МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВА ПРЕДПРИЯТИЙ
НЕФТЯНОЙ И ГАЗОВОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Всесоюзный научно-исследовательский институт
по строительству магистральных трубопроводов

«ВНИИСТ»

РЕКОМЕНДАЦИИ

ПО РАСЧЕТУ УСИЛИЙ ВНУТРЕННЕГО ЦЕНТРАТОРА ДЛЯ СБОРКИ ТРУБ С НАЧАЛЬНОЙ ОВАЛЬНОСТЬЮ СЕЧЕНИЙ

Р 541-84

Москва 1986

gost.e-ecolog.ru

УДК 621.643:621.791

В настоящих Рекомендациях изложена методика расчета разжимных усилий центрирующего ряда внутреннего центратора с учетом овальности сечений свариваемых труб.

Данные Рекомендации предназначены для инженерно-технических и научных работников, занимающихся расчетом и проектированием оборудования для сварочно-монтажных работ.

Рекомендации разработали сотрудники отдела прочности и надежности конструкций трубопроводов ВНИИСТа А.А.Никитин, В.П.Черний и сотрудник лаборатории математических методов исследований ВНИИСТа Т.А.Першина.

© Всесоюзный научно-исследовательский институт по строительству магистральных трубопроводов (ВНИИСТ), 1985

Министерство строительства предприятий нефтяной и газовой промышленности	Рекомендации по расчету усилий внутреннего центратора для сборки труб с начальной овальностью сечений	Р 54I-84 Впервые

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Данные Рекомендации дают возможность определять:

наибольшую допустимую овальность труб из условия, что при их сборке материал труб работает только в упругой области;

необходимую силу разжатия центрирующего ряда внутреннего центратора для выправления овальности.

I.2. Разработка настоящих Рекомендаций вызвана необходимостью проектирования внутренних центраторов для труб большого диаметра с учетом их начальной овальности.

I.3. В Рекомендациях рассмотрены силы взаимодействия между кулачками одного центрирующего ряда центратора и внутренней поверхностью трубы с начальной овальностью сечений.

I.4. Настоящие Рекомендации разработаны с использованием положений, изложенных в работе [I], и результатов, полученных при рассмотрении напряженного состояния полубесконечной цилиндрической оболочки, к которой приложены самоуравновешенные нагрузки, распределенные вдоль периметра одного и того же поперечного сечения [2], [3]. Самоуравновешенные поверхностные нагрузки при сборке труб возникают от действия центратора на внутреннюю поверхность трубы.

Внесены ВНИИСТом, отделом прочности и надежности трубопроводов	Утверждены ВНИИСТом II апреля I984 г.	Срок введения с I января I986 г.

2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УСИЛИЙ ВНУТРЕННЕГО ЦЕНТРАТОРА ПРИ ВЫПРАВЛЕНИИ НАЧАЛЬНОЙ ОВАЛЬНОСТИ ТОРЦА ТРУБЫ

Основные допущения

2.I. Прямая труба (полубесконечная круговая цилиндрическая оболочка) имеет средний радиус сечения R и толщину стенки h (рис.I).

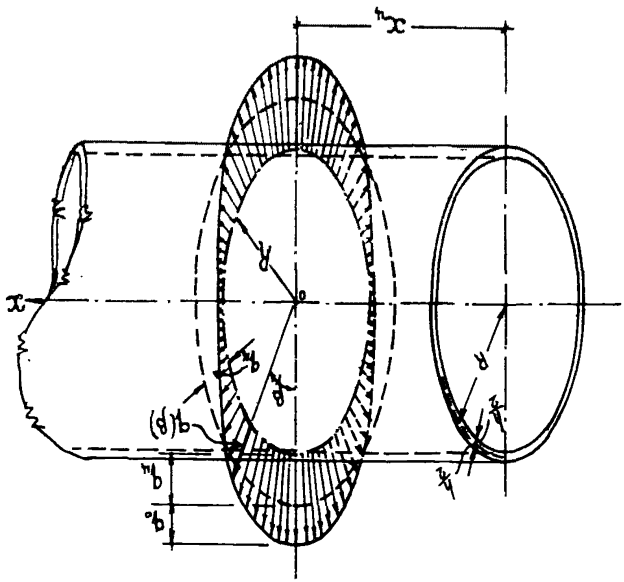

Рис.I. Схема нагрузок при выправлении начальной овальности полубесконечной цилиндрической оболочки

2.2. Деформации трубы обозначены в безразмерных продольной и угловой координатах $\alpha = x/R$, β (см.рис.I). Компо -

ненты перемещения произвольной точки срединной поверхности трубы по направлениям координат α , β и по нормали к срединной поверхности обозначены соответственно через u_x , v и w .

2.3. Труба имеет начальную овальность сечений, которую можно представить зависимостью

$$w_н = -(w_0)_н \cos 2\beta , \qquad (1)$$

где $(w_0)_н$ - амплитудное значение начальных нормальных перемещений.

2.4. Материал трубы однородный изотропный и подчиняется закону Гука вплоть до достижения им предела текучести; влияние двухосного напряженного состояния не учитываем.

2.5. Сечение трубы удовлетворяет условию тонкостенности оболочек

$$1+h/R \approx 1 \qquad (2)$$

2.6. Нормальные составляющие сил взаимодействия между центрирующим рядом и внутренней поверхностью трубы на всех стадиях нагружения принимаем непрерывно распределенными вдоль периметра производящей окружности по закону

$$q(\beta) = q_ц + q_0 \cos 2\beta ; \qquad (3)$$
$$q_ц = Q_ц / 2\pi R ; \quad q_0 = \gamma q_ц ,$$

где $Q_ц$ - суммарное усилие кимков центрирующего ряда;
γ - коэффициент, близкий к единице ($\gamma \leq 1$).

Плоскость, в которой действуют разжимные силы, отстоит от торца трубы на расстоянии $x_ц$ (см.рис.1).

2.7. В связи с тем, что перемещение кимков центратора происходит только в радиальном направлении, а точки срединной поверхности при выправлении овальности перемещаются как в радиальном, так и в касательном направлениях к средней линии сечения трубы, то между поверхностью кимков центрирующего ряда и поверхностью трубы, кроме нормальных усилий, возникают также силы трения T , определяемые выражением

$$T = q(\beta) K_{тр} \sin 2\beta , \qquad (4)$$

где $K_{тр}$ - коэффициент трения.

Подставляя в формулу (4) вместо нормальных сил их выражение в соответствии с формулой (3), получим:

$$T = K_{тр} q_{ц} \sin 2\beta + \frac{1}{2} K_{тр} q_{0} \sin 4\beta. \qquad (5)$$

В дальнейшем следует ограничиться только первым слагаемым формулы (5), так как изгиб по четвертой гармонике не реализуется в силу того, что начальная овальность описывается выражением (I), а химки всегда располагаются по поверхности кругового цилиндра и поэтому:

$$T \approx K_{тр} q_{ц} \sin 2\beta. \qquad (6)$$

2.8. Ширину химков (размер вдоль оси трубы) центрирующего ряда принимаем малой по сравнению с размерами трубы, что позволяет исключить из рассмотрения распределение усилий вдоль оси трубы.

2.9. Принимаем в расчетах, что постоянная (кольцевая) и косинусоидальная составляющие нормальных сил взаимно не влияют на вызываемые ими напряженно-деформированные состояния трубы, и в расчете их воздействия суммируем. Такое допущение вытекает из предположения, что в конечной стадии нагружения поперечное сечение трубы, совпадающее с плоскостью центрирующего ряда, не имеет овальности.

О теории расчета цилиндрических оболочек на самоуравновешенную нагрузку

2.IO. Всякую произвольную самоуравновешенную нормальную нагрузку $Z(\beta)$, приложенную к поверхности цилиндрической круговой оболочки, можно представить в виде ряда элементарных нагрузок Z_n:

$$Z(\beta) = Z_0 + \sum_{n=2}^{\infty} Z_n = Z_0 + \sum_{n=2}^{\infty} (Z_n)_0 \cos n\beta. \qquad (7)$$

2.II. Исходя из рассмотрения условий равновесия элемента оболочки $R d\alpha \times R d\beta$ и условий совместности деформаций, в работе [I] показано, что решение задачи о расчете цилиндрической оболочки кругового очертания, нагруженной нормальной поверхностной нагрузкой Z_n, сводится к одному разрешающему дифференциальному уравнению, которое имеет вид:

$$(\nabla^2\nabla^2+2\nabla^2+1)\nabla^2\nabla^2\Phi+\frac{1-\nu^2}{c^2}\frac{\partial^4\Phi}{\partial\alpha^4}=\frac{Z_n R^4}{D}, \qquad (6)$$

где $\nabla^2\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}+\frac{\partial^2}{\partial\beta^2}$;

$D=Eh^3/12(1-\nu^2)$ – цилиндрическая жесткость;

Φ – по терминологии [1], основная функция;

ν – коэффициент Пуассона:

E – модуль упругости;

$$c^2=h^2/12R^2.$$

2.12. Компоненты напряженно-деформированного состояния элемента оболочки определяют по формулам:

$$\left.\begin{aligned}
&u_x=\frac{\partial^3\Phi}{\partial\alpha\partial\beta^2}-\nu\frac{\partial^3\Phi}{\partial\alpha^3}; \quad v=-\frac{\partial^3\Phi}{\partial\beta^3}-(2+\nu)\frac{\partial^3\Phi}{\partial\alpha^2\partial\beta};\\
&w=\nabla^2\nabla^2\Phi; \quad \vartheta_1=\frac{1}{R}\frac{\partial w}{\partial\alpha};\\
&N_1=\frac{Eh}{R}\frac{\partial^4\Phi}{\partial\alpha^2\partial\beta^2};\\
&N_2=\frac{Eh}{R}\left[\frac{\partial^4\Phi}{\partial\alpha^4}+\frac{1-\nu^2}{c^2}\left(\frac{\partial^2}{\partial\beta^2}+1\right)w\right];\\
&S_1=S_2=S=-\frac{Eh}{R}\frac{\partial^4\Phi}{\partial\alpha^3\partial\beta};\\
&M_1=\frac{D}{R^2}\left[\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}+\nu\left(1+\frac{\partial^2}{\partial\beta^2}\right)\right]w;\\
&M_2=\frac{D}{R^2}\left(1+\frac{\partial^2}{\partial\beta^2}+\nu\frac{\partial^2}{\partial\alpha^2}\right)w;\\
&M_{12}=M_{21}=-\frac{D}{R^2}(1-\nu)\frac{\partial^2 w}{\partial\alpha\partial\beta};\\
&Q_1=-\frac{D}{R^3}\frac{\partial}{\partial\alpha}(\nabla^2+\nu)w; \quad Q_2=-\frac{D}{R^3}\frac{\partial}{\partial\beta}(\nabla^2+1)w.
\end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

где u_x , v , w – компоненты перемещений в продольном, касательном и нормальном направлении;

ϑ_1 – угол поворота нормали к элементу оболочки в продольном направлении;

N_1, N_2 – нормальная сила соответственно в продольном и окружном направлении;

S – сдвигающая сила;

M_1, M_2 – изгибающие моменты в продольном и поперечном направлении;

M_{12} – крутящий момент;

Q_1, Q_2 – поперечные силы в продольном и поперечном направлении.

Выражения (9) отличаются от соответствующих выражений технической теории тонких оболочек В.З.Власова [1] дополнительными членами в формулах для M_1 , M_2, Q_1 и Q_2 , которые были введены в [3] на основании анализа формул.

2.13. Анализ уравнения (8) показывает, что в случае действия на тонкостенные цилиндрические оболочки нагрузок с малой (по классификации [4]) изменяемостью вдоль контура поперечного сечения ($n < 4$) можно рекомендовать пользоваться более простым приближенным дифференциальным уравнением ([3]):

$$\frac{\partial^8 \phi}{\partial \alpha^8} + \frac{1-\nu^2}{c^2}\frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} + \left(\frac{\partial^8}{\partial \beta^8} + 2\frac{\partial^6}{\partial \beta^6} + \frac{\partial^4}{\partial \beta^4}\right)\phi = Z_n R^4/D. \qquad (10)$$

В случае, если нагрузка Z_n не зависит от продольной координаты, основную функцию $\phi(\alpha\beta)$ выбираем в виде

$$\phi = \varphi(\alpha)\cos n\beta. \qquad (11)$$

После подстановки (11) в (10) получаем обыкновенное линейное дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами и постоянной правой частью

$$\frac{d^8\varphi}{d\alpha^8} + \frac{1-\nu^2}{c^2}\frac{d^4\varphi}{d\alpha^4} + n^4(n^2-1)\varphi = \frac{(Z_n)_0 R^4}{D}, \qquad (12)$$

характеристическое уравнение которого

$$z^8 + \frac{1-\nu^2}{c^2} z^4 + n^4(n^2-1)^2 = 0 \qquad (13)$$

имеет корни

$$z_{1-4} = t(\pm 1 \pm i); \quad z_{5-8} = u(\pm 1 \pm i), \qquad (14)$$

где $t = n\sqrt{(n^2-1)/2a}$; $u = \sqrt{a/2}$; $a = \frac{\sqrt{1-\nu^2}}{c}$.

2.I4. Функция $\varphi(\alpha)$ в (II) с учетом (I4) для бесконечной оболочки принимает вид:

$$\varphi = \varphi(\alpha) = C_1 V(t\alpha) + C_2 T(t\alpha) + C_3 V(u\alpha) + C_4 T(u\alpha) + \varphi^*, \quad (15)$$

где

$V() = e^{-t} \sin t(); T() = e^{-t} \cos t()$ – затухающие функции;

$\varphi^* = R^4 (Z_n)_0 / u^4 (u^2-1)^2 D$ – частное решение уравнения (I2);

$C_j (j = 1,2,3,4)$ – произвольные постоянные.

Подставив выражение (I5) в формули (9) и суммируя члени при затухающих функциях, получим для всех составляющих перемещений и внутренних сил в цилиндрической оболочке от нагрузки, распределенной по закону $Z_n(\beta) = (Z_n)_0 \cos\beta$, одинаковые по структуре соотношения [2,3]:

$$H = z_H \{ C_1 [K_{1H} V(t_\alpha) + K_{2H} T(t_\alpha)] + C_2 [-K_{2H} V(t_\alpha) + K_{1H} T(t_\alpha)] + C_3 [K_{3H} V(u\alpha) + K_{4H} T(u\alpha)] + C_4 [-K_{4H} V(u\alpha) + K_{3H} T(u\alpha)] + K_{5H} \varphi^* \} \mathcal{F}_n(\beta), \quad (16)$$

где H – условное обозначение любого из компонентов, перемещений, внутренних сил и моментов;

$z_H, K_{jH} (j = 1,2,3,4)$ – коэффициенти, выражения для вычисления которых при $n = 2$, приведени в табл.I;

$\mathcal{F}_n(\beta)$ – тригонометрическая функция, принимаемая также согласно табл.I.

Таблица I

Значения тригонометрических функций

H	Выражения для вычисления коэффициентов формулы (I6)				$T_n(\beta)$
	Z_H	K_{1H}	K_{2H}	K_{6H}	
u_x	1	$4t-2\nu t^3$	$-4t-2\nu t^3$	0	$\cos 2\beta$
v	1	-8	$-4(2+\nu)t^2$	-8	$\sin 2\beta$
w	1	$16-4t^4$	$16t^2$	16	$\cos 2\beta$
ϑ_i	$1/\kappa$	$4t^5-16t^3-16t$	$-4t^5-16t^3+16t$	0	$\cos 2\beta$
S	$-\frac{Eh}{R}$	$-4t^3$	$-4t^3$	0	$\sin 2\beta$
N_1	$\frac{Eh}{R}$	0	$8t^2$	0	$\cos 2\beta$
N_2	$\frac{Eh}{R}$	$-4t^4$	0	0	$\cos 2\beta$
M_1	$\frac{D}{R^2}$	$16(2+\nu)t^4-48\nu$	$8t^6-32(1+\nu)t^4$	-48ν	$\cos 2\beta$
M_2	$\frac{D}{R^2}$	$4[4(1+2\nu)-1]t^2-48$	$8\nu t^6-8[4(2+\nu)-2]t^2$	-48	$\cos 2\beta$
Q_1	$-\frac{D}{R^3}$	$-8t^7-48t^5+96t^3+16(4-\nu)t$	$-8t^7+48t^5+96t^3-16(4-\nu)t$	0	$\cos 2\beta$

Примечания: I. Правило знаков приведено на рис.2.

2. Выражения для вычисления коэффициентов K_{3H} и K_{4H} совпадают с формулами для коэффициентов K_{1H} и K_{2H} соответственно, после замены в них t на u.

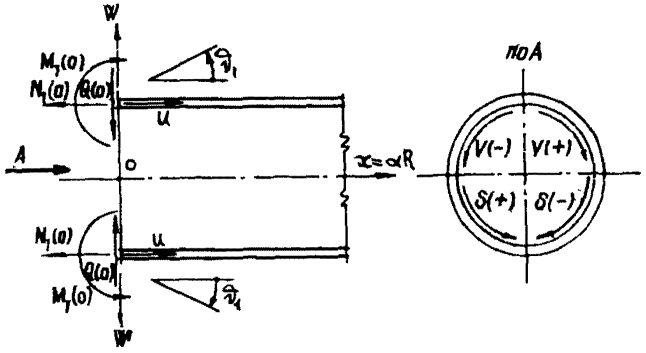

Рис.2. Правило знаков для компонентов напряженно-деформированного состояния в сечении цилиндрической оболочки кругового очертания

Определение усилий центрирующего ряда центратора

2.I5. Вначале рассматриваем воздействие центрирующего ряда на бесконечную трубу нагрузками, характеризуемыми выражениями (3) и (6).

Вследствие симметрии задачи на данном ее этапе граничные условия записываем в виде:

$$\left.\begin{aligned} &u_2(0)=0;\\ &v_1(0)=0;\\ &Q_1(0)=-0{,}5\,q_0\cos 2\beta;\\ &\delta(0)=-0{,}5\,T_0\sin 2\beta, \end{aligned}\right\} \qquad (I7)$$

что приводит к системе четырех линейных уравнений относительно произвольных постоянных.

Решение системы (I7) с учетом (I6) позволяет получить неизвестные произвольные постоянные C_j выражений (I5) и (I6) и в итоге значения любых из компонентов перемещений и усилий.

По найденным значениям произвольных постоянных C_j (j = I, 2, 3, 4) определяем силу $N_2(0)$, изгибающий момент $M_2(0)$ и перемещение $w(0)$ в сечении, совпадающем с плоскостью центрирующего ряда и внутренние силы $N_1(x_ц)$, $N_2(x_ц)$, $Q_1(x_ц)$, $S(x_ц)$, изгибающие моменты $M_1(x_ц)$, $M_2(x_ц)$ и перемещение $w(x_ц)$ в сечении, находящемся на расстоянии $x_ц$ от плоскости центрирующего ряда.

2.I6. Далее рассматриваем полубесконечную трубу, к торцевому сечению которой приложены силы $\bar{N}_1(x_ц)$, $\bar{Q}(x_ц)$, $\bar{S}(x_ц)$ и момент $\bar{M}_1(x_ц)$, определяемые таким образом, чтобы после суммирования их с соответствующими величинами, полученными ранее для этого же сечения в бесконечной оболочке, торец трубы оказался бы свободным от внешних нагрузок. Исходя из этих соображений, указанные величины, распределенные вдоль торца по закону $\cos 2\beta$ и $\sin 2\beta$, определены как

$$\left.\begin{aligned} &\bar{N}_1(x_ц) = -N_1(x_ц); \quad \bar{Q}_1(x_ц) = Q_1(x_ц); \\ &\bar{S}(x_ц) = S(x_ц); \quad \bar{M}_1(x_ц) = -M_1(x_ц). \end{aligned}\right\} \qquad (I8)$$

Таким образом, на этом этапе решения условиями для определения произвольных постоянных для полубесконечной трубы являются условия (I8), из них находим новые произвольные постоянные C_j (j = I, 2, 3, 4) с помощью которых, а также выражения (I6), могут быть найдены все составляющие напряженно-деформированного состояния от действия так называемых компенсирующих нагрузок (I8).

2.I7. Используя указания п.2.I6, вычисляем значения сил $\bar{N}_2$, изгибающего момента $\bar{M}_2$ и радиального перемещения $\bar{w}$ в торцевом и совпадающем с плоскостью центрирующего ряда сечениях полубесконечной трубы от действия компенсирующих нагрузок (I8), причем при вычислениях нужно принимать величину α = 0 для торцевого сечения и $\alpha = x_ц/R$ для сечения, совпадающего с центрирующим рядом.

2.I8. Необходимые для дальнейшего расчета составляющие напряженно-деформированного состояния полубесконечной трубы от кольцевой нагрузки $q_ц$ определяют по известным выражениям из теории расчета балок, лежащих на упругом основании [5], имеющих вид:

а) для прогиба (радиальных перемещений) стенки полубесконечной трубы от нагрузки $q(\beta)$ в сечении совпадающем с плоскостью центрирующего ряда

$$\hat{w}(0) = \frac{q_ц}{2\lambda^3 D}\left[T(\lambda x_ц)A(\lambda x_ц) - U(\lambda x_ц)B(\lambda x_ц)\right], \qquad (I9)$$

где $\lambda = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2 h^2}}$ (или что то же самое $\lambda = 1/R$);

$A(\lambda x) = ch\lambda x \cdot \cos\lambda x$; $B(\lambda x) = \frac{1}{2}(ch\lambda x \cdot \sin\lambda x + sh\lambda x \cdot \cos\lambda x)$;

$U(\lambda x) = e^{-\lambda x}(\cos\lambda x - \sin\lambda x)$;

б) для прогиба торца трубы от нагрузки $q_ц$, приложенной от торца на расстоянии $x_ц$:

$$\hat{w}(x_ц) = \frac{q_ц}{2\lambda^3 D} T(\lambda x_ц); \qquad (20)$$

в) для растягивающей силы $\hat{N}_2$ от нагрузки $q_ц$

$$\hat{N}_2(x) = \hat{w}(x) E h / R; \qquad (2I)$$

г) для изгибающего момента в продольном сечении трубы на расстоянии от торца $x = x_ц$.

$$\hat{M}_2(0) = \frac{q_ц \nu}{\lambda}\left[V(\lambda x_ц)A(\lambda x_ц) - \hat{w}'(\lambda x_ц)B(\lambda x_ц)\right]. \qquad (22)$$

2.I9. Суммированием результатов, найденных в п.п.2.I5, 2.I7 и 2.I8, находят действительные значения растягивающих сил $N_{2д}$ изгибающих моментов $M_{2д}$ в торцевом и совпадающем с плоскостью центрирующего ряда сечениях. Из условия ограничения фибровых напряжений пределом текучести

$$\frac{6M_{2д}}{h^2} + \frac{N_{2д}}{h} \le \sigma_т \qquad (23)$$

можно получить допустимое значение кольцевой нагрузки $q_ц$ и силу разжатия центрирующего ряда $Q_ц$.

2.20. При расчете прочности элементов центрирующего ряда следует пользоваться наибольшим значением распределенной нагрузки

$$q_Σ = (1+\gamma)q_ц. \qquad (24)$$

2.2I. Так как с процессом выправления овальности трубы кольцевая нагрузка q_4 не связана, то для определения максимально допустимой овальности расчетные величины прогиба W_0 находят как сумму результатов только п.п. 2.I5 и 2.I7.

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

На основании разработанной методики был составлен алгоритм определения разжимного усилия центратора и допустимой овальности сечения трубы.

Входная информация

I. Наружный диаметр трубы D_H (см);

2. Толщина стенки h (см);

3. Расстояние от торца трубы до плоскости центрирующего ряда x_4 (см);

4. Предел текучести σ_T (МПа);

5. Модуль упругости E (МПа);

6. Коэффициент поперечной деформации ν (б/р);

7. Отношение $\eta = q_0/q_4$;

8. Коэффициент трения $K_{тр}$.

Вычисление промежуточных результатов

I) Параметры сечения трубы:

I. $R = 0{,}5(D_H - h)$, см;

2. $a = \sqrt{12(1-\nu^2)}\,\frac{R}{h}$;

3. $t = 2\sqrt{3/2a}$;

4. $u = \sqrt{a/2}$; $\lambda = u/R\ (см^{-1})$;

5. $D = 100Eh^3/12(1-\nu^2)$, Н·см;

2) коэффициенты системы линейных уравнений для бесконечной трубы:

6. $a_{11} = -4t - 2\nu t^3$;

7. $a_{12} = +4t - 2\nu t^3$;

8. $a_{13} = -4u - 2\nu u^3$;

9. $a_{14} = +4u - 2\nu u^3$;

10. $a_{21} = -4t^5 - 16t^3 + 16t;$

11. $a_{22} = +4t^5 - 16t^3 - 16t;$

12. $a_{23} = -4u^5 - 16u^3 + 16u;$

13. $a_{24} = +4u^5 - 16u^3 - 16u;$

14. $a_{31} = a_{32} = -4t^3;$

15. $a_{33} = a_{34} = -4u^3;$

16. $a_{41} = -8t^7 + 48t^5 + 96t^3 - 16(4-\nu)t;$

17. $a_{42} = -8t^7 - 48t^5 + 96t^3 + 16(4-\nu)t;$

18. $a_{43} = -8u^7 + 48u^5 + 96u^3 - 16(4-\nu)u;$

19. $a_{44} = -8u^7 - 48u^5 + 96u^3 + 16(4-\nu)u;$

20. $b_1 = b_2 = 0;$

21. $b_3 = +0{,}5\,K_{TP}\,R/100Eh$, $см^2/Н;$

22. $b_4 = +0{,}5\,\eta R^3/D$, $см^2/Н;$

23. **решение системы линейных уравнений относительно неизвестных** C_j ($см^2/Н$):

$$\|a_{ij}\| \cdot \|C_j\| = \|b_i\|, \quad i = \overline{1,4}; \quad j = \overline{1,4};$$

3) коэффициенты системы линейных уравнений для полубесконечной трубы:

24. $\bar{a}_{11} = a_{41};$

25. $\bar{a}_{12} = a_{42};$

26. $\bar{a}_{13} = a_{43};$

27. $\bar{a}_{14} = a_{44};$

28. $\bar{a}_{21} = +8t^2;$

29. $\bar{a}_{22} = 0;$

30. $\bar{a}_{23} = +8u^2;$

31. $\bar{a}_{24} = 0;$

32. $\bar{a}_{31} = \bar{a}_{32} = a_{31}$ (п.14);

33. $\bar{a}_{33} = a_{34} = a_{33}$ (п.15);

34. $\bar{a}_{41} = +8t^6 - 32(1+2\nu)t^2;$

35. $\bar{a}_{42} = +16(2+V)t^4 - 48V;$

36. $\bar{a}_{43} = +8u^6 - 32(1+2V)u^2;$

37. $\bar{a}_{44} = +16(2+V)u^4 - 48V;$

4) вспомогательные величины для вычисления свободных членов системы линейных уравнений для полубесконечной трубы:

38. $Z_1 = tx_4 / R;$

39. $Z_2 = ux_4 / R;$

40. $V_i = e^{-Z_i} \sin Z_i;\quad T_i = e^{-Z_i} \cos Z_i,\ (i = 1,2);$

41. $\bar{b}_{11} = a_{42} V_1 + a_{41} T_1;$

42. $\bar{b}_{12} = -a_{41} V_1 + a_{42} T_1;$

43. $\bar{b}_{13} = a_{44} V_2 + a_{43} T_2;$

44. $\bar{b}_{14} = -a_{43} V_2 + a_{44} T_2;$

45. $\bar{b}_{21} = -8t^2 T_1;$

46. $\bar{b}_{22} = +8t^2 V_1;$

47. $\bar{b}_{23} = -8u^2 T_2;$

48. $\bar{b}_{24} = +8u^2 V_2;$

49. $\bar{b}_{31} = -4t^3 (V_1 + T_1);$

50. $\bar{b}_{32} = +4t^3 (V_1 - T_1);$

51. $\bar{b}_{33} = -4u^3 (V_2 + T_2);$

52. $\bar{b}_{34} = +4u^3 (V_2 - T_2);$

53. $d_1 = -16\left[(2+V)t^4 - 3V\right];$

54. $d_2 = +8\left[t^6 - 4(1+2V)t^2\right];$

55. $d_3 = -16\left[(2+V)u^4 - 3V\right];$

56. $d_4 = +8\left[u^6 - 4(1+2V)u^2\right];$

57. $\bar{b}_{41} = d_1 V_1 - d_2 T_1;$

58. $\bar{b}_{42} = d_2 V_1 + d_1 T_1;$

59. $\bar{b}_{43} = d_3 V_2 - d_4 T_2;$

60. $\bar{b}_{44} = d_4 V_2 + d_3 T_2;$

61. определение свободных членов $\bar{B}_i$:

$$\bar{B}_i = \sum_{j=1}^{4} \bar{B}_{ij} C_j \quad \text{см}^2/\text{Н} \ (i = 1, 2, 3, 4);$$

62. решение системы линейных уравнений относительно неизвестных $\bar{C}_j$ (см^2/Н): $\|\bar{a}_{ij}\| \cdot \|\bar{C}_j\| = \|\bar{B}_i\|$; $(i = 1,4\ ,\ j = 1,4)$;

5) вспомогательные величины для определения результатов вычислений:

63. $A_2 = ch\, Z_2 \cdot \cos Z_2$;

64. $B_2 = 0{,}5(ch\, Z_2 \sin Z_2 + sh\, Z_2 \cos Z_2)$;

65. $u_2 = T_2 - V_2$;

66. $w_2^0 = T_2 + V_2$;

67. $\hat{W}(0) = (2\lambda^3 D)^{-1}(A_2 T_2 - u_2 B_2)$, см^2/Н;

68. $\hat{W}(x_4) = (2\lambda^3 D)^{-1} T_2$, см^2/Н;

69. $\hat{N}_2(0) = 100\, Eh\, \hat{w}^0(0)/R$;

70. $\hat{N}_2(x_4) = 100 \cdot Eh\, \hat{w}^0(x_4)/R$;

71. $\hat{M}_2(0) = (\nu/\lambda)(A_2 V_2 - B_2 W_2)$, см;

72. $d_5 = 16t^2$; $d_6 = 4(4 - t^4)$; $d_7 = 16u^2$; $d_8 = 4(4 - u^4)$;

73. $d_9 = -8t^2[6 + \nu(4 - t^4)]$;

74. $d_{10} = -4[12 - (3 + 8\nu)t^2]$;

75. $d_{11} = -8u^2[6 + \nu(4 - u^4)]$;

76. $d_{12} = -4[12 - (3 + 8\nu)u^2]$;

77. $w^0(0) = d_5 C_1 + d_6 C_2 + d_7 C_3 + d_8 C_4$, см^2/Н ;

78. $M_2(0) = (D/R^2)(d_9 C_1 + d_{10} C_2 + d_{11} C_3 + d_{12} C_4)$, см;

79. $N_2(0) = -(400\, Eh/R)(t^4 C_2 + u^4 C_4)$;

80. $M_2(x_4) = (D/R^2)[(d_{10} V_1 + d_9 T_1) C_1 + (-d_9 V_1 + d_{10} T_1) C_2 +$
$+ (d_{12} V_2 + d_{11} T_2) C_3 + (-d_{11} V_2 + d_{12} T_2) C_4]$, см;

81. $N_2(x_4) = -(400\, Eh/R)(t^4 V_1 C_1 + t^4 T_1 C_2 + u^4 V_2 C_3 + u^4 T_2 C_4)$;

82. $\bar{W}(0) = (d_6 V_1 + d_5 T_1)\bar{C}_1 + (-d_5 V_1 + d_6 T_1)\bar{C}_2 +$
$+ (d_8 V_2 + d_7 T_2)\bar{C}_3 + (-d_7 V_2 + d_8 T_2)\bar{C}_4$, см^2/Н;

83. $\bar{M}_2(0) = (D/R^2)[(d_{10}V_1 + d_9 T_1)\bar{C}_1 + (-d_9 V_1 + d_{10} T_1)\bar{C}_2 + (d_{12}V_2 + d_{11} T_2)\bar{C}_3 + (-d_{11}V_2 + d_{12} T_2)\bar{C}_4$, см;

84. $\bar{N}_2(0) = -(400Eh/R)(t^4 V_1 \bar{C}_1 + t^4 T_1 \bar{C}_2 + U^4 V_2 \bar{C}_3 + U^4 T_2 \bar{C}_4)$;

85. $\bar{M}_2(X_4) = (D/R^2)(d_9 \bar{C}_1 + d_{10}\bar{C}_2 + d_{11}\bar{C}_3 + d_{12}\bar{C}_4)$, см;

86. $\bar{N}_2(X_4) = -(400Eh/R)(t^4 \bar{C}_2 + U^4 \bar{C}_4)$;

87. $M_{2\Delta}(0) = M_2(0) + \bar{M}_2(0) + \hat{M}_2(0)$;

88. $M_{2\Delta}(X_4) = M_2(X_4) + \bar{M}(x_4)$;

89. $N_{2\Delta}(0) = N_2(0) + \bar{N}_2(0) + \hat{N}_2(0)$;

90. $N_{2\Delta}(X_4) = N_2(X_4) + \bar{N}_2(X_4) + \hat{N}_2(X_4)$;

91. $\bar{\sigma}_T(0) = \dfrac{6|M_{2\Delta}(0)|}{h^2} + \dfrac{N_{2\Delta}(0)}{h}$, $см^{-1}$;

92. $\bar{\sigma}_T(X_4) = \dfrac{6|M_{2\Delta}(X_4)|}{h^2} + \dfrac{N_2(x_4)}{h}$, $см^{-1}$;

Примечание. Для дальнейших вычислений принимаем наибольшее из значений $\bar{\sigma}_T$, найденных в п.п. 91–92.

Выходная информация:

1. $q_4 = \dfrac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{T\,max}}$ Н/см;
2. $Q_4 = 2\pi R 10^{-4} q_4$ тс;
3. $q_\Sigma = q_4(1+\eta)$ Н/см;
4. допустимая начальная овальность (в %) согласно нормам [6]:

$$\mu = \frac{400[w(0) + \bar{W}(0)]\eta q_4}{D_H}.$$

4. РЕАЛИЗАЦИЯ РАСЧЕТОВ НА ЭВМ И РЕЗУЛЬТАТЫ ВАРИАНТНЫХ РАСЧЕТОВ

4.1. На основании приведенного алгоритма разработана программа расчета на ЭВМ ЕС 10-22[x] величины разжимной силы Q и допускаемой выправляемой овальности μ.

[x] Программа расчета хранится в лаборатории математических методов исследований ВНИИСТа.

Таблица 2

Значения допустимых величин разжимной силы Q (в т) и овальности μ (в %) в зависимости от наружного диаметра трубы $D_н$, толщины стенки h, предела текучести $\sigma_т$ и расстояния $x_ц$.

$x_ц$, см	$D_н$ = 1420 мм; $\sigma_т$ = 470 МПа					$D_н$ = 1220 мм; $\sigma_т$ = 370 МПа			$D_н$=1020 мм; $\sigma_т$=370 МПа		
	h, мм					h, мм			h, мм		
	17,5	21,6	23,8	26,9	31,9	11,0	13,6	17,0	10,0	12,0	14,9
0,0	69,0	97,4	114,4	140,5	187,7	24,2	34,1	49,0	19,4	26,0	37,0
	(4,28)	(3,42)	(3,08)	(2,70)	(2,24)	(4,66)	(3,74)	(2,96)	(4,28)	(3,54)	(2,81)
2,0	77,45	107,8	125,9	153,6	203,3	28,5	39,4	55,6	23,4	30,8	42,9
	(4,90)	(3,88)	(3,48)	(3,03)	(2,50)	(5,59)	(4,41)	(3,44)	(5,28)	(4,29)	(3,36)
4,0	87,9	120,6	140,0	169,4	222,1	34,0	46,0	63,8	28,5	36,9	50,5
	(5,63)	(4,40)	(3,93)	(3,41)	(2,80)	(6,72)	(5,22)	(4,01)	(5,50)	(5,21)	(4,02)
6,0	99,8	135,3	156,2	187,8	243,9	37,8	52,8	73,3	30,2	40,3	57,0
	(6,44)	(4,99)	(4,44)	(3,83)	(3,12)	(7,49)	(6,01)	(4,64)	(6,87)	(5,70)	(4,55)

Примечания: 1. Значения μ указаны в скобках.

2. При вычислениях принимали значения $K_{тр}$ = 0,2 и η = 0,9.

4.2. В результате расчетов на ЭВМ при различных исходных данных получен ряд наибольших допускаемых значений разжимной силы Q и овальности μ, которые определены из условия, что фибровые напряжения не превысят нормативного предела текучести. Эти значения приведены в табл.2.

4.3. Влияние коэффициента трения $K_{тр}$ на величину разжимной силы Q характеризуется данными для трубы $D_н$ = = 142 см и $L_ц$ = 6 см, приведенными в табл.3.

Таблица 3

Значения разжимной силы Q (в т) и допустимой овальности μ (в %) в зависимости от толщины стенки h и коэффициента трения $K_{тр}$

$K_{тр}$	Значения $Q(\mu)$ при h, см				
	3,19	2,69	2,38	2,16	1,75
0,0	226,7	174,1	144,6	125,0	91,9
	(3,27)	(4,00)	(4,63)	(5,19)	(6,67)
0,2	243,9	187,8	156,2	135,3	99,8
	(3,12)	(3,83)	(4,44)	(4,99)	(6,44)
0,4	264,1	203,8	169,9	147,5	109,2
	(2,94)	(3,63)	(4,22)	(4,75)	(6,16)

Примечания: 1. Значения μ – величины овальности указаны в скобках в %.

2. При вычислениях принимали η = 0,9.

4.4. Приближенный способ определения разжимного усилия и допустимой овальности для труб одного и того же диаметра приведен в приложении 1 рекомендуемом. Этот способ основан на анализе результатов вычислений по точной методике. Для применения приближенного способа необходимо иметь значения разжимного усилия и допустимой овальности, определенных по точной методике для какого-то одного значения толщины стенки.

4.5. Пример расчета разжимных усилий центратора и допустимой выправляемой овальности трубы (в соответствии с алгоритмом расчета) приведен в приложении 2 справочном.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИБЛИЖЕННЫЙ СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЗЖИМНОГО УСИЛИЯ И ДОПУСТИМОЙ ОВАЛЬНОСТИ ДЛЯ ТРУБ ОДНОГО И ТОГО ЖЕ ДИАМЕТРА

I. На основании анализа данных табл.2 (п.4.2) и в соответствии с физическим смыслом задачи для определения разжимной силы Q внутреннего центратора, необходимой для выправления соответствующей ей овальности для труб одного и того же диаметра, может быть рекомендована приближенная формула, использующая данные, вычисленные по точной методике раздела 2 настоящих Рекомендаций,

$$Q = Q_0 \left(\frac{h}{h_0}\right)^{1,5} \frac{\sigma_T}{(\sigma_T)_0}, \qquad (I)$$

где величины с индексом "0" известны и определены с помощью приведенной выше методики расчета.

Зная, например, что при D_H = I420 мм, h = 3,I9 см, $D_ц$ = 6 см и σ_T = 470 МПа, Q_0 = 243,9 тс (см.табл.2, п.4.2), можно определить Q для трубы из той же марки стали и того же диаметра при h = I,75 см следующим образом:

$Q = 243{,}9 \left(\frac{I{,}75}{3{,}I9}\right)^{I,5}$ = 99,I тс, что отличается от величины, вычисленной согласно алгоритму (см.табл.2) на $\frac{99{,}8 - 99{,}I}{99{,}8} \cdot I00$ = = 0,7%.

2. Для определения допустимой величины овальности, которая может быть выправлена при достижении некоторого наибольшего фибрового напряжения, может быть рекомендована приближенная формула, имеющая вид

$$\mu = \mu_0 \frac{h_0}{h} \frac{\sigma_T}{(\sigma_T)_0}. \qquad (2)$$

Например, для трубы наружным диаметром I420мм при толщине стенки I,75 см и σ_T = 470 МПа, исходя из данных табл.2 (п.4.2) для h = 3,I9 см формула (2) настоящего приложения дает μ = 3,I2 $\frac{3{,}I9}{I{,}75}$ = 5,68%, что на $\frac{6{,}44 - 5{,}68}{6{,}44} \cdot I00$ = = II,5% менее величины, полученной согласно методике.

3. Если овальность μ, которую надлежит выправить (на момент сварки стыка), менее μ_0, то необходимую разжимную силу можно найти из выражения

$$Q = Q_0 \frac{\mu}{\mu_0}. \qquad (3)$$

Приложение 2
Справочное

ПРИМЕР РАСЧЕТА РАЗЖИМНЫХ УСИЛИЙ ЦЕНТРАТОРА И ДОПУСТИМОЙ ВЫПРАВЛЯЕМОЙ ОВАЛЬНОСТИ ТРУБЫ (в соответствии с алгоритмом расчета)

Входная информация:

наружный диаметр трубы $D_н$ = 1420 мм;
толщина стенки трубы h = 32 мм;
расстояние от торца трубы до плоскости центрирующего ряда $x_ц$ = 60 мм;
предел текучести $\sigma_т$ = 470 МПа;
модуль упругости E = 2,1 · 10^5 МПа;
коэффициент поперечной деформации ν = 0,3;
η = 0,9;
коэффициент трения $k_{тр}$ = 0,2.

Вычисление промежуточных результатов:

1) геометрические параметры сечения (п.п.1-5 раздела 3):

R = 69,4 см;
a = $\sqrt{5,1362 \cdot 10^8}$;
t = 0,2893;
U = 5,98612;
J = 6,80151$10^7$ Н.см;

2) коэффициенты a_{ij} и свободные члены b_j системы линейных уравнений для бесконечной трубы в соответствии с п.п. 6-22 раздела 3 приведены в табл.1 данного приложения.

3) решение системы линейных уравнений для бесконечной трубы (п.23 раздела 3):

C_1 = +4,2664·10^{-6} $q_ц$;
C_2 = +4,2532·10^{-6} $q_ц$;
C_3 = -0,53325·10^{-9} $q_ц$;
C_4 = -0,54872·10^{-9} $q_ц$.

Таблица I

Коэффициенты a_{ij}

j	a_{ij} (при i = I–4)				b_j
	I	2	3	4	
I	-I,I7I7	+I,I427	-I52,646	-I04,758	0
2	+4,2333	-5,008I	$-3{,}408II\cdot10^{4}$	$+2{,}72I7\cdot10^{4}$	0
3	-0,09684	-0,09684	$-0{,}858\cdot10^{8}$	$-0{,}858\cdot10^{8}$	$+I{,}03274\cdot10^{-7}$
4	-I4,707	+I9,353	$-I{,}8I42\cdot10^{6}$	$-2{,}55I4\cdot10^{6}$	$+2{,}387\cdot10^{-8}$

4) коэффициенты $\bar{a}_{ij}$ системы линейных уравнений для полубесконечной трубы (п.24–37 раздела 3) приведены в табл.2;

Таблица 2

Коэффициенты $\bar{a}_{ij}$

j	$\bar{a}_{ij}$ (при i = I–4)			
	I	2	3	4
I	-I4,70700	+I9,353	$-I{,}8I4\cdot10^{6}$	$-2{,}55I4\cdot10^{6}$
2	+0,66954	0,0	+286,66	0,0
3	-0,09684	-0,09684	$-0{,}858\cdot10^{8}$	$-0{,}858\cdot10^{3}$
4	-4,2802	-I4,I42	$+3{,}66243\cdot10^{5}$	$+4{,}2372\cdot10^{4}$

5) аргументы затухающих функций и сами функции для α = $= X_4$ = 6 см (п.38–40 раздела 3):

Z_1 = 0,0250; Z_2 = 0,5I7;
V_1 = 0,02438; V_2 = 0,29473;
T_1 = 0,9750I; T_2 = 0,5I837;

6) свободные члены $\bar{b}_i$ (п.п. 6I раадела 3):

$\bar{b}_1 = I357{,}070\cdot10^{-6}\,q_4$; $\bar{b}_2 = -2{,}6828\cdot10^{-6}\,q_4$;
$\bar{b}_3 = -0{,}3287\cdot10^{-6}\,q_4$; $\bar{b}_4 = +I43{,}02\cdot10^{-6}\,q_4$;

7) решение системы линейных уравнений для полубесконечной трубы (п.62 раздела 3):

$\bar{C}_1 = -4{,}36587 \cdot 10^{-6}\ q_ц$; $\bar{C}_2 = 9{,}46847 \cdot 10^{-6}\ q_ц$;
$\bar{C}_3 = 0{,}83804 \cdot 10^{-9}\ q_ц$; $\bar{C}_4 = -1{,}03080 \cdot 10^{-9}\ q_ц$;

8) перемещения, усилия и моменты в сечениях полубесконечной оболочки $\mathcal{C}$ от равномерно распределенной нагрузки (п.п. 67-71 раздел 3):

$\hat{w}(0) = 0{,}50081 \cdot 10^{-5}\ q_ц$ см;
$\hat{w}(x_ц) = 0{,}6408 \cdot 10^{-5}\ q_ц$ см;
$\hat{N}_2(0) = 4{,}8493\ q_ц$;
$\hat{N}_2(x_ц) = 6{,}2049\ q_ц$;
$\hat{M}_2(0) = 0$;

9) перемещения, усилия и моменты в сечениях полубесконечной оболочки:

$w^0(0) = 1{,}416 \cdot 10^{-4}\ q_ц$ см;
$M_2(0) = -4{,}184\ q_ц$ Н·см/см;
$N_2(0) = 1{,}206 \cdot q_ц$ Н/см;
$M_2(x_ц) = -4{,}269\ q_ц$ Н/см/см;
$N_2(x_ц) = 4{,}869\ q_ц$ Н/см;

10) действительные значения моментов и сил:

$M_{2Д}(0) = -8{,}231\ q_ц$ Н·см/см;
$M_{2Д}(x_ц) = -7{,}258\ q_ц$ Н·см/см;
$N_{2Д}(0) = 8{,}669\ q_ц$ Н/см;
$N_{2Д}(x_ц) = +13{,}155\ q_ц$ Н/см.

<u>Выходная информация</u>:

1) равномерно-распределенная нагрузка:

$q_ц = 5619$ Н/см;

2) разжимная сила:

$Q_ц = 245$ тс;

3) суммарная распределенная нагрузка:

$q_Σ = 10676$ Н/см;

4) допустимая начальная овальность:

$\mu = 3{,}1\%$.

Л И Т Е Р А Т У Р А

I. В л а с о в В. З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. М.-Л., ГИТТЛ, 1949.

2. Н и к и т и н А. А. Напряженное состояние трубопровода в околостыковой области, определяемое начальной овальностью труб. Труды ВНИИСТа, вып.32. М., 1976, с.5-13.

3. Н и к и т и н А. А., Ч е р н и й В. П. О методике расчета цилиндрических оболочек на самоуравновешенную нагрузку. Сб.трудов ВНИИСТа "Надежность конструкций магистральных трубопроводов". М., 1983, с.114-125.

4. Г о л ь д е н в е й з е р А. Л. Теория упругих тонких оболочек, изд.2-е, М., Наука, 1976.

5. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Том расчетно-теоретический. М., Стройиздат, 1960.

6. СНиП II-45-75. "Магистральные трубопроводы. Нормы проектирования." М., Стройиздат, 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

I. Общие положения 3

2. Методика расчета усилий внутреннего центратора при выправлении начальной овальности торца трубы 4

3. Алгоритм расчета I4

4. Реализация расчета на ЭВМ и результаты вариантных расчетов I8

Приложения 2I

Литература 27

Рекомендации
по расчету усилий внутреннего центратора
для сборки труб с начальной овальностью сечения

Р 54I-84

Издание ВНИИСТа

Редактор Т.Я.Разумовская. Корректор Л.В. Меликова
Технический редактор Т.В.Черешева

Л- 64538 Подписано в печать I4/I I986 г. Формат 60x84/I6
Печ.л. 1,75 Уч.-изд.л. 1,5 Бум.л. 0,875
Тираж 200 экз. Цена I5 коп. Заказ 8

Ротапринт ВНИИСТа

gost.e-ecolog.ru