

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**

P 541-84



Москва 1986

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.Черный 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	P 541-84 Впервые
--	---	---------------------

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.1. 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 внутренне-го центратора для выпрямления 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 кольцами одного центрирующего ряда центратора и внутренней поверхностью трубы с начальной овальностью сечений.

I.4. Настоящие Рекомендации разработаны с использованием положений, изложенных в работе [1], и результатов, полученных при рассмотрении напряженного состояния полубесконечной цилиндрической оболочки, к которой приложено самоуравновешенное нагружение, распределенное вдоль периметра одного и того же поперечного сечения [2], [3]. Самоуравновешенное поверхностное нагружение при сборке труб возникает от действия центратора на внутреннюю поверхность трубы.

Внесены ВНИИСТом, отделом прочности и надежности трубопроводов	Утверждены ВНИИСТом II апреля 1984 г.	Срок введения с I января 1986 г.
--	--	--

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

Основные допущения

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

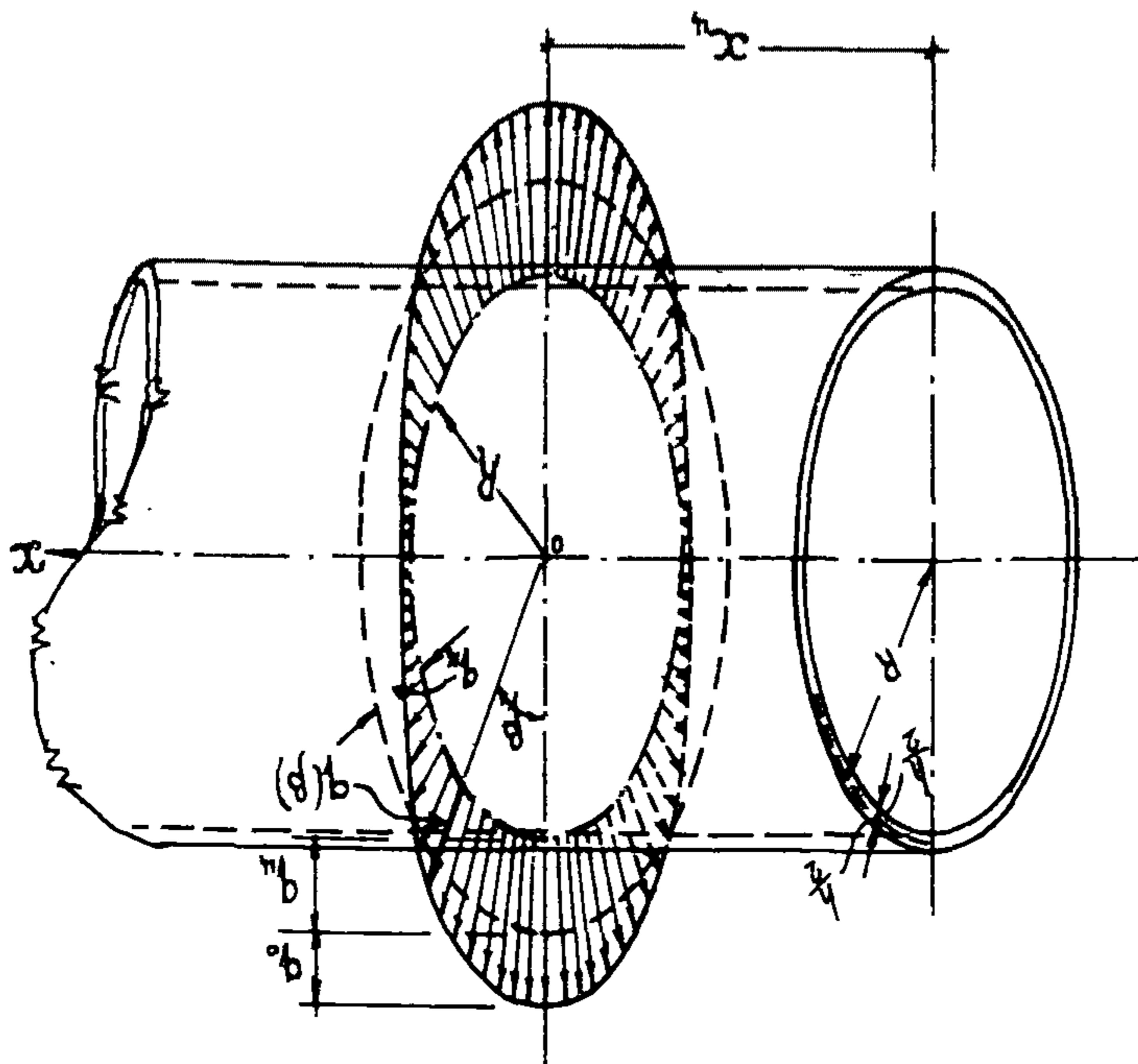


Рис. I. Схема нагрузок при выправлении начальной овальности полубесконечной цилиндрической оболочки

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

$$w_h = -(\omega_0)_h \cos 2\beta, \quad (1)$$

где $(\omega_0)_h$ – 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

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

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

$$q(\beta) = q_4 + q_0 \cos 2\beta; \quad (3)$$

$$q_4 = Q_4 / 2\pi R; \quad q_0 = 2q_4,$$

где Q_4 – суммарное усилие хомутов центрирующего ряда;

ζ – коэффициент, близкий к единице ($\zeta \leq 1$).

Плоскость, в которой действуют разжимные силы, отстоит от торца трубы на расстоянии x_4 (см. рис. I).

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

$$T = q(\beta) k_{tr} \sin 2\beta, \quad (4)$$

где k_{tr} – коэффициент трения.

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

$$T = K_{tr} q_4 \sin 2\beta + \frac{1}{2} K_{tr} q_0 \sin 4\beta. \quad (5)$$

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 (1), а химки всегда располагаются по поверхности кругового цилиндра и поэтому:

$$T \approx K_{tr} q_4 \sin 2\beta. \quad (6)$$

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-деформированное 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

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

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

2.11. Исходя из рассмотрения условий равновесия элемента оболочки $Rd\alpha \times Rd\beta$ и условий совместности деформаций, в работе [1] показано, что решение задачи о расчете цилиндрической оболочки кругового очертания, нагруженной нормальной поверхностью нагрузкой Z_n , сводится к одному разрешающему дифференциальному уравнению, которое имеет вид:

$$(\nabla^2 \nabla^2 + 2\nabla^2 + 1) \nabla^2 \nabla^2 \phi + \frac{1-\nu^2}{C^2} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} = \frac{Z_n R^4}{D}, \quad (8)$$

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:

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

- где u_x , v , w — компоненты перемещений в продольном, касательном и нормальном направлениях;
 θ_1 — угол поворота нормали к элементу оболочки в продольном направлении;
 N_1, N_2 — нормальная сила соответственно в продольном и окружном направлениях;
 S — сдвиговая сила;
 M_1, M_2 — изгибающие моменты в продольном и поперечном направлениях;
 M_{12} — кручущий момент;
 Q_1, Q_2 — поперечные силы в продольном и поперечном направлениях.

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]):

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

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

$$\phi = \Phi(\alpha) \cos n\beta. \quad (II)$$

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

$$\frac{d^8\phi}{d\alpha^8} + \frac{1-\nu^2}{c^2} \frac{d^4\phi}{d\alpha^4} + n^4(n^2-1)\phi = \frac{(Z_n)_0 R^4}{D}, \quad (I2)$$

характеристическое уравнение которого

$$z^8 + \frac{1-\nu^2}{c^2} z^4 + n^4(n^2-1)^2 = 0 \quad (I3)$$

имеет корни

$$z_{1-4} = t(\pm 1 \pm i); \quad z_{5-8} = U(\pm 1 \pm i), \quad (I4)$$

$$\text{где } t = n \sqrt{(n^2 - 1)/2a}; \quad u = \sqrt{a/2}; \quad a = \frac{\sqrt{1 - v^2}}{G}.$$

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

$$\varphi = \varphi(\alpha) = C_1 U(t\alpha) + C_2 T(t\alpha) + C_3 U(u\alpha) + C_4 T(u\alpha) + \varphi^*, \quad (I5)$$

где

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

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

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

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

$$H = z_H \left\{ C_1 [K_{1H} U(t_\alpha) + K_{2H} T(t_\alpha)] + C_2 [-K_{2H} U(t_\alpha) + K_{1H} T(t_\alpha)] + C_3 [K_{3H} U(u\alpha) + K_{4H} T(u\alpha)] + C_4 [-K_{4H} U(u\alpha) + K_{3H} T(u\alpha)] + C_4 \varphi^* \right\} F_n(\beta), \quad (I6)$$

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

z_H, k_{jH} — коэффициенты, выражения для вычисления которых при $n = 2$, приведены в табл. I;

$F_n(\beta)$ — тригонометрическая функция, принимаемая также согласно табл. I.

Таблица I

Значения тригонометрических функций

H	Выражения для вычисления коэффициентов формулы (16)				$F_H(\beta)$
	Z_H	K_{1H}	K_{2H}	K_{5H}	
U_x	1	$4t - 2\sqrt{t}t^3$	$-4t - 2\sqrt{t}t^3$	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	$1/R$	$4t^5 - 16t^3 - 16t$	$-4t^5 - 16t^3 + 16t$	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	$\cos 2\beta$

П р и м е ч а н и я : I. Правило знаков приведено на рис.2.

k_{4H} 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 ψ .

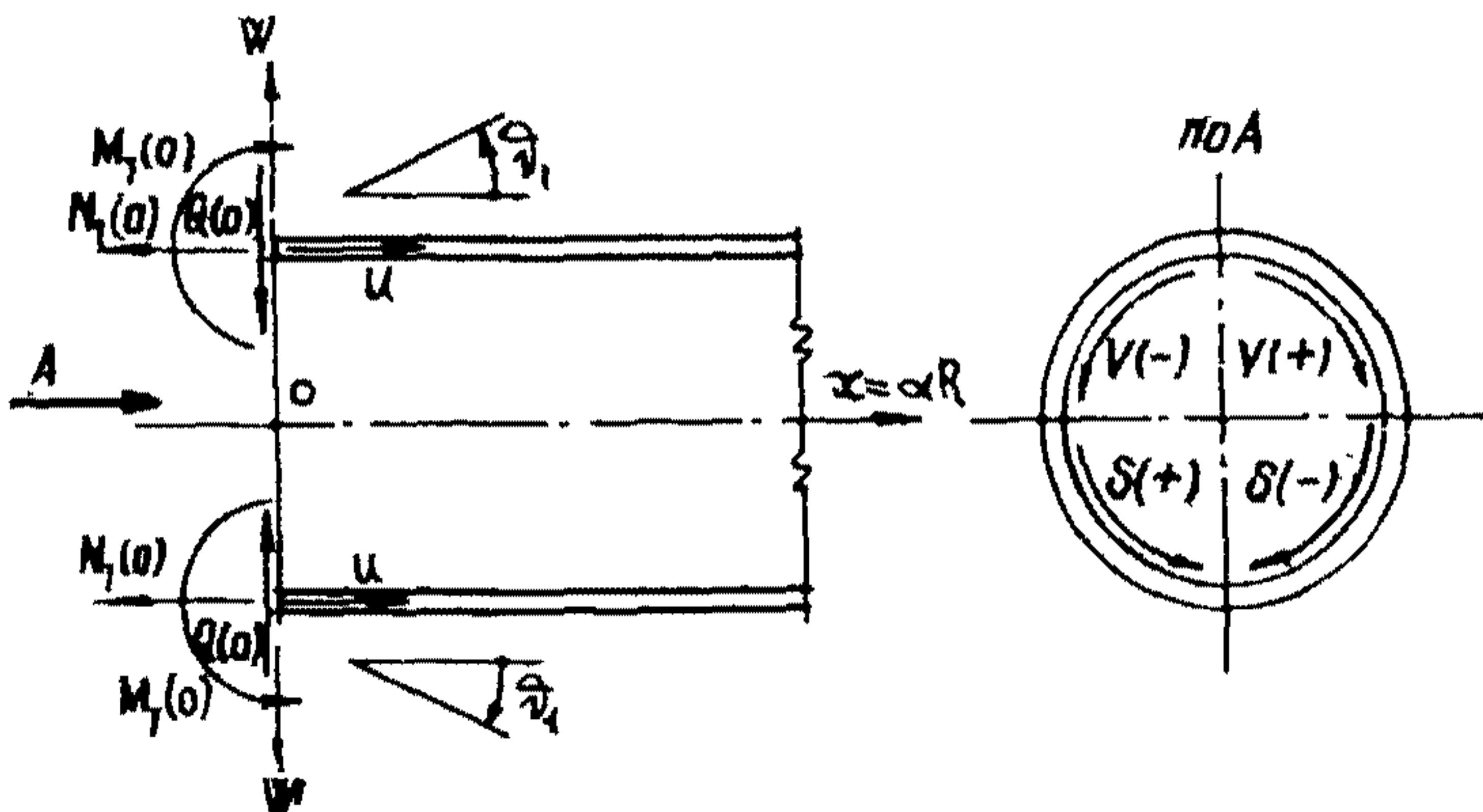


Рис.2. Правило знаков для компонентов напряженно-деформированного состояния в сечении цилиндрической оболочки кругового очертания

Определение усилий центрирующего ряда центратора

2.15. 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:

$$\left. \begin{array}{l} U_x(0) = 0; \\ U_\theta(0) = 0; \\ Q_r(0) = -0,5 q_0 \cos 2\beta; \\ S(0) = -0,5 T_0 \sin 2\beta, \end{array} \right\} \quad (17)$$

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 ($j = 1, 2, 3, 4$) определяем силу $N_2(0)$, изгибающий момент $M_2(0)$ и перемещение $\bar{w}(0)$ в сечении, совпадающем с плоскостью центрирующего ряда и внутренние силы $N_1(x_4)$, $N_2(x_4)$, $Q_1(x_4)$, $S(x_4)$, изгибающие моменты $M_1(x_4)$, $M_2(x_4)$ и перемещение $\bar{w}(x_4)$ в сечении, находящемся на расстоянии x_4 от плоскости центрирующего ряда.

2.I6. Далее рассматриваем полубесконечную трубу, к торцевому сечению которой приложены силы $\bar{N}_1(x_4)$, $\bar{Q}_1(x_4)$, $\bar{S}(x_4)$ и момент $\bar{M}_1(x_4)$, 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

$$\left. \begin{aligned} \bar{N}_1(x_4) &= -N_1(x_4); & \bar{Q}_1(x_4) &= Q_1(x_4); \\ \bar{S}(x_4) &= S(x_4); & \bar{M}_1(x_4) &= -M_1(x_4). \end{aligned} \right\} \quad (I8)$$

Таким образом, на этом этапе решения условиями для определения произвольных постоянных для полубесконечной трубы являются условия (I8), из них находим новые произвольные постоянные \bar{C}_j ($j = 1, 2, 3, 4$) 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 $\alpha = 0$ для торцевого сечения и $\alpha = x_4/R$ для сечения, совпадающего с центрирующим рядом.

2.18. Необходимые для дальнейшего расчета составляющие напряженно-деформированного состояния полубесконечной трубы от кольцевой нагрузки q_4 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

$$\hat{w}(0) = \frac{q_4}{2\lambda^3 D} \int T(\lambda x_4) A(\lambda x_4) - U(\lambda x_4) B(\lambda x_4)], \quad (19)$$

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

$$A(\lambda x) = \sin \lambda x \cdot \cos \lambda x; \quad B(\lambda x) = \frac{1}{2} (\sin \lambda x \cdot \sin \lambda x + \sin \lambda x \cdot \cos \lambda x); \\ U(\lambda x) = e^{-\lambda x} (\cos \lambda x - \sin \lambda x);$$

б) для прогиба торца трубы от нагрузки q_4 , приложенной от торца на расстоянии x_4 :

$$\hat{w}(x_4) = \frac{q_4}{2\lambda^3 D} T(\lambda x_4); \quad (20)$$

в) для растягивающей силы \hat{N}_2 от нагрузки q_4

$$\hat{N}_2(x) = \hat{w}'(x) E h / R; \quad (21)$$

г) для изгибающего момента в продольном сечении трубы на расстоянии от торца $x = x_4$.

$$\hat{M}_2(0) = \frac{q_4 \nu}{\lambda} [U(\lambda x_4) A(\lambda x_4) - W(\lambda x_4) B(\lambda x_4)]. \quad (22)$$

2.19. Суммированием результатов, найденных в п.п.2.15, 2.17 и 2.18, находят действительные значения растягивающих сил N_{2d} изгибающих моментов M_{2d} в торцевом и совпадающем с плоскостью центрирующего ряда сечениях. Из условия ограничения фибронных напряжений пределом текучести

$$\frac{BM_{2d}}{h^2} + \frac{N_{2d}}{h} \leq G_T \quad (23)$$

можно получить допустимое значение кольцевой нагрузки q_4 и силу разжатия центрирующего ряда Q_4 .

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

$$q_\Sigma = (1+2) q_4. \quad (24)$$

2.21. Так как с процессом выпрямления овальности трубы кольцевая нагрузка Q_4 не связана, то для определения максимальной допустимой овальности расчетные величины прогиба W_0 находят как сумму результатов только п.п. 2.15 и 2.17.

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

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

Входная информация

1. 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

1) Параметры сечения трубы:

1. $R = 0,5(D_H - h)$, см;
2. $a = \sqrt{12(1 - \nu^2)} \frac{R}{h}$;
3. $t = 2\sqrt{3/2}a$;
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. $Q_{11} = -4t - 2ut^3$;
7. $Q_{12} = +4t - 2ut^3$;
8. $Q_{13} = -4u - 2uut^3$;
9. $Q_{14} = +4u - 2uut^3$;

- I0. $a_{21} = -4t^5 - 16t^3 + 16t;$
 II. $a_{22} = +4t^5 - 16t^3 - 16t;$
 I2. $a_{23} = -4u^5 - 16u^3 + 16u;$
 I3. $a_{24} = +4u^5 - 16u^3 - 16u;$
 I4. $a_{31} = a_{32} = -4t^3;$
 I5. $a_{33} = a_{34} = -4u^3;$
 I6. $a_{41} = -8t^7 + 48t^5 + 96t^3 - 16(4-v)t;$
 I7. $a_{42} = -8t^7 - 48t^5 + 96t^3 + 16(4-v)t;$
 I8. $a_{43} = -8u^7 + 48u^5 + 96u^3 - 16(4-v)u;$
 I9. $a_{44} = -8u^7 - 48u^5 + 96u^3 + 16(4-v)u;$
 20. $\beta_1 = \beta_2 = 0;$
 21. $\beta_3 = +0,5 K_{TP} R / 1000 Hz, \text{ см}^2/H;$
 22. $\beta_4 = +0,5 \eta R^3/D, \text{ см}^2/H;$

23. решение системы линейных уравнений относительно неизвестных C_j ($\text{см}^2/\text{H}$): $\|a_{ij}\| \cdot \|C_j\| = \|\beta_i\|, i = \overline{1,4}; j = \overline{1,4};$

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. $\bar{a}_{31} = \bar{a}_{32} = a_{31}(\pi/14);$
 33. $\bar{a}_{33} = a_{34} = a_{33}(\pi/15);$
 34. $\bar{a}_{41} = +8t^6 - 32(1+2v)t^2;$

35. $\bar{Q}_{42} = +16(2+V)t^4 - 48V;$
 36. $\bar{Q}_{43} = +8U^6 - 32(1+2V)U^2;$
 37. $\bar{Q}_{44} = +16(2+V)U^4 - 48V;$

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

38. $\bar{s}_1 = t x_4 / R;$
 39. $\bar{s}_2 = U x_4 / R;$
 40. $V_i = e^{-z_i} \sin Z_i; T_i = e^{-z_i} \cos Z_i, (i=1,2);$
 41. $\bar{\theta}_{11} = Q_{42} V_1 + Q_{41} T_1;$
 42. $\bar{\theta}_{12} = -Q_{41} V_1 + Q_{42} T_1;$
 43. $\bar{\theta}_{13} = Q_{44} V_2 + Q_{43} T_2;$
 44. $\bar{\theta}_{14} = -Q_{43} V_2 + Q_{44} T_2;$
 45. $\bar{\theta}_{21} = -8t^2 T_1;$
 46. $\bar{\theta}_{22} = +8t^2 V_1;$
 47. $\bar{\theta}_{23} = -8U^2 T_2;$
 48. $\bar{\theta}_{24} = +8U^2 V_2;$
 49. $\bar{\theta}_{31} = -4t^3 (V_1 + T_1);$
 50. $\bar{\theta}_{32} = +4t^3 (V_1 - T_1);$
 51. $\bar{\theta}_{33} = -4U^3 (V_2 + T_2);$
 52. $\bar{\theta}_{34} = +4U^3 (V_2 - T_2);$
 53. $d_1 = -16[(2+V)t^4 - 3V];$
 54. $d_2 = +8[t^6 - 4(1+2V)t^2],$
 55. $d_3 = -16[(2+V)U^4 - 3V];$
 56. $d_4 = +8[U^6 - 4(1+2V)U^2];$
 57. $\bar{\theta}_{41} = d_1 V_1 - d_2 T_1;$
 58. $\bar{\theta}_{42} = d_2 V_1 + d_1 T_1;$
 59. $\bar{\theta}_{43} = d_3 V_2 - d_4 T_2;$
 60. $\bar{\theta}_{44} = d_4 V_2 + d_3 T_2;$

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

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

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

5) вспомогательные величины для определения результатов вычислений:

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

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

$$65. U_2 = T_2 - V_2; \quad \}$$

$$66. W_2 = T_2 + V_2; \quad \}$$

$$67. \hat{W}(0) = (2\lambda^3 D)^{-1} (A_2 T_2 - U_2 B_2), \text{ см}^2/\text{Н};$$

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

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

$$70. \hat{N}_2(x_4) = 100 \cdot Eh \hat{W}(x_4)/R;$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

83. $\bar{M}_2(0) = (D/R^2)[(d_{10}V_1 + d_9T_1)\bar{C}_1 + (-d_9V_1 + d_{10}T_1)\bar{C}_2 + (d_{12}V_2 + d_{11}T_2)\bar{C}_3 + (-d_{11}V_2 + d_{12}T_2)\bar{C}_4], \text{см};$
84. $\bar{N}_2(0) = -(400Eh/R)(t^4V_1\bar{C}_1 + t^4T_1\bar{C}_2 + U^4V_2\bar{C}_3 + U^4T_2\bar{C}_4);$
85. $\bar{M}_2(X_4) = (D/R^2)(d_g\bar{C}_1 + d_{10}\bar{C}_2 + d_{11}\bar{C}_3 + d_{12}\bar{C}_4), \text{см};$
86. $\bar{N}_2(X_4) = -(400Eh/R)(t^4\bar{C}_2 + U^4\bar{C}_4);$
87. $M_{2A}(0) = M_2(0) + \bar{M}_2(0) + \hat{M}_2(0);$
88. $M_{2A}(X_4) = M_2(X_4) + \bar{M}_2(X_4);$
89. $N_{2A}(0) = N_2(0) + \bar{N}_2(0) + \hat{N}_2(0);$
90. $N_{2A}(X_4) = N_2(X_4) + \bar{N}_2(X_4) + \hat{N}_2(X_4);$
91. $\bar{\sigma}_T(0) = \frac{B/M_{2A}(0)/}{h^2} + \frac{N_{2A}(0)}{\pi}, \text{см}^{-1};$
92. $\bar{\sigma}_T(X_4) = \frac{B/M_{2A}(X_4)/}{h^2} + \frac{N_2(X_4)}{\pi}, \text{см}^{-1};$

П р и м е ч а н и е . Для дальнейших вычислений принимаем наибольшее из значений $\bar{\sigma}_T$, найденных в п.п. 91-92.

Выходная информация:

1. $q_4 = \frac{\bar{\sigma}_T}{\bar{\sigma}_{Tmax}} \text{Н/см};$
2. $Q_4 = 2\pi R 10^{-4} q_4 \text{ тс};$
3. $q_\Sigma = q_4(1+\gamma) \text{ Н/см};$
4. допустимая начальная овальность (в %) согласно нормали [6] :

$$\mu = \frac{400[W(0) + \bar{W}(0)]/2q_4}{D_H}.$$

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 управляемой 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_H , толщины стенки h , предела текучести σ_T и расстояния x_4 .

x_4 , см	$D_H = 1420$ мм; $\sigma_T = 470$ МПа					$D_H = 1220$ мм; $\sigma_T = 370$ МПа			$D_H = 1020$ мм; $\sigma_T = 370$ 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 (4,28)	97,4 (3,42)	114,4 (3,08)	140,5 (2,70)	187,7 (2,24)	24,2 (4,66)	34,1 (3,74)	49,0 (2,96)	19,4 (4,28)	26,0 (3,54)	37,0 (2,81)
2,0	{ 77,45 (4,90)	107,8 (3,88)	125,9 (3,48)	153,6 (3,03)	203,3 (2,50)	28,5 (5,59)	39,4 (4,41)	55,6 (3,44)	23,4 (5,28)	30,8 (4,29)	42,9 (3,36)
4,0	{ 87,9 (5,63)	120,6 (4,40)	140,0 (3,93)	169,4 (3,41)	222,1 (2,80)	34,0 (6,72)	46,0 (5,22)	63,8 (4,01)	28,5 (5,50)	36,9 (5,21)	50,5 (4,02)
6,0	{ 99,8 (6,44)	135,3 (4,99)	156,2 (4,44)	187,8 (3,83)	243,9 (3,12)	37,8 (7,49)	52,8 (6,01)	73,3 (4,64)	30,2 (6,87)	40,3 (5,70)	57,0 (4,55)

П р и м е ч а н и я : 1. Значения μ указаны в скобках.

2. При вычислениях принимали значения $K_{TP} = 0,2$ и $\gamma = 0,9$.

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 фиброзные напряжения не превысят нормативного предела текучести. Эти значения приведены в табл.2.

4.3. Влияние коэффициента трения k_{tr} на величину разжимной силы Q характеризуется данными для трубы $D_H = 142$ см и $L_4 = 6$ 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_{tr}

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

П р и м е ч а н и я : 1. Значения μ - величины овальности указаны в скобках в %.

2. При вычислениях принимали $\gamma = 0,9$.

4.4. Приближенный способ определения разжимного усилия и допустимой овальности для труб одного и того же диаметра приведен в приложении I 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 управляемой овальности трубы (в соответствии с алгоритмом расчета) приведен в приложении 2 справочном .

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I
Рекомендуемое

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

1. 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 выпрямления 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,

$$Q = Q_0 \left(\frac{h}{h_0} \right)^{1,5} \frac{\sigma_t}{(\sigma_t)_0}, \quad (1)$$

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

Зная, например, что при $D_H = 1420$ мм, $h = 3,19$ см, $\sigma_t = 6$ см и $\sigma_t = 470$ 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 $h = 1,75$ см следующим образом:

$$Q = 243,9 \frac{1,75^{1,5}}{3,19} = 99,1 \text{ тс, что отличается от величины, вы-} \\ \text{численной согласно алгоритму (см.табл.2) на } \frac{99,8 - 99,1}{99,8} \cdot 100 = \\ = 0,7\%.$$

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

$$\mu = \mu_0 \frac{h_0}{h} \frac{\sigma_t}{(\sigma_t)_0}. \quad (2)$$

Например, для трубы наружным диаметром 1420мм при толщине стенки 1,75 см и $\sigma_t = 470$ МПа, исходя из данных табл.2 (п.4.2) для $h = 3,19$ см формула (2) настоящего приложения дает $\mu = 3,12 \frac{3,19}{1,75} = 5,68\%$, что на $\frac{6,44 - 5,68}{6,44} \cdot 100 = 11,5\%$ менее величины, полученной согласно методике.

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

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

Приложение 2
Справочное

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

Входная информация:

наружный диаметр трубы $D_H = 1420$ мм;
толщина стенки трубы $t = 32$ мм;
расстояние от торца трубы до плоскости центрирующего
ряда $x_4 = 60$ мм;
предел текучести $\sigma_T = 470$ МПа;
модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
коэффициент поперечной деформации $\nu = 0,3$;
 $\gamma = 0,9$;
коэффициент трения $k_{tr} = 0,2$.

Вычисление промежуточных результатов:

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

$$\begin{aligned} R &= 69,4 \text{ см;} \\ a &= \sqrt{5,1362 \cdot 10^3}; \\ t &= 0,2893; \\ U &= 5,98612; \\ J &= 6,301510^7 \text{ Н.см;} \end{aligned}$$

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. I данного приложения.

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

$$\begin{aligned} C_1 &= +4,2664 \cdot 10^{-6} q_4; \\ C_2 &= +4,2532 \cdot 10^{-6} q_4; \\ C_3 &= -0,53325 \cdot 10^{-9} q_4; \\ C_4 &= -0,54872 \cdot 10^{-9} q_4. \end{aligned}$$

Таблица I

Коэффициенты a_{ij}

j	a_{ij} (при $i = 1-4$)				b_j
	1	2	3	4	
1	-1,1717	+1,1427	-152,646	-104,758	0
2	+4,2333	-5,0081	$-3,40811 \cdot 10^4$	$+2,7217 \cdot 10^4$	0
3	-0,09684	-0,09684	$-0,858 \cdot 10^3$	$-0,858 \cdot 10^3$	$+1,03274 \cdot 10^{-7}$
4	-14,707	+19,353	$-1,8142 \cdot 10^6$	$-2,5514 \cdot 10^6$	$+2,387 \cdot 10^{-3}$

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 $i = 1-4$)			
	1	2	3	4
1	-14,70700	+19,353	$-1,814 \cdot 10^6$	$-2,5514 \cdot 10^6$
2	+0,66954	0,0	+286,66	0,0
3	-0,09684	-0,09684	$-0,858 \cdot 10^3$	$-0,858 \cdot 10^3$
4	-4,2802	-14,142	$+3,66243 \cdot 10^5$	$+4,2372 \cdot 10^4$

5) аргументы затухающих функций и сами функции для $\alpha = \chi_4 = 6$ см (п.38-40 раздела 3):

$$\zeta_1 = 0,0250; \quad \zeta_2 = 0,517;$$

$$V_1 = 0,02438; \quad V_2 = 0,29473;$$

$$T_1 = 0,97501; \quad T_2 = 0,51837;$$

6) свободные члены \bar{b}_i (п.п. 61 раздела 3):

$$\bar{b}_1 = 1357,070 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \bar{b}_2 = -2,6828 \cdot 10^{-6} q_4;$$

$$\bar{b}_3 = -0,3287 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \bar{b}_4 = +143,02 \cdot 10^{-6} q_4;$$

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

$$\bar{C}_1 = -4,36587 \cdot 10^{-6} q_4; \quad \bar{C}_2 = 9,46847 \cdot 10^{-6} q_4; \\ \bar{C}_3 = 0,83804 \cdot 10^{-9} q_4; \quad \bar{C}_4 = -1,03080 \cdot 10^{-9} q_4;$$

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

$$\hat{w}(0) = 0,50081 \cdot 10^{-5} q_4 \text{ см}; \\ \hat{W}(x_4) = 0,6408 \cdot 10^{-5} q_4 \text{ см}; \\ \hat{N}_2(0) = 4,8493 q_4; \\ \hat{N}_2(x_4) = 6,2049 q_4; \\ \hat{M}_2(0) = 0;$$

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

$$w(0) = 1,416 \cdot 10^{-4} q_4 \text{ см}; \\ M_2(0) = -4,184 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ N_2(0) = 1,206 \cdot q_4 \text{ Н}/\text{см}; \\ M_2(x_4) = -4,269 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ N_2(x_4) = 4,869 q_4 \text{ Н}/\text{см};$$

10) действительные значения моментов и сил:

$$M_{2A}(0) = -8,231 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ M_{2A}(x_4) = -7,258 q_4 \text{ Н}\cdot\text{см}/\text{см}; \\ N_{2A}(0) = 8,669 q_4 \text{ Н}/\text{см}; \\ N_{2A}(x_4) = +13,155 q_4 \text{ Н}/\text{см}.$$

Выходная информация:

1) равномерно-распределенная нагрузка:

$$q_4 = 5619 \text{ Н}/\text{см};$$

2) разжимная сила:

$$Q_4 = 245 \text{ тс};$$

3) суммарная распределенная нагрузка:

$$q_{\Sigma} = 10676 \text{ Н}/\text{см};$$

4) допустимая начальная овальность:

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

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Власов В. З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. М.-Л., ГИТТЛ, 1949.
2. Никитин А. А. Напряженное состояние трубопровода в околосыжковой области, определяемое начальной овальностью труб. Труды ВНИИСТА, вып.32. М., 1976, с.5-13.
3. Никитин А. А., Черний В. П. О методике расчета цилиндрических оболочек на самоуравновешенную нагрузку. Сб. трудов ВНИИСТА "Надежность конструкций магистральных трубопроводов". М., 1983, с.II4-125.
4. Гольденвейзер А. Д. 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 П-45-75. "Магистральные трубопроводы. Порядок проектирования". М., Стройиздат, 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения	3
2. Методика расчета усилий внутреннего центратора при выправлении начальной овальности торца трубы	4
3. Алгоритм расчета	14
4. Реализация расчета на ЭВМ и результаты вариантических расчетов	18
Приложения	21
Литература	27

Рекомендации
по расчету усилий в утрениего центратора
для сборки труб с начальной овальностью сечений

Р 541-84

Издание ВНИИСТА

Редактор Т.Я.Разумовская. Корректор И.С. Меликова
Технический редактор Т.В.Берешева

Л-64538 Подписано в печать 14/1 1986 г. Формат 60x84/16
Печ.л. 1,75 Уч.-изд.л. 1,5 Бум.л. 0,375
Тираж 200 экз. Цена 15 коп. Заказ 8

Ротапринт ВНИИСТА