

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

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, 105058, Окружной проезд, 19, ВНИИСТ.

Министерство строительства предприятий нефтяной и га- зовой промыш- ленности	Рекомендации к расчету трубо- проводов на долговечность по теории предельных процессов нагрузки	Р 523-83 Разработаны впервые
---	--	------------------------------------

## 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Настоящие Рекомендации разработаны в развитие разделов СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования" по расчету трубопроводов на прочность и отраслевых документов [1], [2] и могут быть использованы при расчете долговечности магистральных трубопроводов, включая все стадии его сооружения и эксплуатации.

1.2. 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.

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

Внесены отделом прочности и надежности конструкций магистральных трубопрово- дов НИИСТА	Утверждены НИИСТом 8/ХП 1983 г.	Срок введения в действие I/У1 1984 г.
--	---------------------------------------	---

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

#### 1.4. 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<sup>2</sup>);

$P(t)$  - рабочее (эксплуатационное) давление в трубопроводе, МПа (кгс/см<sup>2</sup>);

$P_k$  ( $k = 0, I, \dots, k$ ) - относительные амплитуды рабочего давления, характеризующие спектр нагружения трубопровода;

$\omega_k$  ( $k = I, \dots, k$ ) - частоты, являющиеся характеристикой изменчивости нагружения в период эксплуатации, причем  $\omega_1$  - 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);

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

$G_1^*, G_2^*, G_{12}^*$  - 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;

$G_0$  - среднее значение напряжений;

$K_6$  - 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;

$K_c$  - эффективный коэффициент концентрации остаточных напряжений при переменном нагружении;

$\chi, \psi$  - числа циклов;

$\chi_1, \chi_2, \chi_3$  - расчетные значения числа циклов (наработка за I 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  $\sigma_B$ , МПа (кгс/см<sup>2</sup>);

$\sigma_B, \sigma_T$  - 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;

$\rho^*$  - коэффициент, равный отношению предела текучести к пределу прочности стали, т.е.  $\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_B}$ ;

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

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

$\beta_2$  - 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 труб;

$K_N$  - коэффициент безопасности по числу циклов;  
 $K_H$  - коэффициент надежности, определяемый согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования";  
 $R = R(t)$  - минимальное значение предела прочности стали, соответствующее эксплуатационному нагружению за ресурс  $t$ ;  
 $R^{(t)} = R^{(t)}(x)$  - минимальное значение предела усталости стали за  $X$  чисел циклов при симметричном нагружении;  
 $R^{(a)} = R^{(a)}(x)$  - минимальное значение предела длительной прочности стали, соответствующее ресурсу  $X$ .

### Геометрические характеристики элементов трубопровода

$D_H$  - наружный диаметр трубы, мм;  
 $D_H^m, D_H^o$  - наружные диаметры магистрали и ответвления тройников соответственно, мм;  
 $D$  - наружный диаметр отвода, мм;  
 $\delta$  - расчетная толщина стенки труб и соединительных деталей, мм;  
 $\delta_*$  - 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;  
 $\delta_m$  - расчетная толщина стенки магистральной части тройника, мм;  
 $\beta$  - угол конусности переходника, равный половине угла конуса при вершине, Рад;  
 $z_1$  - радиус центральной оси отвода, мм;  
 $z$  - средний радиус поперечного сечения трубы, мм;  
 $F, J, W, W_p$  - площадь, момент инерции, момент сопротивления, полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы, определяемые по  $\delta_*$ , мм<sup>2</sup>, мм<sup>4</sup>, мм<sup>3</sup>, мм<sup>3</sup>;  
 $J^*$  - "приведенный" момент инерции отвода или элементов расчетной модели тройника, мм<sup>4</sup>;  
 $K_p, \xi$  - коэффициенты, которые учитывают изменение изгибной жесткости отвода по сравнению с жесткостью трубы соответствующей толщины.

## 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

2.1. 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  $Q$  и момента  $M$  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

$$EJ^* = \frac{EJ}{\zeta K_p}, \quad (1)$$

где коэффициент  $K_p = K_p(\lambda, \omega)$ ,  $\zeta = \zeta(\lambda, \frac{z_1}{z})$ , (2)

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

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 труб 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  $M$  в таких системах на ЭВМ [7]–[16].

Специализированная программа для расчета разветвленных пространственных трубопроводов СТ-ОИ 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 ПШПАШЕК ("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 сопротивление грунта учитывается в автоматическом режиме.

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

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{\rho(\mathcal{D}_H - 2\delta_*)}{2\delta_*}; \quad \hat{\sigma}_2 = \pm \frac{\sqrt{M_1^2 + M_2^2}}{W} + \frac{Q_3}{F};$$

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{\kappa \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2}}{F}; \quad \hat{\sigma}_{12} = \frac{M_3}{W\rho}, \quad \kappa \in [0, 2]. \quad (8)$$

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

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

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

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

а значение среднего напряжения — по формуле

$$\sigma_0 = \frac{\hat{\sigma}_1 + \hat{\sigma}_2 - \rho}{3}. \quad (6)$$

Затем находят расчетные значения компонент девиатора напряжений по соотношениям:

$$\begin{aligned} \text{при} \quad 0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{6} \\ \sigma_1 = |\hat{\sigma}_3|; \quad \sigma_2 = -\hat{\sigma}_1; \quad \sigma_3 = -\hat{\sigma}_2; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{при} \quad \frac{\pi}{6} \leq \theta \leq \frac{\pi}{3} \\ \sigma_1 = \hat{\sigma}_1; \quad \sigma_2 = -\hat{\sigma}_3; \quad \sigma_3 = \hat{\sigma}_2. \end{aligned}$$

2.4. Далее необходимо найти истинное напряженно-деформированное состояние элементов трубопроводов, либо значения коэффициентов  $K_\sigma$  и  $K_\varepsilon$ , характеризующие наиболее напряженные области элементов.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma$  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 эконо-

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

При отсутствии данных по  $K_6$  допускается выбрать их  
значения по следующим зависимостям:

для сварных тройников без усиливающих накладок

$$K_6 = \begin{cases} 1 & \text{при } 0 \leq \mu \leq 0,1; \\ 1,5\mu + 0,85 & \text{при } 0,1 < \mu \leq 0,45; \\ 0,14\mu + 1,46 & \text{при } 0,45 < \mu \leq 1,0, \end{cases} \quad (8)$$

где

$$\mu = \frac{D_H^0}{D_H^M};$$

для тройников с усиливающими накладками

$$K_6 = \begin{cases} I & \text{при } 0 \leq \mu \leq 0,45, \\ 0,29\mu + 0,87 & \text{при } 0,45 < \mu \leq 1,0; \end{cases} \quad (9)$$

для штампованных и штампосварных тройников

$$K_6 = \begin{cases} I & \text{при } 0 \leq \mu \leq 0,1; \\ 0,5\mu + 0,95 & \text{при } 0,1 < \mu \leq 1,0; \end{cases} \quad (10)$$

для отводов

$$K_6 = \begin{cases} -0,3 \frac{z}{D} + I,6 & \text{при } \frac{z}{D} \leq 2; \\ I & \text{при } \frac{z}{D} > 2; \end{cases} \quad (11)$$

для конического перехода

$$K_6 = I. \quad (12)$$

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

При отсутствии данных по  $K_t$  допускается выбрать их  
значения по следующим зависимостям:

для сварных тройников без усиливающих накладок

$$K_t = \frac{\delta_0}{\delta_M} (1,0 + 0,15 \frac{D_H^0}{\delta_M}) (1,4 - 0,75 \frac{D_H^0}{\delta_M}); \quad (13)$$

для тройников с усиливающими накладками

$$K_t = 0,29 \left( \frac{D_H^0}{\delta_M} \right)^{\frac{2}{3}}; \quad (14)$$

для штампованных и штампованных тройников

$$K_6 = \frac{D_H''}{0,5(D_H'' - D_H^0) + 12\delta_0}; \quad (I5)$$

для отводов

$$K_6 = 0,9\lambda^{-\frac{2}{3}} \quad \text{где} \quad \lambda = \frac{z, \delta^*}{z^2}; \quad (I6)$$

для конического перехода

$$K_6 = \cos^{-1} \gamma; \quad 0 \leq \gamma \leq 0,785 \text{ Рад.} \quad (I7)$$

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

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:

$$\frac{p^*(t)}{p_0} = p_0 + \sum_{i=1}^j p_i \sin \omega_i t, \quad 0 < t \leq t, \quad (I8)$$

причем  $\sum_{i=1}^j p_i = 1$ ,

а закон изменения температуры так:

$$\frac{T^*(t)}{T} = q_0 + \sum_{i=1}^j q_i \sin \varphi_i t, \quad p \leq t \leq t, \quad (I9)$$

причем

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

Амплитуды  $P_i$  и частоты  $\omega_i$  в основном характеризуют изменчивость кольцевого напряжения, а амплитуды  $q_i$  и частоты  $\psi_i$  характеризуют изменчивость осевого напряжения.

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

$$\hat{\sigma}_{ij}(\tau) = \hat{\sigma}_{ij}(\rho_0 + \sum_{i=1}^J \rho_i \sin \omega_i \tau), \quad (i, j = 1, 2, 3), \quad (20)$$

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:

$$2R(t) \geq (\delta_1 - \delta_2)\beta_1 + 3(4 - 2\beta_2 - \beta_1)(\delta_1 + \delta_2) + 6(\beta_2 - 1)\bar{b}_0, \quad (21)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  определяют по соотношениям (7), (3)-(5), а  $\bar{b}_0$  - 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:

$$R(t) = \frac{R_1^H}{K_1^* \cdot K \cdot K_H}, \quad (22)$$

где

$$\frac{1}{K} = \rho_0 R^{(0)}(t) + \frac{\rho_1}{n} R^{(1)}(x_1, t) + \frac{\rho_2}{n} R^{(1)}(x_2, t) + \frac{\rho_3}{n} R^{(1)}(x_3, t).$$

Коэффициент  $K_1^*$  определяют по табл. I 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):

$$R^{(0)}_g = \begin{cases} \frac{1}{K_6} + \frac{\left(\frac{1}{K_6} - \frac{1+\rho^*}{2K_t}\right) \lg \frac{t}{t_1}}{\frac{1+\rho^*}{2K_t} \lg \frac{t_1}{t_0}} & 0 \leq t \leq t_1, \\ & \text{при } t_1 \leq t \leq t_0; \\ & t_0 < t. \end{cases} \quad (23)$$

Таблица I

№ п/п	Характеристика труб и соединительных деталей	Значение коэффициента
I	<p>Прямошовные трубы из листовой стали контролируемой прокатки 09Г2ФБ, 08Г2ФЮ, 09Г2СФ-АКМ, Х70, 10Г2Ф, 10Г2ФБ, 10Г2ФБ-У, 10Г2ФГ-У</p> <p>Экспандированные трубы из нормализованной стали 15Г2АФ, 17Г1С-У, 13Г2АФ</p> <p>Электросварные горячепрессованные трубы из стали 09Г2С, 10Г2С1</p> <p>Трубы из горячекатаных рулонных сталей по ГОСТ 19281-73</p> <p>Трубы при 100%-ном УЗ контроле и контролируемой прокатке по ТУ 100-80, ТУ 100-80(вс), ТУ 100-80(ннк), 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</p> <p>Спиральношовные трубы:</p> <p>из листовой стали контролируемой прокатки 09Г2ФБ, 10Г2ФБ-У, 10Г2ФТ-У</p> <p>из рулонной стали 08Г2СФБ, 08Г2СФТ</p> <p>из горячекатаных рулонных сталей по ГОСТ 19281-73</p> <p>термически упрочненные трубы из рулонной стали 17Г1С, 17Г1С-У, 17Г2СФ</p> <p>Трубы при 100%-ном УЗ контроле и регулируемой прокатке по ТУ 40/48/56-78Х3</p> <p>Многослойные обечаечные трубы из горячекатаной рулонной стали 09Г2СФ</p>	<p>I,25</p> <p>I,25</p>
2	<p>Прямошовные трубы:</p> <p>из стали 17Г1С-У по ТУ 14-3-П38-82</p> <p>" 13Г2АФ по ТУ 14-3-К-П38-82</p> <p>Спиральношовные трубы из стали 17Г2СФ по ТУ 14-3-721-78</p> <p>Соединительные детали магистральных трубопроводов, изготовленные по ОСТ 102-54-81, ОСТ 102-62-81</p>	<p>I,35</p>

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

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

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  $\varphi_1$  определяется следующим образом:

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

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  $\varphi_2$  описывается формулой

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

Функция  $\varphi_3$  задается соотношением

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

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  $0,6 \leq p^* \leq 0,83$  и  $0,53 \leq p^{**} \leq 0,1$ ; для значений коэффициента в диапазоне I-5; для значений коэффициента  $K_t$  в диапазоне I-3 и всего диапазона чисел циклов и значений долговечности.

Если известно истинное напряженное состояние  $\hat{\sigma}_1^*, \hat{\sigma}_2^*, \hat{\sigma}_{12}^*, \hat{\sigma}_{13}^*$ , 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  $\hat{\sigma}_1^*, \hat{\sigma}_2^*, \hat{\sigma}_{12}^*, \hat{\sigma}_{13}^*$  и  $K_t = K_6 = 1$ .

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 газопровод	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
Обязочный трубопровод КС с центробежными ППА	0,5	0,2	0,2	0,1	$6 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^5$	10
Обязочный трубопровод КС с поршневыми ППА при установке ресиверов	0,5	0,2	0,2	0,1	$10^3$	$2 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^5$	10
Обязочный трубопровод КС с поршневыми ППА без установки ресиверов	0,5	0,1	0,2	0,2	$10^3$	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	10
Обязочный трубопровод ППС с подключенной емкостью	0,5	0,2	0,2	0,1	$10^3$	$10^4$	$10^5$	10
Магнетательные трубопроводы, идущие по территории КС и ППС с подключенной емкостью и								

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Примыкающие к ним в пределах расстояний, указ- анных в СНиП "Магистральные трубопроводы, Нормы проекти- рования"	0,6	0,1	0,2	0,1	$10^3$	$10^4$	$10^5$	5,0
Обязочные тру- бопроводы НПС без подключен- ной емкости	0,5	0,2	0,25	0,05	$10^3$	$10^4$	$10^5$	10
Нагнетательные трубопроводы, идущие по тер- ритории НПС без подключен- ной емкости	0,5	0,2	0,2	0,1	$10^4$	$2 \cdot 10^5$	$2 \cdot 10^5$	10

Базовые числа циклов и базовое время, приведенные в фор-  
мулах (23)-(29), следует принимать равными:  $N_0 = 2 \cdot 10^5$  циклов;  
 $N_1 = 20$  циклов;  $N_2 = 2 \cdot 10^4$  циклов;  $N_3 = 2 \cdot 10^2$  циклов;  $t_1 =$   
 $= 10^3$  ч;  $t_2 = 10^6$  ч.

Коэффициент  $A = 0,40$  МПа.

Для элементов, находящихся в среднеагрессивных средах,  
следует выбирать  $A = 0$ ;  $N_1 = N_3 = 1$ .

Коэффициент  $K_C = 0,35$  для сварных соединений (попереч-  
ное и продольное стыковые соединения) и равен 1 в других слу-  
чаях.

Коэффициенты  $\beta_1$  и  $\beta_2$  определяются по эксперимен-  
тальным данным циклической прочности трубной стали при одноос-  
ном и двустороннем нагружении и сдвиге.

Если нет необходимых данных, то рекомендуется использо-  
вать значения  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , приведенные в табл.3.

Таблица 3

Категория магистральных трубопроводов и их участков	Значения коэффициента	
	$\beta_1$	$\beta_2$
III-IV	1,75	0,9
I-II	1,8	0,8
V	1,9	0,7

## ЛИТЕРАТУРА

1. 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., ЦНИИПАСС, 1973, вып. I-152.

8. Инструкция к программе расчета пространственных стержневых систем ("Экспресс-32"). М., ЦНИИПАСС, 1973, вып. I-1.

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

10. Программная система прочностных расчетов стержневых систем (РАДИС-1) 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.

12. Пакет прикладных программ для автоматизированного проектирования железобетонных конструкций надземных и подземных сооружений в промышленности и гражданском строительстве. "ПППАПБЕК" НИИАСС Госстроя СССР, 1979 (Описание применения ППП АСК 3.00001).

13. Программа расчета прочности и жесткости трубопроводов СТ-01. Эксплуатационная документация, т. I и 2. М., Гипрокаучук, 1981.

14. Расчет трубопроводов на прочность по программе "Астра" (Указание по подготовке исходных данных и проведению расчетов). Л., ЦКТИ, 1981.

15. Руководство по автоматизированному расчету на прочность линейной части трубопроводов. Р 499-83. М., ВНИИСТ, 1983.

16. Внедрение систем автоматизированного проектирования в организациях Всесоюзного объединения "Совзстройпроект" (Отчет, Номер государственной регистрации 81012107). М., 1981.

# ПРИМЕРЫ ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ

## I. Оценка конструктивной прочности трубной плиты

I.I. Рассматривается конструктивная прочность труб:  $D = 1420$  мм;  $\delta = 17,5$  мм;  $P = 7,5$  МПа.

Труба изготовлена из стали 10Г2Ф, у которой:  $\sigma_T = 440$  МПа и  $\sigma_B = 560$  МПа,  $\delta^* = 17,5 - 1,9 = 15,6$  мм.

По формуле (3) имеем:

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

Находим значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$ :

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

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

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

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным

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

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

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:

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

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

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

Величину нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение I года  $\Pi$  следует принимать равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности  $K_N = 5$ .

Получаем

$$\chi_1 = \frac{1}{50} 180 \cdot 33 \cdot 5 = 0,06 \cdot 10^4.$$

Числа циклов  $\chi_2$  и  $\chi_3$  по формуле (25) допускается принимать равными:  $\chi_2 = 0,04 \cdot 10^4$ ;  $\chi_3 = 0,04 \cdot 10^6$ .

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

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

$$\varphi_1(\chi_1) = 1;$$

$$\varphi_2(\chi_1) = 1;$$

$$\varphi_3(\chi_1) = 0,79 \frac{\lg \frac{0,06 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{0,06 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,71;$$

$$\varphi_1(\chi_2) = 1;$$

$$\varphi_2(\chi_2) = 1;$$

$$\varphi_3(\chi_2) = 0,79 \frac{\lg \frac{0,04 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{0,04 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,74;$$

$$\varphi_1(\chi_3) = 1;$$

$$\varphi_2(\chi_3) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{0,04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0,9;$$

$$\varphi_3(\chi_3) = 0,79 \frac{\lg \frac{0,04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{0,04 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,38.$$

На основании соотношения (25) имеем:

$$R^{(1)}(\chi_1) = (1 - 0,79) + 0,71 = 0,92;$$

$$R^{(1)}(\chi_2) = (1 - 0,79) + 0,74 = 0,95;$$

$$R^{(1)}(\chi_3) = (1 - 0,79) \cdot 0,9 + 0,38 = 0,57.$$

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

Значения коэффициентов  $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3$  допускается определять по табл.2.

Коэффициент перегрузки  $\Pi$  выбирается согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае  $\Pi = 1,1$ .

По формуле (22) находим:

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

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

В исследуемом случае  $K_H = 1,05$ ;  $K_1^* = 1,35$ .

$R_1^H$  — нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное  $\sigma_{\sigma}$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_{\sigma} = 560$  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  $333,8 \text{ МПа} < 335,8 \text{ МПа}$ .

Коэффициент использования прочности равен

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

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

Труба изготовлена из стали, у которой:  $\sigma_T = 470$  МПа,

$\sigma_{\sigma} = 600$  МПа.

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

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

Площадь, момент сопротивления и полярный момент сопротивления поперечного сечения труб, соответствующие  $\delta^*$ , вычисляются по формулам:

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

В рассматриваемом случае имеем:

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

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

$$W_p = 24 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3.$$

По формулам (3) находим:

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\theta = 0,5 \text{ Рад}.$$

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

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

$$\hat{\sigma}_3 = -153,4 \cdot \cos 0,5 = -134,9 \text{ МПа}.$$

Значения среднего напряжения  $\bar{\sigma}_0$  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:

$$\sigma_1 = 134,9 \text{ МПа; } \sigma_2 = -130,4 \text{ МПа; } \sigma_3 = -3,07 \text{ МПа.}$$

Значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$  равны:

$$\rho^* = \frac{\sigma_1}{\sigma_B} = \frac{134,9}{600} = 0,225; \quad \rho^{**} = \frac{\sigma_3}{\sigma_B} = \frac{-3,07}{600} = -0,0051.$$

Здесь коэффициент  $\sigma_B = 40 \text{ МПа}$  для некоррозионных и мало-агрессивных сред.

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

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

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

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

$$(t_1 = 10^3 \text{ ч, } t_0 = 10^6 \text{ ч})$$

$$R^{(0)} = 1 + \frac{(1 - \frac{1+0,78}{2}) \lg \frac{2,98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^6}} = 0,91.$$

Функцию циклической прочности  $R^{(1)}$  находят по зависимости (25), где функции  $\varphi_i(\chi_j)$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) 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  $X_I$  находят по формуле

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

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года  $\Pi$  принимается равной 180.

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

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

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.

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

$$X_3 = 33 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 10^3 = 1,7 \cdot 10^6.$$

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

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

$$\psi_1(X_1) = 1;$$

$$\psi_2(X_1) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,84;$$

$$\psi_3(X_1) = 0,78 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,34;$$

$$\psi_1(X_2) = 1;$$

$$\psi_2(X_2) = 1.$$

$$\psi_3(X_2) = 0,78 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,44;$$

$$\psi_1(X_3) = 1;$$

$$\psi_2(X_3) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0,37;$$

$$\psi_3(X_3) = 0,78 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,07 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,08.$$

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:

$$\frac{I}{K} = 0,5 \cdot 0,9I + \frac{0,2}{1,1} \cdot 0,52 + \frac{0,2}{1,1} \cdot 0,66 + \frac{0,1}{1,1} \cdot 0,16 = 0,68.$$

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

В рассматриваемом случае  $K_H = 1,05$ ;  $K_I^* = 1,25$ .

$R_1^H$  - нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное  $\sigma_B$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_B = 600$  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  $\beta_1$  и  $\beta_2$  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  $2 \cdot 310,9 \text{ МПа} = 621,8 \text{ МПа} > 352,7 \text{ МПа}$ .

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

Коэффициент использования прочности равен

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

## 2. Оценка конструктивной прочности отвода

2.1. Рассматривается конструктивная прочность отвода:

$$D_H = 1220 \text{ мм}, \quad \ell_1 = 1800 \text{ мм};$$

$$\delta = 34\text{--}5,3 \text{ мм при } m = 0,6;$$

$$\delta = 28\text{--}5,9 \text{ мм при } m = 0,75 \text{ (согласно ОСТ 102-56-81);}$$

$$\rho = 7,5 \text{ МПа.}$$

Отвод изготовлен из стали 15ХСНД, у которой  $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$  и  $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$ .

Проведем расчет для случая, когда коэффициент условий работы  $m = 0,6$ ;  $\delta^* = 34\text{--}5,3\text{--}28,7 \text{ мм}$ .

По формуле (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7,5 (1200 - 2 \cdot 28,7)}{2 \cdot 28,7} = 151,9 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_2 = \hat{\sigma}_{13} = \hat{\sigma}_{12} \equiv 0.$$

Находим значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$ :

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

Здесь коэффициент  $\alpha = 40 \text{ МПа}$  (для некоррозионных и малоагрессивных сред). Для элементов, находящихся в среднеагрессивных средах,  $\alpha = 0$ .

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (II):

$$\frac{\ell_1}{D} = \frac{1800}{1220} = 1,43 < 2; \quad K_6 = -0,3 \cdot 1,48 + 1,6 = 1,16.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют по соотношению (I6):

$$K_t = \frac{0,9}{\left( \frac{1800 \cdot 28,7}{6 \cdot 10^2} \right)^{2/3}} = 3,36.$$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным

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

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

где  $t_1 = 10^3 \text{ ч}$ ;  $t_0 = 10^6 \text{ ч}$ :

$$R^{(a)} = \frac{1}{1,16} + \frac{\frac{1}{(1,16 - \frac{1+0,7}{2 \cdot 3,36})} \lg \frac{2,98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^6}} = 0,36.$$

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).

Газовые числа циклов следует принимать равными:

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

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

$$X_1 = 11t^* K_N \text{ для коэффициента условий работы } m = 0,6 \text{ и}$$

$$X_1 = 10^{11} t^* K_N \text{ для коэффициента условий работы } m = 0,75.$$

Величина нормативного значения количества переключений нагревателей КС в течение одного года  $11$  принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности  $K_N = 5$ .

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

Числа циклов  $X_2$  и  $X_3$  в формуле (25) допускается выбирать:  $X_2 = 2 \cdot 10^4$ ;  $X_2 = 2 \cdot 10^6$  для коэффициента условий работы  $m = 0,6$  и  $X_2 = 2 \cdot 10^8$ ;  $X_3 = 2 \cdot 10^5$  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:

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

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

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

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3,36} - \left( \frac{1}{3,36} - \frac{1}{1,16} \right) \frac{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,52;$$

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

$$\varphi_3 (X_2) = 0,7 \frac{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,08 \frac{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,39;$$

$$\varphi_1 (X_3) = \frac{1}{3,36} = 0,3;$$

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

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

На основании соотношения (25) имеем:

$$R^{(0)}(X_1) = (1-0,7) 0,5 \cdot 0,94 + 0,36 = 0,5;$$

$$R^{(0)}(X_2) = (1-0,7) 0,52 + 0,39 = 0,55;$$

$$R^{(0)}(X_3) = (1-0,7) 0,3 \cdot 0,35 + 0,08 = 0,11.$$

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

Значения коэффициентов  $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3$  допускается выбирать по табл.2.

Коэффициент перегрузки  $\Pi$  определяется согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае  $\Pi = 1,1$ .

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0,5 \cdot 0,36 + \frac{0,2}{1,1} 0,5 + \frac{0,2}{1,1} 0,55 + \frac{0,1}{1,1} 0,11 = 0,38.$$

В формуле (22) коэффициент надежности  $K_H$  определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент  $K_I^*$  выбирается по табл.1.

В этом случае  $K_H = 1,05$ ;  $K_I^* = 1,35$ .

$R_1^H$  - нормативное сопротивление металла труб, соединительных деталей, равное  $\sigma_s$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_s = 500$  МПа.

Левая часть критерия прочности (21) равна:

$$2 \cdot \frac{500 \cdot 0,38}{1,35 \cdot 1,06} = 2 \cdot 134 \text{ МПа.}$$

Правая часть критерия прочности (21) равна  $2 \cdot 152$  МПа.

Таким образом, требование критерия прочности (21) не удовлетворено, так как  $152 \text{ МПа} > 134 \text{ МПа}$ .

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

Для 10 лет имеем:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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, проведем следующие расчеты:

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

$$\chi^* = \frac{a \cdot \lg 10 - R(10) + b_1}{a}.$$

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

$$t^* = e^{\frac{\chi^*}{a \cdot 43429}}.$$

Получается, что искомая долговечность равна:

$$t^* = e^{\frac{1,25}{0,43429}} \approx 10 \text{ лет.}$$

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,  $159 \text{ МПа} < 199 \text{ МПа}$ , 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  $\Gamma_H = 1020 \text{ мм}$ ,  $\delta = 28 - 4 \text{ мм}$ ,  $\delta^* = 28 - 4 = 24 \text{ мм}$ ,  $P = 7,5 \text{ МПа}$ .

Отвод изготовлен из стали, у которой  $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_g = 500 \text{ МПа}$ .

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

$M_1 = 230,5 \text{ кНм}$ ;  $M_2 = 13 \text{ кНм}$ ;  $M_3 = -0,7 \text{ кНм}$ .

Площадь, момент сопротивления, полярный момент сопротивления поперечного сечения отвода, соответствующие  $\delta^*$ , вычисляются по формулам:

$$F = \frac{\pi (D_H^2 - D_{\delta H}^2)}{4}; \quad W = \frac{0,098 (D_H^4 - D_{\delta H}^4)}{D_H};$$

$$W_p = 2W.$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F = \frac{3,14 (102^2 - 97,2^2)}{4} = 751 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

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

$$W_p = 36474 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулам (3) имеем:

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

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

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

$$\hat{\sigma}_{13} = \frac{2 \sqrt{15^2 + 27^2}}{751 \cdot 10^{-4}} = 0,8 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_{12} = -\frac{0,7}{36474 \cdot 10^{-6}} = -0,019 \text{ МПа}.$$

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

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

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

$$\theta = 0,5;$$

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

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

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

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:

$$\hat{\sigma}_1 = 87,8 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_2 = -85,3 \text{ МПа}; \quad \hat{\sigma}_3 = -2,08 \text{ МПа}.$$

Значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$  равны:

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_0} = \frac{340}{500} = 0,68; \quad \rho^{**} = \frac{40}{500} = 0,08.$$

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

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (II):

$$\frac{\hat{\sigma}_1}{\sigma_0} = 1,5 < 2; \quad K_\sigma = -0,3 \cdot 1,5 + 1,6 = 1,15.$$

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:

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

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

$$(t_f = 10^3 \text{ ч}; \quad t_0 = 10^6 \text{ ч}):$$

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

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

Базовые числа циклов следует принимать равными:

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

Расчетное количество переключений магнететелей КС за срок службы конструкции  $X_T$  находят по формуле:

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

Величина нормативного значения количества переключений магнететелей КС в течение 1 года  $\Pi$  принимается равной 180.

Коэффициент запаса по долговечности  $K_N$  выбирают согласно табл. 2.

В этом случае  $K_N = 10$ .

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

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

Получаем:

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

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

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

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

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

$$\varphi_3(X_1) = 0,68 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,08 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,28;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{3,34} - \left( \frac{1}{3,34} - \frac{1}{1,15} \right) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,54;$$

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

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

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{3,34} - \left( \frac{1}{3,34} - \frac{1}{1,15} \right) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,31;$$

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

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

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  $K$  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 выбирать по табл. 2.

Коэффициент перегрузки  $\beta$  определяют согласно СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае  $\beta = 1,1$ .

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  $K_H$  равенства (22) определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент  $K_T^*$  выбирают согласно табл. I.

В этом случае  $K_H = 1,05$ ;  $K_T^* = 1,25$ .

$R_1^H$  - нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное  $\sigma_B$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_B = 500$  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  $\beta_1$  и  $\beta_2$  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:

$$t = 30 \cdot 24 \cdot 20 = 1,73 \cdot 10^5 \text{ ч;}$$

$$R^{(n)} = \frac{1}{1,1} + \frac{(\frac{1}{1,1} - \frac{1+0,36}{2 \cdot 3 \cdot 31}) \lg \frac{1}{1,1}}{\lg \frac{1,3}{1,1}} = 0,41;$$

$$X_1 = 180 \cdot 10 \cdot 10 = 0,0 \cdot 10^4;$$

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

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

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

$$\varphi_2(X_1) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{3,6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}} = 0,92;$$

$$\varphi_3(X_1) = 0,68 \frac{\lg \frac{3,6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} - 0,08 \frac{\lg \frac{3,6 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^6}} = 0,35;$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Таким образом, требование критерия прочности (2I) 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:

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

где  $R$  — правая часть критерия прочности (2I);

$X_4$  — долговечность, при которой выполняются требования критерия прочности (2I);

$X_5$  — долговечность, при которой требование (2I) не выполняется;

$R_4$  и  $R_5$  — значения левой части критерия прочности (2I), соответствующие долговечностям  $X_4$  и  $X_5$ .

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

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

$$t^* = e^{\frac{1,35}{0,43429}} = 22 \text{ годам, т.е. искомая долговечность равна}$$

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

3.1. Рассматривается конструктивная прочность штампосварного тройника  $D_H = 1220$ ;  $d_H = 1220$ ;  $S = 38_{-3,1}^{+3,1}$  мм;  $S_1 = 38_{-3,1}^{+3,1}$  мм;  $S_2 = 48$  мм при  $m = 0,6$ ;  $S = 30_{-15}^{+15}$  мм;  $S_1 = 30_{-1,5}^{+1,5}$  мм;  $S_2 = 38$  мм при  $m = 0,75$  (согласно ОСТ 102-59-81);  $P = 7,5$  МПа.

Тройник изготовлен из стали 15ХСНД, у которой:

$$\sigma_T = 350 \text{ МПа и } \sigma_8 = 500 \text{ МПа;}$$

$$\delta_*^M = 38 - 3,1 = 34,9 \text{ мм; } \delta_*^0 = 38 - 3,1 = 34,9 \text{ мм.}$$

По формуле (3) имеем:

$$\hat{\sigma}_1 = \frac{7,5 (1220 - 2 \cdot 34,9)}{2 \cdot 34,9} = 123,6 \text{ МПа; } \rho^{**} = \frac{40}{500} = 0,08;$$

$$\hat{\sigma}_2 = \hat{\sigma}_{13} = \hat{\sigma}_{12} = 0.$$

Находим значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$ :

$$\rho^* = \frac{\sigma_T}{\sigma_8} = \frac{350}{500} = 0,7.$$

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

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (10):

$$\mu = \frac{1220}{1220} = 1; K_G = 0,5 + 0,95 = 1,45, \text{ т.е. } K_G = 1,45.$$

Теоретический коэффициент концентрации напряжений определяют по соотношению (15):

$$K_t = \frac{1220}{12 \cdot 34,9} = 2,9, \text{ т.е. } K_t = 2,9.$$

Назначенный ресурс трубопровода принимается равным:

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

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

где  $t_1 = 10^3$  ч;  $t_0 = 10^6$  ч;

$$R^{(0)} = \frac{1}{1,45} + \frac{\left( \frac{1}{1,45} - \frac{1+C_7}{2 \cdot 2,9} \right) \lg \frac{2,98 \cdot 10^5}{10^3}}{\lg \frac{10^3}{10^6}} = 0,36,$$

т.е.  $R^{(0)} = 0,36$ .

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

Базовые числа циклов следует принимать равными:

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

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

$$X_1 = \pi t^* K_N \text{ для коэффициента условий работы } m = 0,6 \text{ и}$$

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

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года  $\Pi$  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:

$$X_2 = 2 \cdot 10^4; \quad X_3 = 2 \cdot 10^6 \text{ для коэффициента условий работы } m = 0,6;$$

$$X_2 = 2 \cdot 10^3; \quad X_3 = 2 \cdot 10^5 \text{ для коэффициента условий работы } m = 0,75.$$

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

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

$$\varphi_1(X_1) = \frac{1}{2,9} - \left( \frac{1}{2,9} - \frac{1}{1,45} \right) \frac{\lg \frac{2,97 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,47;$$

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

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

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{2,9} - \left( \frac{1}{2,9} - \frac{1}{1,45} \right) \frac{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^6}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^6}} = 0,48;$$

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

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

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{2,9} = 0,34;$$

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

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

На основании соотношения (25) имеем:

$$R^{(1)}(X_1) = (1-0,7) \cdot 0,47 \cdot 0,94 + 0,36 = 0,49;$$

$$R^{(1)}(X_2) = (1-0,7) \cdot 0,48 \cdot 0,1 + 0,39 = 0,53;$$

$$R^{(1)}(X_3) = (1-0,7) \cdot 0,34 \cdot 0,35 + 0,08 = 0,12.$$

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

Значения коэффициентов  $\rho_0, \rho_1, \rho_2, \rho_3$  допускается выбрать по табл.2.

Коэффициент перегрузки  $\eta$  находят по СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

В рассматриваемом случае  $\eta = 1,1$ .

По формуле (22) находим:

$$\frac{1}{K} = 0,5 \cdot 0,36 + \frac{0,2}{1,1} \cdot 0,49 + \frac{0,2}{1,1} \cdot 0,53 + \frac{0,1}{1,1} \cdot 0,12 = 0,38.$$

В формуле (22) коэффициент надежности  $K_H$  определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования". Коэффициент  $K_1^*$  выбирается по табл.1.

В этом случае  $K_H = 1,05$ ;  $K_1^* = 1,35$ ;

$R_1^*$  - нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное  $\sigma_{\delta}$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_B = 50 \text{ С МПа}$ .

Левая часть критерия прочности (2I) равна:

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

Правая часть критерия прочности (2I) равна  $2 \cdot 123 \text{ МПа}$ .

Следовательно, неравенство (2I) 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 (2I) выполняется, так как  $155,2 \text{ МПа} > 153 \text{ МПа}$ .

Коэффициент использования прочности  $\eta$  равен:

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

3.2. Рассматривается конструктивная прочность штамповарного тройника с усиливающими накладками:  $D_H = 1044 \text{ мм}$ ;  $d_H = 1044 \text{ мм}$ ;  $\delta_r^* = 26-1,9 = 24,1 \text{ мм}$ ;  $\delta^* = 1,5 \cdot 24,1 = 36,2 \text{ мм}$ ;  $P = 7,5 \text{ МПа}$ .

Тройник изготовлен из стали, у которой  $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_B = 500 \text{ МПа}$ .

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

Площадь, момент сопротивления и полярный момент сопротивления поперечного сечения труб, соответствующие  $\delta^*$ , вычисляют по формулам:

$$F = \frac{\pi(D_H^2 - d_H^2)}{4}; \quad W = \frac{0,098(D_H^4 - d_H^4)}{D_H},$$

$$W_p = 2 \cdot W.$$

В рассматриваемом случае имеем:

$$F = \frac{3,14 (104,4^2 - 97,2^2)}{4} = 1140 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

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

$$W_p = 55448 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

По формулам (3) имеем:

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

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

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

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

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

$$\hat{\sigma} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(100,6 - 31,0)^2 + (100,6 + 7,5)^2 + (31,0 + 7,5)^2 + 6 \cdot 5,8^2} = 63,6 \text{ МПа}.$$

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

$$\beta = 0,39;$$

$$\hat{\sigma}_1 = 63,6 \cos (1,05 - 0,39) = 50,2 \text{ МПа};$$

$$\hat{\sigma}_2 = 63,6 \cos (1,05 + 0,39) = 8,3 \text{ МПа};$$

$$\hat{\sigma}_3 = -63,6 \cos 0,39 = -56,8 \text{ МПа}.$$

Значение среднего напряжения  $\sigma_0$  определяют по формуле (6):

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

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

$$S_1 = 38,8 \text{ МПа}; \quad S_2 = -50,2 \text{ МПа}; \quad S_3 = -8,3 \text{ МПа}.$$

Значения коэффициентов  $\rho^*$  и  $\rho^{**}$  равны:

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

Здесь коэффициент  $\alpha = 40$  МПа (для некоррозионных и мало-агрессивных сред).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений находят по соотношению (9):

$$\mu = 1; \quad K_C = 1,16.$$

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  $t_1 = 10^3 \text{ ч}$ ;  $t_0 = 10^6 \text{ ч}$ ;

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

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

Базовые числа циклов следует принимать равными:

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

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

$$\chi_1 = 17 \cdot t^* \cdot K_N.$$

Величина нормативного значения количества переключений нагнетателей КС в течение 1 года  $\Pi$  принимается равной 180.

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

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

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

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

где  $K_N, \chi_i^*$  выбирают согласно табл.2.

Получают:

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

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

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

$$\varphi_1(X_1) = \frac{1}{2,73} - \left( \frac{1}{2,73} - \frac{1}{1,16} \right) \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^5}} = 0,52;$$

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

$$\varphi_3(X_1) = 0,68 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^5}} - 0,08 \frac{\lg \frac{5,9 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^5}} = 0,28;$$

$$\varphi_1(X_2) = \frac{1}{2,73} - \left( \frac{1}{2,73} - \frac{1}{1,16} \right) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^5}} = 0,57;$$

$$\varphi_2(X_2) = 0,35 - (0,35 - 1) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}} = 1,02;$$

$$\varphi_3(X_2) = 0,68 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^5}} - 0,08 \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^4}{2 \cdot 10^2}}{\lg \frac{2 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^5}} = 0,39;$$

$$\varphi_1(X_3) = \frac{1}{2,73} - \left( \frac{1}{2,73} - \frac{1}{1,16} \right) \frac{\lg \frac{1,7 \cdot 10^6}{2 \cdot 10^5}}{\lg \frac{20}{2 \cdot 10^5}} = 0,38;$$

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

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

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  $K$  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 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  $K_n$  равенства (22) определяется согласно главе СНиП "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования".

Коэффициент  $K_I^*$  выбирается по табл.1.

В данном случае  $K_n = 1,05$ ,  $K_I^* = 1,25$ .

$R_1^H$  — нормативное сопротивление металла труб и соединительных деталей, равное  $\sigma_B$ , МПа.

Таким образом,  $R_1^H = \sigma_B = 500$  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  $\beta_1$  и  $\beta_2$  рекомендуется выбирать согласно табл.3.

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

Правая часть неравенства (21) имеет следующее значение:

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

Таким образом, требование критерия прочности (2I) выполнено, так как:

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

Расчеты для второго значения  $\hat{\sigma}_2 = -41,7 \text{ МПа}$  проводятся аналогично проведенным расчетам. В результате получается, что требование критерия прочности (2I) выполнено, так как  $312,4 \text{ МПа} > 291,9 \text{ МПа}$ .

Коэффициент использования прочности равен.

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

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения .....	3
2. Определение основных характеристик напряженного состояния элементов маги- стральных 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/УИ 1984 г.      Формат 60х84/16  
Печ.л. 3,0      Уч.-изд.л. 2,5      Бум.л. 1,5  
Тираж 150 экз.      Цена 25 коп.      Заказ 69

---

Ротапринт ВНИИСТА