

МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬСТВА ПРЕДПРИЯТИЯ
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

УДК 621.643:621.791

В настоящих Рекомендациях изложена методика расчета разжимных усилий центрирующего ряда внутреннего центризатора 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 сотрудники лаборатории математических методов исследований ВНИИСТА Т.А.Першина.

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

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. 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 внутреннего центратора для выправления овальности.

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

1.3. В Рекомендациях рассмотрены силы взаимодействия между кинками одного центрирующего ряда центратора и внутренней поверхностью трубы с начальной овальностью сечений.

1.4. Настоящие Рекомендации разработаны с использованием положений, изложенных в работе [1], 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 труб.

Внесены ВНИИСТОм, отделом прочности и надежности трубопроводов	Утверждены ВНИИСТОм II апреля 1984 г.	Срок введения с 1 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.1).

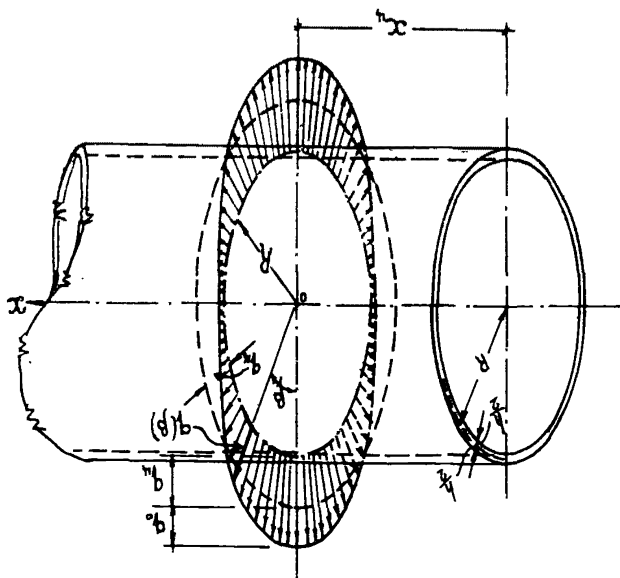


Рис.1. Схема нагрузок при выправлении начальной овальности полубесконечной цилиндрической оболочки

2.2. Деформации трубы обозначены в безразмерных продольной и угловой координатах $\alpha = x/R$, β (см.рис.1). Компо -

ненту перемещения произвольной точки срединной поверхности трубы по направлениям координат α , β и по нормали к срединной поверхности обозначены соответственно через u_α , u_β и u_n .

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

$$u_n = -(u_0)_n \cos 2\beta, \quad (1)$$

где $(u_0)_n$ — амплитудное значение начальных нормальных перемещений.

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

2.5. Сечение трубы удовлетворяет условиям тонкостенности оболочек

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

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

$$q(\beta) = q_u + q_a \cos 2\beta; \quad (3)$$

$$q_u = Q_u / 2\pi R; \quad q_a = 2 q_u,$$

где Q_u — суммарное усилие жимков центрирующего ряда;
 2 — коэффициент, близкий к единице ($2 \leq 1$).

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

2.7. В связи с тем, что перемещение жимков центрирующего ряда 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 жимков 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:

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

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 хвосты всегда располагаются по поверхности кругового цилиндра и поэтому:

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

2.8. Ширину хвостов (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

2.10. 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 $R d\alpha \times R d\beta$ и условий совместности деформаций, в работе [1] показано, что решение задачи о расчете цилиндрической оболочки круговой очертания, нагруженной нормальной поперечной нагрузкой Z_n , сводится к одному разрешающему дифференциальному уравнению, которое имеет вид:

$$(\nabla^2 \nabla^2 + 2\nabla^2 + 1) \nabla^2 \nabla^2 \phi + \frac{1-\nu^2}{C^2} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} = \frac{Z_n R^4}{D}, \quad (6)$$

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:

$$\left. \begin{aligned} u_x &= \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha \partial \beta^2} - \nu \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha^3}; \quad v = -\frac{\partial^3 \phi}{\partial \beta^3} - (2+\nu) \frac{\partial^3 \phi}{\partial \alpha^2 \partial \beta}; \\ w &= \nabla^2 \nabla^2 \phi; \quad \gamma_1 = \frac{1}{R} \frac{\partial w^s}{\partial \alpha}; \\ N_1 &= \frac{Eh}{R} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^2 \partial \beta^2}; \\ N_2 &= \frac{Eh}{R} \left[\frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^4} + \frac{1-\nu^2}{C^2} \left(\frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + 1 \right) w^s \right]; \\ S_1 &= S_2 = S = -\frac{Eh}{R} \frac{\partial^4 \phi}{\partial \alpha^3 \partial \beta}; \\ M_1 &= \frac{D}{R^2} \left[\frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} + \nu \left(1 + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} \right) \right] w^s; \\ M_2 &= \frac{D}{R^2} \left(1 + \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} \right) w^s; \\ M_{12} &= M_{21} = -\frac{D}{R^2} (1-\nu) \frac{\partial^2 w^s}{\partial \alpha \partial \beta}; \\ Q_1 &= -\frac{D}{R^3} \frac{\partial}{\partial \alpha} (\nabla^2 + \nu) w^s; \quad Q_2 = -\frac{D}{R^3} \frac{\partial}{\partial \beta} (\nabla^2 + 1) w^s. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

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

Выражения (9) отличаются от соответствующих выражений технической теории тонких оболочек В.В.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]) изменчивостью вдоль контура поперечного сечения ($n < 4$) можно рекомендовать пользоваться более простым приближенным дифференциальным уравнением ([3]):

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

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

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

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

$$\frac{d^6 \varphi}{d\alpha^6} + \frac{1-\nu^2}{c^2} \frac{d^4 \varphi}{d\alpha^4} + n^4 (n^2 - 1) \varphi = \frac{(z_n)_0 R^4}{D}, \quad (12)$$

характеристическое уравнение которого

$$z^6 + \frac{1-\nu^2}{c^2} z^4 + n^4 (n^2 - 1) z^2 = 0 \quad (13)$$

имеет корни

$$z_{1,4} = t(\pm 1 \pm i); \quad z_{2,3} = u(\pm 1 \pm i), \quad (14)$$

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

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

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

где

$V() = \bar{\theta}^{(1)} \sin()$; $T() = e^{-1} \cos()$ - затухающие функции;
 $\varphi^* = R^4(Z_n)_0 [\mu^4(\mu^2 - 1)^2 D]$ - 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 $Z_n(\beta) = (Z_n)_0 \cos \beta$, одинаковые по структуре соотношения [2,3]:

$$H = Z_n \{ C_1 [K_{1H} V(t\alpha) + K_{2H} T(t\alpha)] + C_2 [-K_{2H} V(t\alpha) + K_{1H} T(t\alpha)] + C_3 [K_{3H} V(u\alpha) + K_{4H} T(u\alpha)] + C_4 [-K_{4H} V(u\alpha) + K_{3H} T(u\alpha)] + K_{5H} \varphi^* \} F_n(\beta), \quad (I6)$$

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

Z_n, K_{jH} ($j = 1, 2, 3, 4$) коэффициенты, выражения для вычисления которых при $n = 2$, приведены в табл. I;

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

Значения тригонометрических функций

Таблица I

H	Выражения для вычисления коэффициентов формул (16)				$F_n(\beta)$
	Z_H	K_{1H}	K_{2H}	K_{3H}	
u_x	1	$4t - 2vt^3$	$-4t - 2vt^3$	0	$\cos 2\beta$
v	1	-8	$-4(2+v)t^2$	-8	$\sin 2\beta$
w	1	$16 - 4t^4$	$16t^2$	16	$\cos 2\beta$
φ_i	$1/K$	$4t^5 - 16t^3 - 16t$	$-4t^5 - 16t^3 + 16t$	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	$\frac{D}{R^2}$	$16(2+v)t^4 - 48v$	$8t^6 - 32(1+v)t^4$	$-48v$	$\cos 2\beta$
M_2	$\frac{D}{R^2}$	$4[4(1+2v)-1]t^2 - 48$	$8vt^6 - 8[4(2+v)-2]t^2$	-48	$\cos 2\beta$
Q_1	$-\frac{H}{R^3}$	$-8t^7 - 48t^5 + 96t^3 + 16(4-v)t$	$-8t^7 + 48t^5 + 96t^3 - 16(4-v)t$	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_{3H} и k_{4H} соответственно, после замены в них t на u .

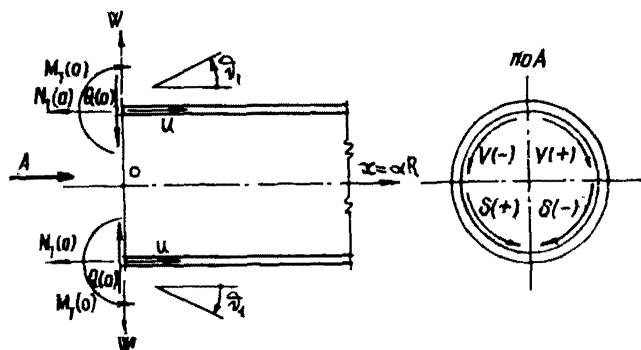


Рис.2. Правило знаков для компонентов напряженно-деформированного состояния в сечении цилиндрической оболочки кругового очертания

Определение усилий центрирующего ряда центриатора

2.15. Вначале рассмотрим воздействие центрирующего ряда на бесконечную трубу нагрузками, характеризующимися выражениями (3) и (6).

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

$$\left. \begin{aligned} u_x(0) &= 0; \\ v_1(0) &= 0; \\ Q_1(0) &= -0,5 q \cos 2\beta; \\ S(0) &= -0,5 T_0 \sin 2\beta, \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

что приводит к системе четырех линейных уравнений относительно произвольных постоянных.

Решение системы (17) с учетом (16) позволяет получить неизвестные произвольные постоянные C_j выражений (15) и (16) 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 $w(0)$ в сечении, совпадающем с плоскостью центрирующего ряда и внутренние силы $N_1(x_u)$, $N_2(x_u)$, $Q_1(x_u)$, $S(x_u)$, изгибающие моменты $M_1(x_u)$, $M_2(x_u)$ и перемещение $w(x_u)$ в сечении, находящемся на расстоянии x_u от плоскости центрирующего ряда.

2.16. Далее рассматриваем полубесконечную трубу, к торцевому сечению которой приложены силы $\bar{N}_7(x_u)$, $\bar{Q}_7(x_u)$, $\bar{S}(x_u)$ и момент $\bar{M}_7(x_u)$, 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

$$\left. \begin{aligned} \bar{N}_7(x_u) &= -N_7(x_u); & \bar{Q}_7(x_u) &= Q_7(x_u); \\ \bar{S}(x_u) &= S(x_u); & \bar{M}_7(x_u) &= -M_7(x_u). \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Таким образом, на этом этапе решения условиями для определения произвольных постоянных для полубесконечной трубы являются условия (18), из них находим новые произвольные постоянные \bar{C}_j ($j = 1, 2, 3, 4$) с помощью которых, а также выражения (16), могут быть найдены все составляющие напряженно-деформированного состояния от действия так называемых компенсирующих нагрузок (18).

2.17. Используя указания п.2.16, 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 (18), причем при вычислениях нужно принимать величину $\alpha = 0$ для торцевого сечения и $\alpha = x_u/R$ 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

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

где $\lambda = \sqrt{\frac{q}{3(1-\nu^2) R^2 h^2}}$ (или что то же самое $\lambda = U/R$);
 $A(\lambda x) = \operatorname{ch} \lambda x \cdot \cos \lambda x$; $B(\lambda x) = \frac{1}{2} (\operatorname{ch} \lambda x \cdot \sin \lambda x + \operatorname{sh} \lambda x \cdot \cos \lambda x)$;
 $U(\lambda x) = e^{-\lambda x} (\cos \lambda x - \sin \lambda x)$;

б) для прогиба торца трубы от нагрузки q_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 $x = x_4$.

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

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

$$\frac{\sigma M_{2A}}{h^2} + \frac{N_{2A}}{h} \leq \sigma_T \quad (23)$$

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

$$q_{\Sigma} = (1 + \gamma) q_4. \quad (24)$$

2.21. Так как с процессом выправления овальности труб кольцевая нагрузка q_4 не связана, то для определения максимально допустимой овальности расчетные величины прогиба W_0 находят как суммы результатов только п.п. 2.15 и 2.17.

3. АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

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

Входная информация

1. Наружный диаметр трубы D_H (см);
2. Толщина стенки t_L (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 $\mu_{тр}$.

Вычисление промежуточных результатов

1) Параметры сечения труб:

1. $R = 0,5(D_H - t_L)$, см;
2. $a = \sqrt{12(1-\nu^2)} \frac{R}{t_L}$;
3. $t = 2\sqrt{3/2a}$;
4. $u = \sqrt{a/2}$; $\lambda = u/R$ (см⁻¹);
5. $D = 100 E t^3 / 12(1-\nu^2)$, Н.см;

2) коэффициенты системы линейных уравнений для бесконечной труб:

6. $Q_{11} = -4t - 2\nu t^3$;
7. $Q_{12} = +4t - 2\nu t^3$;
8. $Q_{13} = -4u - 2\nu u^3$;
9. $Q_{14} = +4u - 2\nu u^3$;

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. $a_{41} = -8t^7 + 48t^5 + 96t^3 - 16(4-v)t;$
17. $a_{42} = -8t^7 - 48t^5 + 96t^3 + 16(4-v)t;$
18. $a_{43} = -8u^7 + 48u^5 + 96u^3 - 16(4-v)u;$
19. $a_{44} = -8u^7 - 48u^5 + 96u^3 + 16(4-v)u;$
20. $\beta_1 = \beta_2 = 0;$
21. $\beta_3 = +0,5 K_{TP} R / 100 E h, \text{ см}^2 / \text{Н};$
22. $\beta_4 = +0,5 \eta R^3 / D, \text{ см}^2 / \text{Н};$

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

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

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. $\bar{x}_1 = tx_u / R;$
 39. $\bar{x}_2 = ux_u / R;$
 40. $V_i = e^{-zi} \sin z_i Z_i; T_i = e^{-zi} \cos z_i Z_i, (i=1,2);$
 41. $\bar{\theta}_{11} = a_{42} V_1 + a_{41} T_1;$
 42. $\bar{\theta}_{12} = -a_{41} V_1 + a_{42} T_1;$
 43. $\bar{\theta}_{13} = a_{44} V_2 + a_{43} T_2;$
 44. $\bar{\theta}_{14} = -a_{43} V_2 + a_{44} T_2;$
 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 $\bar{\delta}_i$:

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

62. решение системы линейных уравнений относительно неизвестных \bar{C}_j (см²/H): $\|\bar{a}_{ij}\| \cdot \|\bar{C}_j\| = \|\bar{\delta}_i\|$; ($i = 1, 4, j = 1, 4$);

5) вспомогательные величины для определения результатов вычислений:

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

$$64. B_2 = 0.5(ch Z_2 \sin Z_2 + sh Z_2 \cos Z_2);$$

$$65. u_2 = T_2 - V_2;$$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$82. \bar{W}(0) = (d_5 V_1 + d_9 T_1) \bar{C}_1 + (-d_5 V_1 + d_9 T_1) \bar{C}_2 + \\ + (d_6 V_2 + d_{11} T_2) \bar{C}_3 + (-d_{11} V_2 + d_6 T_2) \bar{C}_4, \text{ см}^2/\text{H};$$

83. $\bar{M}_2(0) = (D/R^2) [(d_{10} V_1 + d_9 T_1) \bar{C}_1 + (-d_9 V_1 + d_{10} T_1) \bar{C}_2 + (d_{12} V_2 + d_{11} T_2) \bar{C}_3 + (-d_{11} V_2 + d_{12} T_2) \bar{C}_4], \text{ см};$
84. $\bar{N}_2(0) = -(400 E h / R) (t^4 V_1 \bar{C}_1 + t^4 T_1 \bar{C}_2 + U^4 V_2 \bar{C}_3 + U^4 T_2 \bar{C}_4);$
85. $\bar{M}_2(X_4) = (D/R^2) (d_9 \bar{C}_1 + d_{10} \bar{C}_2 + d_{11} \bar{C}_3 + d_{12} \bar{C}_4), \text{ см};$
86. $\bar{N}_2(X_4) = -(400 E h / R) (t^4 \bar{C}_2 + U^4 \bar{C}_4);$
87. $M_{2A}(0) = M_2(0) + \bar{M}_2(0) + \hat{M}_2(0);$
88. $M_{2A}(X_4) = M_2(X_4) + \bar{M}(X_4);$
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. $\bar{b}_T(0) = \frac{b/M_{2A}(0)}{\hbar^2} + \frac{N_{2A}(0)}{\hbar}, \text{ см}^{-1};$
92. $\bar{b}_T(X_4) = \frac{b/M_{2A}(X_4)}{\hbar^2} + \frac{N_2(X_4)}{\hbar}, \text{ см}^{-1};$

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

Выходная информация:

1. $q_4 = \frac{b_T}{b_{T \max}} \text{ Н/см};$
2. $q_4 = 2\pi R 10^{-4} q_4 \text{ тс};$
3. $q_z = q_4 (1 + \eta) \text{ Н/см};$
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/} величин 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_H , толщины стенки δ , предела текучести σ_T и расстояния x_0 .

x_0 , 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		
	δ , мм					δ , мм			δ , 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 $\eta = 0,9$.

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 труб $D_H = 142$ 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 δ и коэффициента трения $K_{тр}$

$K_{тр}$	Значения $Q(\mu)$ при δ , 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 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

1. На основании анализа данных табл.2 (п.4.2) и в соответствии с физическим смыслом задачи для определения разжимной силы Q внутреннего центризатора, 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,

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

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:

$Q = 243,9 \frac{1,75^{1,5}}{3,19} = 99,1$ тс, что отличается от величины, вычисленной 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 выправлена при достижении некоторого наибольшего фибрового напряжения, может быть рекомендована приближенная формула, имеющая вид

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

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 выправить (на момент сварки стыка), менее μ_0 , то необходимую разжимную силу можно найти из выражения

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

**ПРИМЕР РАСЧЕТА РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЙ ЦЕНТРАТОРА
И ДОПУСТИМОЙ ВЫПРАВЛЯЕМОЙ ОВАЛЬНОСТИ ТРУБЫ
(в соответствии с алгоритмом расчета)**

Исходная информация:

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

Вычисление промежуточных результатов:

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

$$\begin{aligned} R &= 69,4 \text{ см}; \\ a &= \sqrt{5,1362 \cdot 10^8} ; \\ t &= 0,2893; \\ u &= 5,98612; \\ \eta &= 6,3015107 \text{ Н.см}; \end{aligned}$$

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.1 данного приложения.

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

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

Таблица 1

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	-3,40811·10 ⁴	+2,7217·10 ⁴	0
3	-0,09684	-0,09684	-0,858·10 ⁸	-0,858·10 ⁸	+1,03274·10 ⁻⁷
4	-14,707	+19,353	-1,8142·10 ⁶	-2,5514·10 ⁶	+2,387·10 ⁻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 $i = 1-4$)				
	1	2	3	4	
1	-14,70700	+19,353	-1,814·10 ⁶	-2,5514·10 ⁶	
2	+0,66954	0,0	+286,66	0,0	
3	-0,09684	-0,09684	-0,858·10 ⁸	-0,858·10 ⁸	
4	-4,2802	-14,142	+3,66243·10 ⁵	+4,2372·10 ⁴	

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

$$\bar{x}_1 = 0,0250; \quad \bar{x}_2 = 0,517;$$

$$\bar{V}_1 = 0,02438; \quad \bar{V}_2 = 0,29473;$$

$$\bar{T}_1 = 0,97501; \quad \bar{T}_2 = 0,51837;$$

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):

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

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

$$\begin{aligned}\hat{w}(0) &= 0,50081 \cdot 10^{-5} \text{ } q_4 \text{ см;} \\ \hat{w}(x_0) &= 0,6408 \cdot 10^{-5} \text{ } q_4 \text{ см;} \\ \hat{N}_2(0) &= 4,8493 \text{ } q_4 ; \\ \hat{N}_2(x_0) &= 6,2049 \text{ } q_4 ; \\ \hat{M}_2(0) &= 0;\end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}w(0) &= 1,416 \cdot 10^{-4} \text{ } q_4 \text{ см;} \\ M_2(0) &= -4,184 \text{ } q_4 \text{ Н·см/см;} \\ N_2(0) &= 1,206 \cdot q_4 \text{ Н/см;} \\ M_2(x_0) &= -4,269 \text{ } q_4 \text{ Н·см/см;} \\ N_2(x_0) &= 4,869 \text{ } q_4 \text{ Н/см;}\end{aligned}$$

10) действительные значения моментов и сил:

$$\begin{aligned}M_{2A}(0) &= -8,231 \text{ } q_4 \text{ Н·см/см;} \\ M_{2A}(x_0) &= -7,258 \text{ } q_4 \text{ Н·см/см;} \\ N_{2A}(0) &= 8,669 \text{ } q_4 \text{ Н/см;} \\ N_{2A}(x_0) &= +13,155 \text{ } q_4 \text{ Н/см.}\end{aligned}$$

Выходная информация:

1) равномерно-распределенная нагрузка:

$$q_4 = 5619 \text{ Н/см;}$$

2) разжимная сила:

$$Q_4 = 245 \text{ тс;}$$

3) суммарная распределенная нагрузка:

$$q_\Sigma = 10676 \text{ Н/см;}$$

4) допустимая начальная овальность:

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

ЛИТЕРАТУРА

1. 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 ы 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. Сдпд П-45-75. "Магистральные трубопроводы. нормы проектирования". М., Стройиздат, 1975.

СОДЕРЖАНИЕ

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

Рекомендации
по расчету усилий в внутреннем центриатора
для сборки труб с начальной овальностью сечений

Р 541-84

Издание ВНИИСТА

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

Д- 64538	Подписано в печать 14/1	1986 г.	Формат 60x84/16
Печ.л. 1,75	Уч.-изд.л. 1,5		Бум.л. 0,875
Тираж 200 экз.	Цена 15 коп.		Заказ 8

Ротапринт ВНИИСТА