назначенным ресурсом (сроком службы) понимается суммарная наработка элемента, при достижении которой его применение в магистральном трубопроводе должно быть прекращено.

I.3. Основная цель проведения расчетов элементов магистральных трубопроводов на долговечность в процессе проек-

Внесены отделом прочности и надежности конструкций магистральных трубопроводов ВНИИСТа	Утверждены ВНИИСТом 8/XII 1983 г.	Срок введения в действие I/VI 1984 г.

тирования состоит в обеспечении величины назначенного ресурса (срока службы) всех элементов выбранной конструктивной схемы магистрального трубопровода.

I.4. Проведение расчетов включает два этапа.

На первом этапе определяются характеристики напряженного состояния основных элементов трубопроводов при эксплуатационном нагружении. К этим характеристикам относятся максимальные и минимальные значения компонент напряжений в элементе и число их появлений в течение I года эксплуатации или средние значения и амплитуды напряжений и число их появлений в течение того же срока.

Максимальные и минимальные значения компонент напряжений в элементах определяются в такой последовательности:

в основных сечениях трубопровода находятся компоненты усилий и моментов решением задачи об упругом равновесии пространственной стержневой системы, соответствующей принятому конструктивному решению трубопровода, под действием основных сочетаний нагрузок и воздействий;

рассчитывается напряженное состояние элементов под действием указанной выше системы усилий и моментов, и по этим данным вычисляются искомые максимальные и минимальные значения компонент напряжений.

Число появлений данных нагрузок и воздействий и их сочетаний в течение I года эксплуатации характеризует изменчивость эксплуатационного нагружения.

На втором этапе оценивается долговечность элементов по данным характеристик напряженного состояния, найденным на первом этапе расчета. Методика оценки долговечности элементов магистральных трубопроводов базируется на теории предельных процессов нагружения [3]-[6]. Если в некоторых элементах величина расчетного ресурса оказывается ниже назначенного, следует изменить конструктивную схему таким образом, чтобы напряженность данного элемента уменьшилась до требуемого уровня. В противном случае возникает необходимость в уменьшении назначенного ресурса для данных элементов.

Основные буквенные обозначения, характеристика внешних нагрузок и напряженно-деформированного состояния элементов трубопроводов

P – нормативное давление для трубопроводной системы, МПа (кгс/см^2);

$P(t)$ – рабочее (эксплуатационное) давление в трубопроводе, МПа (кгс/см^2);

P_K (к = 0,1,..., к) – относительные амплитуды рабочего давления, характеризующие спектр нагружения трубопровода;

ω_K (к = 1,..., к) – частоты, являющиеся характеристикой изменчивости нагружения в период эксплуатации, причем ω_1 – несущая гармоника;

M_1, M_2, M_3 – компоненты момента $\vec{M}$, из которых две первые являются изгибающими, а третья – крутящей, кНм (кгс.см);

Q_1, Q_2, Q_3 – компоненты силы $\vec{Q}$, из которых две первые являются перерезывающими, а третья – осевой, кН (кгс);

$\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \hat{\sigma}_3, \hat{\sigma}_{23}, \hat{\sigma}_{12}$ – номинальные значения компонент напряжений, сортветствующие внутреннему давлению P, моменту $\vec{M}$ и силе $\vec{Q}$;

$\sigma_1^*, \sigma_2^*, \sigma_{12}^*$ – компоненты истинных напряжений в элементе;

$\hat{S}_1, \hat{S}_2, \hat{S}_3$ – номинальные значения компонент девиатора напряжений;

S_1, S_2, S_3 – расчетные значения компонент девиатора напряжений;

σ_0 – среднее значение напряжений;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в элементе трубопровода при статическом нагружении, характеризующий истинную концентрацию напряжений перед их разрушением;

K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений в элементе трубопровода при статическом нагружении, характеризующий концентрацию напряжений в упругой области;

K_σ – эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении;

X, Y – числа циклов;

X_1, X_2, X_3 – расчетные значения числа циклов (наработка за 1 год), обусловленные технологией перекачки продукта (остано-

вы КС и НПС, суточные и сезонные колебания внутреннего давления газа и т.п.);

N_0, N_1, N_2, N_3 – базовые числа циклов, необходимые при аппроксимации экспериментальных данных по усталостной прочности стальных образцов;

t – срок службы трубопровода, год;

t_0, t_1 – базовые времена, необходимые при аппроксимации экспериментальных данных по длительной прочности стальных образцов.

Расчетная характеристика металла труб
и соединительных деталей

R_1^H – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа (кгс/см^2);

$\sigma_в, \sigma_т$ – соответственно минимальные значения временного сопротивления и условного предела текучести стали, при этом вероятность появления значений временного сопротивления и предела текучести, меньших этих минимальных значений, не превышает 0,05;

ρ^* – коэффициент, равный отношению предела текучести к пределу прочности стали, т.е. $\rho^* = \frac{\sigma_т}{\sigma_в}$;

ρ^{**} – коэффициент, равный отношению нижнего предела выносливости стального образца с V-образной выточкой ко временному сопротивлению стали, т.е. $\rho^{**} = \frac{\sigma}{\sigma_в}$;

β_1 – коэффициент, равный отношению пределов усталости стали при пульсирующем одноосном нагружении и сдвиге при числе циклов N_2, т.е. $\beta_1 = \frac{\sigma_0}{\tau_0}$;

β_2 – коэффициент, равный отношению пределов усталости при пульсирующем двухосном $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_0^*$ и одноосном нагружении при числе циклов, равном N_2, т.е. $\beta_2 = \frac{\sigma_0^*}{\sigma_0}$;

n – коэффициент перегрузки, выбираемый согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования";

K_1 – коэффициент безопасности стали по статической прочности;

K_1^* – коэффициент, значение которого равно значению, приведенному в"Инструкции по применению стальных труб в газовой и нефтяной промышленности", уменьшенному на величину относительного технологического допуска по толщине трубы;

K_N – коэффициент безопасности по числу циклов;

$K_н$ – коэффициент надежности, определяемый согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования";

$R = R(t)$ – минимальное значение предела прочности стали, соответствующее эксплуатационному нагружению за ресурс t;

$R^{(1)} = R^{(1)}(x)$ – минимальное значение предела усталости стали за X чисел циклов при симметричном нагружении;

$R^{(0)} = R^{(0)}(x)$ – минимальное значение предела длительной прочности стали, соответствующее ресурсу x.

Геометрические характеристики элементов трубопровода

$D_н$ – наружный диаметр трубы, мм;

$D_н^м$, $D_н^о$ – наружные диаметры магистрали и ответвления тройников соответственно, мм;

D – наружный диаметр отвода, мм;

δ – расчетная толщина стенки труб и соединительных деталей, мм;

δ_* – толщина стенки труб и соединительных деталей для оценки конструктивной прочности соответствующего элемента трубопровода; равна расчетной толщине, уменьшенной на величину допускаемого технологического отклонения для данного элемента, мм;

$\delta_м$ – расчетная толщина стенки магистральной части тройника, мм;

γ – угол конусности переходника, равный половине угла конуса при вершине, Рад;

r_1 – радиус центральной оси отвода, мм;

r – средний радиус поперечного сечения трубы, мм;

F, J, W, W_p – площадь, момент инерции, момент сопротивления, полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы, определяемые по δ_*, $мм^2$, $мм^4$, $мм^3$, $мм^3$;

J^* – "приведенный" момент инерции отвода или элементов расчетной модели тройника, $мм^4$;

$K_р, \zeta$ – коэффициенты, которые учитывают изменение изгибной жесткости отвода по сравнению с жесткостью трубы соответствующей толщины.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

2.I. Допускается выбирать расчетную схему магистрального трубопровода в виде пространственной стержневой системы переменной жесткости, учитывающей все ответвления и опоры.

Нагрузки на эту систему должны содержать внутреннее давление, неравномерное температурное поле, распределенные весовые и ветровые нагрузки, силы трения на опорах и отпор грунта.

Компоненты усилия $\vec{Q}$ и момента $\vec{M}$ следует определять методами механики статически неопределимых нелинейных систем.

При этом значения геометрических и механических параметров элементов трубопровода и грунта, значений коэффициентов трения на опорах следует выбирать в соответствии с требованиями СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования" и отраслевыми нормативными документами.

Так, изгибная жесткость гнутых и сварных отводов следует находить по формуле

$$EJ^{*} = \frac{EJ}{\zeta K_{\rho}}, \qquad (I)$$

где коэффициент $K_{\rho} = K_{\rho}(\lambda, \omega)$, $\zeta = \zeta\left(\lambda, \frac{z_1}{z}\right)$, (2)

$$\lambda = \frac{\delta z_1}{z^2}, \quad \omega = 0{,}867 \cdot 10^{-6} \frac{p_p z_1^2}{\delta z}.$$

В качестве расчетной модели тройникового соединения следует рассматривать модель, состоящую из четырех элементов.

В "просвете" тройника размещена абсолютно жесткая $\perp$ -образная вставка, длины элементов которой равны радиусу магистральной части соединения. Подходящие к ней упругие элементы имеют изгибную жесткость, равную жесткости трубы соответствующей толщины.

При этом для сварных тройников с усиливающими накладками толщину стенки этих элементов следует увеличивать на половину величины толщины накладки.

Отпор грунта и силы трения на опорах допускается модели-

ровать с помощью "нелинейной пространственной пружины" и в расчетах использовать метод последовательных приближений.

При задании характеристики "нелинейной пространственной пружины" систему координат рационально выбирать так, чтобы вертикальная ось была направлена по перпендикуляру к поверхности грунта, а две другие оси расположены в плоскости, перпендикулярной этой оси.

Вертикальная пружина характеризуется нелинейной жесткостью, зависящей не только от величины вертикального перемещения, но и от направления движения точки (вверх-вниз).

Жесткость вертикальной пружины должна зависеть также от величины угла между продольной осью элемента трубопровода и вертикалью.

Две горизонтальные пружины имеют нелинейные жесткости, зависящие от перемещения точки в горизонтальной плоскости.

2.2. Рекомендуется использовать алгоритм и программы для расчета $\vec{Q}$ и $\vec{M}$ в таких системах на ЭВМ [7]-[16].

Специализированная программа для расчета разветвленных пространственных трубопроводов СТ-01 института Гипрокаучук [13] позволяет определить компоненты момента $\vec{M}$ и усилия $\vec{Q}$ и компоненты номинальных напряжений в трубопроводах под действием вышеуказанных нагрузок.

Универсальная программа ПШАПЖБК ("Лира") [12] содержит ряд конечных элементов, использование которых позволяет более детально учитывать ряд особенностей конструкций.

Программа "Астра" [14] также предназначена для расчета сложных пространственных трубопроводов, при применении которых следует руководствоваться вышеуказанными требованиями.

Специализированный комплекс программ института ВНИИСТ [15] предназначен для расчета плоских и пространственных (состоящих из двух участков, находящихся в горизонтальной и вертикальной плоскостях) конструктивных схем прокладки подземных трубопроводов. В этих программах отпор грунта учитывается в автоматическом режиме.

2.3. Номинальные значения компонент напряжений, соответствующие усилию $\vec{Q}$ и моменту $\vec{M}$, которые вычислены согласно пп.2.1 и 2.2, находят по следующим зависимостям:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{p(D_H - 2\delta_*)}{2\delta_*}; \qquad \hat{\sigma}_2 = \pm \frac{\sqrt{M_1^2 + M_2^2}}{W} + \frac{Q_3}{F};$$

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{k\sqrt{Q_1^2 + Q_2^2}}{F}; \qquad \hat{\sigma}_{12} = \frac{M_3}{W_p}, \quad k \in [0,2]. \tag{3}$$

Номинальные значения компонент девиатора напряжений определяют по формулам (4) и (5):

$$\hat{S}_1 = \hat{\sigma} \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right); \quad \hat{S}_2 = \hat{\sigma} \cos\left(\frac{\pi}{3} + \theta\right); \quad \hat{S}_3 = -\hat{\sigma} \cos\theta, \tag{4}$$

где

$$\hat{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\hat{\sigma}_1 - \hat{\sigma}_2)^2 + (\hat{\sigma}_1 + p)^2 + (\hat{\sigma}_2 + p)^2 + 6(\hat{\sigma}_{13}^2 + \hat{\sigma}_{12}^2)};$$

$$\cos 3\theta = \frac{4(\hat{\sigma}_1 \hat{\sigma}_2 p + \hat{\sigma}_{13}^2 \hat{\sigma}_2 - \hat{\sigma}_{12}^2 p)}{\hat{\sigma}^3}, \tag{5}$$

а значение среднего напряжения – по формуле

$$\sigma_0 = \frac{\hat{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_2 - p}{3}. \tag{6}$$

Затем находят расчетные значения компонент девиатора напряжений по соотношениям:

при $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{6}$

$$S_1 = |\hat{S}_3|; \quad S_2 = -\hat{S}_1; \quad S_3 = -\hat{S}_2; \tag{7}$$

при $\frac{\pi}{6} \leq \theta \leq \frac{\pi}{3}$

$$S_1 = \hat{S}_1; \quad S_2 = -\hat{S}_3; \quad S_3 = \hat{S}_2.$$

2.4. Далее необходимо найти истинное напряженно-деформированное состояние элементов трубопроводов, либо значения коэффициентов K_σ и K_ε, характеризующие наиболее напряженные области элементов.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ элементов магистральных трубопроводов следует определять либо решением задачи теории малых упруго пластических деформаций для этих элементов под действием расчетной системы нагрузок, усилий и моментов аналитически или численно, либо по результатам эко-

периментов с натурными деталями или их моделями, подвергнутыми нагружению системой вышеуказанных нагрузок, усилий и моментов вплоть до разрушения.

При отсутствии данных по $K_б$ допускается выбирать их значения по следующим зависимостям:

для сварных тройников без усиливающих накладок

$$K_б = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \le \mu \le 0{,}1 ; \\ 1{,}5\mu + 0{,}85 & \text{при } 0{,}1 < \mu \le 0{,}45 ; \\ 0{,}14\mu + 1{,}46 & \text{при } 0{,}45 < \mu \le 1{,}0 , \end{cases} \qquad (8)$$

где

$$\mu = \frac{D_н^0}{D_н^м};$$

для тройников с усиливающими накладками

$$K_б = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \le \mu \le 0{,}45, \\ 0{,}29\,\mu + 0{,}87 & \text{при } 0{,}45 < \mu \le 1{,}0 ; \end{cases} \qquad (9)$$

для штампованных и штампосварных тройников

$$K_б = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \le \mu \le 0{,}1 ; \\ 0{,}5\,\mu + 0{,}95 & \text{при } 0{,}1 < \mu \le 1{,}0 ; \end{cases} \qquad (10)$$

для отводов

$$K_б = \begin{cases} -0{,}3\,\frac{r_1}{D} + 1{,}6 & \text{при } \frac{r_1}{D} \le 2 ; \\ 1 & \text{при } \frac{r_1}{D} > 2; \end{cases} \qquad (11)$$

для конического перехода

$$K_б = 1. \qquad (12)$$

Теоретический коэффициент концентрации этих напряжений для элементов трубопроводов определяется либо решением задачи о напряженном состоянии элемента под действием расчетной системы нагрузок, усилий и моментов методами теории упругости (аналитически или численно), либо экспериментальными методами исследования напряженно-деформированного состояния элементов в упругой области.

При отсутствии данных по K_t допускается выбирать их значения по следующим зависимостям:

для сварных тройников без усиливающих накладок

$$K_t = \frac{\delta_0}{\delta_м}\left(10 + 0{,}15\,\frac{D_н^м}{\delta_м}\right)\left(1{,}4 - 0{,}75\,\frac{D_н^0}{D_н^м}\right); \qquad (13)$$

для тройников с усиливающими накладками

$$K_t = 0{,}29\left(\frac{D_н^0}{\delta_м}\right)^{\frac{2}{3}}; \qquad (14)$$

для штампованных и штампосварных тройников

$$K_б = \frac{D_н^м}{0{,}5(D_н^м - D_н^о) + 12\delta_о}; \qquad (15)$$

для отводов

$$K_t = 0{,}9\lambda^{-\frac{2}{3}} \qquad \text{где} \quad \lambda = \frac{r_1 \delta_*}{r^2}; \qquad (16)$$

для конического перехода

$$K_t = \cos^{-1}\gamma \quad ; \qquad 0 \leq \gamma \leq 0{,}785 \cdot \text{Рад}. \qquad (17)$$

Истинное распределение напряжений в отдельных элементах трубопровода дает решение соответствующей задачи теории упругости или пластичности с граничными условиями, учитывающими ранее найденные значения $\vec{Q}$ и $\vec{M}$.

Решение может быть найдено аналитически, либо численно методом конечных элементов, реализованного на ЭВМ (программа "Лира" [12], программа "Планк" [15] и др.), либо экспериментально.

При использовании соответствующих алгоритмов для определения напряженно-деформированного состояния элементов трубопроводов, реализованных на ЭВМ, следует проводить оценку точности полученных значений напряжений.

2.5. Изменчивость напряженно-деформированного состояния трубопроводов в процессе эксплуатации должна определяться с помощью гармонического анализа значений внутреннего давления и температуры транспортируемых веществ в течение нескольких лет эксплуатации (в крайнем случае допускается проводить анализ за 1 год). С этой целью закон изменения внутреннего давления можно представить в следующем виде:

$$\frac{p^*(t)}{p_J} = p_0 + \sum_{i=1}^{J} p_i \sin\omega_i \tau, \quad 0 < \tau \leq t, \qquad (18)$$

причем $\sum_{i=0}^{J} p_i = 1$,

а закон применения температуры так:

$$\frac{T^*(\tau)}{T} = q_0 + \sum_{i=1}^{J} q_i \sin\varphi_i \tau, \quad \rho \leq \tau \leq t, \qquad (19)$$

причем

$$\sum_{i=1}^{J} q_i = 1.$$

Амплитуда P_i и частоты ω_i в основном характеризуют изменчивость кольцевого напряжения, а амплитуды q_i и частоты φ_i характеризуют изменчивость осевого напряжения.

При условии $q_i < P_i$ допускается напряженное состояние элементов трубопровода характеризовать следующей зависимостью:

$$\hat{\sigma}_{ij}(\tau) = \hat{\sigma}_{ij}\left(P_0 + \sum_{i=1}^{J} P_i \sin\omega_i \tau\right), \quad (i,j = 1,2,3), \qquad (20)$$

где $\hat{\sigma}_{ij}$ определяются по формулам (3).

3. ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

3.1. Назначенный ресурс элементов магистральных трубопроводов должен удовлетворять следующему неравенству:

$$2R(t) \geq (\delta_1 - \delta_2)\beta_1 + 3(4 - 2\beta_2 - \beta_1)(\delta_1 + \delta_2) + 6(\beta_2 - 1)\sigma_0, \qquad (21)$$

где δ_1 и δ_2 определяют по соотношениям (7),(3)-(5), а σ_0 - по формуле (6) при наиболее неблагоприятном сочетании нагрузок и воздействий; $R(t)$ находят в соответствии с п.3.2.

3.2. Функцию $R(t)$ находят по следующему соотношению:

$$R(t) = \frac{R_1^н}{K_1^* \cdot K \cdot K_н}, \qquad (22)$$

где

$$\frac{1}{K} = P_0 R^{(0)}(t) + \frac{P_1}{\Pi} R^{(1)}(x_1, t) + \frac{P_2}{\Pi} R^{(1)}(x_2, t) + \frac{P_3}{\Pi} R^{(1)}(x_3, t).$$

Коэффициент K_1^* определяют по табл.1 в зависимости от технологии изготовления труб и соединительных деталей.

Функцию длительной прочности $R^{(0)}$ зависимости (22) находят по следующему соотношению (для некоррозионных и малоагрессивных сред):

$$R^{(0)}(y)=\begin{cases}\dfrac{1}{K_б} & 0\le t\le t_1\\[2ex] \dfrac{1}{K_б}+\dfrac{\left(\dfrac{1}{K_б}-\dfrac{1+\rho^*}{2K_t}\right)\lg\dfrac{t}{t_1}}{\lg\dfrac{t_1}{t_0}} & \text{при } t_1\le t\le t_0;\\[2ex] \dfrac{1+\rho^*}{2K_t} & t_0<t.\end{cases}\qquad(23)$$

Таблица I

№ п/п	Характеристика труб и соединительных деталей	Значение коэффициента
I	Прямошовные трубы из листовой стали контролируемой прокатки 09Г2ФБ, 08Г2ФЮ, 09Г2СФ-АКМ, Х70, 10Г2Ф, 10Г2ФБ, 10Г2ФБ-У, 10Г2ФГ-У	I,25
	Экспандированные трубы из нормализованной стали I5Г2АФЮ, I7Г1С-У, I3Г2АФ	
	Электросварные горячеправленные трубы из стали 09Г2С, 10Г2С1	
	Трубы из горячекатаных рулонных сталей по ГОСТ 19281-73	
	Трубы при 100%-ном УЗ контроле и контролируемой прокатке по ТУ 100-80, ТУ 100-80(нс), ТУ 100-80(нкк), ТУ 100-80(с), ТУ 100-80(кс), ТУ 40/48/56-79, ТУ 20/28/40/48-79, ТУ 40/48/56-80, ТУ 20/28/40/48/56-79, ТУ 28/40/48-78, ТУ 20/28/40/48-79, ТУ 40/48/56-79	
	Спиральношовные трубы:	I,25
	из листовой стали контролируемой прокатки 09Г2ФБ, 10Г2ФБ-У, 10Г2ФТ-У	
	из рулонной стали 08Г2СФБ, 08Г2СФТ	
	из горячекатаных рулонных сталей по ГОСТ 19281-73	
	термически упрочненные трубы из рулонной стали I7Г1С, I7Г1С-У, I7Г2СФ	
	Трубы при 100%-ном УЗ контроле и регулируемой прокатке по ТУ 40/48/56-78Х3	
	Многослойные обечаечные трубы из горячекатаной рулонной стали 09Г2СФ	
2	Прямошовные трубы:	
	из стали I7Г1С-У по ТУ I4-3-II38-82	I,35
	" I3Г2АФ по ТУ I4-3-К-II38-82	
	Спиральношовные трубы из стали I7Г2СФ по ТУ I4-3-721-78	
	Соединительные детали магистральных трубопроводов, изготовленные по ОСТ 102-54-81, ОСТ 102-62-81	

При эксплуатации трубопроводов в условиях среднеагрессивных сред следует использовать следующее соотношение:

$$R^0(y)=\begin{cases}\dfrac{1+\rho^*}{2K_6} & 0\le t\le t_1;\\ \dfrac{1+\rho^*}{2K_6}\left(1+\dfrac{\lg\frac{t}{t_1}}{\lg\frac{t_1}{t_0}}\right) & \text{при } t_1\le t\le t_0;\\ 0 & t_0\le t.\end{cases} \quad (24)$$

Функцию циклической прочности $R^{(1)}$ зависимости (22) рекомендуется находить по такой зависимости:

$$R^{(1)}(y)=(1-\rho^*)\varphi_1(y)\varphi_2(y)+\varphi_3(y), \quad (25)$$

где функция φ_1 определяется следующим образом:

$$\varphi_1(y)=\begin{cases}\dfrac{1}{K_6} & 0\le y\le N_1;\\ \varphi_1^*(y) & \text{при } N_1\le y\le N_0;\\ \dfrac{1}{K_t} & N_0\le y.\end{cases} \quad (26)$$

Здесь

$$\varphi_1^*(y)=\frac{1}{K_t}-\left(\frac{1}{K_t}-\frac{1}{K_6}\right)\frac{\lg\frac{y}{N_0}}{\lg\frac{N_1}{N_0}}. \quad (27)$$

Функция φ_2 описывается формулой

$$\varphi_2(y)=\begin{cases}1 & 0\le y\le N_2;\\ K_c-(K_c-1)\dfrac{\lg\frac{y}{N_0}}{\lg\frac{N_2}{N_0}} & \text{при } N_2\le y\le N_0;\\ K_c & N_0<y.\end{cases} \quad (28)$$

Функция φ_3 задается соотношением

$$\varphi_3(y)=\begin{cases}\rho^* & 0\le y\le N_3;\\ \rho^*\dfrac{\lg\frac{y}{N_0}}{\lg\frac{N_3}{N_0}}-\rho^{**}\dfrac{\lg\frac{y}{N_3}}{\lg\frac{N_3}{N_0}} & \text{при } N_3\le y\le N_0;\\ \rho^{**} & N_0<y.\end{cases} \quad (29)$$

В "Рекомендациях" [2] приведены таблицы, содержащие значения функций $R^{(0)}=R^{(0)}(y)$ и $R^{(1)}=R^{(1)}(y)$ для широкого класса трубных сталей, характеризуемых значениями параметров в

диапазоне $0,6 \leq \rho^{*} \leq 0,83$ и $0,053 \leq \rho^{**} \leq 0,1$; для значений коэффициента в диапазоне 1-5; для значений коэффициента K_t в диапазоне 1-3 и всего диапазона чисел циклов и значений долговечности.

Если известно истинное напряженное состояние $\sigma_1^{*}, \sigma_2^{*}, \sigma_{12}^{*}, \sigma_{13}^{*}$, расчет следует проводить по формулам (3)-(7), (21)-(29), подставляя вместо $\hat{\sigma}_1, \hat{\sigma}_2, \hat{\sigma}_{12}, \hat{\sigma}_{13}$ соответствующие значения $\sigma_1^{*}, \sigma_2^{*}, \sigma_{12}^{*}, \sigma_{13}^{*}$ и $K_t = K_\sigma = 1$.

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 и соответствующих им уровней наработки за год X_1, X_2, X_3 (число циклов), а также коэффициента K_N допускается выбирать по табл.2.

Таблица 2

Наименование магистральных трубопроводов и их участков	Значения коэффициентов							
	P_0	P_1	P_2	P_3	X_1	X_2	X_3	K_N
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Магистральный газспровод	0,85	0,05	0,05	0,05	10^2	10^3	10^4	1,0
Магистральный нефтепровод	0,7	0,1	0,1	0,1	10^3	10^4	10^5	3,0
Обвязочный трубопровод КС с центробежными ГПА	0,5	0,2	0,2	0,1	$6 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^5$	10
Обвязочный трубопровод КС с поршневыми ГПА при установке ресиверов	0,5	0,2	0,2	0,1	10^3	$2 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^5$	10
Обвязочный трубопровод КС с поршневыми ГПА без установки ресиверов	0,5	0,1	0,2	0,2	10^3	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	10
Обвязочный трубопровод НПС с подключенной емкостью	0,5	0,2	0,2	0,1	10^3	10^4	10^5	10
Нагнетательные трубопроводы, идущие по территории КС и НПС с подключенной емкостью и								

I	2	3	4	5	6	7	8	9
примыкающие к ним в пределах расстояний, указанных в СНиП "Магистральные трубопроводы, Нормы проектирования"	0,6	0,I	0,2	0,I	$I0^3$	$I0^4$	$I0^5$	5,0
Обвязочные трубопроводы НПС без подключенной емкости	0,5	0,2	0,25	0,05	$I0^3$	$I0^4$	$I0^5$	I0
Нагнетательные трубопроводы, идущие по территории НПС без подключенной емкости	0,5	0,2	0,2	0,I	$I0^4$	$2 \cdot I0^5$	$2 \cdot I0^5$	I0

Базовые числа циклов и базовое время, приведенные в формулах (23)-(29), следует принимать равными: $N_0 = 2 \cdot I0^6$ циклов; $N_1 = 20$ циклов; $N_2 = 2 \cdot I0^4$ циклов; $N_3 = 2 \cdot I0^2$ циклов; $t_1 = I0^3$ ч; $t_2 = I0^6$ ч.

Коэффициент $\alpha = 0,40$ МПа.

Для элементов, находящихся в среднеагрессивных средах, следует выбирать $\alpha = 0$; $N_1 = N_3 = I$.

Коэффициент $K_c = 0,35$ для сварных соединений (поперечное и продольное стыковые соединения) и равен I в других случаях.

Коэффициенты β_1 и β_2 определяются по экспериментальным данным циклической прочности трубной стали при одноосном и двухосном нагружении и сдвиге.

Если нет необходимых данных, то рекомендуется использовать значения β_1 и β_2, приведенные в табл.3.

Таблица 3

Категория магистральных трубопроводов и их участков	Значения коэффициента	
	β_1	β_2
Ш-IУ	I,75	0,9
I-II	I,8	0,8
В	I,9	0,7

ЛИТЕРАТУРА

I. Основные положения расчета магистральных трубопроводов на прочность по теории предельных процессов нагружения. Р 359-79. М., ВНИИСТ, 1980, с.24.

2. Рекомендации по расчету магистральных трубопроводов на прочность по теории предельных процессов нагружения. Р 417-81. М., ВНИИСТ, 1982, с.46.

3. Завойчинский Б. И. Об одной линейной теории предельных процессов нагружения магистральных трубопроводов. Труды ВНИИСТа "Расчет, сооружение и эксплуатация магистральных газопроводов". М., ВНИИСТ, 1980, с.16-32.

4. Завойчинский Б. И. Стохастическая теория предельных процессов нагружения магистральных трубопроводов. Труды ВНИИСТа "Надежность и качество сооружения магистральных трубопроводов". М., ВНИИСТ, 1981, с.13-26.

5. Завойчинский Б. И. К обоснованию теории предельных процессов нагружения магистральных трубопроводов - случай двухчастотного нагружения. Труды ВНИИСТа "Вопросы прочности трубопроводов". М., ВНИИСТ, 1982, с.9-27.

6. Завойчинский Б. И. К обоснованию теории предельных процессов нагружения магистральных трубопроводов - случай сложного напряженно-деформированного состояния при простом нагружении. Труды ВНИИСТа "Надежность конструкций магистральных трубопроводов". М., ВНИИСТ, 1983.

7. Инструкция к программе расчета плоских и пространственных стержневых систем (МАРСС-107). М., ЦНИПИАСС, 1973, вып. I-152.

8. Инструкция к программе расчета пространственных стержневых систем ("Экспресс-32"). М., ЦНИПИАСС, 1973, вып.I-I.

9. Инструкция к программе расчета стержневых систем на ЕС ЭВМ ЗМАРСС-ЕС-76. М., ЦНИПИАСС, 1978, вып.I-280.

10. Программная система прочностных расчетов стержневых систем (РАДИС-I) ЕС ЭВМ.ДОС. Вып.I-236, I-237, I-238. М.,1978.

11. Инструкция по эксплуатации вычислительного комплекса "Супер-76" для прочностного расчета строительных конструкций на ЭВМ "Минск-32". Киев, МИАСС, Госстрой УССР, 1978.

I2. Пакет прикладных программ для автоматизированного проектирования железобетонных конструкций надземных и подземных сооружений в промышленности и гражданском строительстве. "ШПАЛЬБК" НИИАСС Госстроя УССР, I979 (Описание применения ППП АСК 3.00001).

I3. Программа расчета прочности и жесткости трубопроводов СТ-0I. Эксплуатационная документация, т.I и 2. М., Гипрокаучук, I98I.

I4. Расчет трубопроводов на прочность по программе "Астра" (Указание по подготовке исходных данных и проведению расчетов). Л., ЦКТИ, I98I.

I5. Руководство по автоматизированному расчету на прочность линейной части трубопроводов.Р 499-83. М., ВНИИСТ, I983.

I6. Внедрение систем автоматизированного проектирования в организациях Всесоюзного объединения "Союзстройпроект" (Отчет, Номер государственной регистрации 8I0I2I07).М., I98I.

ПРИМЕРЫ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

I. Оценка конструктивной прочности трубной плети

I.I. Рассматривается конструктивная прочность трубы: D = I420 мм; δ = I7,5 мм; P = 7,5 МПа.

Труба изготовлена из стали I0Г2Ф, у которой: σ_T =440 МПа и σ_B = 560 МПа, δ^* = I7,5-I,9=I5,6 мм.

По формуле (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7{,}5\ (1420 - 2\cdot 15{,}6)}{2\cdot 15{,}6} = 333{,}8 \text{ МПа};\quad \hat{\sigma}_2 = \hat{\sigma}_{13} = \hat{\sigma}_{12} \equiv 0.$$

Находим значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**}:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{440}{560} = 0{,}79; \qquad \rho^{**} = \frac{a}{\sigma_B} = \frac{40}{560} = 0{,}07.$$

Здесь коэффициент a = 40 МПа (для некоррозионных и малоагрессивных сред).

Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_t принимаются равными K_σ = I; K_t = I.

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2{,}98 \cdot 10^5 \text{ ч}.$$

Функцию длительной прочности $R^{(0)}$ находят по соотношению (23), где $t_1 = 10^8$ч, $t_0 = 10^6$ ч.

Функцию циклической прочности $R^{(1)}$ находят по зависимости (25), где функции $\varphi_i(X_j)$ (i,j = I,2,3) выбирают по соотношениям (26)-(29). Базовые числа циклов следует принимать равными:

$$N_0 = 2.10^6; \quad N_1 = 20; \quad N_2 = 2.10^4; \quad N_3 = 2.10^2.$$

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле

$$X_1 = \frac{1}{50}\, n t^* K_N.$$

Величину нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение I года n следует принимать равной I80.

Коэффициент запаса по долговечности K_N = 5.

Получаем

$$X_1 = \frac{1}{50}\ 180 \cdot 33 \cdot 5 = 0{,}06 \cdot 10^4.$$

Числа циклов X_2 и X_3 по формуле (25) допускается принимать равными: $X_2 = 0{,}04 \cdot 10^4$; $X_3 = 0{,}04 \cdot 10^6$.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении $K_c = 0{,}35$ (для сварных соединений).

На основании соотношений (26)–(29) находим:

$\varphi_1(X_1) = 1$;

$\varphi_2(X_1) = 1$;

$$\varphi_3(X_1) = 0{,}79\,\frac{lg\,\frac{0{,}06 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07\,\frac{lg\,\frac{0{,}06 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}71;$$

$\varphi_1(X_2) = 1$;

$\varphi_2(X_2) = 1$;

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}79\,\frac{lg\,\frac{0{,}04 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07\,\frac{lg\,\frac{0{,}04 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}74;$$

$\varphi_1(X_3) = 1$;

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1)\,\frac{lg\,\frac{0{,}04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}9;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}79\,\frac{lg\,\frac{0{,}04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07\,\frac{lg\,\frac{0{,}04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^2}}{lg\,\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}38.$$

На основании соотношения (25) имеем:

$R^{(1)}(X_1) = (1-0{,}79) + 0{,}71 = 0{,}92$;

$R^{(1)}(X_2) = (1-0{,}79) + 0{,}74 = 0{,}95$;

$R^{(1)}(X_3) = (1-0{,}79) \cdot 0{,}9 + 0{,}38 = 0{,}57$.

Коэффициент К учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды, и его определяют по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается определять по табл.2.

Коэффициент перегрузки n выбирается согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n = 1{,}1$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0{,}5 \cdot 0{,}92 + \frac{0{,}2}{1{,}1} \cdot 0{,}92 + \frac{0{,}2}{1{,}1} 0{,}95 + \frac{0{,}1}{1{,}1} 0{,}57 = 0{,}85.$$

Для правой части равенства (22) коэффициент надежности $K_н$ определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент K_1^* выбирается согласно табл.1.

В исследуемом случае $K_н = 1{,}05$; $K_1^* = 1{,}35$.

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = \sigma_в = 560$ МПа.

Левая часть критерия прочности (21) равна

$$2R = 2 \frac{560 \cdot 0{,}85}{1{,}35 \cdot 1{,}05} = 2 \cdot 335{,}8 \text{ МПа}.$$

Правая часть критерия прочности (21) равна $2 \cdot 333{,}8$ МПа.

Таким образом, требование критерия прочности (21) удовлетворяется, так как 333,8 МПа $<$ 335,8 МПа.

Коэффициент использования прочности равен

$$\eta = \frac{333{,}8}{335{,}8} = 0{,}99.$$

1.2. Рассматривается конструктивная прочность трубы: $D = 1020$ мм, $\delta = 16-0{,}6$ мм, $\delta^* = 16-0{,}6 = 15{,}4$ мм, $P = 7{,}5$ МПа.

Труба изготовлена из стали, у которой: $\sigma_т = 470$ МПа, $\sigma_в = 600$ МПа.

Компоненты усилия $\vec{Q}$ и момента $\vec{M}$, действующие в трубе, равны:

$$Q_1 = 16{,}0 \text{ кН}; \quad Q_2 = 39{,}0 \text{ кН}; \quad Q_3 = -3{,}9 \text{ кН};$$
$$M_1 = -420{,}3 \text{ кНм}; \quad M_2 = -8{,}8 \text{ кНм}; \quad M_3 = -20{,}7 \text{ кНм}.$$

Площадь, момент сопротивления и полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы, соответствующие δ^*, вычисляются по формулам:

$$F = \frac{\pi(D_н^2 - D_{вн}^2)}{4}; \qquad W = \frac{0{,}098(D_н^4 - D_{вн}^4)}{D_н}; \qquad W_p = 2W.$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F = \frac{3,14\ (102^2 - 98,92^2)}{4} = 485,8 \cdot 10^{-4}\ м^2;$$

$$W = \frac{0,098\ (102^4 - 98,92^4)}{102} = 12 \cdot 10^{-8}\ м^3;$$

$$W_p = 24 \cdot 10^{-8}\ м^3.$$

По формулам (3) находим:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7,5\ (1020 - 2 \cdot 15,4)}{2 \cdot 15,4} = 240,9\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = \frac{\sqrt{420,3^2 + 8,8^2}}{12 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,9}{485,8 \cdot 10^{-4}} = 34,9\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = -\frac{\sqrt{420,3^2 + 8,8^2}}{12 \cdot 10^{-8}} - \frac{3,9}{485,8 \cdot 10^{-4}} = -35,1\ МПа.$$

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{2 \cdot \sqrt{16^2 + 39^2}}{485,8 \cdot 10^{-4}} = 1,7\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_{12} = -\frac{20,7}{24 \cdot 10^{-8}} = -0,86\ МПа.$$

Номинальные значения компонент девиатора напряжений определяют по формулам (4) и (5). На основании этих формул получаем:

$$\hat{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(240,9 - 34,9)^2 + (240,9 + 7,5)^2 + (34,9 + 7,5)^2 + 6 \times \overline{\times (1,7^2 + 0,86^2)}} = 153,4\ МПа.$$

$$Cos3\theta = \frac{4(240,9 \cdot 34,9 \cdot 7,5 + 1,7^2 \cdot 34,9 - 0,86^2 \cdot 7,5)}{153,4^3} = 0,07;$$

$\theta = 0,5$ Рад.

$\hat{S}_1 = 153,4 \cdot COS\ (1,05 - 0,5) = 130,4$ МПа;

$\hat{S}_2 = 153,4 \cdot COS\ (1,05 + 0,5) = 3,07$ МПа;

$\hat{S}_3 = -153,4 \cdot COS\ \ 0,5 = -134,9$ МПа.

Значения среднего напряжения σ_0 определяют по формуле (6):

$$\sigma_0 = \frac{240,9 + 34,9 - 7,5}{3} = 89,4 \text{ МПа}.$$

По соотношениям (7) находят расчетные значения компонент девиатора напряжений:

$S_1 = 134,9$ МПа; $S_2 = -130,4$ МПа; $S_3 = -3,07$ МПа.

Значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**} равны:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{470}{600} = 0,78; \qquad \rho^{**} = \frac{a}{\sigma_B} = \frac{40}{600} = 0,07.$$

Здесь коэффициент $a = 40$ МПа для некоррозионных и малоагрессивных сред.

Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_t принимаются равными: $K_\sigma = 1$; $K_t = 1$.

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2,98 \cdot 10^5$ ч.

Функцию длительной прочности $R^{(0)}$ находят по соотношению (23):

($t_1 = 10^3$ ч, $t_0 = 10^6$ ч)

$$R^{(0)} = 1 + \frac{\left(1 - \frac{1+0,78}{2}\right) \lg \frac{2,98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^5}} = 0,91.$$

Функцию циклической прочности $R^{(1)}$ находят по зависимости (25), где функции $\varphi_i(X_j)$ ($i,j = 1,2,3$) заданы соотношениями (26)-(29).

Значения базовых чисел циклов следует выбирать такими:

$N_0 = 2 \cdot 10^6$, $N_1 = 20$, $N_2 = 2 \cdot 10^4$, $N_3 = 2 \cdot 10^2$.

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле

$$X_1 = \Pi \cdot t^* \cdot K_N.$$

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года Π принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности K_N выбирается согласно табл.2. В рассматриваемом случае $K_N = 10$.

Поэтому $X_1 = 180 \cdot 33 \cdot 10 = 5,9 \cdot 10^4$.

Числа циклов X_2 и X_3, приведенные в формуле (25), определяются по формуле

$$X_i = t^* \cdot K_N \cdot X_i^* \quad (i = 2,3),$$

где K_N, X_i^* выбирают по табл.2.

Получаем: $X_2 = 33 \cdot 10 \cdot 50 = 1{,}7 \cdot 10^4$;

$X_3 = 33 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^8 = 1{,}7 \cdot 10^6$.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении $K_\sigma = 0{,}35$ (для сварных соединений).

На основании соотношений (26)-(29) находят:

$$\varphi_1(X_1) = 1;$$

$$\varphi_2(X_1) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1)\frac{lg\frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg\frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}84;$$

$$\varphi_3(X_1) = 0{,}78\frac{lg\frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07 \cdot \frac{lg\frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}34;$$

$$\varphi_1(X_2) = 1;$$

$$\varphi_2(X_2) = 1.$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}78\frac{lg\frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07 \cdot \frac{lg\frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}44;$$

$$\varphi_1(X_3) = 1;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1)\frac{lg\frac{1{,}7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg\frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}37;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}78\frac{lg\frac{1{,}7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}07\frac{lg\frac{1{,}7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^2}}{lg\frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}08.$$

На основании соотношения (25) имеем:

$R^{(1)}(X_1) = (1 - 0{,}78) \cdot 0{,}84 + 0{,}34 = 0{,}52;$

$R^{(1)}(X_2) = (1 - 0{,}78) + 0{,}44 = 0{,}66;$

$R^{(1)}(X_3) = (1 - 0{,}78) \cdot 0{,}37 + 0{,}08 = 0{,}16.$

Коэффициент K учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды и определяется по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается определять по табл.2.

Коэффициент перегрузки n выбирается согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n = 1,1$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0,5 \cdot 0,91 + \frac{0,2}{1,1}\ 0,52 + \frac{0,2}{1,1}\ 0,66 + \frac{0,1}{1,1}\ 0,16 = 0,68.$$

Коэффициент надежности $K_н$ равенства (22) определяют согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент K_1^* выбирается по табл.1.

В рассматриваемом случае $K_н = 1,05$; $K_1^* = 1,25$.

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = \sigma_в = 600$ МПа.

Проведя расчеты по формуле (22), получают

$$R(t) = \frac{600 \cdot 0,68}{1,25 \cdot 1,05} = 310,9 \text{ МПа}.$$

Если нет необходимых данных, то значения коэффициентов β_1 и β_2 рекомендуется выбирать согласно табл.3.

В этом случае $\beta_1 = 1,9$; $\beta_2 = 0,7$.

Правая часть неравенства (21) имеет следующее значение:

$$(134,9+130,4) \cdot 1,9+3 \cdot (4-2 \cdot 0,7-1,9) \cdot (134,9-130,4)+6 \cdot (0,7-1) \cdot 89,4 = 352,7 \text{ МПа}.$$

Следовательно, требование критерия прочности (21) выполнено, так как $2 \cdot 310,9$ МПа $= 621,8$ МПа $>$ 352,7 МПа.

Расчеты для второго значения $\sigma_2 = -35,1$ МПа проводятся аналогично. В результате получается, что требование критерия прочности (21) выполняется, так как 621,8 МПа $>$ 524,0 МПа.

Коэффициент использования прочности равен

$$\eta = \frac{524,0}{621,8} = 0,84.$$

2. Оценка конструктивной прочности отвода

2.I. Рассматривается конструктивная прочность отвода:

D_H = I220 мм, ℓ_1 = I800 мм;

δ = $34_{-5,3}$ мм при m = 0,6;

δ = $28_{-5,9}$ мм при m = 0,75 (согласно ОСТ I02-56-8I);

p = 7,5 МПа.

Отвод изготовлен из стали I5ХСНД, у которой σ_T =350 МПа и $\sigma_в$ = 500 МПа.

Проведем расчет для случая, когда коэффициент условий работы m = 0,6; δ^* = 34-5,3=28,7 мм.

По формуле (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7,5\ (I200 - 2 \cdot 28,7)}{2 \cdot 28,7} = I5I,9 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_2 = \hat{\sigma}_{13} = \hat{\sigma}_{12} \cong 0.$$

Находим значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**}:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_в} = \frac{350}{500} = 0,7; \quad \rho^{**} = \frac{a}{\sigma_в} = \frac{40}{500} = 0,08.$$

Здесь коэффициент a = 40 МПа (для некоррозионных и малоагрессивных сред). Для элементов, находящихся в среднеагрессивных средах, a = 0).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (II):

$$\frac{\ell_1}{D} = \frac{I800}{I220} = I,43 < 2; \quad K_б = -0,3 \cdot I,48 + I,6 = I,I6.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют по соотношению (I6):

$$K_t = \frac{0,9}{\left(\frac{I800 \cdot 28,7}{6 \cdot I0^2}\right)^{2/3}} = 3,36.$$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2,98 \cdot I0^5 \text{ ч}.$$

Функцию длительной прочности $R^{(o)}$ рассчитывают по соотношению (23),

где $t_1 = I0^3$ ч; $t_0 = I0^6$ ч:

$$R^{(o)} = \frac{I}{I,I6} + \frac{\left(\frac{I}{I,I6} - \frac{I+0,7}{2 \cdot 3,36}\right) lg \frac{2,98 \cdot I0^5}{I0^3}}{lg \frac{I0^3}{I0^6}} = 0,36.$$

Функцию циклической прочности $R^{(i)}$ находят по зависимости (25),

где функции $\varphi_i(X_j)$ $(i,j = 1,2,3)$ выбирают по соотношениям (26)-(29).

Базовые числа циклов следует принимать равными:

$N_0 = 2.10^6$; $N_1 = 20$; $N_2 = 2.10^4$; $N_3 = 2.10^2$.

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле:

$X_1 = nt^* K_N$ для коэффициента условий работы $m = 0,6$ и

$X_1 = \frac{1}{10} nt^* K_N$ для коэффициента условий работы $m = 0,75$.

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение одного года n принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности $K_N = 5$.

Тогда $X_1 = 180 \cdot 33 \cdot 5 = 2,97 \cdot 10^4$.

Числа циклов X_2 и X_3 в формуле (25) допускается выбирать: $X_2 = 2.10^4$; $X_3 = 2.10^6$ для коэффициента условий работы $m = 0,6$ и $X_2 = 2.10^3$; $X_3 = 2.10^5$ для коэффициента условий работы $m = 0,75$.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении $K_\sigma = 0,35$.

На основании соотношений (26)-(29) находим:

$$\varphi_1(X_1) = \frac{1}{3,36} - \left(\frac{1}{3,36} - \frac{1}{1,16}\right) \frac{lg \frac{2,97 \cdot 10^4}{2.10^6}}{lg \frac{20}{2.10^6}} = 0,5;$$

$$\varphi_2(X_1) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{lg \frac{2,97 \cdot 10^4}{2.10^6}}{lg \frac{2.10^4}{2.10^6}} = 0,94;$$

$$\varphi_3(X_1) = 0,7 \frac{lg \frac{2,97 \cdot 10^4}{2.10^6}}{lg \frac{2.10^2}{2.10^6}} - 0,08 \frac{lg \frac{2,97 \cdot 10^4}{2.10^2}}{lg \frac{2.10^2}{2.10^6}} = 0,36;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3,36} - \left(\frac{1}{3,36} - \frac{1}{1,16}\right) \frac{lg \frac{2.10^4}{2.10^6}}{lg \frac{20}{2.10^6}} = 0,52;$$

$$\varphi_2(X_2) = 1;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}7\,\frac{lg\,\frac{2.10^4}{2.10^5}}{lg\,\frac{2.10^2}{2.10^6}} - 0{,}08\,\frac{lg\,\frac{2.10^4}{2.10^2}}{lg\,\frac{2.10^2}{2.10^5}} = 0{,}39;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{I}{3{,}36} = 0{,}3;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}08.$$

На основании соотношения (25) имеем:

$$R^{(1)}(\chi_1) = (I-0{,}7)\ 0{,}5 \cdot 0{,}94 + 0{,}36 = 0{,}5;$$

$$R^{(1)}(\chi_2) = (I-0{,}7)\ 0{,}52 + 0{,}39 = 0{,}55;$$

$$R^{(1)}(\chi_3) = (I-0{,}7)\ 0{,}3 \cdot 0{,}35 + 0{,}08 = 0{,}II.$$

Коэффициент К учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды и определяется по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается выбирать по табл.2.

Коэффициент перегрузки n определяют согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n = I{,}I$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0{,}5 \cdot 0{,}36 + \frac{0{,}2}{I{,}I}\,0{,}5 + \frac{0{,}2}{I{,}I}\,0.55 + \frac{0{,}I}{I{,}I}\,0{,}II = 0{,}38.$$

В формуле (22) коэффициент надежности $K_н$ определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент K_I^* выбирается по табл.I.

В этом случае $K_н = I{,}05$; $K_I^* = I{,}35$.

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла трубы, соединительных деталей, равное $б_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = б_в = 500$ МПа.

Левая часть критерия прочности (2I) равна:

$$2 \cdot \frac{500 \cdot 0{,}38}{I{,}35 \cdot I{,}06} = 2 \cdot I34 \text{ МПа}.$$

Правая часть критерия прочности (2I) равна 2·I52 МПа.

Таким образом, требование критерия прочности (2I) не удовлетворено, так как I52 МПа > I34 МПа.

Следовательно, фактическая долговечность отвода меньше назначенного ресурса трубопровода. Определим эту долговечность.

Для 10 лет имеем:

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 10 = 8{,}76 \cdot 10^4 \text{ ч};$$

$$R^{(0)} = \frac{1}{1{,}16} + \frac{\left(\frac{1}{1{,}16} - \frac{1+0{,}7}{2 \cdot 3{,}36}\right) lg \frac{8{,}76 \cdot 10^4}{10^6}}{lg \frac{10^3}{10^6}} = 0{,}47;$$

$$X_1 = 180 \cdot 10 \cdot 5 = 9 \cdot 10^3;$$

$$X_2 = \frac{10 \cdot 2 \cdot 10^4}{33} = 6{,}06 \cdot 10^3;$$

$$X_3 = \frac{10 \cdot 2 \cdot 10^6}{33} = 6{,}06 \cdot 10^5;$$

$$\varphi_1(X_1) = \frac{1}{3{,}36} - \left(\frac{1}{3{,}36} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{9 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^5}} = 0{,}56;$$

$$\varphi_2(X_1) = 1;$$

$$\varphi_3(X_1) = 0{,}7 \frac{lg \frac{9 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{9 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}44;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3{,}36} - \left(\frac{1}{3{,}36} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}58;$$

$$\varphi_2(X_2) = 1;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}7 \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}47;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{3{,}36} - \left(\frac{1}{3{,}36} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}36;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1) \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}52;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}7 \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{6{,}06 \cdot 10^5}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}16;$$

$R^{(1)}(X_1) = (1-0,7)\ 0,56 + 0,44 = 0,61;$
$R^{(1)}(X_2) = (1-07)\ 0,58 + 0,47 = 0,64;$
$R^{(1)}(X_3) = (1-0,7)\ 0,36 \cdot 0,52 + 0,16 = 0,22.$

$$\frac{1}{K} = 0,5 \cdot 0,47 + \frac{0,2}{1,1}\ 0,61 + \frac{0,2}{1,1}\ 0,64 + \frac{0,1}{1,1}\ 0,22 = 0,49.$$

$$R = \frac{500 \cdot 0,49}{1,35 \cdot 1,05} = 173 \text{ МПа}.$$

Таким образом, неравенство (21) выполнено, т.е. 152 МПа< <173 МПа.

Для 20 лет имеем:

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 20 = 1,75 \cdot 10^5 \text{ ч};$$
$$X_1 = 180 \cdot 20 \cdot 5 = 1,8 \cdot 10;$$
$$X_2 = \frac{20 \cdot 2 \cdot 10^4}{33} = 1,2 \cdot 10^4;$$
$$X_3 = \frac{20 \cdot 2 \cdot 10^6}{33} = 1,2 \cdot 10^6.$$

Проведя расчеты для долговечности, равной 20 годам, получим что требование критерия прочности (21) не удовлетворяется, так как 152 МПа > 148 МПа.

Следовательно, искомая долговечность находится между 10 и 20 годами. Чтобы определить ее, проделаем следующие расчеты:

$$a = \frac{R(10) - R(20)}{\lg 10 - \lg 20} = \frac{173 - 148}{\lg 10 - \lg 20} = -83;$$

$$X^* = \frac{a \lg 10 - R(10) + \hat{b}_1}{a}.$$

Таким образом, $X^* = \frac{-88 - 173 + 152}{-83} = 1,25;$

$$t^* = e^{\frac{X^*}{0,43429}}.$$

Получается, что искомая долговечность равна:

$$t^* = e^{\frac{1,25}{0,43429}} \approx 18 \text{ лет}.$$

Проверка полученного для t^* результата по вышеприведенной методике показывает, что найденная долговечность t^*=18 годам удовлетворяет критерию прочности. При этом $\gamma = 1$.

Если провести аналогичные расчеты для коэффициента условий работы m = 0,75, то получится, что фактическая долговечность отвода меньше назначенного ресурса трубопровода, равного 33 годам, 159 МПа $<$ 199 МПа, т.е. не выполняется требование критерия прочности (21).

Фактическую долговечность можно рассчитать тем же путем, что и для случая, когда коэффициент условий работы m = 0,6. Она оказывается равной t^* = 10 годам.

2.2. Рассматривается конструктивная прочность отвода $D_н$ = =1020 мм, δ = 28_{-4} мм, δ^* = 28 - 4 = 24 мм, P = 7,5 МПа.

Отвод изготовлен из стали, у которой $\sigma_т$ = 340 МПа, $\sigma_в$ = =500 МПа.

Компоненты усилия $\vec{Q}$ и момента $\vec{M}$, действующие в отводе, равны: Q_1 = 15 кН; Q_2 = 27 кН; Q_3 = 57 кН;

M_1 = 230,5 кНм; M_2 = 13 кНм; M_3 = -0,7 кНм.

Площадь, момент сопротивления, полярный момент сопротивления поперечного сечения отвода, соответствующие δ^*, вычисляются по формулам:

$$F = \frac{\pi(D_н^2 - D_{вн}^2)}{4}; \qquad W = \frac{0{,}098(D_н^4 - D_{вн}^4)}{D_н};$$

$$W_p = 2W.$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F = \frac{3{,}14\ (1002^2 - 97{,}2^2)}{4} = 751 \cdot 10^{-4}\ м^2;$$

$$W = \frac{0{,}098(1002^4 - 97{,}2^4)}{102} = 18237 \cdot 10^{-6}\ м^3;$$

W_p = 36474 . 10^{-6} м^3.

По формулам (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7{,}5\ (1020 - 2\ .\ 24)}{2.24} = 151{,}9\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = \frac{\sqrt{230{,}5^2 + 13^2}}{18237 \cdot 10^{-6}} + \frac{57}{751 \cdot 10^{-4}} = 13{,}4\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = -\frac{\sqrt{230{,}5^2 + 13^2}}{18237 \cdot 10^{-6}} + \frac{57}{751 \cdot 10^{-4}} = -11{,}9\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{2\sqrt{151^2 + 27^2}}{751 \cdot 10^{-4}} = 0{,}8 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_{12} = -\frac{0{,}7}{36474 \cdot 10^{-6}} = -0{,}019 \text{МПа}.$$

Номинальные значения компонент девиатора напряжений определяются по формулам (4), (5). На основании этих формул получаем:

$$\hat{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(151{,}9-13{,}4)^2+(151{,}9+7{,}5)^2+(13{,}4+7{,}5)^2+6 \times} \times \sqrt{(0{,}8^2 + 0{,}019^2)} = 100{,}0 \text{ МПа};$$

$$\cos 3\theta = \frac{4 \cdot (151{,}9 \cdot 13{,}4 \cdot 7{,}5 + 0{,}8^2 \cdot 13{,}4 - 0{,}019^2 \cdot 7{,}5)}{100^3} = 0{,}06;$$

$\theta = 0{,}5;$

$\hat{S}_1 = 100 \cos (1{,}05 - 0{,}5) = 85{,}3$ МПа;

$\hat{S}_2 = 100 \cos (1{,}05 + 0{,}5) = 2{,}08$ МПа;

$\hat{S}_3 = -100 \cos 0{,}5 = -87{,}8$ МПа.

Значение среднего напряжения определяют по формуле (6):

$$\sigma_0 = \frac{151{,}9 + 13{,}4 - 7{,}5}{3} = 52{,}6 \text{ МПа}.$$

По соотношениям (7) находят расчетные значения компонент девиатора напряжений:

$S_1 = 87{,}8$ МПа; $S_2 = -85{,}3$ МПа; $S_3 = -2{,}08$ МПа.

Значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**} равны:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_в} = \frac{340}{500} = 0{,}68; \quad \rho^{**} = \frac{40}{500} = 0{,}08.$$

Здесь коэффициент $\alpha = 40$ МПа (для некоррозионных и малоагрессивных сред).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (11):

$\frac{\tilde{c}_1}{D} = 1{,}5 < 2;$. $K_б = -0{,}3 \cdot 1{,}5 + 1{,}6 = 1{,}15.$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют по соотношению (16):

$\lambda = 0{,}14; \quad K_t = 0{,}9 \cdot 0{,}14^{-\frac{2}{3}} = 3{,}34.$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2 \cdot 98 \; 10^5$ ч.

Функцию длительной прочности $F^{(0)}$ находят по соотношению (23)

($t_1 = 10^3$ ч; $t_0 = 10^6$ ч):

$$R^{(0)} = \frac{1}{1,15} + \frac{\left(\frac{1}{1,15} - \frac{1+0,68}{2 \cdot 3,34}\right) \lg \frac{2,98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^6}} = 0,36.$$

Функция циклической прочности $R^{(1)}$ рассчитывается по зависимости (25), где функции $\varphi_i(X_j)$ $(i,j = 1,2,3)$ заданы соотношениями (26)-(29).

Базовые числа циклов следует принимать равными:

$N_0 = 2 \cdot 10^6$; $N_1 = 20$; $N_2 = 2 \cdot 10^4$; $N_3 = 2 \cdot 10^2$.

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле:

$$X_1 = n \cdot t^* \cdot K_N .$$

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года n принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности K_N выбирают согласно табл.2.

В этом случае $K_N = 10$.

$X_1 = 180 \cdot 33 \cdot 10 = 5,9 \cdot 10^4$.

Числа циклов X_2 и X_3 в соотношении (25) определяются по формуле $X_i = t^* \cdot K_N \cdot X_i^*$ $(i = 2, 3)$, где K_N, X_i^* выбираются согласно табл.2.

Получаем:

$X_2 = 33 \cdot 10 \cdot 50 = 1,7 \cdot 10^4$; $X_3 = 33 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^3 = 1,7 \cdot 10^6$.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении $K_c = 0,35$ (для сварных соединений).

На основании соотношений (26)-(29) находят:

$$\varphi_1(X_1) = \frac{1}{3,34} - \left(\frac{1}{3,34} - \frac{1}{1,15}\right) \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,47;$$

$$\varphi_2(X_1) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0,84;$$

$$\varphi_3(X_1) = 0{,}68\,\frac{lg\,\frac{5{,}9\cdot10^4}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} - 0{,}08\,\frac{lg\,\frac{5{,}9\cdot10^4}{2\cdot10^2}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} = 0{,}28;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3{,}34} - \left(\frac{1}{3{,}34} - \frac{1}{1{,}15}\right)\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^4}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{20}{2\cdot10^6}} = 0{,}54;$$

$$\varphi_2(X_2) = 0{,}35-(0{,}35-1)\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^4}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{2\cdot10^4}{2\cdot10^6}} = 1{,}02;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}68\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^4}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} - 0{,}08\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^4}{2\cdot10^2}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} = 0{,}39;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{3{,}34} - \left(\frac{1}{3{,}34} - \frac{1}{1{,}15}\right)\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^6}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{20}{2\cdot10^6}} = 0{,}31;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35-(0{,}35-1)\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^6}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{2\cdot10^4}{2\cdot10^6}} = 0{,}37;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}68\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^6}{2\cdot10^6}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} - 0{,}08\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^6}{2\cdot10^2}}{lg\,\frac{2\cdot10^2}{2\cdot10^6}} = 0{,}09.$$

На основании соотношения (25) имеем:

$R^{(1)}(X_1) = (1-0{,}68)\cdot 0{,}47\cdot 0{,}84 + 0{,}28 = 0{,}41;$
$R^{(1)}(X_2) = (1-0{,}68)\cdot 0{,}54\cdot 1{,}02 + 0{,}39 = 0{,}57;$
$R^{(1)}(X_3) = (1-0{,}68)\cdot 0{,}31\cdot 0{,}37 + 0{,}09 = 0{,}13.$

Коэффициент К учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды и определяется по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается выбирать по табл.2.

Коэффициент перегрузки n определяют согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n = 1{,}1$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0{,}5 \cdot 0{,}36 + \frac{0{,}2}{1{,}1} \cdot 0{,}41 + \frac{0{,}2}{1{,}1} \cdot 0{,}57 + \frac{0{,}1}{1{,}1} \cdot 0{,}13 = 0{,}36.$$

Коэффициент надежности $K_н$ равенства (22) определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент K_1^* выбирают согласно табл.1.

В этом случае $K_н = 1{,}05$; $K_1^* = 1{,}25$.

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = \sigma_в = 500$ МПа.

По формуле (22) получается:

$$R(t) = \frac{500 \cdot 0{,}36}{1{,}25 \cdot 1{,}05} = 137{,}1 \text{ МПа}.$$

Если нет необходимых данных, то значения коэффициентов β_1 и β_2 рекомендуется выбирать по табл.3.

В данном случае $\beta_1 = 1{,}9$; $\beta_2 = 0{,}7$.

Правая часть неравенства (21) имеет следующее значение: $(87{,}8+85{,}3) \cdot 1{,}9 + 3 \cdot (4-2 \cdot 0{,}7-1{,}9) \cdot (87{,}8-85{,}3) + 6 \cdot (0{,}7-1) \cdot 52{,}6 = 239{,}5$ МПа.

Таким образом, требование критерия прочности (21) выполнено, так как $2 \cdot 137{,}1$ МПа $= 274{,}2$ МПа $>$ 239,5 МПа.

Расчеты для второго значения $\hat{\sigma}_2 = -11{,}9$ МПа проводятся аналогично. В результате получается, что требование критерия прочности (21) не выполняется, так как 274,2 МПа $<$ 313,4 МПа. Следовательно, фактическая долговечность отвода меньше назначенного ресурса трубопровода. Определим эту долговечность.

Рассматривается долговечность, равная 30 годам:

$t = 335 \cdot 24 \cdot 2[illegible] = 1{,}75 \cdot 10^5$ ч;

$$R^{(n)} = \frac{1}{1{,}3} + \frac{\left(\frac{1}{1{,}15} - \frac{1+0{,}6}{2 \cdot 3{,}34}\right) lg \frac{\cdot}{\cdot}}{lg \frac{\cdot}{\cdot}} = 0{,}47;$$

$X_1 = 180 \cdot [illegible] \cdot 10 = 3{,}6 \cdot [illegible]$;

$X_2 = 20 \cdot 10 \cdot 50 = 10^4$;

$$X_3 = 20 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^8 = 10^6;$$

$$\varphi_1(X_I) = \frac{1}{3{,}34} - \left(\frac{1}{3{,}34} - \frac{1}{1{,}15}\right) \frac{lg \frac{3{,}6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}5;$$

$$\varphi_2(X_I) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1) \frac{lg \frac{3{,}6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}92;$$

$$\varphi_3(X_I) = 0{,}68 \frac{lg \frac{3{,}6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{3{,}6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}35;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3{,}34} - \left(\frac{1}{3{,}34} - \frac{1}{1{,}15}\right) \frac{lg \frac{10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}56;$$

$$\varphi_2(X_2) = 1;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}68 \frac{lg \frac{10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}43;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{3{,}34} - \left(\frac{1}{3{,}34} - \frac{1}{1{,}15}\right) \frac{lg \frac{10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}33;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1) \frac{lg \frac{10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}45;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}68 \frac{lg \frac{10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{10^6}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}12;$$

$R^{(1)}(X_1)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}5\cdot 0{,}92+0{,}35=0{,}5;$

$R^{(1)}(X_2)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}56+0{,}43=0{,}61;$

$R^{(1)}(X_3)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}33\cdot 0{,}45+0{,}12=0{,}17;$

$$\frac{1}{K}=0{,}5\cdot 0{,}41+\frac{0{,}2}{1{,}1}\cdot 0{,}5+\frac{0{,}2}{1{,}1}\,0{,}61+\frac{0{,}1}{1{,}1}\cdot 0{,}17=0{,}43;$$

$$R(t)=\frac{500\cdot 0{,}43}{1{,}25\cdot 1{,}05}=163{,}8\ \text{МПа}.$$

Таким образом, требование критерия прочности (21) выполнено, так как $2\cdot 163{,}8\ \text{МПа}=327{,}6\ \text{МПа} > 313{,}4\ \text{МПа}$.

Следовательно, искомая долговечность t^* находится между 20 и 33 годами.

Чтобы определить ее, проводятся следующие расчеты:

$$A=2\,\frac{R_4-R_5}{\lg X_4-\lg X_5};\qquad X^*=\frac{A\cdot\lg X_4-2R_4+R_5}{A},$$

где R – правая часть критерия прочности (21);

X_4 – долговечность, при которой выполняются требования критерия прочности (21);

X_5 – долговечность, при которой требование (21) не выполняется;

R_4 и R_5 – значения левой части критерия прочности (21), соответствующие долговечностям X_4 и X_5.

$$t^*=\ell^{\sqrt[X^*]{0{,}43429}}.$$

$$A=\frac{327{,}6-274{,}2}{1{,}3-1{,}5}=-267{,}0;\qquad X^*=\frac{-267{,}0\cdot 1{,}3-327{,}6+313{,}4}{-267{,}0}=1{,}35;$$

$$t^*=\ell^{\sqrt[1{,}35]{0{,}43429}}=22\ \text{годам},$$ т.е. искомая долговечность равна 22 годам. Проверка полученного для t^* результата по вышеприведенной методике показывает, что найденная долговечность $t^*=22$ годам удовлетворяет критерию прочности. При этом $\eta=1$.

3. Оценка конструктивной прочности тройникового соединения

3.I. Рассматривается конструктивная прочность штампосварного тройника D_H = I220; d_H = I220; $S = 38_{-3,I}$ мм; $S_1 = 38_{-3,I}$ мм; S_2 = 48 мм при m = 0,6; $S = 30_{-I5}$ мм; $S_1 = 30_{-I,5}$ мм; S_2 = 38 мм при m = 0,75 (согласно ОСТ I02-59-8I); P = 7,5 МПа.

Тройник изготовлен из стали I5ХСНД, у которой:

σ_T = 350 МПа и σ_B = 500 МПа;

$S_*^M = 38 - 3,I = 34,9$ мм; $S_*^O = 38 - 3,I = 34,9$ мм.

По формуле (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7,5\ (I22O - 2 \cdot 34,9)}{2 \cdot 34,9} = I23,6 \text{ МПа}; \quad \rho^{**} = \frac{40}{500} = 0,08;$$

$$\hat{\sigma}_2 = \hat{\sigma}_{I3} = \hat{\sigma}_{I2} \equiv 0.$$

Находим значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**}:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{350}{500} = 0,7.$$

Здесь коэффициент α = 40 МПа (для некоррозионных и малоагрессивных сред).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (I0):

$$\mu = \frac{I220}{I220} = I; \quad K_\sigma = 0,5 + 0,95 = I,45, \text{ т.е. } K_\sigma = I,45.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют по соотношению (I5):

$$K_t = \frac{I220}{I2 \cdot 34,9} = 2,9, \text{ т.е. } K_t = 2,9.$$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2,98 \cdot I0^5$ ч.

Функцию длительной прочности $R^{(0)}$ находят по соотношению (25),

где $t_1 = I0^3$ ч; $t_0 = I0^6$ ч;

$$R^{(0)} = \frac{I}{I,45} + \frac{\left(\frac{I}{I,45} - \frac{I+0,7}{2 \cdot 2,9}\right) \lg \frac{2,98 \cdot I0^5}{I0^3}}{\lg \frac{I0^3}{I0^6}} = 0,36,$$

т.е. $R^{(0)} = 0,36$.

Функцию циклической прочности $R^{(1)}$ определяют по зависимости (25), где функции $\varphi_i(X_j)$, (i,j = I,2,3) рассчитывают по соотношениям (26)-(29).

Базовые числа циклов следует принимать равными:

$N_0 = 2.10^6$; $N_1 = 20$; $N_2 = 2.10^4$; $N_3 = 2.10^2$.

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле:

$X_1 = \Pi t^* K_N$ для коэффициента условий работы m = 0,6 и

$X_1 = \frac{1}{10} \Pi t^* K_N$ для коэффициента условий работы m = 0,75.

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение I года Π принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности K_N = **5,0.** Получаем $X_1 = 180 \cdot 33 \cdot 5 = 2{,}97 \cdot 10^4$.

Числа циклов X_2 и X_3 **в** формуле (25) допускается выбирать такими:

$X_2 = 2.10^4$; $X_3 = 2.10^6$ для коэффициента условий работы m = 0,6;

$X_2 = 2.10^3$; $X_3 = 2.10^5$ для коэффициента условий работы m = 0,75.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении K_c = 0,35.

На основании соотношений (26)-(29) находим:

$$\varphi_1(X_I) = \frac{1}{2{,}9} - \left(\frac{1}{2{,}9} - \frac{1}{1{,}45}\right) \frac{lg \frac{2{,}97.10^4}{2.10^6}}{lg \frac{20}{2.10^6}} = 0{,}47;$$

$$\varphi_2(X_I) = 0{,}35 - (0{,}35-1) \frac{lg \frac{2{,}97.10^4}{2.10^6}}{lg \frac{2.10^4}{2.10^6}} = 0{,}94;$$

$$\varphi_3(X_I) = 0{,}7 \frac{lg \frac{2{,}97.10^4}{2.10^6}}{lg \frac{2.10^2}{2.10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{2{,}97.10^4}{2.10^2}}{lg \frac{2.10^2}{2.10^5}} = 0{,}36;$$

$$\varphi_1(X_2)=\frac{I}{2,9}-\left(\frac{I}{2,9}-\frac{I}{I,45}\right)\frac{lg\frac{2.IO^4}{2.IO^6}}{lg\frac{20}{2.IO^6}}=C,48;$$

$$\varphi_2(X_2)=I;$$

$$\varphi_3(X_2)=C,7\frac{lg\frac{2.IO^4}{2.IO^6}}{lg\frac{2.IC^2}{2.IC^6}}-C,08\frac{lg\frac{2.IO^4}{2.IO^2}}{lg\frac{2.IC^2}{2.IC^6}}=C,39;$$

$$\varphi_1(X_3)=\frac{I}{2,9}=0,34;$$

$\varphi_2(X_3)=0,35;$

$\varphi_3(X_3)=0,08.$

На основании соотношения (25) имеем:

$R^{(I)}(X_I)=(I-0,7)\ 0,47\ .\ C,94+0,36=0,49;$

$R^{(I)}(X_2)=(I-0,7)\ 0,48\ .\ 0,I+0,39=0,53;$

$R^{(I)}(X_3)=(I-0,7)\ 0,34\ .\ 0,35+0,08=0,I2.$

Коэффициент К учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды и определяется по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается выбирать по табл.2.

Коэффициент перегрузки n находят по СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n=I,I$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{I}{K}=0,5\ .\ 0,36+\frac{C,2}{I,I}\ 0,49+\frac{0,2}{I,I}\ 0,53+\frac{C,I}{I,I}\ C,I2=0,38.$$

В формуле (22) коэффициент надежности $K_н$ определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент K_1^* выбирается по табл.I.

В этом случае $K_н=I,05$; $K_I^*=I,35$;

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = \sigma_в = 500$ МПа.

Левая часть критерия прочности (21) равна:

$$2 \cdot \frac{500 \cdot 0,38}{1,35 \cdot 1,05} = 2 \cdot 134 \text{ МПа}.$$

Правая часть критерия прочности (21) равна $2 \cdot 123$ МПа.

Следовательно, неравенство (21) выполнено, так как

$$134 \text{ МПа} > 123 \text{ МПа}.$$

Коэффициент использования прочности равен:

$$\eta = \frac{123}{134} = 0,92.$$

Указанные расчеты проводили для коэффициента условий работы $m = 0,6$. Если провести аналогичные расчеты для $m = 0,75$, то получим, что неравенство (21) выполняется, так как 155,2 МПа > 153 МПа.

Коэффициент использования прочности η равен:

$$\eta = \frac{153,0}{155,2} = 0,99.$$

3.2. Рассматривается конструктивная прочность штампосварного тройника с усиливающими накладками: $D_н = 1044$ мм; $d_н = 1044$ мм; $\delta_т^* = 26 - 1,9 = 24,1$ мм; $\delta^* = 1,5 \cdot 24,1 = 36,2$ мм; $P = 7,5$ МПа.

Тройник изготовлен из стали, у которой $\sigma_т = 340$ МПа; $\sigma_в = 500$ МПа.

Компоненты усилия $\vec{Q}$ и момента $\vec{M}$, действующие в тройнике, равны: $Q_2 = -328$ кН; $Q_3 = -610$ кН; $M_1 = -1008$ кНм.

Площадь, момент сопротивления и полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы, соответствующие δ^*, вычисляют по формулам:

$$F = \frac{\pi(D_н^2 - D_{вн}^2)}{4}; \qquad W = \frac{0,098(D_н^4 - D_{вн}^4)}{D_н},$$

$$W_р = 2 \cdot W.$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F = \frac{3,14 \ (104,4^2 - 97,2^2)}{4} = 114 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$W = \frac{0{,}098\ (104{,}4^4 - 97{,}2^4)}{104{,}4} = 27724 \cdot 10^{-6}\ м^3;$$

$W_p = 55448 \cdot 10^{-6}\ м^3$.

По формулам (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7{,}5(1044 - 2 \cdot 36{,}2)}{2 \cdot 36{,}2} = 100{,}6\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = \frac{1008}{27724 \cdot 10^{-6}} - \frac{610}{1140 \cdot 10^{-4}} = 31{,}0\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_2 = -\frac{1008}{27724 \cdot 10^{-6}} - \frac{610}{1140 \cdot 10^{-4}} = -41{,}7\ МПа;$$

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{2 \cdot 328}{1140 \cdot 10^{-4}} = 5{,}8\ МПа; \quad \sigma_{12} = 0.$$

Номинальные значения компонент девиатора напряжений определяют по формулам (4), (5). На основании этих формул получаем:

$$\hat{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(100{,}6 - 31{,}0)^2 + (100{,}6 + 7{,}5)^2 + (31{,}0 + 7{,}5)^2 + 6 \cdot 5{,}8^2} =$$

$$= 63{,}6\ МПа.$$

$$\cos 3\theta = \frac{4(100{,}6 \cdot 31{,}0 \cdot 7{,}5 + 5{,}8^2 - 31{,}0)}{63{,}6^3} = 0{,}38;$$

$\theta = 0{,}39$;

$\hat{S}_1 = 63{,}6 \cos\ (1{,}05 - 0{,}39) = 50{,}2$ МПа;
$\hat{S}_2 = 63{,}6 \cos\ (1{,}05 + 0{,}39) = 8{,}3$ МПа;
$\hat{S}_3 = -63{,}6 \cos\ 0{,}39 = -58{,}8$ МПа.

Значение среднего напряжения σ_0 определяют по формуле (6):

$$\sigma_0 = \frac{100{,}6 + 31{,}0 - 7{,}5}{3} = 41{,}4\ МПа.$$

По соотношениям (7) находят расчетные значения компонент девиатора напряжений:

$S_1 = 58{,}8$ МПа; $S_2 = -50{,}2$ МПа; $S_3 = -8{,}3$ МПа.

Значения коэффициентов ρ^* и ρ^{**} равны:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_B} = \frac{340}{500} = 0{,}68; \qquad \rho^{**} = \frac{a}{\sigma_B} = \frac{40}{500} = 0{,}08.$$

Здесь коэффициент α = 40 МПа (для некоррозионных и малоагрессивных сред).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (9):

$$\mu = 1; \qquad K_G = 1{,}16.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений рассчитывают по соотношению (14):

$$K_t = 0{,}29 \left(\frac{1044}{36{,}2} \right)^{\frac{2}{3}} = 2{,}73.$$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

$$t = 365 \cdot 24 \cdot 33 = 2{,}98 \cdot 10^5 \text{ ч}.$$

Функцию длительной прочности $R^{(0)}$ находят по соотношению (23), где $t_1 = 10^3$ч; $t_0 = 10^6$ ч;

$$R^{(0)} = \frac{1}{1{,}16} + \frac{\left(\frac{1}{1{,}16} - \frac{1+0{,}68}{2{,}2{,}73}\right) \lg \frac{2{,}98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^6}} = 0{,}41.$$

Функцию циклической прочности $R^{(1)}$ находят по зависимости (25), где функции $\varphi_i(X_j)$ $(i, j = 1,2,3)$ заданы соотношениями (26–(29).

Базовые числа циклов следует принимать равными:

$N_0 = 2.10^6$; $N_1 = 20$; $N_2 = 2.10^4$; $N_3 = 2.10^2$.

Расчетное количество переключений нагнетателей КС за срок службы конструкции X_1 находят по формуле

$$X_1 = n \cdot t^* \cdot K_N.$$

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года n принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности K_N выбирается согласно табл.2. В этом случае K_N = 10.

Поэтому $X_1 = 180 \cdot 33 \cdot 10 = 5{,}9 \cdot 10^4$.

Число циклов X_2 и X_3 в формуле (25) определяют по следующей формуле:

$$X_i = t^* \cdot K_N \cdot X_i^* \quad (i = 2,3),$$

где K_N, X_i^* выбирают согласно табл.2.

Получают:

$X_2 = 33 \cdot 10 \cdot 50 = 1{,}7 \cdot 10^4$; $X_3 = 33 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^3 = 1{,}7 \cdot 10^6$.

Эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении $K_c = 0{,}35$ (для сварных соединений).

На основании соотношений (26)-(29) находят:

$$\varphi_1(X_I) = \frac{1}{2{,}73} - \left(\frac{1}{2{,}73} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}52;$$

$$\varphi_2(X_I) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1) \frac{lg \frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}84;$$

$$\varphi_3(X_I) = 0{,}68 \frac{lg \frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{5{,}9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}28;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{2{,}73} - \left(\frac{1}{2{,}73} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}57;$$

$$\varphi_2(X_2) = 0{,}35 - (0{,}35 - 1) \frac{lg \frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 1{,}02;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0{,}68 \frac{lg \frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0{,}08 \frac{lg \frac{1{,}7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}39;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{2{,}73} - \left(\frac{1}{2{,}73} - \frac{1}{1{,}16}\right) \frac{lg \frac{1{,}7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0{,}38;$$

$$\varphi_2(X_3) = 0{,}35-(0{,}35-1)\,\frac{lg\,\frac{1{,}7\cdot10^6}{2{,}10^2}}{lg\,\frac{2{,}10^4}{2{,}10^6}} = 0{,}37;$$

$$\varphi_3(X_3) = 0{,}68\,\frac{lg\,\frac{1{,}7{,}10^6}{2{,}10^6}}{lg\,\frac{2{,}10^2}{2{,}10^6}} - 0{,}08\,\frac{lg\,\frac{1{,}7{,}10^6}{2{,}10^2}}{lg\,\frac{2{,}10^2}{2{,}10^6}} = 0{,}09.$$

Проведя расчеты по соотношению (25), получают:

$R^{(1)}(X_1)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}52\cdot 0{,}84+0{,}28=0{,}42;$

$R^{(1)}(X_2)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}57\cdot 1{,}02+0{,}39=0{,}58;$

$R^{(1)}(X_3)=(1-0{,}68)\cdot 0{,}38\cdot 0{,}37+0{,}09=0{,}13.$

Коэффициент К учитывает характер механического и температурного нагружения элементов и агрессивность внешней среды и определяется по соотношению (22).

Значения коэффициентов P_0, P_1, P_2, P_3 допускается выбирать по табл.2; коэффициент перегрузки n – согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае $n = 1{,}1$.

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0{,}5\cdot 0{,}41+\frac{0{,}2}{1{,}1}\cdot 0{,}42+\frac{0{,}2}{1{,}1}\cdot 0{,}58+\frac{0{,}1}{1{,}1}\cdot 0{,}13 = 0{,}41.$$

Коэффициент надежности $K_н$ равенства (22) определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

Коэффициент K_1^* выбирается по табл.1.

В данном случае $K_н=1{,}05$, $K_1^* = 1{,}25$.

$R_1^н$ – нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное $\sigma_в$, МПа.

Таким образом, $R_1^н = \sigma_в = 500$ МПа.

Производя подсчет по формуле (22), получим:

$$R(t) = \frac{500\cdot 0{,}41}{1{,}25\cdot 1{,}05} = 156{,}2 \text{ МПа}.$$

Если нет необходимых данных, то значения коэффициентов β_1 и β_2 рекомендуется выбирать согласно табл.3.

В этом случае $\beta_1 = 1{,}9$; $\beta_2 = 0{,}7$.

Правая часть неравенства (21) имеет следующее значение:

$(58,8 + 50,2)\cdot 1,9+3(4-2\cdot 0,7-1,9)\cdot(58,8-50,2)+6\cdot(0,7-1)\cdot 41,4=$
$= 150,7$ МПа.

Таким образом, требование критерия прочности (21) выполнено, так как:

$$2 \cdot 156,2 \text{ МПа} = 312,4 \text{ МПа} > 150,7 \text{ МПа}.$$

Расчеты для второго значения $\hat{\sigma}_2 = -41,7$ МПа проводятся аналогично проведенным расчетам. В результате получается, что требование критерия прочности (21) выполнено, так как 312,4 МПа > >291,9 МПа.

Коэффициент использования прочности равен.

$$\eta = \frac{291,9}{312,4} = 0,93.$$

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения 3
2. Определение основных характеристик напряженного состояния элементов магистральных трубопроводов 8
3. Оценка долговечности элементов магистральных трубопроводов 13
Литература 18
Приложение 21

Рекомендации
к расчету трубопроводов на долговечность по теории предельных процессов нагружения
Р 523-83
Издание ВНИИСТа

Редактор Л.С.Панкратьева
Корректор С.П.Михайлова
Технический редактор Т.В.Берешева

Л-74670 Подписано в печать 12/VII 1984 г. Формат 60х84/16
Печ.л. 1,0 Уч.-изд.л. 2,5 Бум.л. 1,5
Тираж 150 экз. Цена 25 коп. Заказ 69

Ротапринт ВНИИСТа

gost.e-ecolog.ru