Ep. 6.7

669

ISSN 0136-3549
0203-7343

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI

TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

TRANSACTIONS OF TALLINN TECHNICAL UNIVERSITY

ТОНКОСТЕННЫЕ И
ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ
КОНСТРУКЦИИ

TALLINN 1988

Ep. 6.7

669

ALUSTATUD 1937

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

TRANSACTIONS OF TALLINN TECHNICAL UNIVERSITY

УДК 624.01/04

ТОНКОСТЕННЫЕ И ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Строительные конструкции и строительная механика XXVII

TALLINN 1988

624

ТАЛЛИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Труды ТПИ №669
Тонкостенные и пространственные конструкции
Строительные конструкции и строительная механика XXVII

На русском языке
Отв. ред. В. Яанисо
Техн. ред. А. Андриевская
Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 29.06.88
Подписано к печати 26.10.88
МВ-07276
Формат 60x90/16
Печ. л. 7,25+0,5 приложение
Уч.-изд. л. 6,2
Тираж 400
Зак. № 671
Цена 1 руб. 20 коп.
Таллинский политехнический институт,
200108 Таллин, Эхитаяте тээ, 5
Ротапринт ТПИ, 200006 Таллин, ул. Коскла, 2/9

© Таллинский политехнический институт, 1988

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.072

И.И. Ааре, П.В. Вилба

О РАСЧЕТЕ СВАРНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ БАЛОК, ЗАГРУЖЕННЫХ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКОЙ

Сечение составной балки должно удовлетворять требованиям прочности, жесткости, устойчивости и в то же время быть возможно более экономичным по затрате металла.

В настоящей статье рассматривается расчет сварной металлической балки, загруженной равномерно распределенной нагрузкой и делается попытка приблизить расчетную схему к реальной обстановке.

I. Постановка задачи и основные предложения

Рассмотрим тонкостенную балку (длина ℓ, высота стенки h, толщина стенки балки t) (рис. I.I).

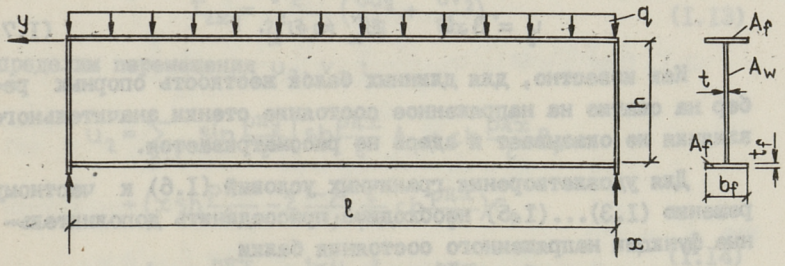


Рис. 1.1.

Допустим, что конструкция имеет симметричное двутавровое сечение и общая устойчивость балки обеспечена.

Частное решение дифференциального уравнения равновесия стенки балки

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} = 0, \qquad (I.1)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} = 0, \qquad (I.2)$$

можно записать в виде

$$\sigma_{1x} = \frac{q}{t}\left(-1 + \frac{3x^2}{h^2} - \frac{2x^3}{h^3}\right), \qquad (I.3)$$

$$\sigma_{1y} = -3\,\frac{q}{t}\,\frac{\ell^2}{h^2}\left(1 - \frac{2x}{h}\right)\left(\frac{y}{\ell} - \frac{y^2}{\ell^2}\right), \qquad (I.4)$$

$$\tau_{1xy} = 3\,\frac{q}{t}\,\frac{\ell}{h}\left(1 - \frac{2y}{\ell}\right)\left(\frac{x}{h} - \frac{x^2}{h^2}\right). \qquad (I.5)$$

Не трудно заметить, что в данном случае мы имеем балку узкого прямоугольного поперечного сечения, опертую на концах и изгибаемую равномерно распределенной нагрузкой интенсивности q.

В реальных конструкциях пояса балки и опорные ребра имеют определенные жесткостные характеристики и упругое соединение со стенкой. Таким образом, имеем следующие граничные условия контакта: относительные удлинения поясов и ребер жесткости, с одной стороны, и пластинки (стенка), с другой стороны, должны быть одинаковыми, т.е.

$$x = 0, h \qquad \varepsilon_y^w = \varepsilon_y^f, \qquad (I.6)$$

$$y = 0, \ell \qquad \varepsilon_x^w = \varepsilon_x^s. \qquad (I.7)$$

Как известно, для длинных балок жесткость опорных ребер на сжатие на напряженное состояние стенки значительного влияния не оказывает и здесь не рассматривается.

Для удовлетворения граничных условий (I.6) к частному решению (I.3)...(I.5) необходимо присоединить дополнительные функции напряженного состояния балки

$$\sigma_{2x} = \frac{E\pi}{1+\mu}\sum_{p=1,\dots} p \sin\frac{p\pi y}{\ell}\left[\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}\,A'_p + \mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}\,B'_p + \right.$$
$$+\left(\frac{x}{\ell}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell} - \frac{1}{p\pi}\,\frac{1-\mu}{1+\mu}\,\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}\right)C_p +$$
$$\left. +\left(\frac{x}{\ell}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell} - \frac{1}{p\pi}\,\frac{1-\mu}{1+\mu}\,\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}\right)D_p\right], \qquad (I.8)$$

$$\sigma_{2y} = -\frac{E\pi}{1+\mu}\sum_{p=1,\dots} p \sin\frac{p\pi y}{\ell}\Big[\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}A'_p + \mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}B'_p +$$
$$+\Big(\frac{x}{\ell}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\frac{1+3\mu}{1+\mu}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)C_p +$$
$$+\Big(\frac{x}{\ell}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\frac{1+3\mu}{1+\mu}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)D_p\Big], \qquad (I.9)$$

$$\tau_{2xy} = \frac{E\pi}{1+\mu}\sum_{p=1,\dots} p\cos\frac{p\pi y}{\ell}\Big[\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}A'_p + \mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}B'_p +$$
$$+\Big(\frac{x}{\ell}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\frac{2\mu}{1+\mu}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)C_p +$$
$$+\Big(\frac{x}{\ell}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\frac{2\mu}{1+\mu}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)D_p\Big], \qquad (I.10)$$

где $A'_p = \frac{A_p}{\ell}$, $B'_p = \frac{B}{\ell}$, μ – коэф. Пуассона.

Неизвестные коэффициенты A'_p, B'_p, C_p, D_p находим из граничных условий (I.6), т.е. удлинения стенки и поясов на контуре равны между собой.

Из соотношений

$$\sigma_{2x} = \frac{E}{1-\mu^2}\Big(\frac{\partial u_2}{\partial x} + \mu\frac{\partial v_2}{\partial y}\Big), \qquad (I.11)$$

$$\sigma_{2y} = \frac{E}{1-\mu^2}\Big(\frac{\partial v_2}{\partial y} + \mu\frac{\partial u_2}{\partial x}\Big), \qquad (I.12)$$

$$\tau_{2xy} = \frac{E}{2(1+\mu)}\Big(\frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial v_2}{\partial x}\Big), \qquad (I.13)$$

определим перемещения u_2, v_2:

$$u_2 = \sum_{p=1,\dots}\sin\frac{p\pi y}{\ell}\Big[\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}A_p + \mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}B_p +$$
$$+\Big(x\,\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell} - 2\frac{1-\mu}{1+\mu}\frac{\ell}{p\pi}\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)C_p +$$
$$+\Big(x\,\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell} - 2\frac{1-\mu}{1+\mu}\frac{\ell}{p\pi}\mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}\Big)D_p\Big], \qquad (I.14)$$

$$v_2 = \sum_{p=1,\dots}\cos\frac{p\pi y}{\ell}\Big[\mathrm{ch}\frac{p\pi x}{\ell}A_p + \mathrm{sh}\frac{p\pi x}{\ell}B_p +$$

$$+\left(x\,ch\frac{p\pi x}{\ell}+\frac{\ell}{p\pi}sh\frac{p\pi x}{\ell}\right)C_p+$$

$$+\left(x\,sh\frac{p\pi x}{\ell}+\frac{\ell}{p\pi}ch\frac{p\pi x}{\ell}\right)D_p\Big]. \qquad (I.I5)$$

Таким образом получим общее решение для напряжений в виде

$$\sigma_x=\sigma_{1x}+\sigma_{2x}, \qquad (I.I6)$$

$$\sigma_y=\sigma_{1y}+\sigma_{2y}, \qquad (I.I7)$$

$$\tau_{xy}=\tau_{1xy}+\tau_{2xy}. \qquad (I.I8)$$

Для иллюстрации предыдущего рассмотрим расчет сварных балок при следующих контактных краевых условиях (рис. 2.I)

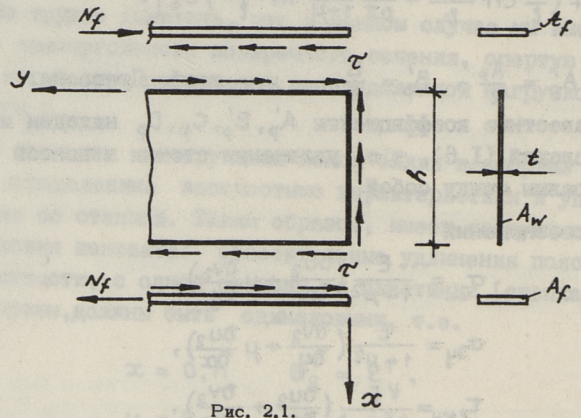


Рис. 2.1.

2.I. При $x=0$ $\quad \sigma_{1x}=-\frac{q}{t}$

$$\sigma_{2x}=0\,; \qquad (2.I)$$

$$A'_p-\frac{1}{p\pi}\frac{1-\mu}{1+\mu}D_p=0,$$

где $A'_p=\frac{A_p}{\ell}$.

2.2. При $x=h$ $\quad \sigma_{2x}=0$

$$ch\frac{p\pi h}{\ell}A'_p+sh\frac{p\pi h}{\ell}B'_p+\left(\frac{h}{\ell}ch\frac{p\pi h}{\ell}-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{p\pi}\frac{1-\mu}{(1+\mu)}sh\frac{p\pi h}{\ell}\right)C_p+\left(\frac{h}{\ell}sh\frac{p\pi h}{\ell}-\right.$$

$$- \frac{1}{p\pi} \frac{1-\mu}{(1+\mu)} \cdot ch \frac{p\pi h}{\ell}) D_p . \qquad (2.2)$$

2.3. При $x = 0 (\varepsilon_y^w = \varepsilon_y^f$ ε_y^w и ε_y^f - относительное удлинение стенки и пояса соответственно)

$$\varepsilon_y^w = \frac{\partial v}{\partial y} = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu \sigma_x) = \frac{q}{tE}\left[\mu - \frac{3\ell^2}{h^2}\left(\frac{y}{\ell} - \frac{y^2}{\ell^2}\right)\right] -$$

$$- \sum_{p=1,\dots} \left[\frac{p\pi}{1+\mu} \cdot A'_p + \frac{1+3,\mu}{(1+\mu)^2} D_p\right] \sin \frac{p\pi y}{\ell} .$$

Аппроксимируя в ряд Фурье выражения

$$\mu - \frac{3\ell^2}{h^2}\left(\frac{y}{\ell} - \frac{y^2}{\ell^2}\right) = \sum_{p=1,\dots} K_p \sin \frac{p\pi y}{\ell} ,$$

где

$$K_p = \left[1 - (-1)^p\right]\left[\frac{2\mu}{p\pi} - \frac{12}{p^3\pi^3}\left(\frac{1}{h}\right)^2\right] ,$$

получим

$$\varepsilon_y^w = \frac{q}{tE} \sum_{p=1,\dots} \left[1 (-1)^p\right]\left[\frac{2\mu}{p\pi} - \frac{12}{p^3\pi^3}\left(\frac{\ell}{h}\right)^2\right] \sin \frac{p\pi y}{\ell} -$$

$$- \sum_{p=1,\dots} \left[\frac{p\pi}{1+\mu} \cdot A'_p + \frac{1+3\mu}{(1+\mu)^2} D_p\right] \sin \frac{p\pi y}{\ell} .$$

$$\varepsilon_y^f = - \frac{N_f}{A_f E} = - \frac{t}{A_f} \sum_p \left[\frac{p\pi}{1+\mu} B'_p + \frac{2\mu}{(1+\mu)^2} C_p\right] \times$$

$$\times \int_0^y \cos \frac{p\pi y}{\ell} dy =$$

$$= - \frac{\beta}{\alpha} \sum_{p=1,\dots} \left[\frac{1}{1+\mu} B'_p + \frac{2\mu}{p\pi(1+\mu)^2} C_p\right] \sin \frac{p\pi y}{\ell} ,$$

где $\alpha = \frac{A_f}{A_w} = \frac{A_f}{t \cdot h}$, $\beta = \frac{\ell}{h}$.

Приравнивая $\varepsilon_y^w = \varepsilon_y^f$, получим:

$$p\pi A'_p - \frac{\beta}{\alpha} B'_p - \frac{\beta}{\alpha} \frac{2\mu}{p\pi(1+\mu)} C_p + \frac{1+3\mu}{1+\mu} D_p =$$

$$= \frac{q(1+\mu)}{tE}\left[1 - (-1)^p\right]\left[\frac{2\mu}{p\pi} - \frac{12\beta^2}{p^3\pi^3}\right] . \qquad (2.3)$$

2.4. При $x = h$ $\varepsilon_y^w = \varepsilon_y^p$

$$\varepsilon_y^w = \frac{q}{tE} \sum_{p=1,\dots} \left[1 - (-1)^p\right] \frac{12\beta^3}{p^3\pi^3} \sin \frac{p\pi y}{\ell} -$$

$$-\sum_{p=1}\frac{p\pi}{(1+\mu)}\Big[ch\frac{p\pi h}{\ell}A'_p+sh\frac{p\pi h}{\ell}B'_p+\Big(\frac{h}{\ell}ch\frac{p\pi h}{\ell}+$$

$$+\frac{1}{p\pi}\frac{1+3\mu}{1+\mu}sh\frac{p\pi h}{\ell}\Big)C_p+\Big(\frac{h}{\ell}sh\frac{p\pi h}{\ell}+$$

$$+\frac{1}{p\pi}\frac{1+3\mu}{1+\mu}ch\frac{p\pi h}{\ell}\Big)D_p\Big]\sin\frac{p\pi y}{\ell}.$$

$$\varepsilon_y^f=\frac{N_f}{A_f\cdot E}=\frac{\beta}{\alpha}\sum_{p=1,\dots}\frac{1}{1+\mu}\Big[sh\frac{p\pi h}{\ell}A'_p+$$

$$+ch\frac{p\pi h}{\ell}B'_p+\Big(\frac{h}{\ell}sh\frac{p\pi h}{\ell}+\frac{2\mu}{1+\mu}\cdot\frac{1}{p\pi}ch\frac{p\pi h}{\ell}\Big)C_p+$$

$$+\Big(\frac{h}{\ell}ch\frac{p\pi h}{\ell}+\frac{2\mu}{1+\mu}\frac{1}{p\pi}sh\frac{p\pi h}{\ell}\Big)D_p\Big]\sin\frac{p\pi y}{\ell}.$$

Приравнивая $\varepsilon_y^w=\varepsilon_y^f$, получим:

$$\Big(p\pi ch\frac{p\pi h}{\ell}+\frac{\beta}{\alpha}sh\frac{p\pi h}{\ell}\Big)A'_p+$$

$$+\Big(p\pi sh\frac{p\pi h}{\ell}+\frac{\beta}{\alpha}ch\frac{p\pi h}{\ell}\Big)B'_p+$$

$$+\Big[\Big(\frac{p\pi}{\beta}+\frac{\beta\cdot 2\mu}{\alpha(1+\mu)}\frac{1}{p\pi}\Big)ch\frac{p\pi h}{\ell}+\Big(\frac{1+3\mu}{(1+\mu)}+\frac{1}{\alpha}\Big)sh\frac{p\pi h}{\ell}\Big]C_p+$$

$$+\Big[\Big(\frac{p\pi}{\beta}+\frac{\beta}{\alpha}\frac{2\mu}{(1+\mu)}\frac{1}{p\pi}\Big)sh\frac{p\pi h}{\ell}+$$

$$+\Big(\frac{1+3\mu}{(1+\mu)}+\frac{1}{\alpha}\Big)ch\frac{p\pi h}{\ell}\Big]D_p=$$

$$=\frac{q(1+\mu)}{tE}\Big[1-(-1)^p\Big]\frac{12\beta^2}{p^3\pi^3},\qquad(2.4)$$

где $\beta=\frac{\ell}{h}$, $\alpha=\frac{A_f}{A_w}$.

Придавая для параметров

$$\beta=\frac{\ell}{h},\ \alpha=\frac{A_f}{th}\quad\text{и}\quad p=1,\ 3,\ \dots$$

конкретные значения, решая систему уравнений (2.1)...(2.4) найдем

$$A'_p=\frac{A_p}{\ell},\ B'_p=\frac{B_p}{\ell},\ C_p,\ D_p$$

и получим выражения для напряжений (1.16)...(1.18), а также функции перемещений u_2, v_2 (1.14, 1.15).

Аналогично вышеизложенному можно рассчитать сварные балки только с применением формул (1.8)...(1.10) и (1.14) ...(1.15).

В данном случае нам следует разлагать в ряд Фурье равномерно распределенную нагрузку интенсивностью

$$q_y = \sum_{p=1,3,\ldots} q_p \sin\frac{p\pi y}{\ell} = q_1 \sin\frac{\pi y}{\ell} + q_3 \sin\frac{3\pi y}{\ell} + q_5 \sin\frac{5\pi y}{\ell} + \ldots, \qquad (2.5)$$

где

$$q_1 = \frac{4}{\pi} q, \quad q_3 = \frac{4}{3\pi} q, \quad q_5 = \frac{4}{5\pi} q.$$

Выполняя граничное условие (I.6), получим следующие контактные уравнения:

I. При $x = 0$ $\quad \sigma_{2x} = -\frac{q}{t}$

$$A'_p - \frac{1-\mu}{(1+\mu)p\pi} D_p = -\frac{q_p}{tE} \frac{1+\mu}{p\pi}. \qquad (2.6)$$

2. При $x = h$ $\quad \sigma_{2x} = 0$

$$\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} A'_p + \operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} B'_p + \left(\frac{h}{\ell}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} - \frac{1}{p\pi}\frac{1-\mu}{1+\mu}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell}\right) C_p +$$

$$+ \left(\frac{h}{\ell}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} - \frac{1-\mu}{p\pi(1+\mu)}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell}\right) D_p = 0. \qquad (2.7)$$

3. При $\alpha = 0$ $\quad \varepsilon_y^w = \varepsilon_y^f$

$$A'_p - K_p \cdot B'_p - K_p \frac{2\mu}{1+\mu}\frac{1}{p\pi} C_p + \frac{1}{p\pi} D_p = 0, \qquad (2.8)$$

где $K_p = \dfrac{\beta}{\alpha(1+\mu)p\pi}$.

4. При $x = h$ $\quad \varepsilon_y^w = \varepsilon_y^f$

$$\left(\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} + K_p \cdot \operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell}\right) A'_p + \left(\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} + K_p \cdot \operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell}\right) B'_p +$$

$$+ \left[\frac{h}{\ell}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} + K_p\left(\frac{h}{\ell}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{2\mu}{1+\mu}\frac{1}{p\pi}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell}\right)\right] C_p + \left[\frac{h}{\ell}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell} + \frac{1}{p\pi}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} + \right.$$

$$\left. + K_p\left(\frac{h}{\ell}\operatorname{ch}\frac{p\pi h}{\ell} + \frac{2\mu}{1+\mu}\frac{1}{p\pi}\operatorname{sh}\frac{p\pi h}{\ell}\right)\right] D_p = 0. \qquad (2.9)$$

3. Численные результаты

Для расчета кровельной балки принято, что

$$\beta = \frac{\ell}{h} = 20 \qquad \alpha = \frac{A_f}{A_w} = 1{,}0.$$

Расчеты выполнены при помощи ЭВМ СМ I600. Результаты приведены на графиках рис. 3.I...3.4.

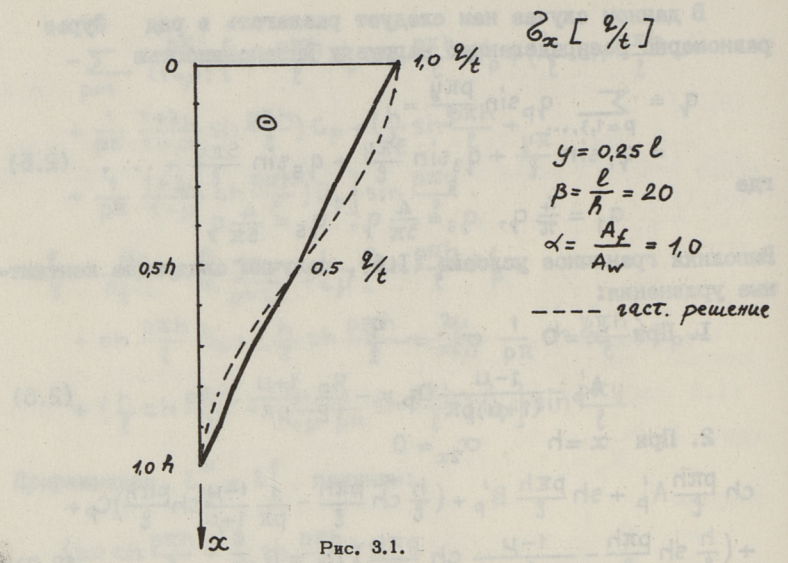

σ_x [q/t]
0
1,0 q/t
0,5h
0,5 q/t
1,0 h
x
y = 0,25 l
$\beta = \frac{l}{h} = 20$
$\alpha = \frac{A_f}{A_w} = 1,0$
---- част. решение

Рис. 3.1.

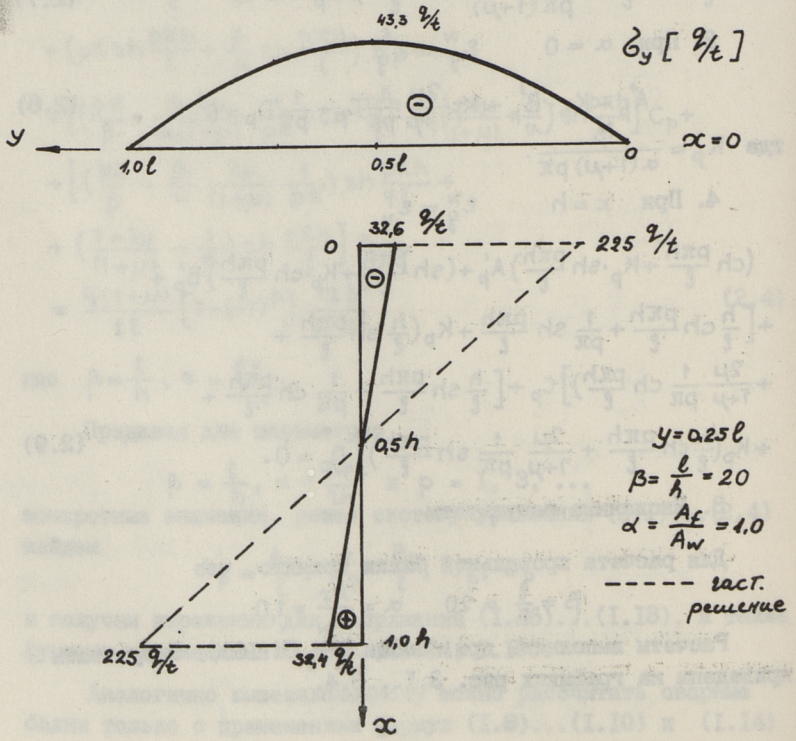

43,3 q/t
σ_y [q/t]
y
1,0 l
0,5 l
0
x = 0
32,6 q/t
0
225 q/t
0,5h
1,0 h
225 q/t
32,4 q/t
x
y = 0,25 l
$\beta = \frac{l}{h} = 20$
$\alpha = \frac{A_f}{A_w} = 1,0$
----- част. решение

Рис. 3.2.

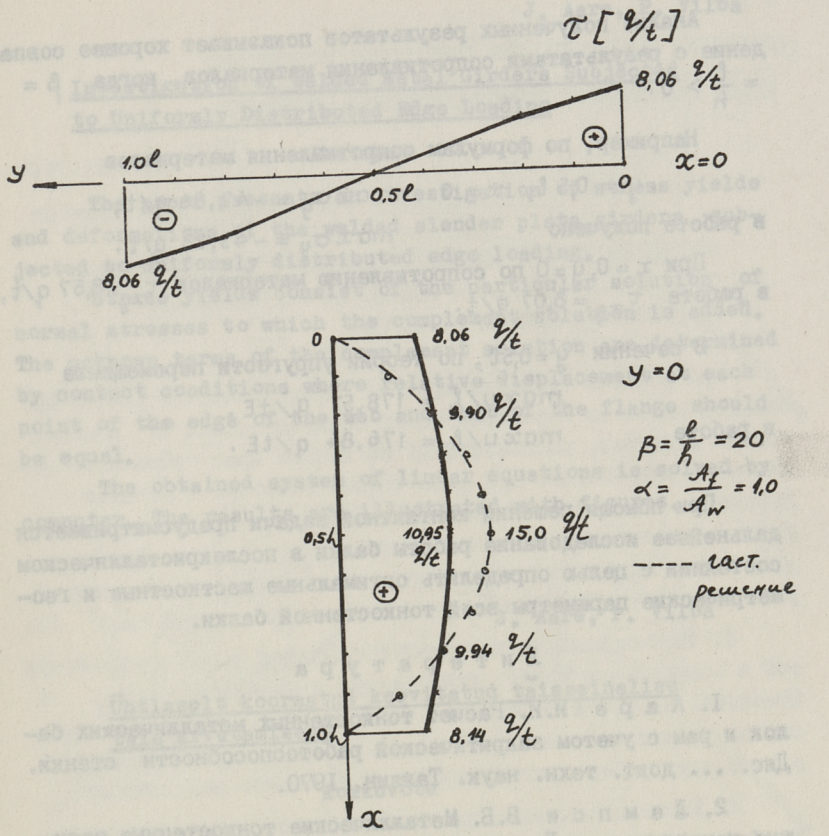

τ [q/t]
8,06 q/t
y
1,0 ℓ
0,5 ℓ
x=0
0
8,06 q/t
0
8,06 q/t
y=0
β = ℓ/h = 20
α = A_f/A_w = 1,0
---- част. решение
0,54
10,95 q/t
15,0 q/t
9,90 q/t
9,94 q/t
1,0 h
8,14 q/t
x

Рис. 3.3.

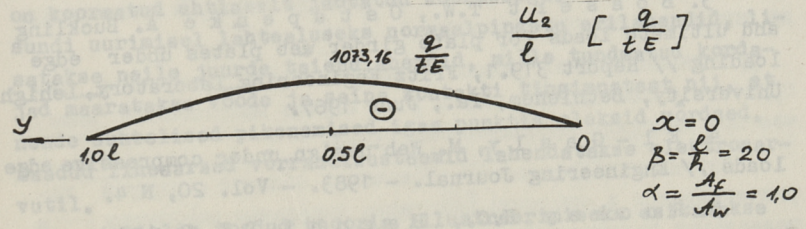

u₂/ℓ [q/tE]
1073,16 q/tE
y
1,0 ℓ
0,5 ℓ
0
x=0
β = ℓ/h = 20
α = A_f/A_w = 1,0

Рис. 3.4.

Анализ полученных результатов показывает хорошее совпадение с результатами сопротивления материалов, когда $\beta = \frac{\ell}{h} > 6$.

Например, по формулам сопротивления материалов

$$y = 0{,}5\,\ell, \quad x = 0 \qquad \max \sigma_y = -42{,}86\ q/t,$$

в работе получено $\max \sigma_y = -43{,}28\ q/t$.

При $x = 0, y = 0$ по сопротивлению материалов $\tau_{xy} = 8{,}57\ q/t$, в работе $\tau_{xy} = 8{,}07\ q/t$.

В сечении $y = 0{,}5\ell$, по теории упругости перемещение

$$\max u/\ell = 178{,}57\ q/tE,$$

в работе $\max u/\ell = 176{,}84\ q/tE$.

При помощи решений контактной задачи предусматривается дальнейшее исследование работы балки в послекристаллическом состоянии с целью определить оптимальные жесткостные и геометрические параметры всей тонкостенной балки.

Литература

I. Ааре И.И. Расчет тонкостенных металлических балок и рам с учетом закритической работоспособности стенки. Дис. ... докт. техн. наук. Таллин, 1970.

2. Дампси Б.Б. Металлические тонкостенные несущие конструкции при локальных нагрузках (Теория местных напряжений). – М.: Стройиздат, 1979.

3. Bossert T.W., Ostapenko A. Buckling and ultimate loads for plate girder web plates under edge loading // Report 319.1, Fritz Engineering Laboratory, Lehigh University, Bethlehem, Pa., June 1967.

4. El-Gaaly, M. Web design under compressive edge loads // Engineering Journal. – 1983. – Vol. 20, N 4.

5. Rockey K.C., Bagchi D.K. Buckling of plate girder webs under partial edge loadings // International Journal of Mechanical Science. – 1970. – Vol. 12.

6. Roberts T.M. Slender plate girder subjected to edge loading // Proceedings of the Institution of Civil Engineers. – Sept. 1981. – Vol. 71, pt. 2.

J. Aare, P. Vilba

Investigation of Welded Metal Girders Subjected to Uniformly Distributed Edge Loading

Abstract

The paper presents an investigation of stress yields and deformations of the welded slender plate girders subjected to uniformly distributed edge loading.

Stress yields consist of the particular solution of normal stresses to which the complement solution is added. The unknown terms of the complement solution are determined by contact conditions where relative displacement at each point of the edge of the web and that of the flange should be equal.

The obtained system of linear equations is solved by computer. The results are illustrated with figures.

J. Aare, P. Vilba

Ühtlaselt koormatud keevitatud täisseinalise tala arvutamisest

Kokkuvõte

Artiklis käsitletakse keevitatud täisseinalise tala pingete ja deformatsioonide määramist, kui tala ülemine vöö on koormatud ühtlaselt jaotatud koormusega. Võttes pingeseisundi uurimisel lähtealuseks normaalpingete erilahendid, lisatakse neile juurde täiendlahendid, mille tundmatud kordajad määratakse vööde ja seina kontakti tingimustest nii, et nende suhtelised pikenemised igas punktis oleksid võrdsed. Saadud lineaarsed võrrandisüsteemid lahendatakse elektronarvutil.

Artiklis toodud teooria illustreerimiseks esitatakse roovtala pingete ja deformatsioonide olukord ettevalitud parameetrite korral.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.074

Э.Я. Гордон, В.Р. Кульбах

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ ДЕЙСТВИИ ЛОКАЛЬНЫХ НАГРУЗОК ОТ ГРУППОВЫХ МОНТАЖНЫХ ШТУЦЕРОВ

При монтаже крупногабаритных цилиндрических оболочек большой массы их строповка может осуществляться с помощью группы штуцеров, расположенных по концам крестообразного захватного устройства. При этом стенка оболочки в области крепления стропового устройства воспринимает локальные нагрузки – изгибающий момент и тангенциальную силу. Для передачи этих нагрузок используется два конструктивных решения узла соединения стропового устройства с оболочкой (рис. I):

I. Тангенциальная нагрузка передается через центральную ось и специальную шайбу, приваренную к стенке оболочки, а моментная нагрузка передается через четыре штуцера в виде системы радиальных сил (рис. I,а). Каждый штуцер выполнен в виде двух ребер, установленных в кольцевом направлении.

2. Тангенциальная нагрузка передается через два штуцера, а моментная нагрузка – через четыре штуцера, аналогично предыдущей конструкции (рис. I,б). При этом два штуцера выполнены в виде спаренных кольцевых ребер, а два – в виде спаренных продольных ребер.

В данной статье рассматривается только поперечное загружение оболочки, так как в этом случае напряжение выше, чем при действии продольной нагрузки.

Напряженное состояние оболочки в области штуцеров характеризуется в основном действием локальных моментных и радиальных нагрузок, а влияние тангенциальных сил невелико. Поэтому в общем случае максимальные значения напряжений в стенке оболочки могут быть определены из выражения [I]:

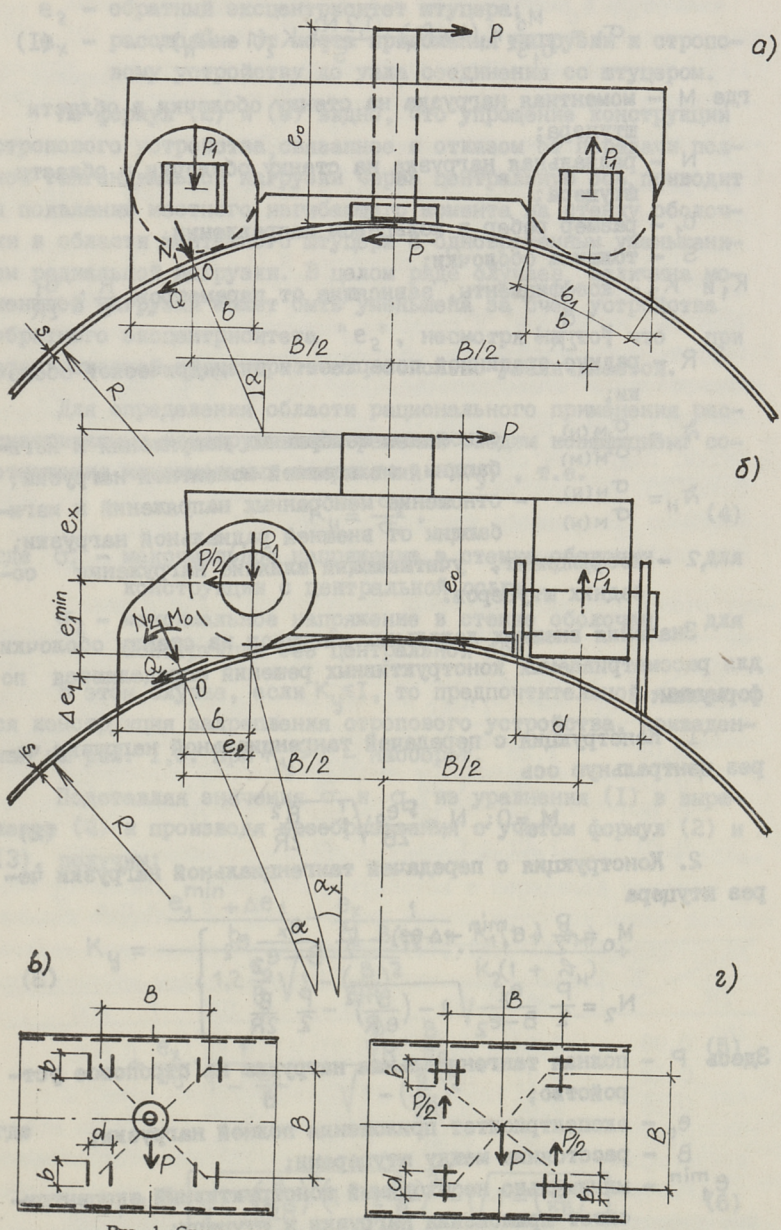


Рис. 1. Схемы узлов соединения строгового устройства с оболочкой:
а) и в) передача тангенциальной нагрузки через центральную ось;
б) и г) передача тангенциальной нагрузки через штуцера.

$$\sigma_i = \frac{M_0}{b_1 S^2} K_1 (1 + \alpha_M) + \frac{1{,}2\, N_i}{S^2} K_2 (1 + \alpha_N), \qquad (I)$$

где M – моментная нагрузка на стенку оболочки в области штуцера;

N – радиальная нагрузка на стенку оболочки в области штуцера;

b_1 – размер ребер в кольцевом направлении;

S – толщина оболочки;

K_1 и K_2 – коэффициенты, зависящие от параметров $\frac{R}{S}$; $\frac{b_1}{2R}$ и $\frac{d}{2R}$;

R – радиус срединной поверхности цилиндрической оболочки;

$\alpha_M = \frac{\sigma_{M(N)}}{\sigma_{M(M)}}$ – отношение мембранных напряжений к изгибающим от внешней моментной нагрузки;

$\alpha_N = \frac{\sigma_{N(N)}}{\sigma_{M(N)}}$ – отношение мембранных напряжений к изгибающим от внешней радиальной нагрузки;

1,2 – коэффициент, учитывающий влияние нагружения соседних штуцеров.

Значения внешних локальных нагрузок на стенку оболочки для рассматриваемых конструктивных решений определяются по формулам:

I. Конструкция с передачей тангенциальной нагрузки через центральную ось

$$M_0 = 0; \quad N_1 = \frac{P e_0}{2B} \sqrt{1 - \frac{B^2}{2R}}. \qquad (2)$$

2. Конструкция с передачей тангенциальной нагрузки через штуцера

$$\left.\begin{aligned} M_0 &= \frac{P}{2}\left(e_1^{min} + \Delta e_1\right) - \frac{P}{2}\,\frac{e_x}{B - e_2}\, e_2 \\ N_2 &= \frac{P}{2}\,\frac{e_x}{B - e_2}\sqrt{1 - \left(\frac{B}{eR}\right)^2} - \frac{P}{2}\,\frac{B}{2R} \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

Здесь P – полная тангенциальная нагрузка на строповое устройство;

e_0 – эксцентриситет приложения полной нагрузки;

B – расстояние между штуцерами;

e_1^{min} – минимально необходимый конструктивный эксцентриситет приложения нагрузки к штуцеру;

Δe_1 – дополнительный эксцентриситет приложения нагрузки к штуцеру;

e_2 – обратный эксцентриситет штуцера;

e_x – расстояние от места приложения нагрузки к стропо-вому устройству до узла соединения со штуцером.

Из формул (2) и (3) видно, что упрощение конструкции стропового устройства, связанное с отказом от передачи полной тангенциальной нагрузки через центральную ось, приводит к появлению местного изгибающего момента на стенку оболочки в области монтажного штуцера с одновременным уменьшением радиальной нагрузки. В целом ряде случаев величина моментной нагрузки может быть уменьшена за счет устройства обратного эксцентриситета "e_2", несмотря на то, что при этом основной эксцентриситет несколько увеличивается.

Для определения области рационального применения рассматриваемых конструктивных решений введем коэффициент соотношения максимальных напряжений (K_y), т.е.

$$K_y = \frac{\sigma_2}{\sigma_1}, \qquad (4)$$

где σ_1 – максимальное напряжение в стенке оболочки для конструкции с центральной осью;

σ_2 – максимальное напряжение в стенке оболочки для конструкции без центральной оси.

В этом случае, если $K_y \leq 1$, то предпочтительной является конструкция закрепления стропового устройства, приведенная на рис. 1,б. При $K_y > 1$ – наоборот.

Подставляя значения σ_1 и σ_2 из уравнения (1) в выражение (4) и производя преобразования с учетом формул (2) и (3), получим:

$$K_y = \frac{\dfrac{e_1^{min} + \Delta e_1}{b_1} - \dfrac{e_x}{b_1}\cdot\dfrac{1}{B/e_2 - 1}}{1{,}2\dfrac{e_0}{B}\sqrt{1-\left(\dfrac{B}{2R}\right)^2}}\cdot\frac{K_1(1+\delta_M)}{K_2(1+\delta_N)} + \frac{e_x}{e_0}\cdot\frac{1}{1-\dfrac{e_2}{B}} - \frac{\dfrac{B}{2R}\cdot\dfrac{B}{e_0}}{\sqrt{1-\left(\dfrac{B}{2R}\right)^2}}, \qquad (5)$$

где

$$\Delta e_1 = R\left[\sqrt{1-\left(\frac{B}{2R}\right)^2\left(1-2\frac{e_2}{B}\right)^2} - \sqrt{1-\left(\frac{B}{2R}\right)^2}\right] \qquad (6)$$

$$e_x = e_0 - e_1^{min} + R\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{B}{2R}\right)^2\left(1 - 2\frac{e_2}{B}\right)^2}\right]. \qquad (7)$$

Из уравнений (5), (6) и (7) видно, что коэффициент K_y является функцией семи параметров ($\frac{R}{S}$; $\frac{B}{2R}$; $\frac{b_1}{2R}$; $\frac{d}{2R}$; $\frac{e_1^{min}}{b_1}$; $\frac{e_0}{B}$; $\frac{e_2}{B}$), характеризующих жесткость оболочки, относительные размеры площадок загружения и конструктивные размеры стропового устройства.

Для определения коэффициентов $K_1(1+\delta_M)$ и $K_2(1+\delta_N)$ были проведены теоретические расчеты с использованием метода конечных элементов. В качестве конечного элемента, аппроксимирующего цилиндрическую оболочку, принималась прямоугольная пластина с шестью степенями свободы в каждом узле.

В области приложения нагрузки применялось уплотнение сетки. Подробное описание расчетной модели приведено в работе [2]. Расчеты проводились по программе СПРИНТ на ЭВМ ЕС-1035. Полученные результаты расчетов значения указанных коэффициентов при b = d приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

$\frac{b_1}{2R}$ \ $\frac{R}{S}$	$K_1(1+\delta_M)$				
	25	50	75	100	200
0,08	1.28	1,26	1,25	1,21	1,13
0,12	1,28	1,23	1,18	1,14	1,01
0,16	1,24	1,15	1,09	1,02	0,86
0,20	1,17	1,06	0,97	0,90	0,720

Таблица 2

$\frac{b_1}{2R}$ \ $\frac{R}{S}$	$K_2(1+\delta_N)$				
	25	50	75	100	200
0,08	0,94	0,78	0,71	0,65	0,500
0,12	0,71	0,58	0,51	0,45	0,34
0,16	0,60	0,47	0,39	0,35	0,26
0,20	0,49	0,38	0,32	0,27	0,18

Расчеты показали, что максимальными являются кольцевые нормальные напряжения на наружной поверхности оболочки.

Анализ коэффициента "K_y" в соответствии с формулами (5), (6) и (7) показал, что величина этого коэффициента снижается при уменьшении параметров жесткости оболочки $\left(\frac{R}{S}\right)$; размера площадки загружения $\left(\frac{B}{2R}\right)$ и относительной величины эксцентриситета штуцера $\left(\frac{e_1^{min}}{b_1}\right)$, а также при увеличении параметров полного эксцентриситета стропового устройства $\left(\frac{e_0}{B}\right)$ и обратного эксцентриситета штуцера $\left(\frac{e_2}{B}\right)$; на графиках рис. 2 приведены значения K_y в зависимости от величины обратного эксцентриситета штуцера для различных значений параметров $\frac{e_1^{min}}{b_1}$ и $\frac{R}{S}$. При этом постоянными принимались значения $\frac{B}{2R} = 0{,}25$; $\frac{e_0}{B} = 0{,}6$ и $\frac{b_1}{2R} = \frac{d}{2R} = 0{,}12$. Из графиков на рис. 2 следует, что наличие обратного эксцентриситета при передаче тангенциальной нагрузки через штуцера значительно уменьшает напряжение в стенке оболочки. Причем эффективность обратного эксцентриситета возрастает с уменьшением параметра $\frac{e_1^{min}}{b_1}$. Влияние параметра жесткости оболочки $\frac{R}{S}$ снижается с уменьшением величины $\frac{e_1^{min}}{b_1}$.

Таким образом, конструкцию присоединения стропового устройства к оболочке с передачей тангенциальной нагрузки через штуцера целесообразно применять при относительно небольших размерах площадки загружения $\frac{B}{2R} \leq 0{,}25$ и при отношении размеров штуцера $\frac{e_1^{min}}{b_1} \leq 0{,}25$. При больших значениях указанных параметров предпочтительнее использовать конструкцию с передачей тангенциальной нагрузки через центральную ось.

При проверке прочности цилиндрической оболочки в области установки стропового устройства с передачей тангенциальной окружной нагрузки через группы штуцеров можно использовать полученную из уравнений (I), (2), (4) формулу для определения максимального значения напряжения:

$$\sigma = 0{,}6\, P\, \frac{e_0}{BS^2} \sqrt{1 - \left(\frac{B}{2R}\right)^2} \cdot K_2 (1 - \mathfrak{N}) K_y . \qquad (8)$$

С целью экспериментальной проверки теоретических расчетов на кафедре строительных конструкций Таллинского политехнического института была испытана модель цилиндрической оболочки со строповым устройством по схеме рис. I,б.

Экспериментальная модель представляла собой цилиндрическую оболочку со свободным опиранием по торцам диаметром

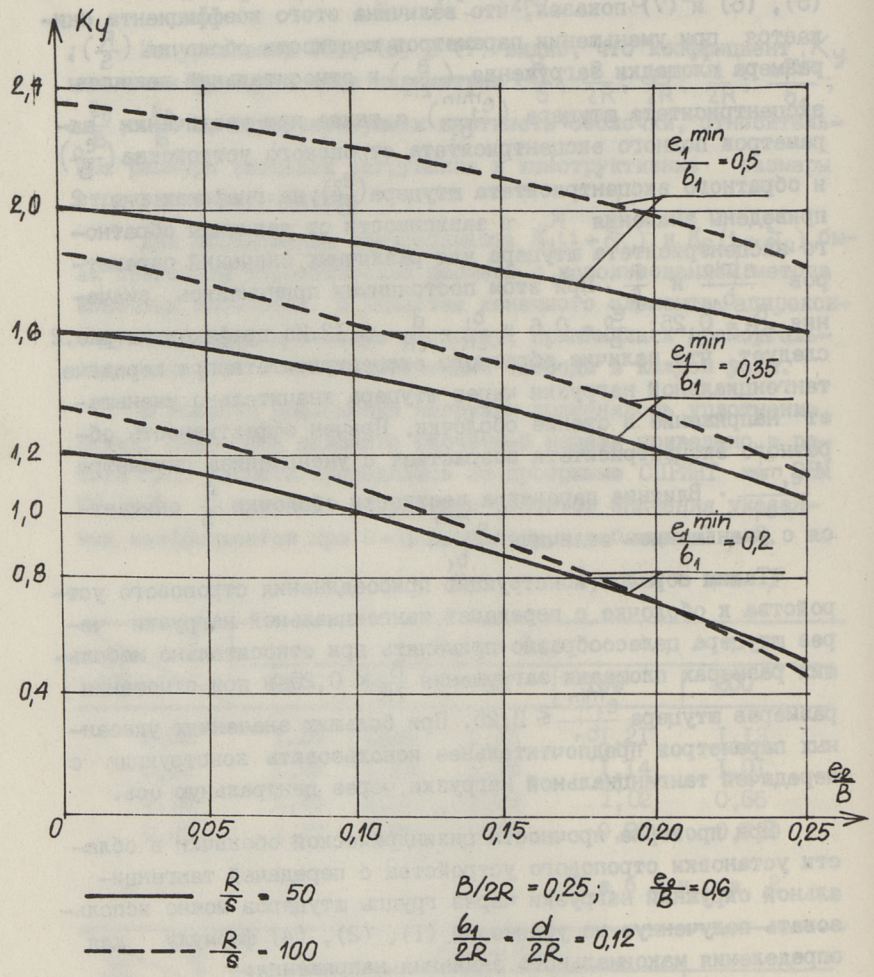


Рис. 2. Значения коэффициента Ку.

820 мм, толщиной 6 мм и длиной 3870 мм. На расстоянии 810 мм от одного из торцов в двух диаметрально противоположных областях на стенку оболочки устанавливали два захватных устройства, одно из которых соответствовало конструктивной схеме рис. I,б. Параметры модели приведены в таблице 3.

Таблица 3

Параметры экспериментальной модели

$\frac{R}{S}$	$\frac{B}{2R}$	$\frac{b_1}{2R}$	$\frac{e_1^{min}}{b_1}$	$\frac{d}{2R}$	$\frac{e_0}{B}$	$\frac{e_2}{B}$
67,8	0,369	0,I34	0,498	0,I23	0,595	0

Строповое устройство прикреплялось к оболочке с помощью четырех штуцеров, каждый из которых состоял из двух параллельных пластин размером I00x8 мм: расстояние между пластинами принималось I00 мм. Причем два штуцера были выполнены из пластин, установленных в кольцевом направлении, а два других штуцера – из пластин, установленных в продольном направлении. К каждому строповому устройству прикладывалась окружная нагрузка от I до 4 тс.

Измерение деформаций оболочки при загружении производилось с помощью тензодатчиков с базой 20 мм, установленных как на наружной, так и на внутренней поверхности оболочки. Прогибы измерялись индикаторами часового типа КИ. Экспериментальные исследования показали:

– зависимость радиальных прогибов в углах штуцеров от нагрузки носит линейный характер;

– максимальные прогибы, как и максимальные напряжения, возникают на наружном контуре штуцеров, воспринимающих тангенциальную нагрузку;

– максимальными являются кольцевые нормальные напряжения на наружной поверхности оболочки. Напряжение в продольном направлении составляет 0,4–0,6 от кольцевых;

– после снятия нагрузки происходит полное восстановление деформаций, превышающих в I,5–2 раза деформации, соответствующие пределу текучести;

– напряженно-деформированное состояние носит ярко выраженный локальный характер и на расстоянии 0,IIR от штуцеров прогибы не превышают 0,6 максимальных значений, а напряжения 0,2 максимальных значений.

На рис. 3 приведены эпюры радиальных прогибов и условных кольцевых нормальных напряжений, полученных экспериментальным и теоретическим путем. Теоретический расчет произ-

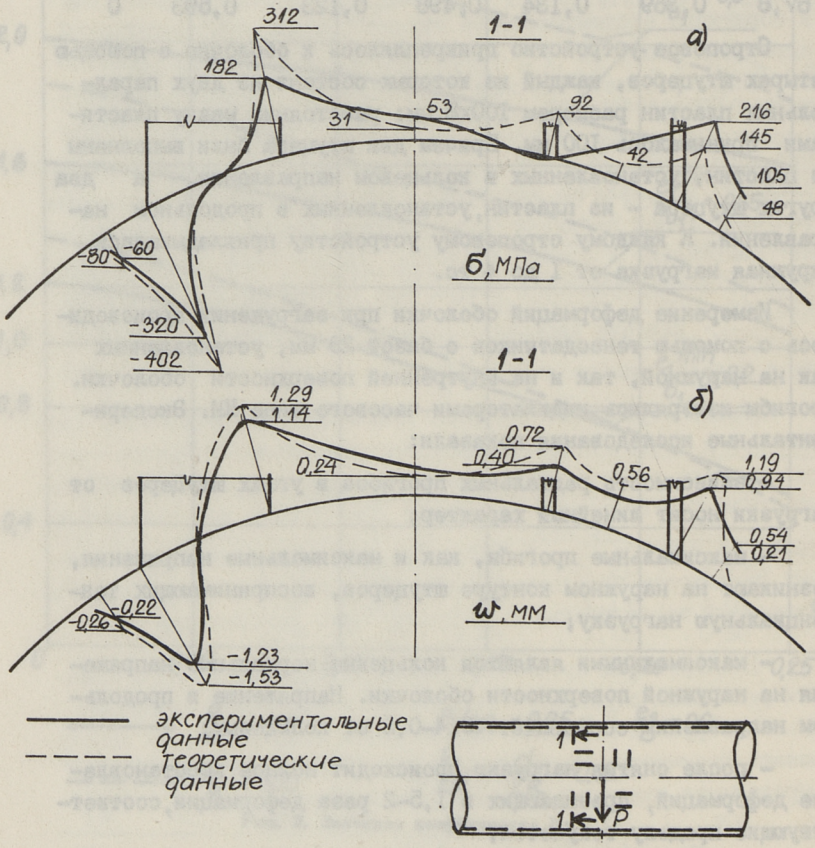


Рис. 3. Эпюры условных кольцевых нормальных напряжений и радиальных прогибов в стенке оболочки.

водился методом конечных элементов с одновременным приложением всех действующих нагрузок. Из сравнения эпюр видно, что теоретические значения как условных напряжений, так и радиальных прогибов несколько превышают экспериментальные.

Расхождение экспериментальных и теоретических данных для максимальных значений нормальных напряжений составляет - 20,4 %, а для максимальных значений прогибов - 19,6 %.

Максимальное значение условных нормальных напряжений в стенке оболочки экспериментальной модели, определенное по формуле (8), равно 357 МПа, что превышает экспериментальные данные на 10,4 %, но меньше чем теоретические данные, полученные при конкретном расчете модели на 11 %.

Таким образом при практических расчетах прочности цилиндрической оболочки в области установки групповых штуцеров, воспринимающих тангенциальную нагрузку с достаточной степенью точности, может быть использована формула (8).

Литература

1. Воронов В.А. Несущая способность цилиндрических оболочек большой массы под действием локальных нагрузок при монтаже: Диссертация ... канд. техн. наук. - Таллин, 1986.

2. Воронов В.А. Расчет корпуса цилиндрического стального аппарата колонного типа на нагрузку от монтажных штуцеров или бестросовых захватов. - Тр. Таллинск. политехн. ин-та. - 1986. - № 624.

E. Gordon, V. Kulbach

Silinderkooriku pingeseisundi uurimine grupilistelt tutsidelt üleantavate montaažikoormuste mõjumisel

Kokkuvõte

Suurte silindriliste reaktorite montaažil kasutatakse viimasel ajal tavaliste tutside kõrval ka grupilisi (tavaliselt 4 konsooliga) tutse. Instituudi "Giproneftespetsmontaž" poolt soovitatud grupilistel tutsidel oli ette nähtud tsentraaltelg nihkejõu üleandmiseks. Grupiliste tutside töö teoreetilise ja eksperimentaalse uurimise tulemusel on näidatud, et paljudel juhtudel on reaktori kui silinderkooriku pingeseisund soodsam tsentraalteljeta variandi puhul. Samal ajal on tsentraalteljeta grupilise tutsi konstruktsioon ka palju lihtsam kui tsentraalteljega tutsil. Töö tulemusi kasutatakse tutside tegelikul projekteerimisel instituudis "Giproneftespetsmontaž".

E. Gordon, V. Kulbach

The Stress-Strain State of a Cylindrical Shell Under the Action of Mounting Loads Applied by Group Gripping Members

Abstract

When mounting great cylindrical reactors together with usual gripping members, the group members of 4 consoles were applied. The group members worked out at the Design Institute "Giproneftespetsmontazh" have central axles for transmitting the shifting forces. As a result of the present work, we may establish the fact that the stressed state of a cylindrical shell is more favourable in many cases for loading without the central axles. At the same time the structure of the gripping member without the axles is much simpler. The results will be used in real design at the Institute "Giproneftespetsmontazh".

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.074

Э.Я. Гордон, Л.В. Дубышкина

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОРПУСА ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО АППАРАТА В ОБЛАСТИ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СТРОПОВОГО УСТРОЙСТВА

При монтаже крупногабаритных тяжеловесных аппаратов цилиндрической формы часто строповые устройства присоединяются к корпусу с помощью квадратной листовой коробки, привариваемой к стенке аппарата по периметру [1]. В этом случае на стенку аппарата действуют концентрированные моментные и тангенциальные нагрузки в областях установки строповых устройств. Известно [2], что напряженное состояние стенки аппарата определяется в основном моментной нагрузкой. Влияние тангенциальных сил невелико и ими можно пренебречь при практических расчетах. В настоящее время имеются методики по оценке прочности цилиндрической оболочки при действии локальной моментной нагрузки [2, 3], позволяющие производить инженерные расчеты. Приведенные в указанных работах расчетные формулы и входящие в них коэффициенты получены исходя из представления моментной нагрузки в виде статически эквивалентной системы радиальных сил, распределенных либо по площади квадрата [3], либо по его периметру [2]. При этом по высоте сечения квадрата значения радиальных сил изменяются по линейному закону. Такой подход имеет определенную неточность, т.к. не учитывает жесткость стропового устройства в целом и отдельных элементов узла соединения с корпусом аппарата.

Для определения влияния указанных выше факторов был проведен теоретический расчет напряженно-деформированного состояния экспериментальной модели, испытанной на кафедре строительных конструкций Таллинского политехнического института. Модель представляла собой цилиндрическую оболочку свободно опертую по концам. Посередине модели в двух взаимно перпендикулярных областях к оболочке приваривались

два штуцера в виде квадратной листовой коробки. Нагружение оболочки производилось путем приложения нагрузок в окружном направлении к кольцевым ребрам штуцера эксцентрично относительно стенки оболочки. Такое нагружение является наиболее опасным в процессе производства монтажных работ.

Модель имеет следующие параметры:

- радиус срединной поверхности оболочки R = 456 мм;
- толщина стенки оболочки S = 8 мм;
- длина цилиндрической оболочки L = 3000 мм;
- размер стороны квадратной листовой коробки B =228 мм;
- толщина кольцевых ребер квадратной листовой коробки S_1 = 8 мм;
- толщина продольных ребер квадратной листовой коробки S_2= 8 мм;
- эксцентриситет приложения нагрузки e = III мм;
- нагрузка в окружном направлении, приложенная к одному штуцеру P = 7 тс;
- параметры $\frac{R}{S} = 57$; $\frac{B}{2R} = 0{,}25$.

Расчетная схема модели приведена на рис. I.

Расчет системы оболочка – штуцера производился методом конечных элементов на ЭВМ ЕС-1035 по программе "СПРИНТ", разработанной на кафедре строительной механики Московского института инженеров транспорта.

В качестве конечных элементов, аппроксимирующих поверхность оболочки и штуцеров, принимались пластины прямоугольной формы, имеющие шесть степеней свободы в каждом узле. В местах сопряжения оболочки и штуцеров использовались также пластины треугольной формы. Учитывая характер распределения напряжений и прогибов в оболочке от локальной нагрузки и с целью повышения точности расчетов, размеры конечных элементов в области штуцеров принимались меньшими, чем в остальной области. На рис. 2 приведен фрагмент оболочки со штуцером и разбивка их поверхностей на конечные элементы.

Проведенные расчеты показали:

- максимальные нормальные напряжения и прогибы в стенке оболочки возникают в области приварки штуцера;

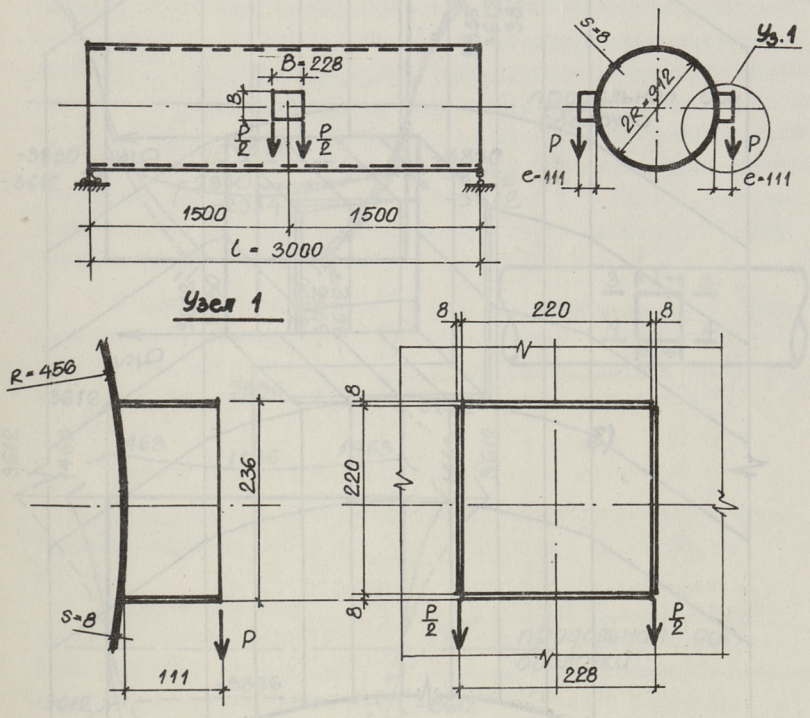


Рис. 1. Расчетная схема модели.

– максимальными являются кольцевые нормальные напряжения. Нормальные напряжения в продольном направлении в 2–3 раза меньше кольцевых;

– максимальных значений кольцевые напряжения достигают на наружной поверхности оболочки с внешней стороны штуцера. Напряжения по линии контакта оболочки со штуцером с внутренней его стороны в 2–2,5 раза меньше, чем с внешней. Это объясняется наличием изгибающего момента в продольных ребрах штуцера в месте контакта с оболочкой (краевой эффект);

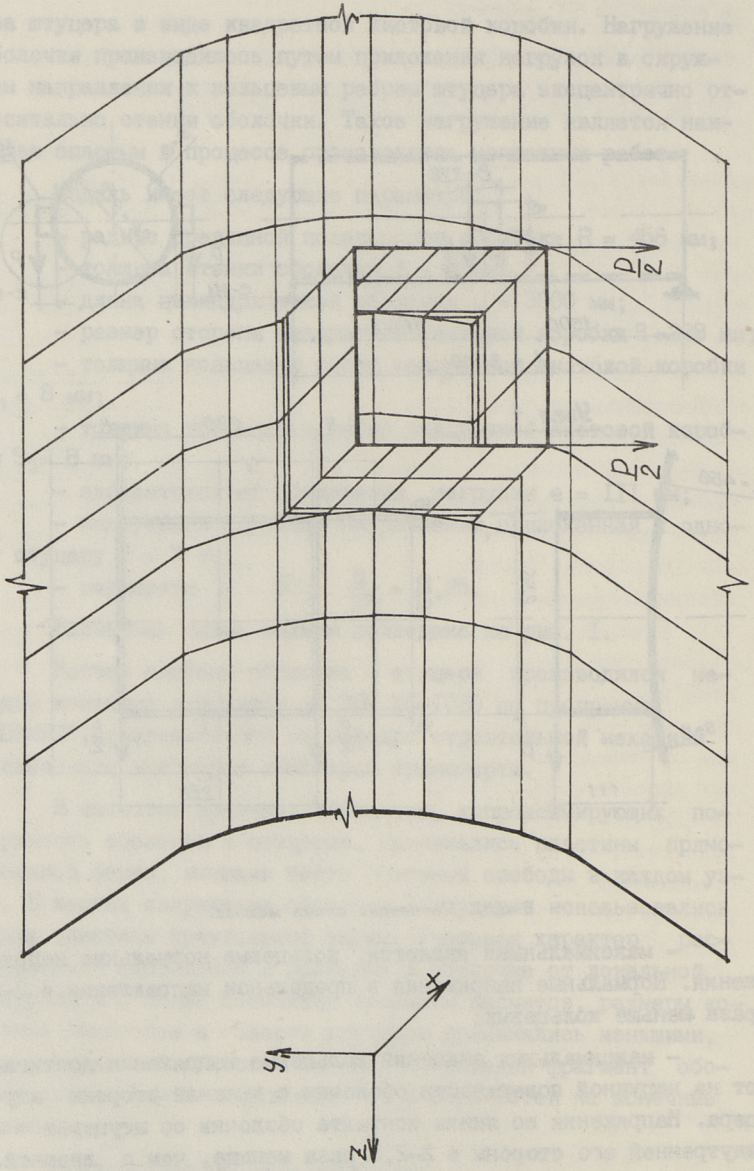


Рис. 2. Разбивка на конечные элементы поверхностей оболочки и штуцера в области их соединения.

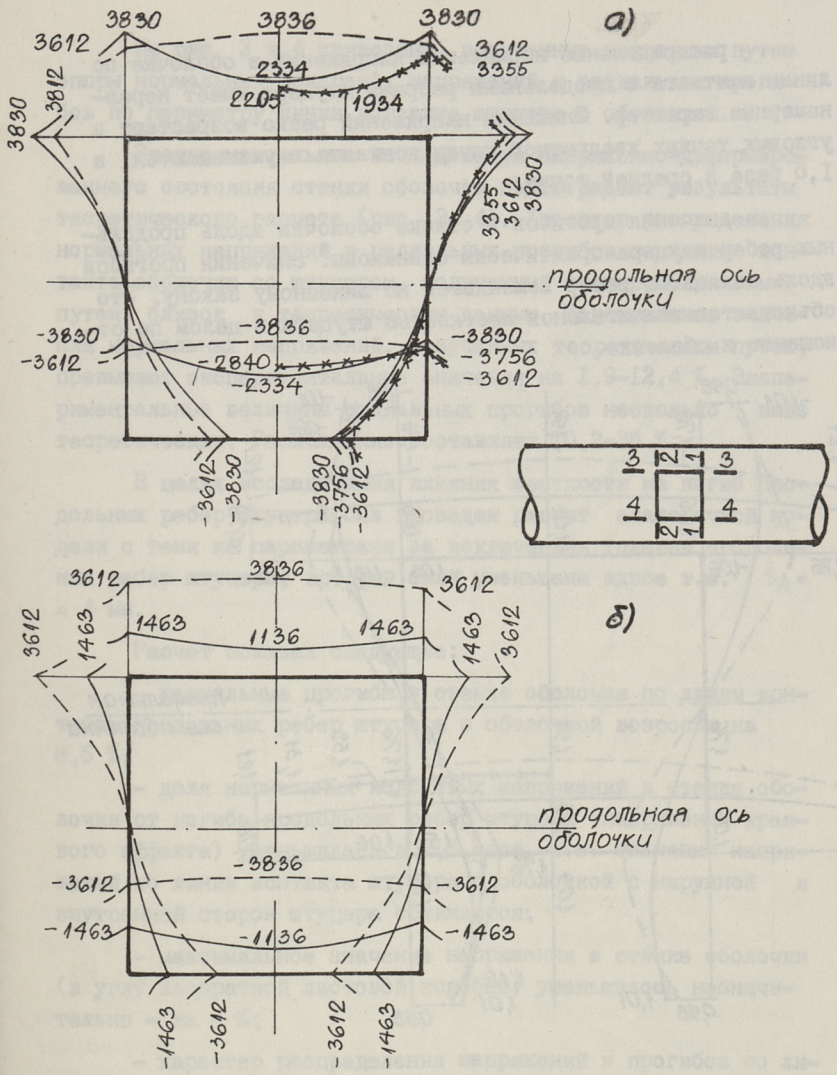


Рис. 3. Эпюры распределения нормальных кольцевых напряжений в стенке оболочки по периметру линии контакта со штуцером:
а) с внешней стороны штуцера,
б) с внутренней стороны штуцера.

– распределение нормальных напряжений в оболочке по линии контакта с продольными ребрами штуцера имеет неравномерные характер. Значения напряжений резко возрастают в угловых точках квадратной линии контакта и уменьшаются в I,6 раза в средней точке;

– значения прогибов в стенке оболочки вдоль продольных ребер штуцера практически одинаковы. Значения прогибов вдоль кольцевых ребер изменяются по линейному закону. Это объясняется значительной жесткостью штуцера в целом по отношению к оболочке.

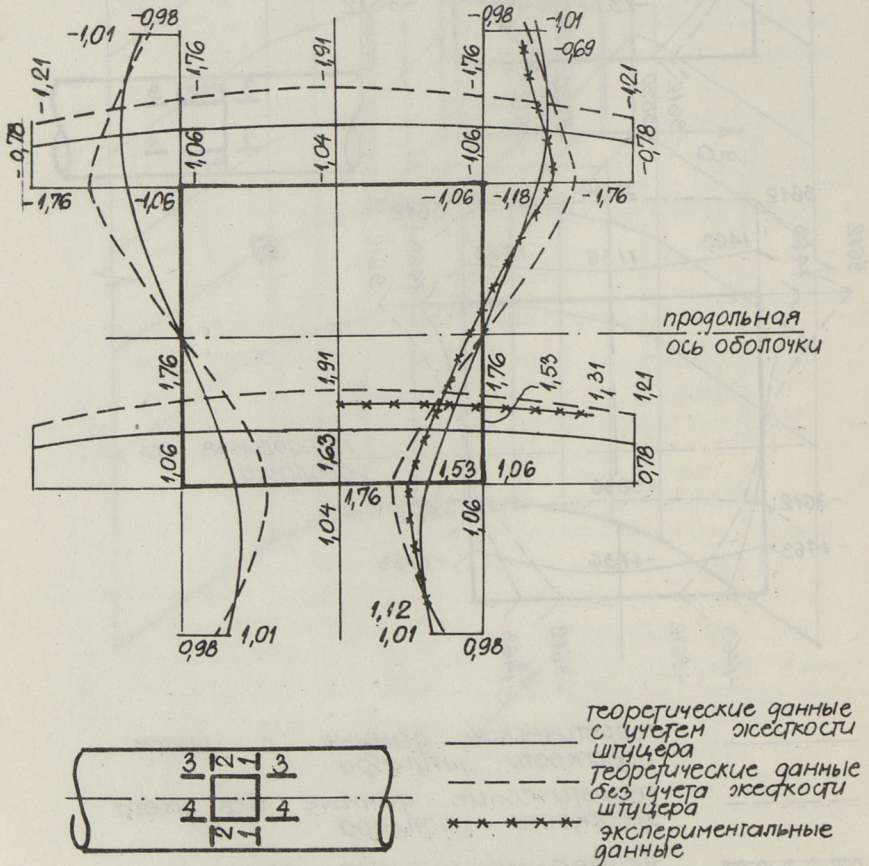


Рис. 4. Эпюра распределения радиальных прогибов в стенке оболочки по периметру линии контакта со штуцером.

На рис. 3 и 4 приведены полученные расчетным путем эпюры нормальных кольцевых напряжений и радиальных прогибов по периметру линии контакта штуцера с оболочкой.

Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния стенки оболочки подтверждают результаты теоретического расчета (рис. 3, 4). Характер распределения нормальных напряжений и радиальных прогибов по линии контакта оболочки со штуцером, полученный экспериментальным путем, близок к теоретическим данным. Максимальные значения нормальных напряжений, полученных теоретическим путем, превышают экспериментальные значения на 1,9–12,4 %. Экспериментальные величины радиальных прогибов несколько выше теоретических. Расхождение составляет 10,2–36 %.

В целях исследования влияния жесткости на изгиб продольных ребер штуцера был проведен расчет аналогичной модели с теми же параметрами за исключением толщины продольных ребер штуцера, которая была уменьшена вдвое т.е. $S_2 = 4$ мм.

Расчет показал следующее:

– радиальные прогибы в стенке оболочки по линии контакта продольных ребер штуцера с оболочкой возросли на 8,5 %;

– доля нормальных кольцевых напряжений в стенке оболочки от изгиба продольных ребер штуцера (напряжения краевого эффекта) уменьшилась в 2,6 раза, т.е. значения напряжений по линии контакта штуцера с оболочкой с наружной и внутренней сторон штуцера сближаются;

– максимальное значение напряжения в стенке оболочки (в углу квадратной листовой коробки) уменьшилось незначительно – на 4 %;

– характер распределения напряжений и прогибов по линии контакта оболочки со штуцером не изменился.

На рис. 3 и 4 приведены эпюры распределения нормальных кольцевых напряжений и радиальных прогибов в стенке оболочки по линии контакта штуцера с оболочкой, полученные теоретическим путем с учетом и без учета жесткости штуцера. Из сравнения этих эпюр видно, что значения радиальных прогибов, полученных с учетом жесткости штуцера уменьшаются в 1,8 раза; характер распределения нормальных кольцевых на-

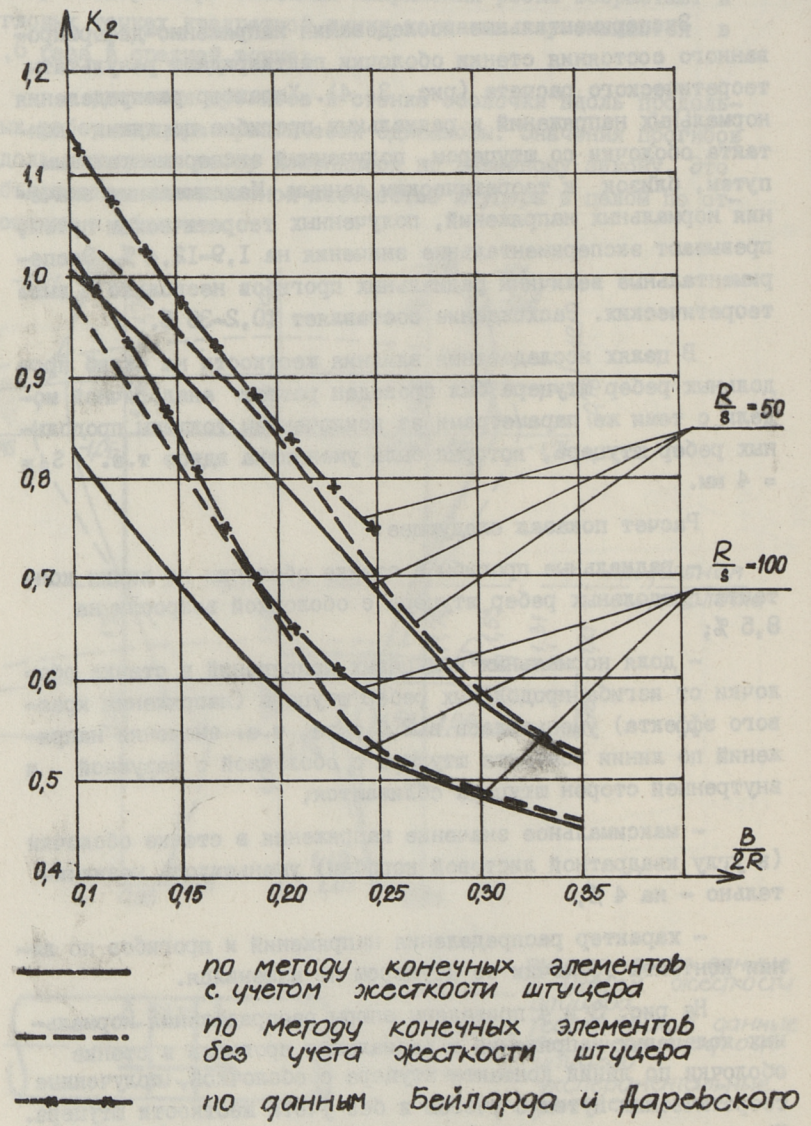


Рис. 5. Значения коэффициентов "K_2".

пряжений вдоль продольных ребер штуцера существенно отличается, т.е., если не учитывать жесткость штуцера и его элементов, максимальные напряжения возникают посередине линии контакта продольных ребер с оболочкой, несколько уменьшаясь в угловых точках. Учет жесткости штуцера приводит к некоторому увеличению напряжений в угловых точках и значительному их снижению в середине продольных ребер. Однако максимальные величины напряжений практически одинаковы.

Для штуцера квадратной формы при действии на цилиндрическую оболочку внешнего момента в окружном направлении определяющими являются кольцевые нормальные напряжения от внутреннего кольцевого изгибающего момента.

Величина этих напряжений определяется по формуле (I)

$$\sigma_2 = \frac{M_2}{B \cdot S^2} \cdot K_2, \qquad (I)$$

где M_2 – внешний момент в окружном направлении;
B – размер стороны штуцера квадратной формы;
S – толщина стенки оболочки.

Входящий в формулу коэффициент K_2 зависит от размера площадки загружения $\frac{B}{2R}$ параметра $\frac{R}{S}$, а в случае расчета с учетом жесткости штуцера от толщины его продольных ребер.

На графиках рис. 5 приведены значения коэффициентов K_2, полученных методом конечных элементов с учетом и без учета жесткости штуцера, а также по данным Бейларда-Даревского, приведенным в справочной литературе. При этом толщина ребер штуцера принималась равной толщине оболочки.

Из графиков рис. 5 видно, что при достаточно большой жесткости оболочки $\frac{R}{S} = 50$ величина расчетных максимальных напряжений мало зависит от метода расчета. При уменьшении жесткости оболочки $\frac{R}{S} = 100$ учет жесткости штуцера приводит к снижению расчетных напряжений до 15 % только для случаев малых площадок загружения $\frac{B}{2R} \leq 0{,}20$.

Литература

I. Воронов В.А. Исследование напряженного состояния корпуса цидиндрического аппарата в области монтажного штуцера // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. – 1985. – № 596.

2. Воронов В.А. Расчет корпуса цилиндрического стального аппарата колонного типа на нагрузку от монтажных штуцеров или бестросовых захватов // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. – 1986. – № 624.

3. Бейлард П.П. Напряжения от радиальных нагрузок и внешних моментов в цилиндрических сосудах давления. Вопросы прочности цилиндрических оболочек: Сборник переводов иностранных статей. М.: Гос. изд. оборонной промышленности, 1960.

E. Gordon, L. Dubõškina

Silinderaparaadi pinge-deformatsiooniseisund haardeseadme ühendamise piirkonnas

Kokkuvõte

Artiklis käsitletakse silinderkooriku pingeseisundit lokaalse koormuse toimel, mis antakse üle ruudukujulisel kontuuril. Analüüsitakse kooriku ja tutsi kui ühtse süsteemi tööd ning võrreldakse seda TPI ehituskonstruktsioonide kateedris varem tehtud eksperimentaalsete ja teoreetiliste tööde tulemustega. Viimastes pole arvesse võetud tutsi enda tegelikku jäikust. Töö tulemustel on praktilise kasutamise väljund – see võimaldab korrigeerida silinderaparaatide kandevõime kontrollimise senist metoodikat ning vastavalt lihtsustada tutsi konstruktsiooni.

E. Gordon, L. Dubyshkina

The Stress-Strain State of Cylindrical Reactor at the Gripping Point by Mounting

Abstract

The stress-strain state of cylindrical shells by the action of local loads applied on a square contour is discussed. The behaviour of a connected system of shell and gripping member is analyzed. The results are compared with those of earlier theoretical and experimental investigations obtained at the Department of Engineering Structures, in view of linear distribution of shell loads. The results can be used to correct the calculation method for cylindrical reactor shells, enabling also to simplify the construction of gripping members.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 539.3

А.Я. Лахе, У.Э. Росс

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ДИФРАКЦИИ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ И ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

При изучении дифракции акустических волн на упругих телах произвольной формы приходится обращаться к численным методам. Кроме метода Т – матрицы [1] наиболее распространенными являются метод граничных элементов (МГЭ), метод конечных элементов (МКЭ) или их комбинации [2–4]. Подробное описание МКЭ и МГЭ приведено в монографиях [5, 6]. В данной работе излагается реализация комбинированного метода, изложенного в работе [4] для определения рассеянного давления бесконечной некруговой цилиндрической оболочкой, помещенной в безграничную жидкую среду.

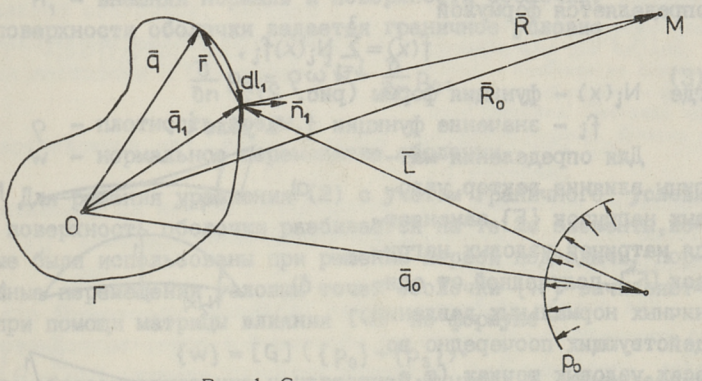


Рис. 1. Схема задачи.

Пусть в однородной, идеально сжимаемой жидкой среде находится упругая цилиндрическая оболочка с произвольной направляющей Γ (рис. 1). На оболочку падает плоская или цилиндрическая волна давления p_0. Движение оболочки описывается при помощи теории оболочек типа Тимошенко. Тре-

буется определить рассеянное давление p_s в точке M жидкой среды.

Для решения задача разбивается на 3 подзадачи:

1) определение матрицы влияния; 2) определение рассеянного давления на поверхности (направляющей) Г оболочки, 3) определение поля давления в окружающей оболочку среде.

Первая подзадача решается методом конечных элементов. Матричное уравнение движения оболочки имеет вид [5]

$$([K]-\omega^2[M])\{u\}=\{F\}, \qquad (1)$$

где [K] – матрица жесткости оболочки,
[M] – матрица массы оболочки,
{u} – вектор узловых перемещений оболочки,
{F} – вектор узловых нагрузок,
ω – круговая частота колебаний.

Геометрия оболочки, перемещения и распределенная нагрузка в пределах элемента, число узловых точек которого равно 3, аппроксимируются функциями формы, в качестве которых используются функции Лагранжа 2-го порядка. Таким образом значение аппроксимируемой функции f в точке x элемента определяется формулой

$$f(x)=\sum_{i=1}^{3} N_i(x) f_i,$$

где $N_i(x)$ – функция формы (рис. 2),
f_i – значение функции f в узле i.

Для определения матрицы влияния вектор узловых нагрузок {F} заменяется матрицей узловых нагрузок $[F^*]$, полученной от единичных нормальных давлений, действующих поочередно во всех узловых точках (т.е. в предположении, что в одном узле давление равно единице, а в остальных – нулю). Следовательно, каждый столбец матрицы $[F^*]$ определяется распределенной нагрузкой, описывае-

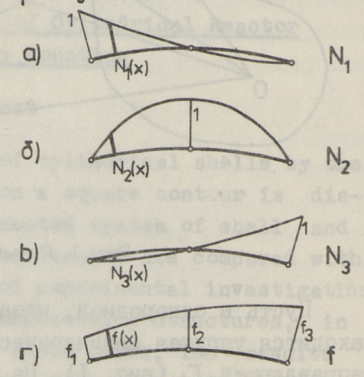


Рис. 2. Аппроксимация функций f(x) в пределах одного элемента: а) функция формы N_1, б) функция формы N_2, в) функция формы N_3, г) функция $f(x)=\sum_{i=1}^{3} N_i(x) f_i$.

мой соответствующей функцией формы (см. рис. 2 а, б, в).

Решением уравнения

$$([K] - \omega^2 [M])[u^*] = [F^*]$$

является матрица узловых перемещений $[u^*]$, нормальные составляющие членов которой являются членами матрицы влияния $[G]$. При помощи матрицы $[G]$ можно определить вектор нормальных перемещений узловых точек оболочки $\{w\}$ от любого нормального давления p:

$$\{w\} = [G]\{p\}.$$

Вторая подзадача – определение рассеянного давления p_s на поверхности оболочки – решается методом граничных элементов. При этом за основу берется интегральное уравнение [7]

$$p_s(\bar{q}) - \frac{i}{2}\int_{\Gamma}\left[p_s(\bar{q}_1)\frac{\partial}{\partial n_1}H_0^{(1)}(kr) - H_0^{(1)}(kr)\frac{\partial}{\partial n_1}p_s(\bar{q}_1)\right]d\ell_1 = 0,\ r = |\bar{q} - q_1|. \quad (2)$$

Здесь $H_0^{(1)}(kr)$ – функция Ханкеля первого рода,

k – волновое число,

$\bar{q}$, $\bar{q}_1$ – радиус-векторы точек на поверхности оболочки (см. рис. I),

$\bar{n}_1$ – внешняя нормаль к поверхности оболочки.

На поверхности оболочки задается граничное условие

$$\frac{\partial}{\partial n}p_s = \rho\omega^2 w - \frac{\partial}{\partial n}p_0, \quad (3)$$

где ρ – плотность среды,

w – нормальное перемещение оболочки.

Для решения уравнения (2) с учетом граничного условия (3) поверхность оболочки разбивается на те же элементы, которые были использованы при решении первой подзадачи. Нормальные перемещения узловых точек оболочки $\{w\}$ вычисляются при помощи матрицы влияния $[G]$ по формуле

$$\{w\} = [G](\{p_0\} + \{p_s\}).$$

Таким образом отыскание неизвестной функции p_s заменяется определением ее значений в узловых точках оболочки при помощи матричного уравнения

$$[A]\{p_s\} = \{B\},$$

где члены матрицы $[A]$ вычисляются по формуле

$$a_{mn} = \delta_{mn} - \frac{i}{2}\sum_e \int_{\Gamma_e} \frac{\partial}{\partial n_1} H_0^{(1)}(kr_m) N_n(\bar{q}_{\ell_1})\, d\ell_1 +$$

$$+ \frac{i}{2}\rho\omega^2 \sum_e \int_{\Gamma_e} H_0^{(1)}(kr_m) \sum_j g_{jn} N_j(\bar{q}_{\ell_1})\, d\ell_1$$

и члены вектора [B] по формуле

$$b_m = -\frac{i}{2}\rho\omega^2 \sum_e \int_{\Gamma_e} H_0^{(1)}(kr_m) \sum_j \sum_n g_{jn} p_{0,n} N_j(\bar{q}_{\ell_1})\, d\ell_1 +$$

$$+ \frac{i}{2} \sum_e \int_{\Gamma_e} H_0^{(1)}(kr_m) \frac{\partial}{\partial n_1} p_0(\bar{q}_{\ell_1})\, d\ell_1 ,$$

где δ_{mn} – символ Кронекера;

Γ_e – поверхность элемента e; $r_m = |\bar{q}_m - \bar{q}_{\ell_1}|$;

$\bar{q}_m$ – радиус-вектор узловой точки m на поверхности оболочки;

$\bar{q}_{\ell_1}$ – радиус-вектор точки на элементе e;

g_{jn} – член матрицы влияния [G];

$p_{0,n}$ – член вектора падающей волны давления $\{p_0\}$.

Третья подзадача – определение рассеянного давления в окружающей оболочку среде – решается при помощи интеграла Кирхгофа [7]

$$p_s(\bar{R}_0) = \frac{i}{4}\int_\Gamma \left[p_s(\bar{q}_{\ell_1}) \frac{\partial}{\partial n_1} H_0^{(1)}(kR) - H_0^{(1)}(kR) \frac{\partial}{\partial n_1} p_s(\bar{q}_{\ell_1})\right] d\ell_1 . \qquad (4)$$

Здесь $R = |\bar{R}_0 - \bar{q}_{\ell_1}|$;

$\bar{R}_0$ – радиус-вектор точки в среде, где вычисляется давление p_s (см. рис. I).

Вычисление интеграла (4) производится по тем же элементам, которые были использованы при определении давления p_s на поверхности оболочки.

Для оценки точности метода давление, рассеянное стальной круговой цилиндрической оболочкой в воде, вычисляется двумя способами при следующих исходных данных: $h/r_0 = 0{,}05$; $\rho_1/\rho = 7{,}8$; $c_1/c = 3{,}82$ (h – толщина оболочки; r_0 – радиус оболочки; ρ_1 – плотность материала оболочки; c_1 – скорость звука в материале оболочки; c – скорость звука в среде). Источник цилиндрической волны $p_0(\bar{q}_{\ell_1}) = H_0^{(1)}(kL)$, $L = |\bar{q}_{\ell_1} - \bar{q}_0|$ (см. рис. I) расположен на расстоянии $100\, r_0$ от оси цилиндра ($|\bar{q}_0| = 100\, r_0$). На рис. 3 показаны диаграммы угло-

вого распределения модуля рассеянного давления при $kr_0 = 15$, вычисленные в рядах (сплошная линия) и по приведенным методам (пунктир). С левой стороны приведено давление на поверхности оболочки, а справа – дальнее поле давления, вычисленное на расстоянии $R_0 = 100\ r_0$. Расчеты проводились со 100 элементами (т.е. с 200 узловыми точками). На одну длину волны вынужденных колебаний оболочки приходилось 11–12 узловых точек. Как видно, результаты довольно хорошо совпадают.

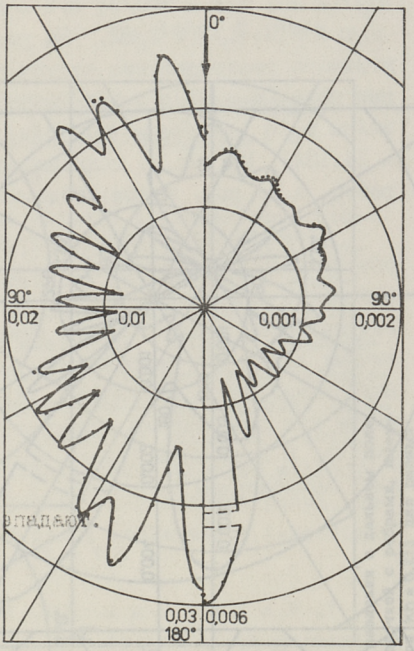


Рис. 3. Угловое распределение модуля давления, рассеянного стальной круговой цилиндрической оболочкой, в воде при $kr_0 = 15$. Слева – давление на поверхности оболочки, справа – дальнее поле давления. Сплошная линия – точное решение, пунктир – решение по МКЭ–МГЭ.

Далее приведены результаты расчета давления, рассеянного цилиндрической стальной оболочкой, имеющей овальную направляющую с ребрами жесткости и без ребер

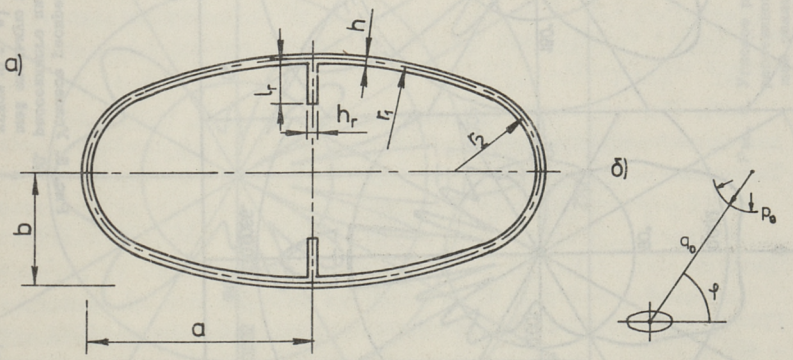


Рис. 4. Схема цилиндрической оболочки с овальной направляющей: а) геометрия оболочки, б) расположение источника падающей волны p_0. q_0 – расстояние до источника, φ – угол падения волны.

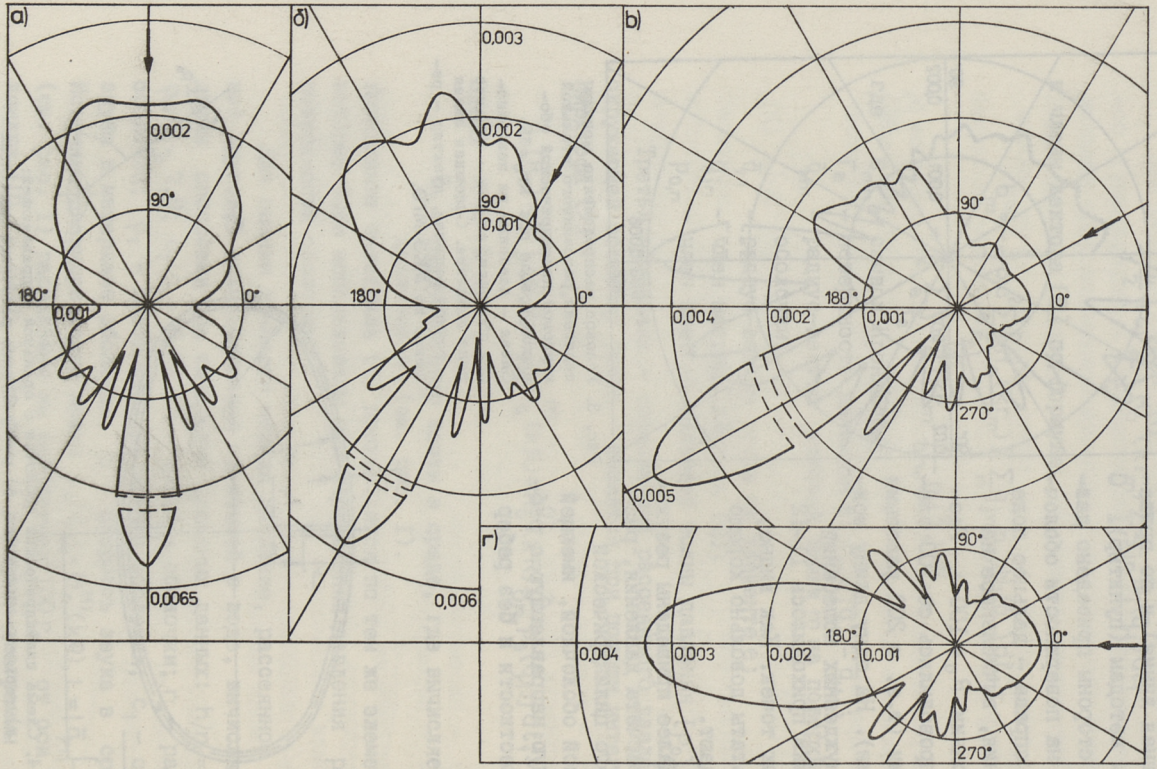


Рис. 5. Угловое распределение модуля давления в дальнем поле, рассеянного цилиндрической оболочкой без ребер, имеющей овальную направляющую при $kh = 0{,}213$ для разных углов φ: а) $\varphi = 90^\circ$, б) $\varphi = 60^\circ$, в) $\varphi = 30^\circ$, г) $\varphi = 0^\circ$.

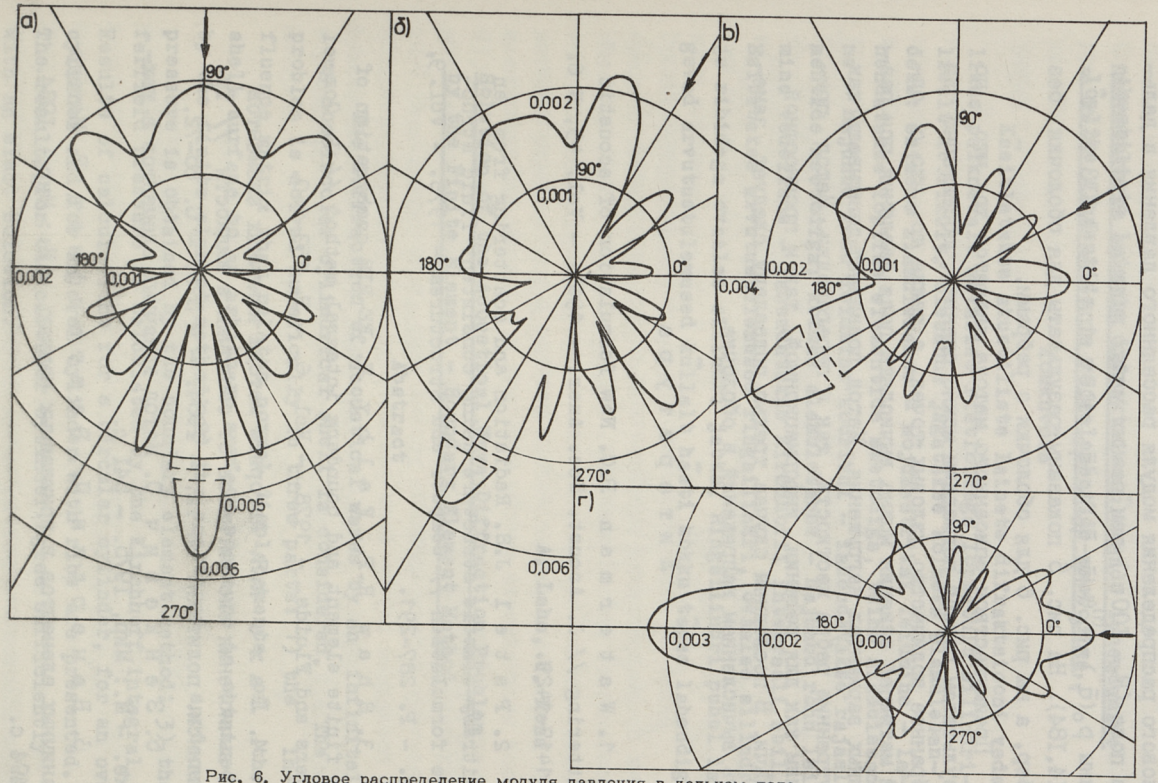


Рис. 6. Угловое распределение модуля давления в дальнем поле, рассеянного цилиндрической оболочкой с ребрами, имеющей овальную направляющую при $kh = 0{,}213$ для разных углов φ : а) $\varphi = 90^{\circ}$, б) $\varphi = 60^{\circ}$, в) $\varphi = 30^{\circ}$, г) $\varphi = 0^{\circ}$.

(рис. 4) в воде при следующих исходных данных: $r_1/h = 400/3$; $r_2/h = 25$; $a/h = 200/3$; $a/b = 2$; $h_p/h = 14/15$; $l_p/h = 40/3$; $\rho_1/\rho = 7{,}8$; $c_1/c = 3{,}82$. На рис. 5, 6 приведены диаграммы углового распределения модуля рассеянного давления в дальнем поле ($R_0 = 100a$) при разных углах падения акустической волны $p_0(\bar{q}_{11}) = H_0^{(1)}(k|\bar{q}_1 - \bar{q}_{01}|)$, $|\bar{q}_{01}| = 100a$ при $kh = 0{,}213$ ($ka = 14{,}184$). На рис. 5 показаны результаты для оболочки без ребер, а на рис. 6 для оболочки с ребрами.

Преимуществом описанного метода является то, что по результатам первой подзадачи можно оценить, достаточно ли выбранное количество узловых точек, а также то, что с одной матрицей влияния можно вычислять поля давления при различных вариантах нагружения. Метод позволяет учитывать как внутренние ребра жесткости, так и перегородки. Метод применим как для решения информационной, так и прочностной задачи. В последнем случае третью подзадачу следует заменить вычислением напряжений в оболочке.

Литература

1. Waterman P.C. New formulation of acoustic scattering // J. Acoust. Soc. Amer. – 1969. – Vol. 45, N 6. P. 1417–1429.

2. Patel J.S. Radiation and scattering from an arbitrary elastic structure using consistent fluid structure formulation // Comput. and Structures. – 1978. – Vol. 9, N 3. – P. 287–291.

3. Shaw R.P., Falby W. FE-BIE combination of the finite element and boundary integral method // J. Computers and Fluids. – 1978. – Vol. 6. – P. 153–160.

4. Лахе А.Я. Алгоритм метода конечных элементов для вычисления эхо-сигналов от оболочек в жидкости // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. – 1984. – № 575. – С. 65–72.

5. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

6. Бенерджи П., Баттерфилд Р. Методы граничных элементов в прикладных науках. – М.: Мир, 1984. – 494 с.

7. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики. – Л.: Судостроение, 1972. – 352 с.

A. Lahe, U. Ross

Akustiliste lainete difraktsioonülesande lahendamine lõplike elementide ja rajaelementide meetodiga

Kokkuvõte

Käsitletakse akustiliste lainete difraktsiooni vedelikus paiknevalt suvalise ristlõikega lõpmatult silindriliselt koorikult. Ülesanne jagatakse kolmeks alamülesandeks: esimene alamülesanne - mõjumaatriksi leidmine - lahendatakse lõplike elementide meetodiga, teine alamülesanne - hajunud rõhu leidmine koorikul - lahendatakse rajaelementide meetodiga, kolmas alamülesanne - hajunud rõhu leidmine vedelikus - lahendatakse Kirchhoffi integraali abil. Esitatakse arvutustulemused ringsilindri, ovaalse silindri ja ribidega ovaalse silindri jaoks. Ringsilindri puhul langevad arvutustulemused küllalt hästi kokku täpse lahendiga.

A. Lahe, U. Ross

Solution of the Acoustical Wave Diffraction Problem by the Finite Element - Boundary Element Method

Abstract

The diffraction of acoustical waves by an infinitely long noncircular cylindrical shell is considered. The problem is solved numerically in three parts: 1) the influence matrix that relates normal displacements of the shell surface to an arbitrary surface pressure is obtained by the finite element method; 2) the scattered surface pressure is obtained by the boundary element method; 3) the farfield pressure is calculated by the Kirchhoff integral. Results of calculations for a circular cylinder, for an oval cylinder and for an oval cylinder with ribs are presented. The results for the circular cylinder agree sufficiently with an exact solution.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.074.4

К. Нийгер, А. Партс

АНАЛИЗ РАБОТЫ И РАСЧЕТ ТЕНТОВЫХ ПОКРЫТИЙ

I. Введение

Исследование висячих систем покрытий на кафедре строительных конструкций политехнического института началось в 1958 году. Первое висячее покрытие в Эстонии – Таллинская певческая эстрада, размерами в плане 75х35 м, было возведено в 1960 году [1].

Далее на кафедре исследовалась работа различных висячих преднапряженных перекрестных систем перекрытий [2, 3]. Особенности работы овальных, квадратных и многоугольных в плане систем исследовали экспериментально на моделях. Были разработаны разные методы расчета с учетом геометрической нелинейности работы мембраны и с учетом деформации контура. Также исследовались влияние элементов покрытия (стальные и деревянные панели или деревянная оболочка) на величину и распределения усилий вант и контура [3, 4, 5]. В последнем случае были рассмотрены такие системы, как квадратные в плане, так и блокированные покрытия отрицательной Гауссовой кривизны (рис. I, автор эскизы арх. А.Мурдмаа)

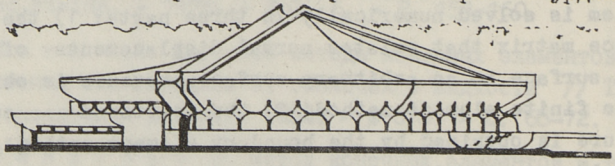


Рис. 1. Проект общественного здания в Таллине с многопролетным висячим покрытием.

В течение последних 30-ти лет во всем мире широко разрабатываются и строятся такие легкие висячие конструкции, как тентовые покрытия, которые во многих случаях имеют зна-

чительные преимущества по сравнению с другими традиционными конструкциями Современные тентовые конструкции проектируются и применяются в нашей стране начиная с 60-х годов [6].

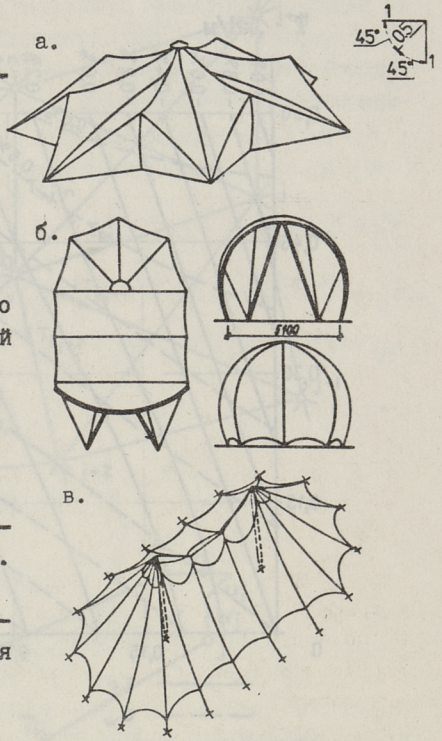


Рис. 2. Примеры возведенных в Эстонской ССР тенто-вантовых покрытий.

В Эстонии появилась необходимость более широкого применения тентовых покрытий в 1979 году. В связи с этим разрабатывались конструкции разных покрытий [2], из которых варианты приведенные на рис. 2, а, б построены и они соответствовали требованиям эксплуатации [2, 7, 8]. Проектированию таких систем предшествовали модельные испытания. Расчет производился на основании разработанных методов расчета преднапряженных висячих систем [2, 5, 9], в том числе учитывающих сдвиговую жесткость покрытия. Этот метод, как показывают нижеприведенные результаты экспериментального исследования и расчета, удовлетворительно применим для расчета преднапряженных тканевых мембран.

2. Расчет

Разработанный в дискретной постановке задачи алгоритм расчета позволяет учитывать геометрическую и физическую нелинейность (при вантовой конструкции податливость креплений панелей покрытия). При расчете покрытия из тканевых материалов особенно важен учет материальной нелинейности. Деформативные свойства принятых тканей исследовались [10] на крестовых образцах базой измерения 150x150 мм в зависимости от соотношения усилий T_w/T_f (рис. 3).

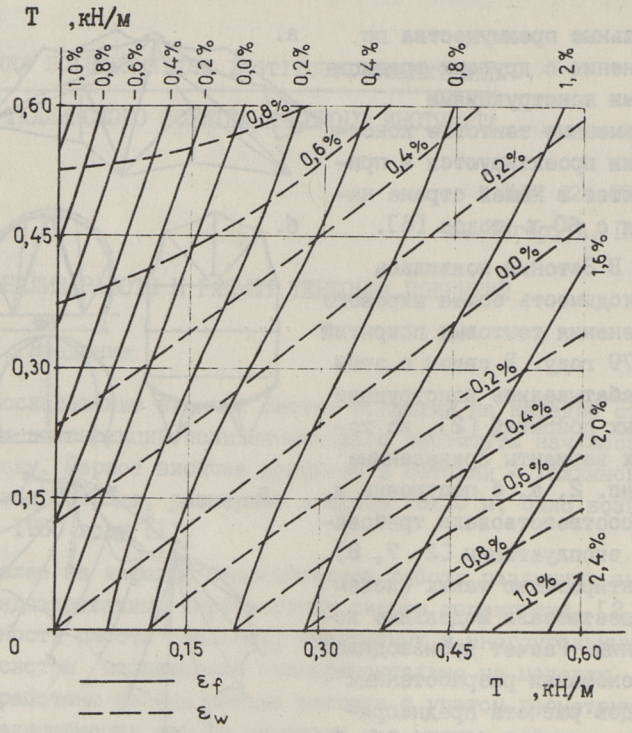


Рис. 3. Результаты двухосевого испытания ткани /10/.

Влияние времени на деформации ткани при долговременном нагружении модельного покрытия представлено на рис. I3.

Матричная форма уравнений равновесия узла i (рис. 4) вантовой сети следующая

$$\begin{pmatrix} F_{xi} \\ F_{yi} \\ F_{zi} \end{pmatrix} + \sum_j \begin{pmatrix} L_{ij} & 0 & 0 \\ 0 & M_{ij} & 0 \\ 0 & 0 & N_{ij} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{ij} \\ T_{ij} \\ T_{ij} \end{pmatrix} = 0,$$

где F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} – проекции узловой нагрузки;

$\sum_j$ – суммирование проекций внутренних усилий в стержнях, присоединенных в узле i;

L_{ij}, M_{ij}, N_{ij} – косинусы направления стержня i-j;

$T_{ij} = T^{\circ}_{ij} - G_{ij} \cdot E_{ij} \cdot A_{ij}$

T_{ij} – внутреннее усилие в стержне i-j;

T°_{ij} – предварительное напряжение в стержне i-j;

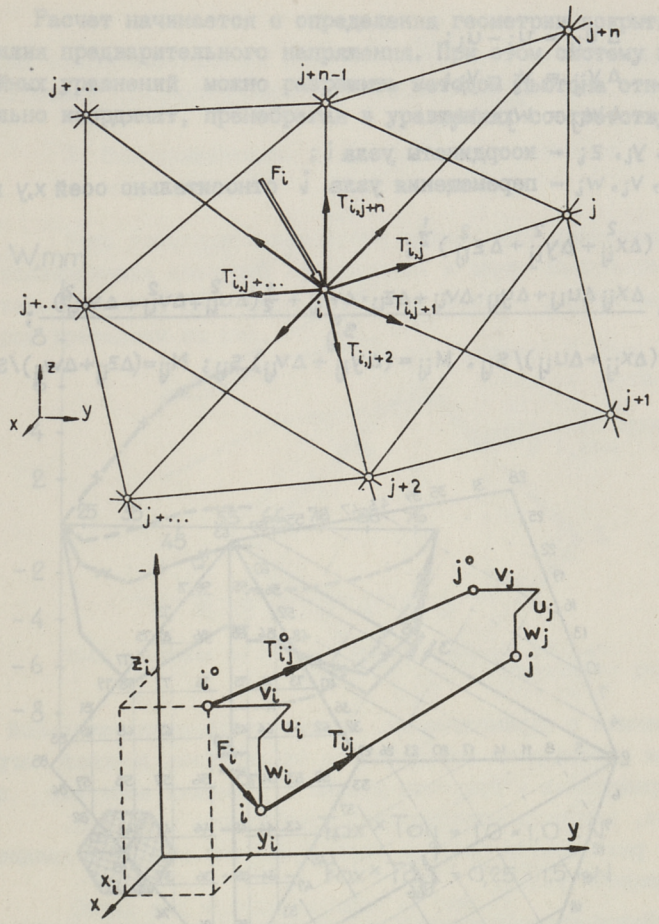


Рис. 4. Расчетная схема узла.

G_{ij} – относительное удлинение стержня i–j;

E_{ij} и A_{ij} – модуль Юнга материала и площадь поперечного сечения стержня i–j;

s°_{ij} – начальная длина стержня i–j;

Δs_{ij} – удлинение стержня i–j;

$$s_{ij} = s^\circ_{ij} - \Delta s_{ij};$$

$$\Delta x_{ij} = x_j - x_i;$$

$$\Delta y_{ij} = y_j - y_i;$$

$$\Delta z_{ij} = z_j - z_i;$$

$$\Delta u_{ij} = u_j - u_i;$$

$$\Delta v_{ij} = v_j - v_i;$$

$$\Delta w_{ij} = w_j - w_i;$$

x_i, y_i, z_i – координаты узла i;

u_i, v_i, w_i – перемещения узла i относительно осей x,y и z;

$$s^{o}_{ij} = (\Delta x^{2}_{ij} + \Delta y^{2}_{ij} + \Delta z^{2}_{ij})^{\frac{1}{2}};$$

$$\Delta s_{ij} = \frac{\Delta x_{ij}\,\Delta u_{ij} + \Delta y_{ij}\cdot\Delta v_{ij} + \Delta z_{ij}\cdot\Delta w_{ij} + \frac{1}{2}(\Delta u^{2}_{ij} + \Delta v^{2}_{ij} + \Delta w^{2}_{ij})}{s^{o}_{ij}};$$

$$L_{ij} = (\Delta x_{ij} + \Delta u_{ij})/s_{ij},\quad M_{ij} = (\Delta y_{ij} + \Delta v_{ij})\,s_{ij};\quad N_{ij} = (\Delta z_{ij} + \Delta w_{ij})/s_{ij}.$$

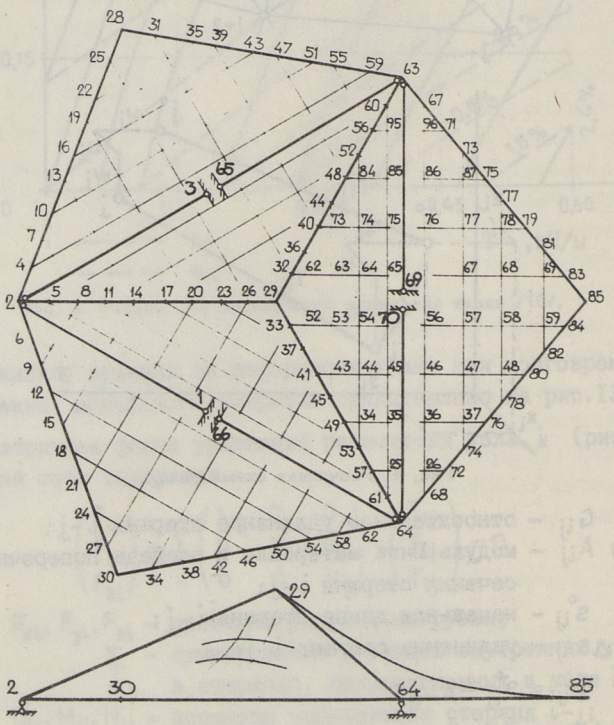


Рис. 5. Расчетная схема и результаты расчета многопролетного висячего покрытия.

Расчет начинается с определения геометрии покрытия от усилия предварительного напряжения. При этом систему нелинейных уравнений можно разрешить методом Ньютона относительно координат, пренебрегая в уравнениях соответствующи-

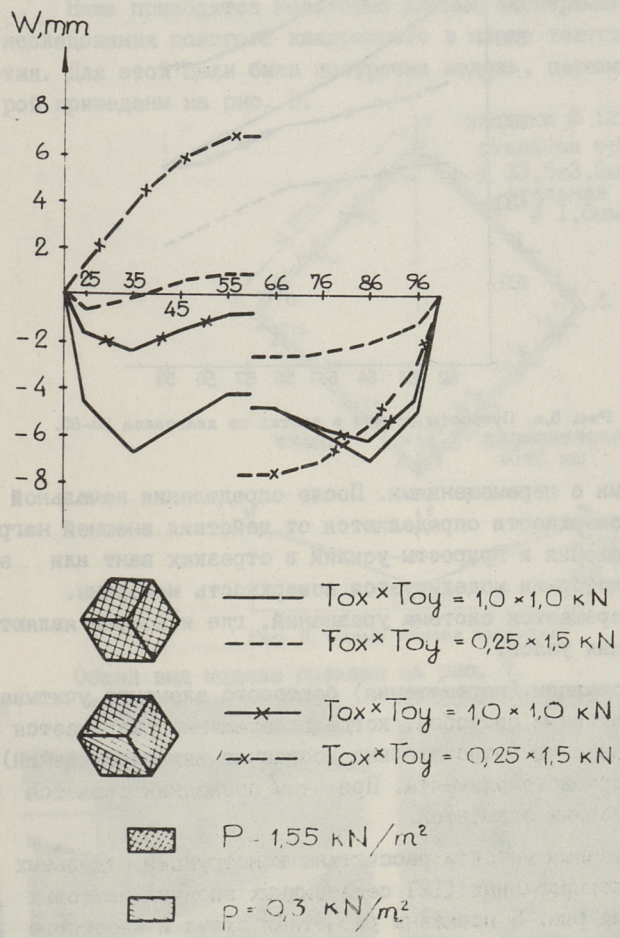


Рис. 5,6. Прогибы вантовой сети по диагонали 63–84.

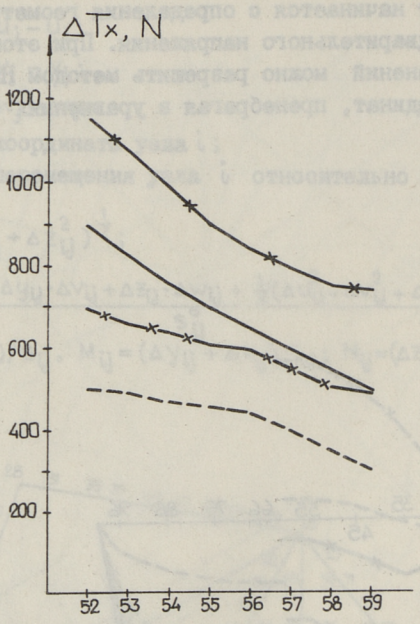


Рис. 5,в. Приросты усилий в вантах по диагонали 29–85.

ми членами с перемещениями. После определения начальной геометрии поверхности определяются от действия внешней нагрузки перемещения и приросты усилий в отрезках вант или элементов, которыми моделируется поверхность мембраны. Для этого разрешается система уравнений, где искомыми являются перемещения узлов.

Деформации (перемещения) бортового элемента учитываются итеративным способом, когда попеременно разрешается система уравнений (относительно координат или перемещений) и задача бортового элемента. При этом последняя решается методом конечных элементов.

Описанным методом рассчитаны конструкции отдельных [II] и блокированных [I2] седловидных висячих вантовых покрытий. На рис. 5 показаны расчетная схема и некоторые результаты расчета модели (I:I0) комплексного висячего покрытия.

Результаты расчета для одного случая применительно к тентовому покрытию приведены ниже на графиках соответствую-

щих экспериментальных исследований, которые одновременно показывают сходность расчета с экспериментом (рис. I0-I2).

3. Экспериментальное исследование тентового покрытия

Ниже приводятся некоторые данные экспериментального исследования пологого квадратного в плане тентового покрытия. Для этой цели была построена модель, параметры которой приведены на рис. 6.

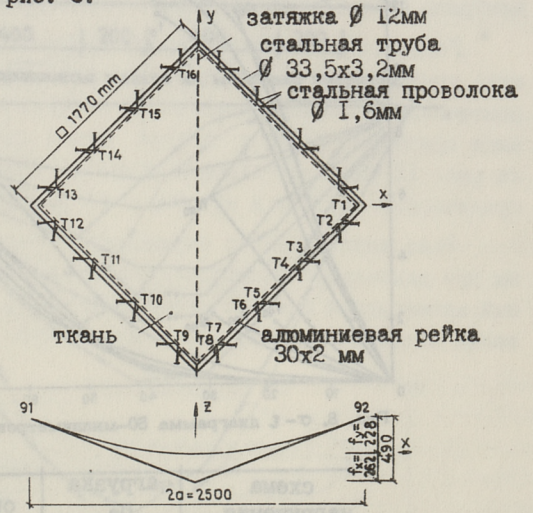


Рис. 6. Схема модели покрытия.

Общий вид модели показан на рис. 7.

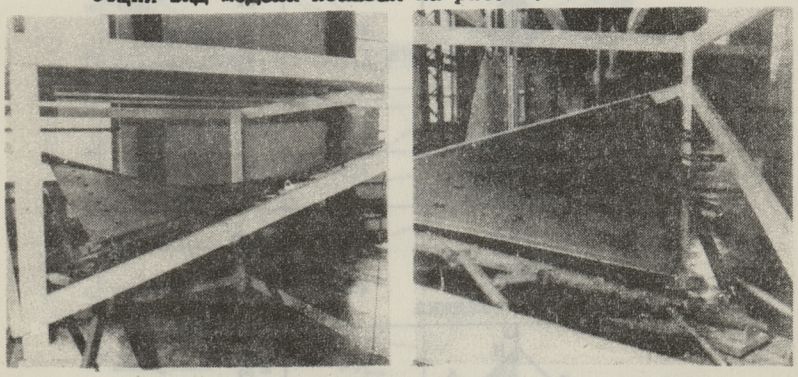


Рис. 7. Виды модели.

Мембрана была изготовлена из капроновой ткани. Результаты кратковременного испытания 50 мм полосок этой ткани на растяжение под углом 0, 45 и 90° по направлению к основе (в каждом направлении 6 образцов) показаны на рис. 8. Также было проведено двухосное испытание (рис. 3).

Для натягивания тентовой мембраны на контур была применена конструкция, состоящая из распределительной рейки,

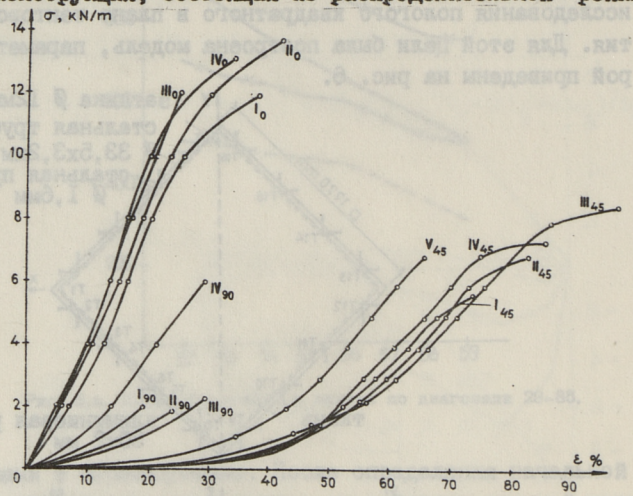
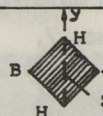
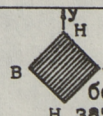
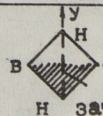
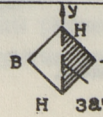


Рис. 8. σ – ε диаграмма 50-миллиметровых полосок ткани.

Таблица

схема нагружения	нагрузка Па	обозначения
 затяжка	104	$I^{NF,T}_{P2}$
	208	$I^{NF,T}_{P4}$
	416	$I^{NF,T}_{P5}$
 без затяжки	104	I^{NF}_{P2}
	208	I^{NF}_{P4}
 затяжка	104	$II^{NF,T}_{P2}$
	208	$II^{NF,T}_{P4}$
 затяжка	104	$III^{NF,T}_{P2}$
	208	$III^{NF,T}_{P4}$

из отрезков стальной проволоки ("вант") и натягивающих устройств "вант". Величина предварительного напряжения (составляла $T^{\circ}_{y}/T^{\circ}_{x}$ = (399 Н/м) / (385 Н/м) = 1,04. Геометрия поверхности мембраны характеризуется соотношением f_y/f_x = = 261 мм / 229 мм = 1,14.

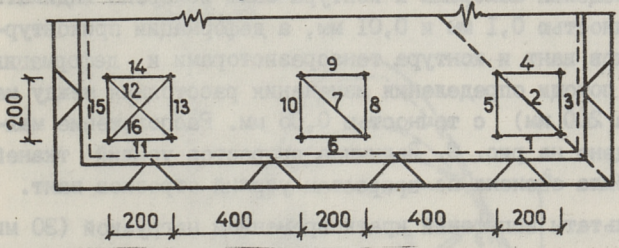


Рис. 9. Схема расположения маяков на мембране покрытия.

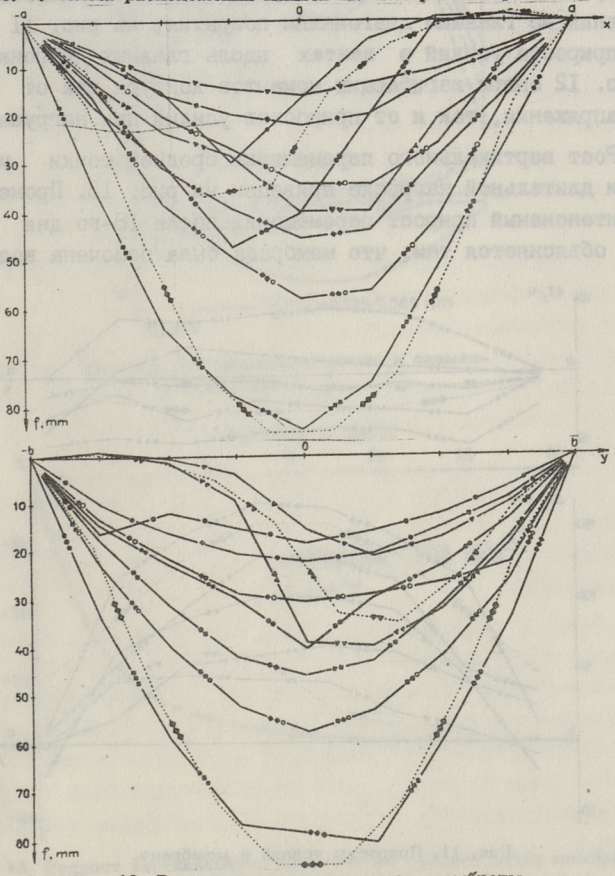


Рис. 10. Вертикальные перемещения мембраны.

Модельное покрытие было нагружено вертикальными распределенными нагрузками согласно схеме по табл. I и длительной нагрузкой (4 месяца) $p_2 = 104\ Н/м^2$.

Перемещения мембраны и контура были измерены индикаторами с точностью 0,I мм и 0,0I мм, а деформации приконтурных отрезков вант и контура тензорезисторами и деформации ткани при помощи определения изменения расстояния между маяками (база 200 мм) с точностью 0,05 мм. Расположение маяков приведено на рис. 9. Величина приростов усилий тканей мембраны была оценена по приростам усилий отрезков вант.

Результаты испытаний кратковременной нагрузкой (30 минут) приведены соответственно на рис. I0 вертикальные перемещения по главным диагоналям покрытия, на рис. II величина прироста усилий в вантах вдоль главных диагоналей и на рис. I2 эпюры изгибающих моментов контура как от сил преднапряжения, так и от приростов усилий при нагружении.

Рост вертикального перемещения средней точки мембраны при длительной нагрузке приведен на рис. I3. Промежуточный интенсивный прирост перемещений после I8-го дня испытания объясняется тем, что мембрана была помочена водой

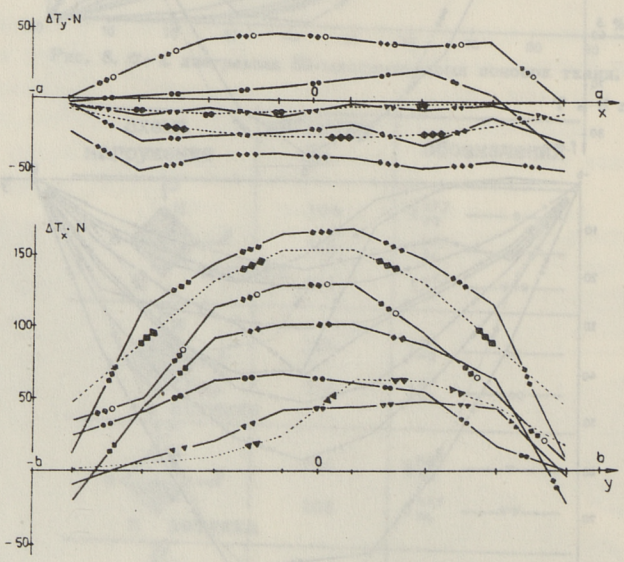


Рис. 11. Приросты усилий в мембране.

("дождь"). Как видно, после высыхания рост перемещений восстанавливался.

Результаты расчета показаны на рис. I0, II, I2 пунктирнами линиями. Видно, что кроме приростов усилий в выпуклом

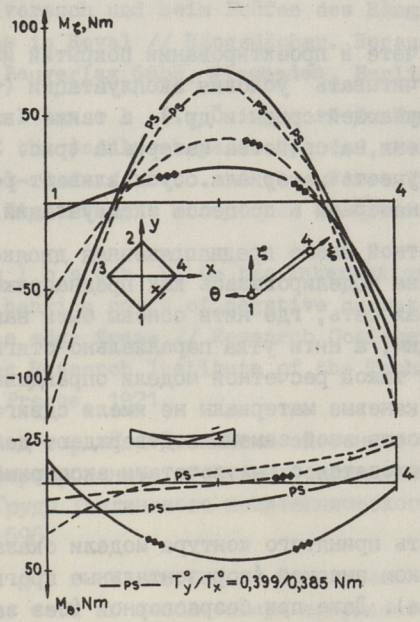


Рис. 12. Изгибающие моменты в элементе контура.

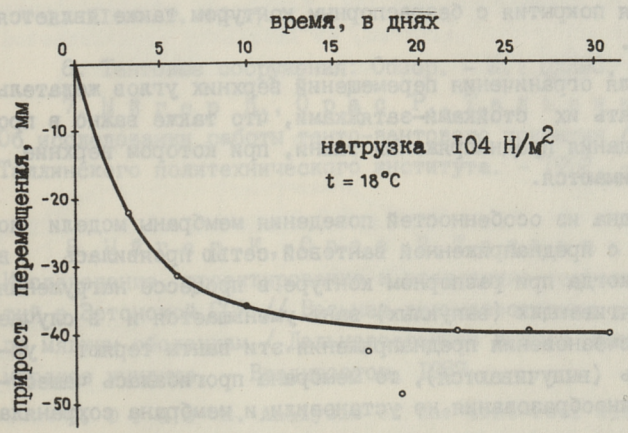


Рис. 13. Прирост вертикального перемещения средней точки мембраны при длительной нагрузке.

направлении (стабилизирующие "ванты") приросты усилий и перемещения по расчету хорошо сходятся.

4. Выводы

I. При расчете и проектировании покрытий из тканепласта необходимо учитывать условия эксплуатации (температуру и влажность окружающей среды и др.), а также влияние нагружения и времени на свойства материала (рис. 3, I3). Релаксация и ползучесть материала обуславливают регулировки преднапряжения мембраны в процессе эксплуатации.

2. В расчетной схеме преднапряженная двоякоискривленная тканевая мембрана моделировалась как преднапряженная перекрестная вантовая сеть, где нити основы были направлены параллельно несущим, а нити утка параллельно стягивающим вантам. Применение такой расчетной модели оправдывается тем, что принятые тканевые материалы не имели сдвиговой жесткости. Правильность этой замены подтверждают данные расчета, которые хорошо сходятся с результатами эксперимента (рис. I0-I2).

3. Жесткость принятого контура модели оказалась в данном случае слишком высокой (горизонтальные прогибы всего I/360 от пролета). Даже при безраспорной (без затяжки) системе максимальные горизонтальные перемещения (расползание нижнего угла) не превышали I/300 от длины диагонали, т.е. реализация покрытия с безраспорным контуром также является возможной.

4. Для ограничения перемещений верхних углов желательно подпирать их стойками-затяжками, что также важно в процессе создания преднапряжения ткани, при котором верхние углы поднимаются.

5. Одна из особенностей поведения мембраны модели по сравнению с преднапряженной вантовой сетью проявилась в том, что когда при распорном контуре в процессе нагружения усилие стягивающих (выпуклых) вант уменьшается и в случае полного исчезновения преднапряжения эти ванты теряют устойчивость (выпучиваются), то мембрана прогибалась чашеобразно, волнообразования не установили и мембрана сохраняла жесткость.

Литература

1. Laul Ch., Kulbach V. Aus den Erfahrungen beim Modellversuch und beim Prüfen des Hängedachs des Musikpavillons in Reval // Hängedächer. Herausgeber: I.M. Rabinovič. - Bauverlag GmbH, Wiesbaden, Berlin, 1966.

2. Kulbach V., Õiger K. Investigation and erection of the saddle-shaped suspended,cable-tent and wooden shell-roofs // Proc. of the First International Conference on Light-Weight Structures in Architecture. Sydney, 1986.

3. Kulbach V. On the interaction between deformations of hanging roofs of negative curvature and displacements of the edge frame // Research Conference 50 years of the Building Research Institute of the Technical University of Prague. Prague, 1971.

4. Ыйгер К. О влиянии элементов покрытия на напряженно деформированное состояние седловидных вантовых конструкций // Труды Таллинского политехнического института. - 1985. - № 596.

5. Õiger K. Action of panels and other roof elements on the work of saddle-shape suspended cable structures // Proc. of an International Conference on the Design and Construction of Non-conventional Structures. - London, 1987. - Vol. II. - P. 17-27.

6. Тентовые сооружения: Обзор. - М.: ЦИНИС, 1979.

7. Ыйгер К., Орас Р., Тальвик А. Об исследовании работы тенто-вантового покрытия // Труды Таллинского политехнического института. - 1982. - № 527.

8. Ыйгер К., Орас Р., Тальвик А. Исследование, проектирование и возведение тентовых покрытий в Эстонской ССР // Восьмая дальневосточная конференция по мягким оболочкам / Дальневосточное высшее инженерное морское училище. - Владивосток, 1987.

9. Oras R. Analysis of the tent-roof with cable contour // Proceedings of an International Conference on the Design and Construction of Non-conventional Structures. London, 1987.

10. О р а с Р. Экспериментальное исследование модели тентового покрытия с комбинированным контуром // Труды Таллинского политехнического института. - 1986. - № 624.

11. Н й г е р К., П а р т с А. Статический расчет висячего сетчатого покрытия // Труды Таллинского политехнического института. - 1987. - № 640.

12. П а р т с А. Анализ работы составного висячего покрытия // Труды Таллинского политехнического института. - 1987. - № 640.

13. IASS recommendations for air-supported structures. Working Group N 7. Madrid, 1985.

K. Õiger, A. Parts

Telkkatuste analüüs ja arvutus

Kokkuvõte

Artiklis on kirjeldatud telkkatuste töötamise iseärasusi ja on esitatud diskreetne arvutusmeetod, mis arvestab nii geomeetrilist kui ka füüsikalist mittelineaarsust. Antud arvutusmeetodit võib kasutada nii ortogonaalse eelpingestatud trossivõrguga rippkatuse kui ka telkkatuse arvutamiseks.

On esitatud arvutustulemused. Nimetatud arvutusmeetodi kasutatavuse kontrollimiseks sooritati eksperimentaalne uurimistöö telkkatuse mudeliga. Katse- ja arvutustulemuste võrdlevad graafikud näitavad, et kasutatud arvutusmeetod on eelpingestatud kangasmembraanide arvutamiseks sobiv.

K. Õiger, A. Parts

Analysis of the Work and Calculation of Tent Roofs

Abstract

The work and calculation of saddle-shaped, diamond-shaped in plan prestressed tent roofs are discussed. The contour of the roof is constructed of turbular elements. The paper incorporates two parts: experimental investigations and calculation theory. Geometrical nonlinearity of the work of the system as well as nonlinearity of the fabric are considered. The calculation and test results are compared.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.011.75

В.А. Гендриксон, К.П. Кийгер, И.Р. Тальвик

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕТРОВЫХ НАГРУЗОК НА ТЕНТОВО-АРОЧНОЕ ПОКРЫТИЕ

В последние годы все больше распространяются легкие тентовые конструкции при строительстве гражданских, промышленных и сельскохозяйственных зданий. При Таллинском ПИ вследствие практических нужд(поступили конкретные заказы на проектирование различных видов тентовых покрытий) стали заниматься этими конструкциями начиная с 1980 года. Были проведены модельные испытания и теоретический анализ работы нескольких конструкций. Для расчета тентовых конструкций на кафедре разработаны методы, базирующиеся на методах расчета висячих перекрестных вантовых систем. Совместно с проектными и строительными организациями республики были разработаны проекты и возведен ряд сооружений [I - 4].

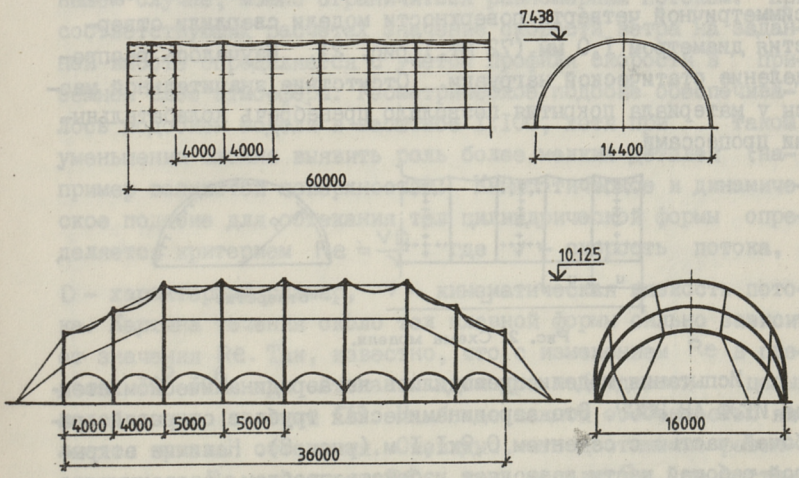


Рис. 1. а – покрытие ангара;
б – покрытие теннисного корта.

Среди других типов конструкций более подробно исследовалось поведение тентово-арочных покрытий, которые состоят из металлических или деревянных арок и натянутых между ними двоякоискривленных тентовых мембран. Описанная конструкция применялась в проектах ангаров (рис. Iа) и теннисного корта (рис. I,б) [5, 6].

Основной предпосылкой расчета тентовых покрытий является правильное определение временных нагрузок, так как постоянные нагрузки относительно малы. Решающая роль принадлежит здесь ветровому воздействию. При проектировании названных объектов исходили из ветровой нагрузки, определенной по действующим нормам [7, 8]. В нормах приведены предписания определения аэродинамических коэффициентов C для круговой гладкой цилиндрической поверхности при перпендикулярном к оси цилиндра ветре.

Основной задачей настоящей работы явилось более подробное исследование распределения давления ветра на тентово-арочных (волнистых) покрытиях путем продувки модели покрытия в аэродинамической трубе. Для этой цели была изготовлена жесткая модель из оргстекла в масштабе I:I00, согласно конструкции на рис. I, а, с размерами R = 74 мм, L = =400 мм, U = 40 мм. Для дренажных исследований по одной симметричной четверти поверхности модели сверлили отверстия диаметром I,0 мм (72 шт.)(рис. 2). Изучалось распределение статической нагрузки. Отсутствие значительной массы у материала покрытия позволило пренебречь колебательными процессами.

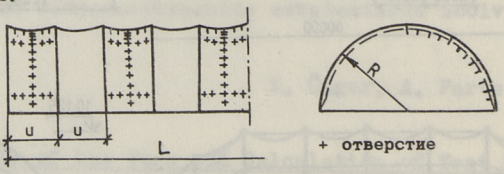


Рис. 2. Схема модели.

Испытания модели проводились на аэродинамическом стенде ИТЭФ АН ЭССР. Это аэродинамическая труба с открытой рабочей частью с сечением 0,9xI,I м (рис. 3). Наличие открытой рабочей части позволяет избежать проблем, связанных с загромождением потока.

Для сопоставления натурных и лабораторных данных при исследованиях методами аэродинамического моделирования тре-

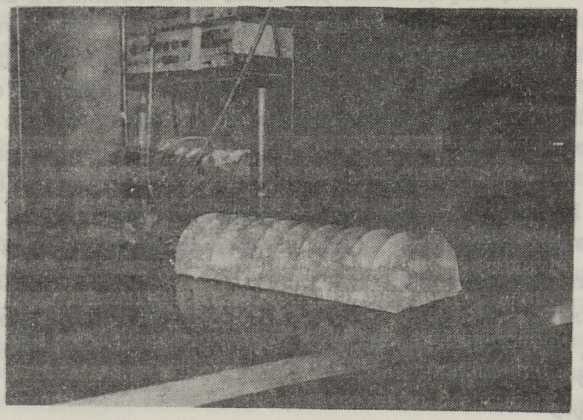


Рис. 3. Модель на аэродинамическом стенде.

буется выполнение условий моделирования, определяемых теорией подобия. К этим условиям относится геометрическое, кинематическое и динамическое подобие. В общем случае необходимо моделировать характеристики приземного пограничного слоя, однако при относительно малой высоте здания, как в нашем случае, можно ограничиться равномерным потоком. При соответствующих расчетах значение скорости ветра на заданной высоте определяется с учетом профиля скорости в приземном слое атмосферы. Геометрическое подобие обеспечивалось подобием модели в масштабе I:I00, хотя при таком уменьшении сложно выявить роль более мелких деталей (например волнистой поверхности). Кинематическое и динамическое подобие для обтекания тел цилиндрической формы определяется критерием $Re = \frac{VD}{\nu}$, где V – скорость потока, D – характерный размер, ν – кинематическая вязкость потока. Картина течения около тел плавной формы сильно зависит от значения Re. Так, известно, что с изменением Re в пределах 10^2–10^6 при обтекании цилиндра наблюдается целый калейдоскоп явлений [I]. Наиболее важной особенностью является кризис обтекания. Очевидно, что достижение равенства чисел Re в натуре $Re_н$ и на модели $Re_м$ не достижимо. В нашем случае отличие будет на два порядка. Поэтому необходимо быть уверенным, что опыты проводятся в режиме приближенно автомодельном по числу Re. В опытах

изучалось распределение давления на поверхности модели при трех углах скольжения ($\alpha = 90^0, 45^0, 0^0$). Для изучаемой конструкции наибольший интерес представляют локальные силы, действующие на поверхность. Давление отбиралось с поверхности через микроотверстия ϕ I,0 мм, измерялось с помощью микроманометра фирмы "Furness Contr. Ltd." и регистрировалось на самописце КСП-4. Скорость потока измерялась трубкой Прандля, интенсивность турбулентности потока – термоанемометром СТ-2. Данные представляются в виде коэффициента давления $\bar{p} = p - p_\infty / 0{,}5\rho V^2$, где p – давление в данной точке, p_∞ – статическое давление невозмущенного потока, V – скорость набегающего потока, ρ – плотность набегающего потока.

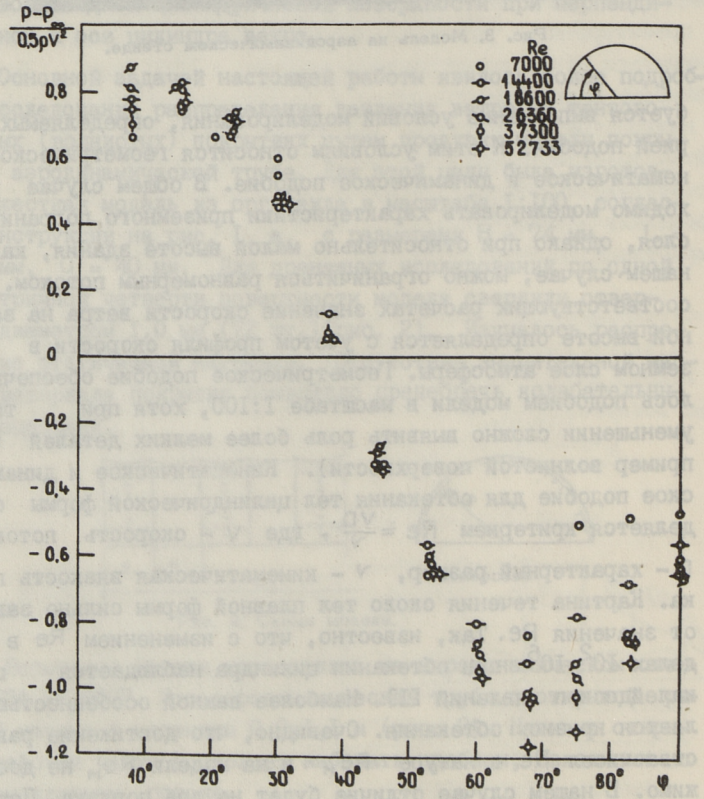


Рис. 4. Влияние числа Рейнольдса на распределение коэффициента давления.

На рис. 4 приведено распределение коэффициента давления в центральной части цилиндра при угле скольжения $\alpha = 90^0$ при различных значениях Re (Re = 7000 – 53000). Из рисунка видно, что начиная с $Re = 10^4$ картина распределения изменяется незначительно. С уменьшением же Re изменение $\bar{p}$ очевидно. В данной работе не рассчитывалось сопротивление c_x конструкции. Однако из рис. 4 видно, что с уменьшением Re c_x уменьшается. Таким образом можно полагать, что меньшие Re соответствуют кризису обтекания, а большие значения – началу закризисного обтекания. При обтекании ламинарным потоком кризис обтекания наблюдается при $Re \simeq 10^5$ [2], однако даже небольшая турбулизация потока значительно смещает его в сторону меньших Re [3]. В нашем случае интенсивность турбулентности потока весьма значительна $\simeq 6\ \%$. Это позволяет достичь автомодельного закризисного режима при меньших Re.

Основные опыты проводились при максимально больших достижимых Re. На рис. 5 приведены эпюры распределения коэффициента давления при различных ориентациях модели в различных сечениях. Эти же данные приведены на рис. 6, где сплошной линией показано рекомендуемое СНиП [8] распределение давления для $Re > 4 \cdot 10^5$ ($\alpha = 90^0$). Как видно из сравнения, наши данные для $\alpha = 90^0$ достаточно близки к этой кривой. Отличие наблюдается в тыловой части ($\varphi > 100^0$). Из рис. 5 видно, что наибольшие нагрузки наблюдаются при $\alpha = 90^0$ ($\bar{p} = -1{,}3$). Положение точки отрыва и величина давления зависят от угла скольжения α и положения сечения, в котором производятся замеры. На рис. 7 показано распределение вдоль образующей ($\varphi = 90^0$) при $\alpha = 0^0$ (поток с торца). В этом случае отрыв потока с кромок торца приводит к образованию зоны разряжения размером $\frac{x_{отр}}{\ell} \simeq 0{,}5$ с максимальным разряжением $\bar{p} \simeq 0{,}5$. Последующее присоединение потока приводит к изменению знака давления. Представляет интерес последующее повторное изменение знака, что связано с формой поверхности. Присоединенный поток, очевидно, вновь локально отрывается от острого ребра секции. Значение разряжения в этом случае, однако, намного меньше ($\bar{p} = 0{,}08$).

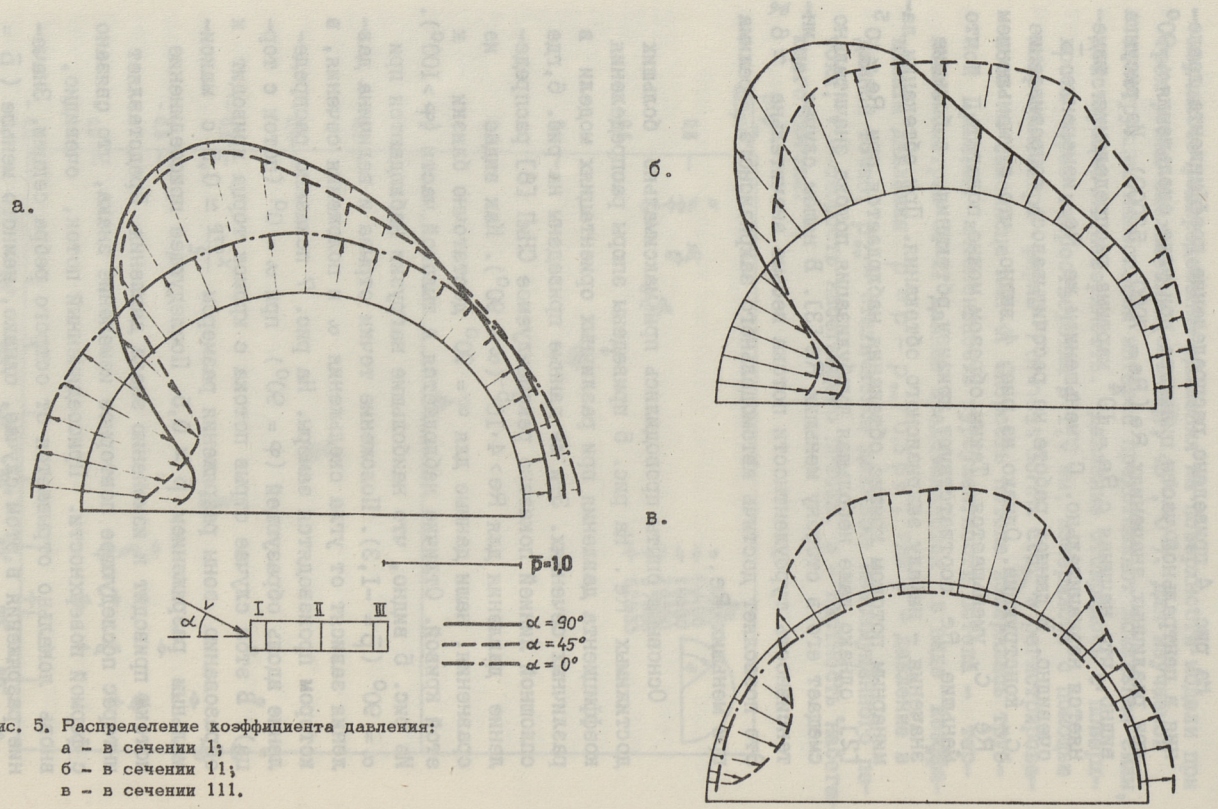


Рис. 5. Распределение коэффициента давления:
а – в сечении 1;
б – в сечении 11;
в – в сечении 111.

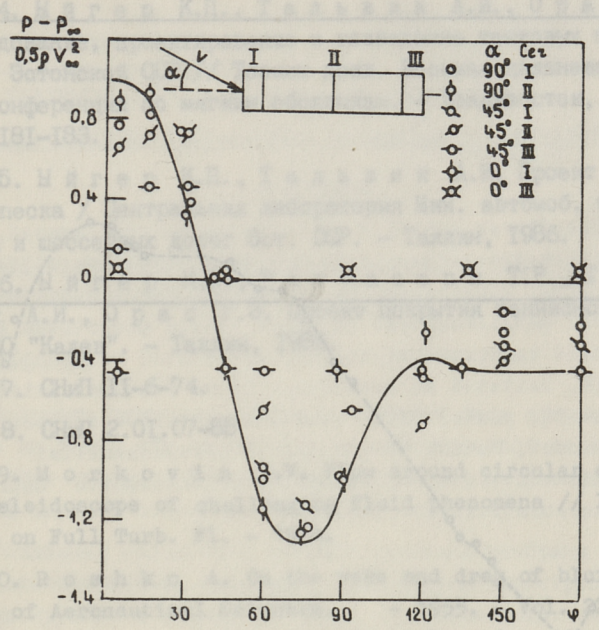


Рис. 6. Распределение коэффициента давления по секциям в разных сечениях модели и по периметру гладкого бесконечного цилиндра [8].

Выводы

Использование методов аэродинамического моделирования позволяет с достаточной точностью прогнозировать реальные ветровые нагрузки на основании модельных испытаний.

Различие между полученными в эксперименте и представленными в нормах [8] коэффициентами давления при поперечном к оси здания потоке в районе максимального давления не превышает 5 % (рис. 6).

Следует отметить, что конечность объекта и угол скольжения являются существенными параметрами для распределения давления на поверхности (см. рис. 5).

Характер волнистости поверхности может изменять локальное распределение давления по секциям (см. рис. 7).

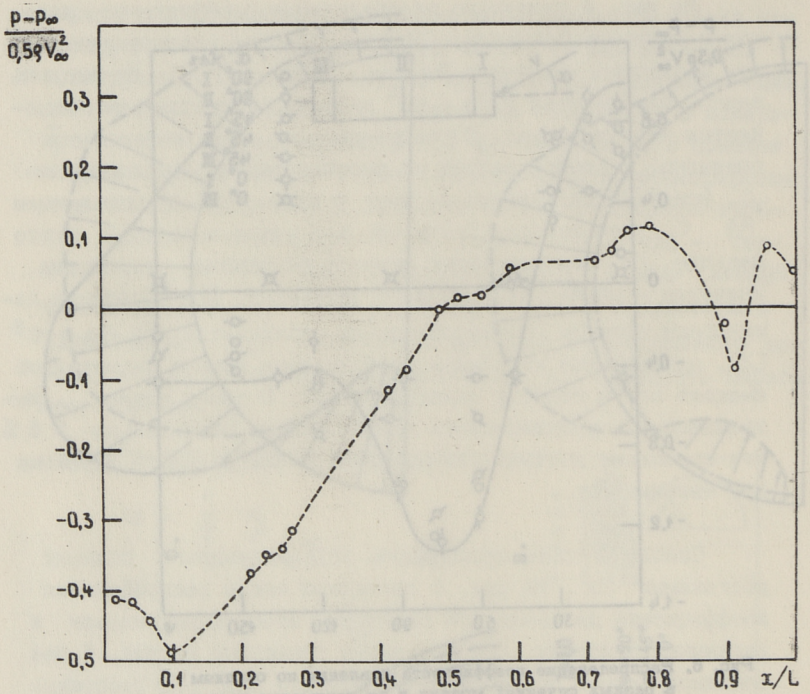


Рис. 7. Распределение коэффициента давления вдоль здания при потоке с торца.

В дальнейшем следует исследовать вопросы динамического воздействия ветровой нагрузки на тентовые конструкции при различном предварительном напряжении тканевой мембраны.

Литература

I. Ыйгер К.П., Тальвик А.И., Орас Р.Э. Исследование работы тентово-вантовых покрытий: Отчет госбюджетной работы № ТР 81040174, инв. № 02840030663. - Таллин, 1983.

2. Орас Р.Э. Расчет тентово-вантового покрытия // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. - 1984. - № 571. - С. 11-19

3. Ыйгер К.П. Исследование и применение тонких деревянных оболочек и тентовых покрытий // Изв. высш. уч. зав. Строительство и архитектура. № 9. - Новосибирск, 1987. - С. 9-16.

4. Нийгер К.П., Тальвик А.И., Орас Р.Э. Исследование, проектирование и возведение тентовых покрытий в Эстонской ССР // Тезисы докл. Восьмая дальневосточная конференция по мягким оболочкам. - Владивосток, 1987. - С. 181-183.

5. Нийгер К.П., Тальвик А.И. Проект склада соли-песка / Центральная лаборатория Мин. автомоб. транспорта и шоссейных дорог Эст. ССР. - Таллин, 1986.

6. Нийгер К.П., Раттасепп Т.Р., Тальвик А.И., Орас Р.Э. Проект покрытия теннисного корта ЭРО "Калев". - Таллин, 1986.

7. СНиП II-6-74.

8. СНиП 2.01.07-85

9. Morkovin H.V. Flow around circular cylinder - a kaleidoscope of challenging fluid phenomena // Proc. Symp. on Full Turb. Fl. - 1964.

10. Roshko A. On the wake and drag of bluff bodies // J. of Aeronautical Sciences. - 1955. - Vol. 22, N 2.

11. Norberg C., Sunden B. Turbulence and Reynolds number effects on the flow and fluid forces on a single cylinder in cross flow // J. of Fluids and Structures. - 1987. - Vol. 1.

V. Hendrikson, K. Õiger, I. Talvik

Tuulekoormuste määramine telk-kaarkonstruktsioonidele

Kokkuvõte

Käesolevas artiklis on esitatud katsetulemused, mis saadi telkkatte jäiga mudeli uurimisel aerodünaamilises torus. Uuritav konstruktsioon koosneb poolringikujulistest puit- või metallkaartest ja nende vahele pingutatud kaksikkõveratest kangasmembraanidest. Arvestatud on modelleerimisreegleid. Esitatud on aerodünaamiliste rõhukoefitsientide jaotus katte pinnal erinevates sektsioonides sõltuvalt vooluse suunast. Mudelkatsetel saadud aerodünaamilisi koefitsiente võib kasutada tegelike tuulekoormuste määramisel telk-kaarkonstruktsioonidele.

V. Hendrikson, K. Õiger, I. Talvik

Experimental Investigation of Wind Loads on a Tent Roof

Abstract

Results of wind tunnel tests on a rigid model of a tent roof, formed by double-curved membrane sections, stretched between semicircular arches are presented. Model laws are considered. Dependence of pressure distribution on wind direction is examined. Pressure coefficients suitable for calculating real wind loads on structures of this type are obtained.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.011.75.044

Р.Э. Орас

РАСЧЕТ ПО ДИСКРЕТНОЙ СХЕМЕ ТЕНТОВОГО ПОКРЫТИЯ, УСИЛЕННОГО ТРОСАМИ

Введение

Покрытие тентовых конструкций может быть сформировано только из ткани или из ткани,усиленной тросовой сеткой или отдельными тросами. В настоящей статье рассматривается последний вариант покрытия.

Усиленная отдельными тросами тканевая мембрана является целесообразной, например, при тентовых конструкциях, эксплуатируемых в зимних условиях. При этом может оказаться, что реализация преднапряженного состояния, имеющего достаточную жесткость, а также восприятие ветровых нагрузок возможны с помощью покрытия, состоящего только из ткани, но возникающие от снеговой нагрузки напряжения в ткани вызывают развитие в ней недопустимых деформаций ползучести, что требует использования ткани, имеющей более высокие прочностные характеристики. Это и в том случае, если мы понимаем под снеговой нагрузкой только вес снега, выпадающего, например, в течение двух–трех дней (см. соответствующие соображения [1]). Для иллюстрации подобных покрытий на рис. 1 приведены фрагменты конкретных конструктивных решений.

В данной статье,кроме выведения уравнений, специфичных для расчета покрытия в районе смыкания ткани с усиливающим тросом, описываются также деформативные свойства тканей и предлагаются новые идеи по данному вопросу.

Здесь хочется обратить внимание и на статью [2], где в иной постановке выведены уравнения для дискретного описания работы висячих покрытий с учетом влияния разных элементов на их работу.

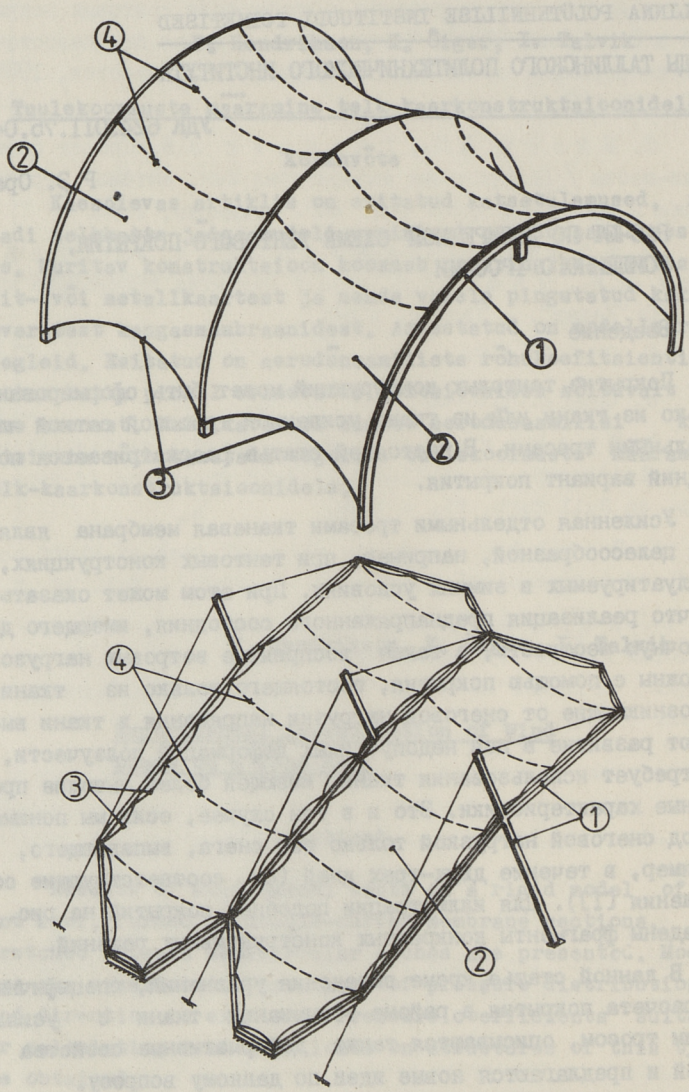


Рис. 1. Фрагменты тентовых покрытий, усиленных тросами:
1 – жесткий контур; 2 – тканевая мембрана;
3 – контурный трос; 4 – усиливающий трос.

Аналитическое описание деформативных свойств тканевых материалов

Принципы моделирования работы тканевых материалов дискретной нитевой сетью и соответствующие уравнения представлены в [3].

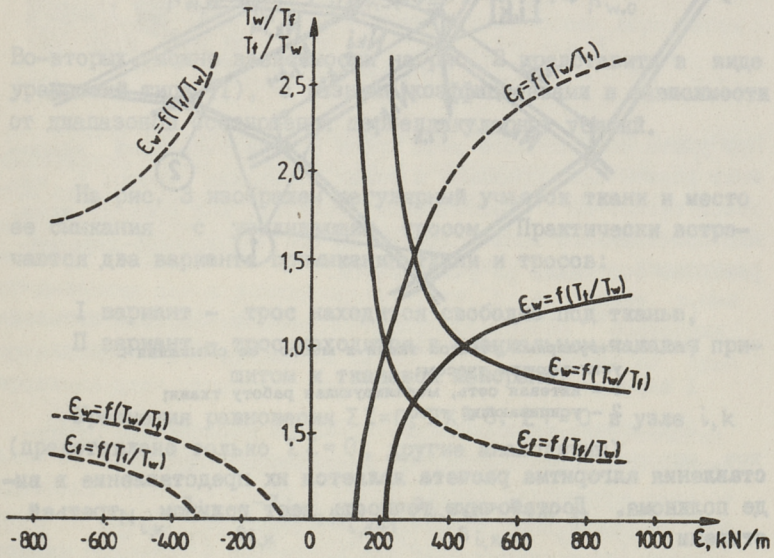


Рис. 2. Зависимости модулей деформативности ткани от напряженного состояния.

На рис. 2 изображены зависимости модулей деформативности ткани от напряженного состояния, основывающиеся на экспериментальном исследовании крестообразного образца материала. Из этих исследований выяснилось, что при увеличении соотношения напряжений в перпендикуляр[illegible] направлениях, когда в малонагруженном направлении происходит укорочение нитей в плане (увеличение волнистости), значения модулей деформативности малонагруженного направления не являются стабильными.

В статье [3] зависимости модулей деформативностей от напряженного состояния и тем самым физические уравнения (см. рис. 3 и формулы (4) и (6) в [3]) представлены кусочно-линейными. Но более целесообразно с точки зрения со-

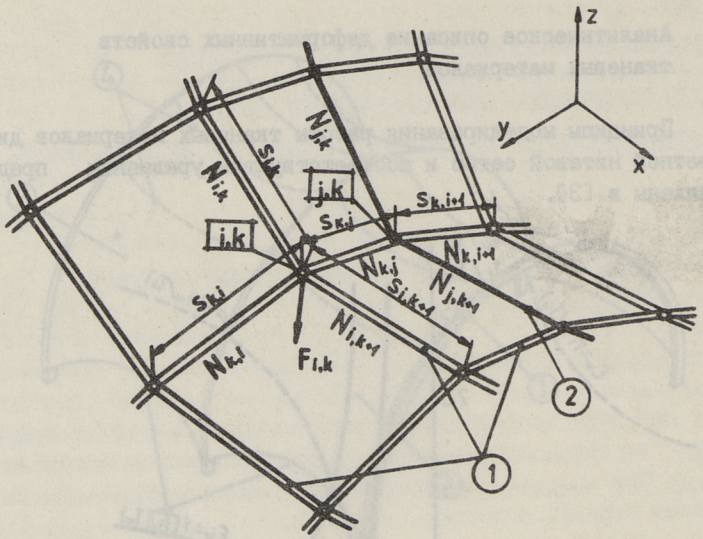


Рис. 3. Регулярный участок ткани и место ее смыкания с усиливающим тросом:
1 – нитевая сеть, моделирующая работу ткани;
2 – усиливающий трос.

ставления алгоритма расчета является их представление в виде полинома. Достаточную точность дает полином третьей степени

$$\epsilon_w \equiv \epsilon_0 = k_{w3}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^3 + k_{w2}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^2 + k_{w1}\cdot\frac{T_f}{T_w} + k_{w0} \qquad (I)$$

$$\epsilon_f \equiv \epsilon_y = k_{f3}\cdot\left(\frac{T_w}{T_f}\right)^3 + k_{f2}\cdot\left(\frac{T_w}{T_f}\right)^2 + k_{f1}\cdot\frac{T_w}{T_f} + k_{f0}.$$

Как первоначальное, так и здесь предложенное описание деформативных свойств тканевых материалов позволяет оценить их работу только в определенном диапазоне двухосного напряженного состояния, т.е. в случае, когда натяжения в перпендикулярных нитях ткани не отличаются друг от друга больше чем в I,5–I,7 раза (см. рис. 2). Но так как целью конструирования реальных тентовых конструкций является по возможности равномерное распределение натяжения, то для практического проектирования данный метод является подходящим.

Во избежание вышеприведенного ограничения применимости метода расчета, во-первых, можно предложить описание зависимостей $\epsilon_w = f(T_f/T_w)$ и $\epsilon_f = f(T_w/T_f)$ формулами общего вида рациональной функции

$$\epsilon_w = \frac{\alpha_{w,n}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^n + \alpha_{w,n-1}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{n-1} + \ldots + \alpha_{w,0}}{\beta_{w,n}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^n + \beta_{w,n-1}\cdot\left(\frac{T_f}{T_w}\right)^{n-1} + \ldots + \beta_{w,0}}$$

Во-вторых, можно зависимости на рис. 2 представить в виде уравнений типа (I), с разными коэффициентами в зависимости от диапазонов соотношения перпендикулярных усилий.

На рис. 3 изображен регулярный участок ткани и место ее смыкания с усиливающим тросом. Практически встречаются два варианта примыкания ткани и тросов:

I вариант – трос находится свободно под тканью,
II вариант – трос находится в специальном канале, пришитом к тканевой мембране.

Уравнения равновесия $\Sigma Z=0$, $\Sigma X=0$, $\Sigma Y=0$ в узле i,k (представлено только $\Sigma Z=0$, другие аналогичны)

$$N_{i,k}\cdot\frac{z_{i,k-1}-z_{i,k}}{s_{i,k}} + N_{i,k+1}\cdot\frac{z_{i,k+1}-z_{i,k}}{s_{i,k+1}} +$$

$$+ N_{k,i}\frac{z_{i-1,k}-z_{i,k}}{s_{k,i}} + N_{k,j}\cdot\frac{z_{j,k}-z_{i,k}}{s_{k,j}} + Z_{i,k} = 0, \qquad (2)$$

причем при I варианте $N_{k,i+1}=N_{k,j}$, а при II варианте $N_{k,i+1}\neq N_{k,j}$.

В преднапряженном состоянии $X_{i,k}=0$ и $Y_{i,k}=0$, но если мы пожелаем учесть собственный вес ткани, то

$$Z_{i,k}=0{,}25\,(l_{i,k}+l_{i,k+1})\cdot(l_{k,i}+l_{k,i+1})\,g,$$

где g – вес единичной площади ткани.

Уравнение равновесия $\Sigma Z=0$ в узле j,k

I вариант

$$N_{k,i+1}\cdot\left(\frac{z_{i,k}-z_{j,k}}{s_{j,k}} + \frac{z_{i+1,k}-z_{j,k}}{s_{k,i+1}}\right) +$$

$$+ N_j \cdot \left(\frac{z_{j,k-1} - z_{j,k}}{s_{j,k}} + \frac{z_{j,k+1} - z_{j,k}}{s_{j,k+1}} \right) = 0 \qquad (3')$$

II вариант

$$N_{k,j} \cdot \frac{z_{i,k} - z_{j,k}}{s_{k,j}} + N_{k,i+1} \cdot \frac{z_{i+1,k} - z_{j,k}}{s_{k,j+1}} +$$

$$N_{j,k} \cdot \frac{z_{j,k-1} - z_{j,k}}{s_{j,k}} + N_{j,k+1} \cdot \frac{z_{j,k+1} - z_{j,k}}{s_{j,k+1}} = 0 \qquad (3'')$$

При учете собственного веса троса его вертикальный компонент должен быть приложен в узлах смыкания тросов с нитевой сетью. Но в практических расчетах, как правило, влияние собственного веса покрытия на его напряженно-деформированное состояние не учитывается.

Геометрические уравнения, т.е. длины отрезков нитевой сети и тросов в деформированном состоянии, определяются:

I вариант

Аналогично уравнениям (3) в [3] за исключением отрезков, которые переходят через усиливающий трос. Там

$$s_{k,i+1} = \sqrt{(z_{j,k} - z_{i,k})^2 + (x_{j,k} - x_{i,k})^2 + (y_{j,k} - y_{i,k})^2} +$$

$$+ \sqrt{(z_{i+1,k} - z_{i,k})^2 + (z_{i+1,k} - x_{i,k})^2 + (y_{i+1,k} - y_{i,k})^2}. \qquad (4)$$

II вариант

Аналогично уравнениям (3) в [3], но соответствено индексам рис. 2.

Физические уравнения для ткани при предположении, что нитям семейства i соответствуют нити основы, а нитям семейства k – нити утка:

$$N_{i,k} = \epsilon_w \cdot \frac{\ell_{k,i} + \ell_{k,j} + \ell_{k,i+1} + \ell_{k-1,i} + \ell_{k-1,j} + \ell_{k-1,i+1}}{4} \cdot \left(\frac{s_{i,k}}{\ell_{i,k}} - 1 \right) \qquad (5)$$

I вариант

$$N_{k,j} = N_{k,i+1} = \epsilon_f \cdot \frac{\ell_{i,k} + \ell_{i,k+1} + \ell_{i+1,k} + \ell_{i+1,k+1}}{4} \cdot \left(\frac{s_{k,j} + s_{k,i+1}}{\ell_{k,j} + \ell_{k,i+1}} - 1 \right) \qquad (6')$$

II вариант

$$N_{k,j} = \epsilon_f \cdot \frac{\ell_{i,k} + \ell_{i,k+1} + \ell_{i+1,k} + \ell_{i+1,k+1}}{4} \cdot \left(\frac{s_{k,j}}{\ell_{k,j}} - 1 \right) \qquad (6'')$$

Здесь ϵ_w, ϵ_f – модули деформативности по формулам (I)

$\ell_{i,k}, \ell_{k,i}, \ldots$ – размеры отрезков нитевой сети в ненапряженном состоянии.

При I варианте усилие в усиливающих тросах выражается

$$N_j = N_j^\circ + \left(\frac{s_j}{s_j^\circ} - 1 \right) \cdot EA_j . \qquad (7)$$

Монтаж изучаемых покрытий может производиться так, что усиливающие тросы натягиваются с определенной силой N_j°. В этом случае длина троса в ненапряженном состоянии s_j° и в напряженном состоянии s_j принимаются равными. При монтаже может встречаться также вариант, где заранее задается определенная длина усиливающего троса s_j° и усилие в нем зависит от общего напряженно-деформированного состояния всего покрытия, а суммарная длина s_j получается из суммирования длин отдельных отрезков.

При II варианте смыкания ткани и троса встречаются такие же возможности монтажа. Но в обоих случаях усилия отдельных отрезков троса в общем случае отличаются друг от друга и зависят от общего напряженно-деформированного состояния покрытия и жесткости при растяжении самого троса.

В вышеизложенных обсуждениях не учтено влияние сил трения между тросами и тканью. В этом случае усилие по всей длине троса постоянно. Если во время монтажа это трение преодолевается и избежание его влиянием оправдано, то влияние сил трения на работу покрытия под нагрузкой необходимо дополнительно исследовать.

При составлении алгоритма расчета для ЭВМ имеются две альтернативы. В одном случае искомыми являются координаты узлов покрытия, длины отрезков сети и усилия в этих отрезках, а в другом случае искомыми кроме перечисленных принимаются соотношения натяжений в основе и в утке. В первом случае количество искомых, конечно, меньше, но физические уравнения более сложные. Второй случай имеет кроме преимущества простоты физических уравнений и лучшую сходимость

при итерации (величины соотношений усилий во многом не меняются). Последнее положение с математической точки зрения еще достаточно не доказано и требует дальнейшего анализа.

Литература

I. Блинов Ю.И., Куликов Г.В., Дунюшкин В.Д. К использованию тентовых сооружений в зимних условиях. - М., 1978. - 10 с. Деп в ЦИНИС Госстроя СССР. № 1269.

2. Нигер К.П. Учет влияния панелей и других элементов покрытия на работу седловидных висячих вантовых конструкций // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. - 1985. - № 596. - С. 53-65.

3. Орас Р.Э. Расчет тентово-вантового покрытия // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. - 1984. - № 571. - С. 11-19.

R. Oras

Trossidega tugevdatud telkkatte arvutus diskreetse skeemi kohaselt

Kokkuvõte

Artiklis on esitatud üksikute trossidega tugevdatud telkkatte arvutamise insenerlik meetod. Meetod põhineb kangasmaterjalide töötamise kirjeldamisel diskreetse arvutusmudeliga. On toodud võrrandid katte pinge-deformatsiooniseisundi määramiseks kanga ja tugevdustrossi kokkupuutejoone ümbruses nii eelpingeseisundis kui ka väliskoormuse mõjumisel.

Artiklis on samuti tutvustatud uusi seisukohti kangaste deformatiivsete omaduste analüütilisel kirjeldamisel.

R. Oras

Calculation of Tent-Roof Strengthened by Cables

Abstract

In the present article an approximate method of the analysis of tent-roof strengthened by separate cables is presented. The method is based upon the discrete model of the description of the work of woven materials. The equations for the determination of the stress-strain state in the contact region of fabric-cable in prestressed condition as well as under the action of external load have been elaborated.

A survey of new considerations in the analytical description of deformative properties of fabric has also been given.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.012

В.А. Отсмаа

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКИ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОГО ИЗГИБАЕМОГО ЭЛЕМЕНТА ПРИ ДЕЙСТВИИ ПОПЕРЕЧНЫХ СИЛ

Рассматривается определение для заданного элемента предельной распределенной нагрузки, исходящей из прочности на поперечную силу по наклонной трещине. Такая задача возникает при реконструкции существующих зданий, а также при определении несущей способности ранее спроектированных типовых элементов. Расчет происходит по положениям СНиП 02.03.01-84.

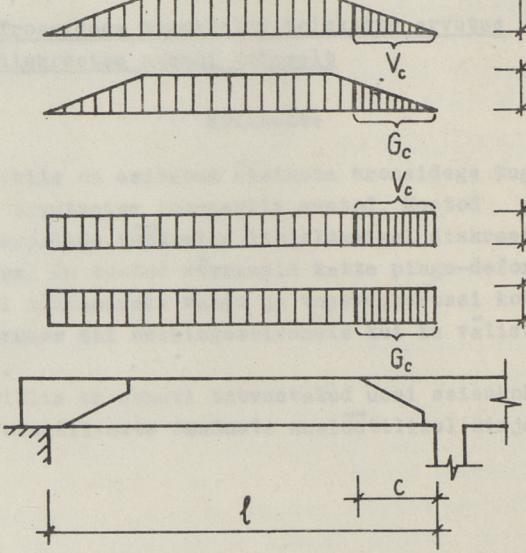


Рис. 1. Схема загружения.

Решаются задачи двух типов: а) определение предельной временной нагрузки при заданной постоянной нагрузке; б) определение общей сплошной предельной нагрузки.

Рассматриваются элементы прямоугольного и таврового профиля, имеющие поперечную арматуру в виде хомутов.

Внешняя нагрузка принята в виде равномерно или трапецеидально распределенной постоянной (g, g_0) и временной (v, v_0) нагрузок (рис. I), при этом треугольная нагрузка является частным случаем трапецеидальной нагрузки. Вся нагрузка считается приложенной к верхней грани элемента или перенесенной туда при помощи дополнительных хомутов (см. [I]).

Поперечная сила у грани опоры Q_{max} определяется в известном виде

$$Q_{max}=(\alpha_g g+\alpha_v v)\ell = a_g g + a_v v \qquad (I)$$

или

$$Q_{max}=(\alpha_{g_0} g_0+\alpha_{v_0} v_0)\ell = a_{g_0} g_0 + a_{v_0} v_0,$$

где коэффициенты α заданы для данного вида нагрузки.

Для однопролетной балки с симметричным загружением

$$\alpha_g = \alpha_v = 0{,}5 \quad \text{и} \quad \alpha_{g_0} = \alpha_{v_0} = 0{,}5\left(1-\frac{k}{\ell}\right). \qquad (2)$$

Определение предельной нагрузки исходит из условия предельного равновесия

$$Q = Q_b + Q_{sw}. \qquad (3)$$

Поперечная сила в опасном наклонном сечении

$$Q = Q_{max} - G_c - \nu V_c, \qquad (4)$$

где G_c, V_c – суммарная в пределах наклонного сечения нагрузка соответственно от постоянной и временной нагрузок (рис. I);

ν – коэффициент, учитывающий возможность отсутствия фактической временной нагрузки в пределах наклонного сечения (см. [I]).

Поперечная сила, воспринимаемая бетоном в наклонном сечении

$$Q_b = \frac{M_b}{c}, \qquad (5)$$

где

$$M_b = \varphi_{b2}(1+\varphi_f) R_{bt} b h_0^2; \qquad (6)$$

c – длина проекции наиболее опасного наклонного сечения.

Q_b в (3) принимают не менее значения

$$Q_{b,min} = \varphi_{b3}(1+\varphi_f) R_{bt} b h_0, \qquad (7)$$

которому соответствует наибольшее возможное значение

$$c_{max} = \frac{\varphi_{b2}}{\varphi_{b3}} h_0. \qquad (8)$$

При малой интенсивности хомутов, если

$$q_{sw} < \frac{Q_{b,min}}{2h_0}, \qquad (9)$$

выражение (6) преобразуется к виду

$$M_b = 2 h_0^2 q_{sw} \frac{\varphi_{b2}}{\varphi_{b3}}. \qquad (10)$$

Поперечная сила, воспринимаемая хомутами в наклонной трещине

$$Q_{sw} = q_{sw} c_{sw}, \qquad (11)$$

где q_{sw} – усилие в хомутах на единицу длины элемента;
c_{sw} – расчетная длина проекции наклонной трещины.

В общем случае $c_w = c_0$,

где

$$c_0 = \sqrt{\frac{M_b}{q_{sw}}}. \qquad (12)$$

Одновременно c_{sw} ограничивается условиями $c_{sw} \le 2h_0$, $c_{sw} \le c$; если $c_0 < h$, то $c_{sw} = h_0$ (но не более c).

Коэффициенты $\varphi_{b2}, \varphi_{b3}, \varphi_f$, а также q_{sw} приняты по СНиП 2.03.01-84.

Обозначаем искомую предельную нагрузку через p, в конкретных задачах ей соответствует одна из нагрузок v, v_0, g или g_0.

Нагрузка p выражается из уравнения (3) как функция от длины проекции наклонного сечения

$$p = f(c). \qquad (13)$$

Длина проекции наиболее опасного наклонного сечения получается из условия минимума нагрузки p:

$$\frac{dp}{dc} = 0. \qquad (14)$$

Общая схема определения предельной нагрузки p следующая:

I. По (7) и (8) вычисляют $Q_{b,min}$ и c_{max}.

2. Вычисляют M_b, при соблюдении условия (9) – по (I0), иначе – по (6).

4. Вычисляют c_0 по (I2).

5. Предполагая, что расчет происходит в зоне, где $c_{sw}=c$, вычисляют по (I4) соответствующее опасное значение длины проекции наклонного сечения c_2. Принимая $c=c_2$ и $c_{sw}=c$, вычисляют по (I3) предельную нагрузку p_2.

6. Предполагая, что расчет происходит в зоне $c_{sw}<c$, вычисляют по (I4) соответствующую длину проекции наклонного сечения c_1, принимая при этом $c_{sw}=c_0$, но не более $2h_0$ и не менее h_0.

7. Если $c_1 \leq c_{sw}$, то окончательная предельная нагрузка $p=p_2$.

8. Если $c_1 > c_{sw}$, то принимают $c=c_1$, но не более c_{max} и вычисляют по формуле (I3) предельную нагрузку p_1.

9. В качестве окончательной предельной нагрузки p принимают меньшую из нагрузок p_1 и p_2.

Ниже рассматривается определение c_1, c_2 и искомой предельной нагрузки p в зависимости от вида загружения (рис.I).

Равномерно распределенная нагрузка

а) Определение предельной временной нагрузки v при заданной постоянной нагрузке g.

Принимая $G_c+vV_c=c(q+0{,}5v)$ и подставляя (4),(5) и (II) в (3), получается (I3) в виде

$$v=\frac{\frac{M_b}{c}+q_{sw}c_{sw}-g(a_q-c)}{a_v-0{,}5c}. \qquad (I5)$$

Длина проекции опасного наклонного сечения получена из условия (I4):

$$c_{1,2}=-\mathcal{L}+\sqrt{\mathcal{L}^2+2a_v\mathcal{L}}. \qquad (I6)$$

где при вычислении c_1 в зоне $c_{sw}<c$

$$\mathcal{L}=\frac{M_b}{2g(a_v-0{,}5a_g)+q_{sw}c_{sw}} \qquad (I7)$$

и при вычислении c_2 в зоне $c_{sw}=c$

$$\mathcal{L}=\frac{M_b}{2g(a_v-0{,}5a_g)+q_{sw}a_v}. \qquad (I8)$$

б) Определение общей постоянной нагрузки $g(v=0)$.

Предельная нагрузка

$$g = \frac{\frac{M_b}{c} + q_{sw}c_{sw}}{a_g - c}. \tag{19}$$

Длина проекции наклонного сечения

$$c_{1,2} = -\mathcal{L} + \sqrt{\mathcal{L}^2 + a_g\mathcal{L}}, \tag{20}$$

где при вычислении c_1 в зоне $c_{sw} < c$

$$\mathcal{L} = \frac{M_b}{q_{sw}c_{sw}} \tag{21}$$

и при вычислении c_2 в зоне $c_{sw} = c$

$$\mathcal{L} = \frac{M_b}{q_{sw}a_g}. \tag{22}$$

Треугольная или трапецеидальная нагрузка

а) Определение предельной временной нагрузки v_0 при заданной постоянной нагрузке g_0.

Для случая $c \geq k$, когда наклонное сечение кончается в зоне равномерного распределения нагрузки

$$G_c + vV_c = g_0(c - 0{,}5k) + 0{,}5v_0\left(c - k + \frac{k^2}{3c}\right) \tag{23}$$

и

$$v_0 = \frac{\frac{M_b}{c} + q_{sw}c_{sw} - g_0(a_{g_0} + 0{,}5k - c)}{a_{v_0} - 0{,}5(c-k) - \frac{k^2}{6c}}. \tag{24}$$

В зоне $c_{sw} < c$

$$c_1 = -\mathcal{L} + \sqrt{\mathcal{L}^2 + \mathcal{L}\frac{M_b(2a_{v_0}+k) - g_0\frac{k^2}{6}(2a_{g_0}+k) + \frac{k^2}{3}q_{sw}c_{sw}}{M_b - \frac{g_0k^2}{3}}}, \tag{25}$$

где

$$\mathcal{L} = \frac{M_b - \frac{g_0k^2}{3}}{g_0(2a_{v_0} - a_{g_0} + 0{,}5k) + q_{sw}c_{sw}}. \tag{26}$$

В зоне $c_{sw} = c$

$$c_2 = -\mathcal{L} + \sqrt{\mathcal{L}^2 + \mathcal{L}\frac{M_b(2a_{v_0}+k) - \frac{g_0k^2}{6}(2a_{g_0}+k)}{M_b - \frac{k^2}{3}(g_0 - q_{sw})}}, \tag{27}$$

где

$$\mathcal{L} = \frac{M_b - \frac{k^2}{3}(g_0 + q_{sw})}{g_0(2a_{v_0} - a_{g_0} + 0{,}5k) + q_{sw}(2a_{v_0}+k)}. \tag{28}$$

В случае $c < k$, когда наклонная трещина не выходит из зоны линейного распределения нагрузки

$$G_c + \nu V_c = \frac{g_0 c^2}{2k} + \frac{v_0 c^2}{6k}, \qquad (29)$$

$$v_0 = \frac{\frac{M_b}{c} + q_{sw} c_{sw} - g_0 (a_{go} - \frac{c^2}{2k})}{a_{vo} - \frac{c^2}{6k}}. \qquad (30)$$

В зоне $c_{sw} < c$ c_1 определяется решением кубического уравнения

$$c_1^3 + 0{,}5 \mathcal{L} c_1^2 - \mathcal{L} k a_{vo} = 0, \qquad (31)$$

где

$$\mathcal{L} = \frac{3 M_b}{g_0 (3 a_{vo} - a_{go}) + q_{sw} c_{sw}}. \qquad (32)$$

В зоне $c_{sw} = c$ c_2 получается как решение уравнения

$$c_2^4 \frac{q_{sw}}{6k} + c_2^3 \frac{g_0}{k} (a_{vo} - \frac{a_{go}}{3}) + c^2 (q_{sw} a_{vo} + \frac{M_b}{2k}) - M_b a_{vo} = 0. \qquad (33)$$

б) Определение общей постоянной нагрузки $g_0 (v_0 = 0)$.

Для случая $c \geq k$

$$g_0 = \frac{\frac{M_b}{c} + q_{sw} c_{sw}}{a_{go} + 0{,}5 k - c}; \qquad (34)$$

$$c_{1,2} = -\mathcal{L} + \sqrt{\mathcal{L}^2 + \mathcal{L} (a_{go} + 0{,}5 k)}; \qquad (35)$$

В зоне $c_{sw} < c$ для вычисления c_1 значение $\mathcal{L}$ принимается по (21).

$$\mathcal{L} = \frac{M_b}{g_{sw} c_{sw}}.$$

В зоне $c_{sw} = c$ при вычислении c_2

$$\mathcal{L} = \frac{M_b}{q_{sw} (a_{go} + 0{,}5 k)}. \qquad (36)$$

Для случая $c < k$

$$g_0 = \frac{\frac{M_b}{c} + q_{sw} c_{sw}}{a_{go} - \frac{c^2}{2k}}. \qquad (37)$$

В зоне $c_{sw} < c$ c_1 определяют решением кубического уравнения

$$c_1^3 + 1{,}5 \mathcal{L} c_1^2 - \mathcal{L} k a_{go} = 0, \qquad (38)$$

где $\mathcal{L}$ вычисляется по (21).

В зоне $c_{sw} = c$

$$c_2 = \sqrt{-\mathcal{L} + \sqrt{\mathcal{L}^2 + 2 \frac{M_b}{q_{sw}} a_g k}}, \qquad (39)$$

где

$$\mathfrak{L} = 1{,}5\,\frac{M_b}{q_{sw}} + a_{g0}k. \qquad (40)$$

Литература

Отсмаа В.А. Проверка прочности по поперечной силе наклонного сечения железобетонного элемента // Тр. Таллинск. политехн. ин-та. - 1987. - № 640. - С. 77-82.

V. Otsmaa

Raudbetoonist paindeelemendi põikjõukindlusest tuleneva piirkoormuse määramine

Kokkuvõte

Artiklis vaadeldakse piirkoormuse määramist etteantud ristlõikega raudbetoontalale. Piki tala ühtlaselt või lineaarselt muutuva koormuse piirväärtus leitakse, lähtudes tala kaldlõike vastupanust põikjõule. Esitatud on a) ajutise koormuse piirväärtuse määramine konstantse alalise koormuse juures ja b) alalise koormuse piirväärtuse määramine ajutise koormuse puudumisel.

Arvutus lähtub СНиП 2.03.01-84 seisukohtadest.

V. Otsmaa

Calculation of Ultimate Distributed Load of a Reinforced Concrete Beam in Dependence on its Shear Resistance

Abstract

In this paper a method for determining the value of the ultimate distributed load of reinforced concrete beams is presented. The ultimate load is calculated and the position of critical inclined section is determined on the basis of the shear strength of this section. The method presented in this paper is based on the Soviet Code of Reinforced Concrete SNiP 2.03.01-84.

№ 669

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.074.4.621.031

Ю.А. Тярно

АНАЛИЗ ДАННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ ПОЛОГИХ ОБОЛОЧЕК ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ КРИВИЗНЫ

В настоящей статье рассматриваются эксперименты с моделями оболочек орицательной кривизны из стеклопластика

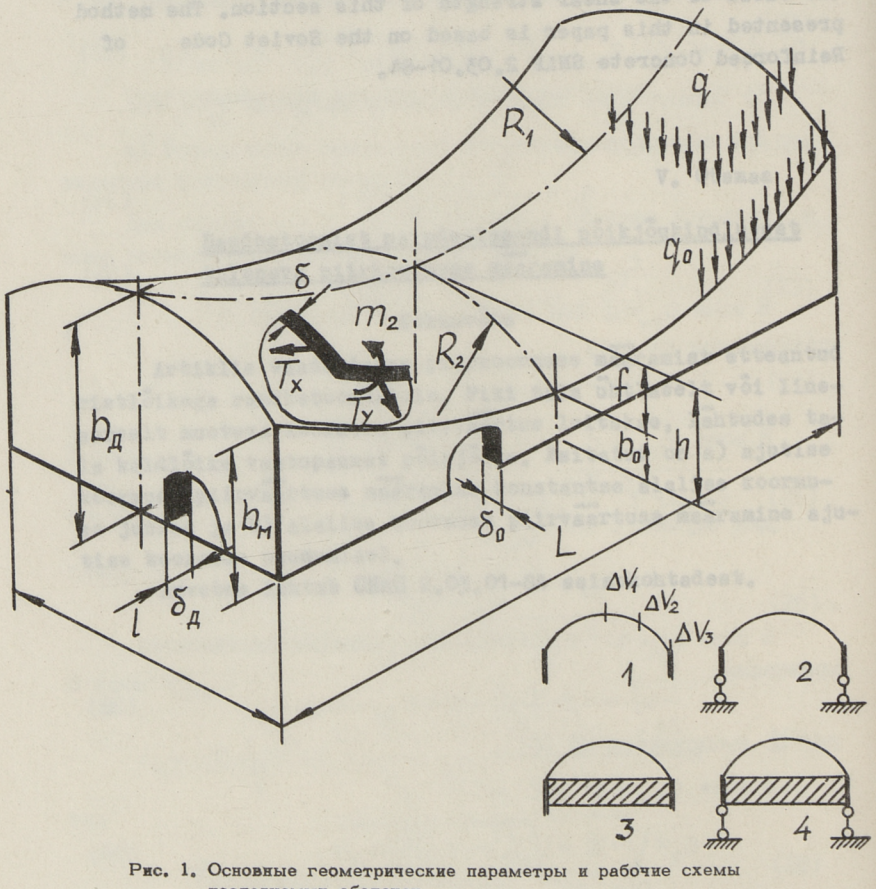


Рис. 1. Основные геометрические параметры и рабочие схемы исследуемых оболочек.

(E = I4,6 ГПа, μ = 0,25) прямоугольные в плане с отношением сторон L/ℓ = 2 (см. рис. I).Основные данные оболочек представлены в виде таблицы.

Таблица

Геометрические параметры (обозначения см. рис. I)

Модели $\frac{R_1}{R_2} \simeq -10$	h мм	b_0 мм	$b_м$ мм	Рабочая схема	Модели $\frac{R_1}{R_2} \simeq -5$	h мм	b_0 мм	$b_м$ мм	Рабочая схема
IУ I	2I0	II5	I48	I	У I	2I0	II5	I77	I
IУ 2	2I0	II5	I48	2	У 2	2I0	II5	I77	2
IУ 3	2I0	II5	I48	3	У 3	2I0	II5	I77	3
IУ 4	2I0	II5	I48	4	У 4	2I0	II5	I77	4
IУ 5	I70	75	I08	I	У 5	I70	75	I37	I
IУ 6	I70	75	I08	3	У 6	I70	75	I37	3
IУ 7	I50	55	88	I	У 7	I50	55	II7	I
IУ 8	I50	55	88	3	У 8	I50	55	II7	2
IУ 9	I30	35	68	I	У 9	I50	55	II7	3
IУ I0	I30	35	68	2	У I0	I50	55	II7	4
IУ II	I30	35	68	3	У II	I30	35	97	I
IУ I2	I30	35	68	4					

Для моделей IУ I – IУ I2

L = I200 мм, ℓ = 600 мм, R_2 = 523 мм, R_1 = 5230 мм, α_0 = 35°, f = 95 мм, δ = 5,4 мм, δ_0 = I5 мм, $b_д$ = 243 мм, $\delta_д$ = 5,4 мм,

для моделей У I – У II

L = I200 мм, ℓ = 600 мм, R_2 = 523 мм, R_1 = 26I5 мм, α_0 = 35°, f = 95 мм, δ = 5,4 мм, δ_0 = I5 мм, $b_д$ = 272 мм, $\delta_д$ = 5,4 мм,

Внутренние силы в оболочках R_1/R_2 = -I0 со свободными бортовыми элементами (модели IУ I, IУ 5, IУ 7 и IУ 9) представлены на рис. 2.

Эпюра продольных нормальных сил T_x имеет нейтральную линию у точки № 6 на поперечном сечении. Зона у верхнего волокна бортового элемента подвергается растяжению, зона сжатия находится у конька оболочки. Распределение продольных нормальных сил существенно не зависит от поперечного распределения нагрузки. В сечениях в середине продольного пролета максимальные сжимающие усилия развиваются в зоне конька оболочки, в сечениях вблизи концевых диафрагм – у

четверти криволинейной части. При уменьшении высоты бортовых элементов максимум сжатия перемещается в сторону бортового элемента (см. модель IУ 9).

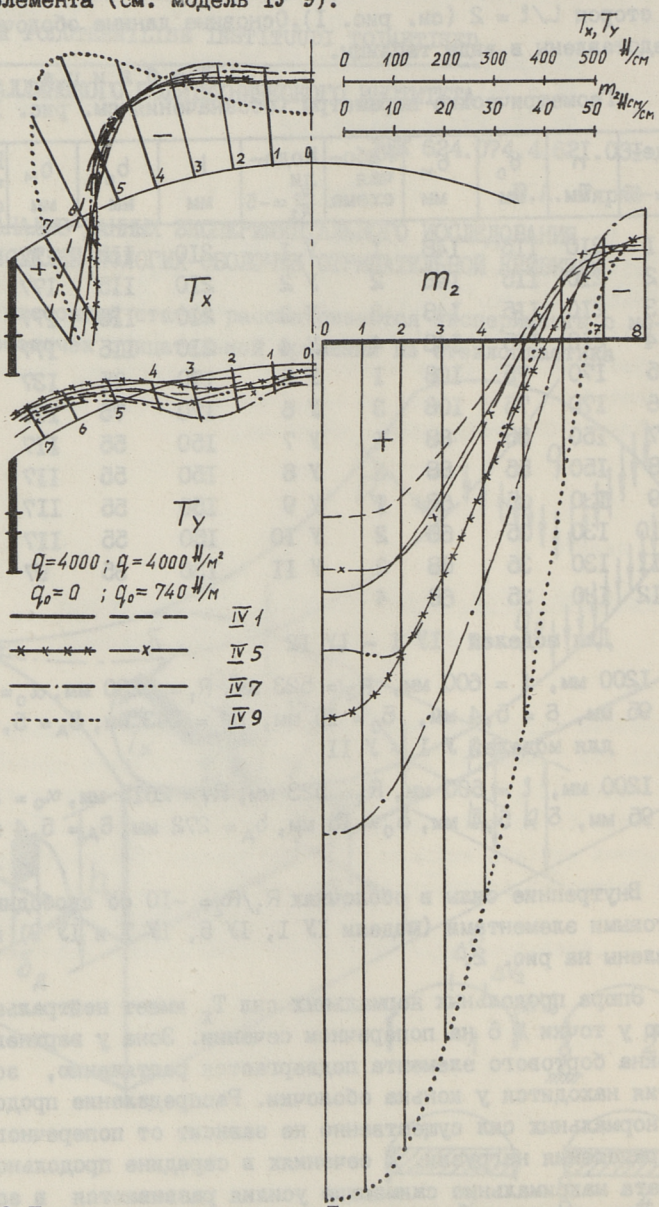


Рис. 2. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях 1У 1, 1У 5, 1У 7, 1У 9 со свободными бортовыми элементами.

Положительные поперечные изгибающие моменты m_2 имеют значительные величины в зоне у конька криволинейной части при всех геометрических и грузовых параметрах. Если в цилиндрических оболочках с уменьшением высоты бортового элемента уменьшаются положительные поперечные изгибающие моменты, то в оболочках отрицательной кривизны эти моменты увеличиваются. Последнее вызывается увеличением сжимающих продольных нормальных сил, которые вызывают существенные усилия T_x / R_1 в зависимости от продольной кривизны. Последние направлены в зонах у конька оболочки вниз и увеличивают положительные поперечные изгрбающие моменты в зоне у конька между точками № 0 и 5 поперечного сечения. Положительные изгибающие моменты имеют значительную величины и увеличиваются при увеличении нагрузки на криволинейную часть. Влияние нагрузки на бортовой элемент q_0 не изменяет знака поперечных моментов. Отрицательные изгибающие моменты развиваются только в зонах у бортовых элементов.

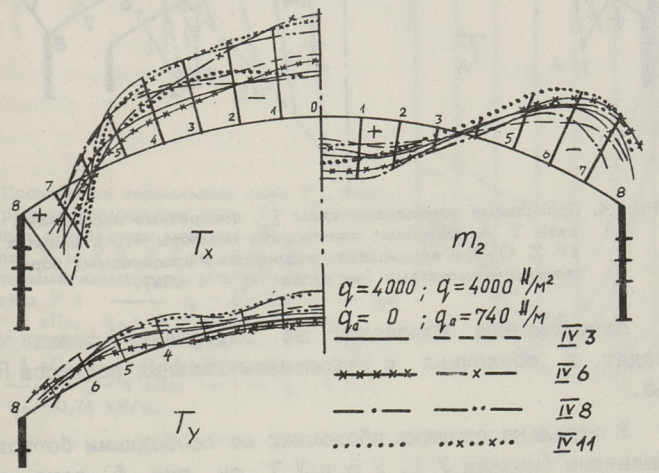


Рис. 3. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях 1У 3, 1У 6, 1У 8, 1У 11.

Распределение продольных нормальных сил в оболочках в состоянии внутренней волны (модели IУ 3, IУ 6, IУ 8 и IУ II см. рис. 3) по сравнению с отдельно стоящими изменяется мало. Зона сжатия находится выше точки № 6 на поперечном сечении. Положительные поперечные изгибающие моменты в зоне

конька не получают таких больших значений, как для отдельно стоящих оболочек. Настоящее распределение внутренних сил не изменяется при всех геометрических и грузовых параметрах. Исходя из распределения внутренних сил, рассматриваемая расчетная схема является самой благоприятной для оболочек такого типа.

Внутренние силы в оболочках с подпертыми продольными бортовыми элементами (модели IУ 2 и IУ 4) представлены на рис. 4. Выясняется, что вертикальное опирание в незначительной мере влияет на основные внутренние силы.

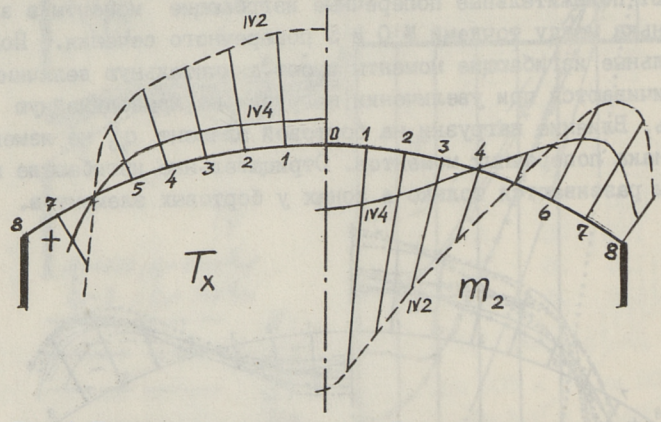


Рис. 4. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и попереные изгибающие моменты m_2 в моделях 1У 2, 1У 4 с вертикально подпертыми продольными бортовыми элементами (нагрузка q = 4 кПа).

Качественные изменения во внутренних силах происходят в оболочках с отношением главных радиусов R_1/R_2 = = –5.

В отдельно стоящих оболочках со свободными бортовыми элементами (модели У I, У 5 и У 7, см. рис. 5) зона продольного сжатия имеет место у бортового элемента. Растягивающие усилия существуют в нижних волокнах бортового элемента и у конька криволинейной части. Этому распределению соответствуют и вертикальные перемещения бортовых элементов (см. рис. 9). Только при очень высоких бортовых элементах перемещения направлены вверх (т.е. у низа бортового элемента развиваются усилия сжатия, превышающие сжатие

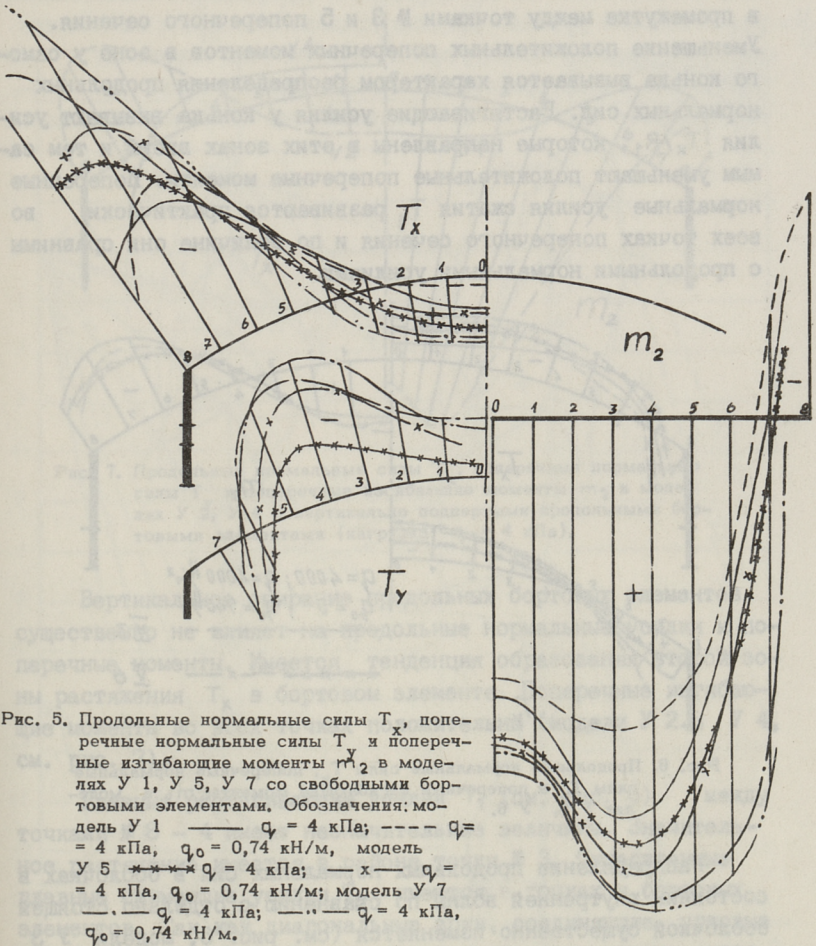


Рис. 5. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях У 1, У 5, У 7 со свободными бортовыми элементами. Обозначения: модель У 1 ——— q_y = 4 кПа; ---- q_y = = 4 кПа, q_o = 0,74 кН/м, модель У 5 ✱—✱—✱ q_y = 4 кПа; —x— q_y = = 4 кПа, q_o = 0,74 кН/м; модель У 7 —·— q_y = 4 кПа; —··— q_y = 4 кПа, q_o = 0,74 кН/м.

у верха бортового элемента). Нейтральная линия находится в криволинейной части между точками № 2 и 4 поперечного сечения. С уменьшением высоты бортовых элементов увеличиваются растягивающие усилия у конька оболочки. Конек оболочки перемещается вниз (см. рис. 9). Вышеописанное распределение продольных сил вызывает специфическое распределение поперечных изгибающих моментов. Поперечные моменты во всех точках поперечного сечения (кроме узкой зоны у бортового элемента) положительны, но максимальные моменты действуют

в промежутке между точками № 3 и 5 поперечного сечения. Уменьшение положительных поперечных моментов в зоне у самого конька вызывается характером распределения продольных нормальных сил. Растягивающие усилия у конька вызывают усилия T_x/R_1, которые направлены в этих зонах вверх и тем самым уменьшают положительные поперечные моменты. Поперечные нормальные усилия сжатия T_y развиваются практически во всех точках поперечного сечения и по величине они сравнимы с продольными нормальными усилиями.

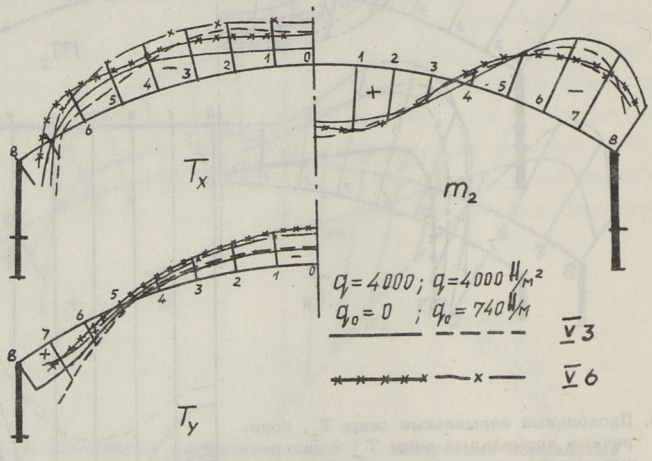


Рис. 6. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях У 3, У 6.

Распределение продольных нормальных сил в оболочках в состоянии внутренней волны по сравнению с отдельно стоящей оболочкой существенно изменяется (см. рис. 6, модели У 3 и У 6). Начиная от точки № 6 поперечного сечения до конька во всех точках развиваются продольные сжатия. В бортовых элементах и в близких к ним зонах развиваются усилия растяжения. Поперечные изгибающие моменты принципиально не изменяются, но их величины существенно уменьшаются. Таким образом, положительные изгибающие моменты у конька оболочки уменьшаются примерно в 5–6 раз. Переход от положительных моментов к отрицательным имеет место в зоне между точками № 3 и 4 практически независимо от поперечного распределения нагрузки и от высоты бортовых элементов.

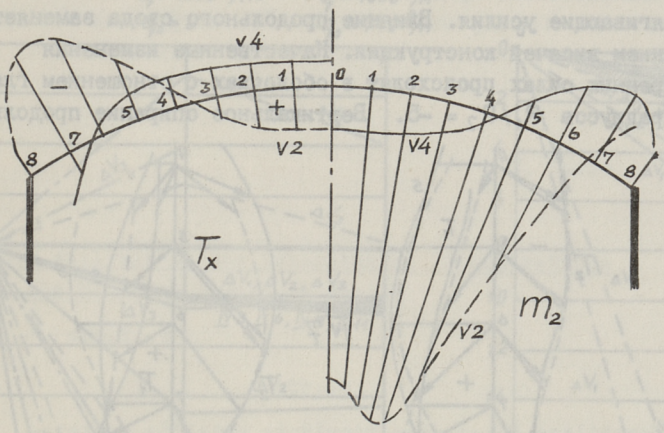


Рис. 7. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях У 2, У 4 с вертикально подпертыми продольными бортовыми элементами (нагрузка q = 4 кПа).

Вертикальное опирание продольных бортовых элементов существенно не влияет на продольные нормальные усилия и поперечные моменты. Имеется тенденция образования второй зоны растяжения T_x в бортовом элементе. Поперечные изгибающие моменты во всех точках положительны (модели У 2 и У 4, см. рис. 7).

Главные растягивающие усилия T_1 (см. рис. 8) между точками № 8 – 4 имеют незначительные величины. Значительное растяжение имеется в районе точки № 3. Существенные главные сжимающие усилия T_2 имеются в точках у бортовых элементов. Так как диагональные арки, соединяющие угловые точки оболочки с центром криволинейной части, очень пологие и на некоторых участках даже прямые или отрицательной кривизны, то главные усилия T_2 изменяются в широком диапазоне от сжатия до растяжения (сравни точки № 8 – 3 в сечении $x = L/8$ и точку № 3 в сечении $x = L/4$).

Можно сделать общий вывод, что рассматриваемые оболочки отрицательной кривизны работают под влиянием значительных положительных поперечных изгибающих моментов. В зависимости от отношения главных радиусов качественно изменяется поперечное распределение продольных нормальных сил – в зо-

не у конька оболочки вместо сжатия развиваются значительные растягивающие усилия. Влияние продольного свода заменяется влиянием висячей конструкции. Качественные изменения во внутренних силах происходят в оболочках с отношением главных радиусов $R_1 / R_2 = -5$. Вертикальное опирание продольных

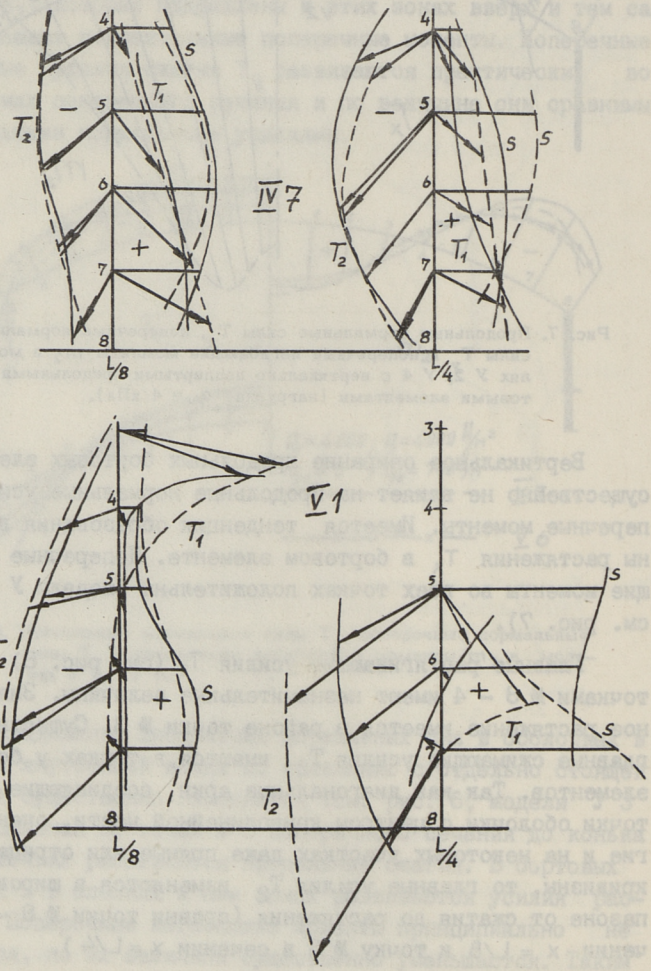


Рис. 8. Распределение сдвигающих S , главных растягивающих T_1 и сжимающих T_2 усилий в моделях 1У 7 и У 1. Нагрузки: – – – q = 4 кПа; —— q = 4 кПа, q_0 = 0,74

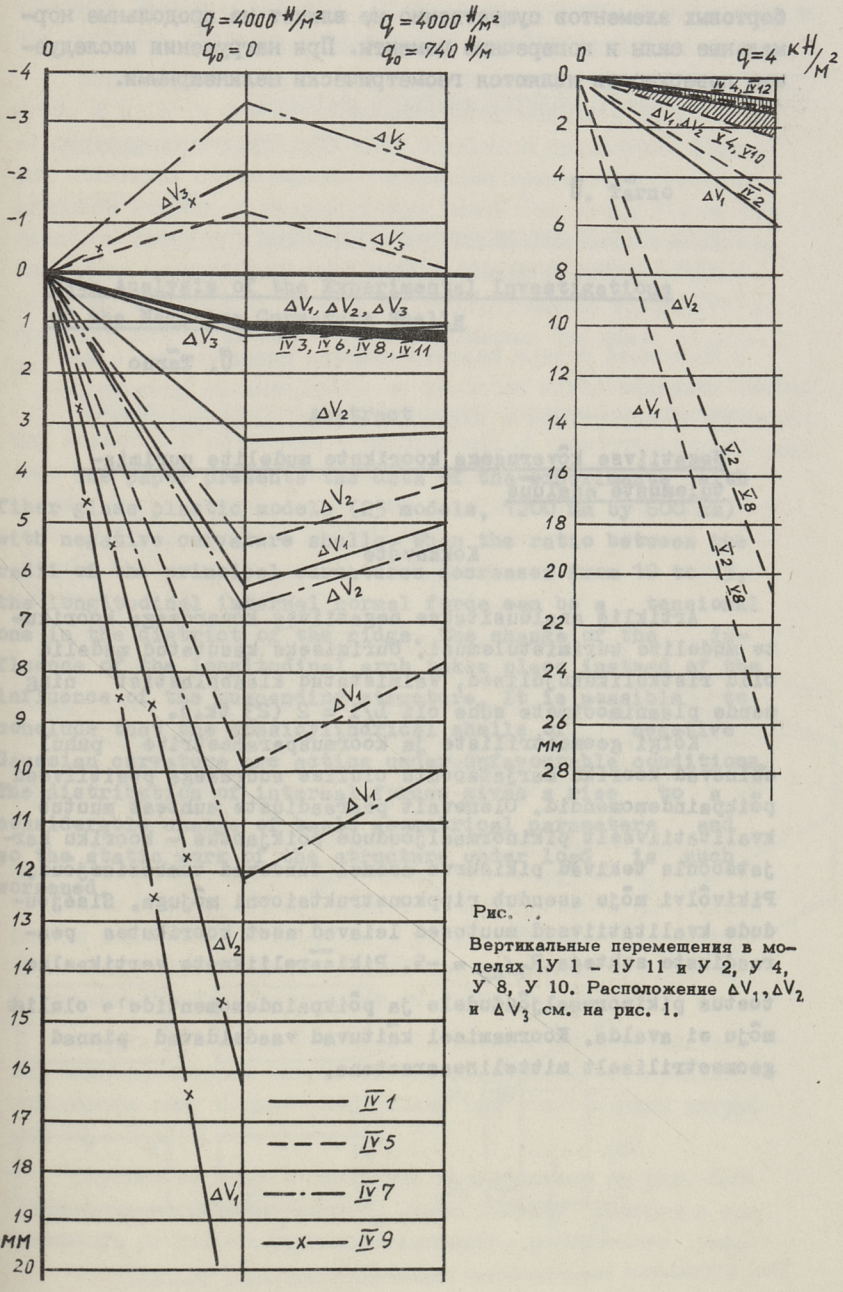


Рис. .

Вертикальные перемещения в моделях 1У 1 – 1У 11 и У 2, У 4, У 8, У 10. Расположение ΔV_1, ΔV_2 и ΔV_3 см. на рис. 1.

бортовых элементов существенно не влияет на продольные нормальные силы и поперечные моменты. При нагружении исследуемые поверхности являются геометрически нелинеарными.

Ü. Tärno

Negatiivse kõverusega koorikute mudelite uurimistulemuste analüüs

Kokkuvõte

Artiklis analüüsitakse negatiivse kõverusega kooriku-te mudelite uurimistulemusi. Uurimiseks kasutatud mudelid olid ristkülikukujulised, valmistatud klaasplastist ning nende plaanimõõtmete suhe oli L/l = 2 (23 tk.).

Kõigi geomeetriliste ja koormusparameetrite puhul esinevad kooriku harjatsoonis olulise suurusega positiivsed põikpaindemomendid. Olenevalt pearaadiuste suhtest muutub kvalitatiivselt pikinormaaljõudude põikjaotus - kooriku harjatsoonis tekivad pikisurve asemel tunduvad tõmbesisejõud. Pikivõlvi mõju asendub rippkonstruktsiooni mõjuga. Sisejõudude kvalitatiivsed muutused leiavad aset koorikutes pearaadiuste suhtega $R_1/R_2 = -5$. Pikiääreliikmete vertikaalne toetus pikinormaaljõududele ja põikpaindemomentidele olulist mõju ei avalda. Koormamisel käituvad vaadeldavad pinnad geomeetriliselt mittelineaarsetena.

Ü. Tarno

Data Analysis of the Experimental Investigations of the Negative Curvature Shells

Abstract

The paper presents the data of the experiments with fiber glass plastic models (23 models, 1200 mm by 600 mm) with negative curvature shells. When the ratio between the radii of the principal curvatures decreases from 10 to 5, the longitudinal internal normal force can be a tensional one in the district of the ridge. The change of the influence of the longitudinal arch takes place instead of the influence of the suspending structure. It is possible to conclude that the quasicylindrical shells of negative Gaussian curvature are acting under unfavourable conditions. The distribution of internal forces gives a rise to a considerable change of basic geometrical parameters and so the static work of the structure under load is much worsened.

№ 669
TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

УДК 624.074.4.62I.03I

Ю.А. Тярно

АНАЛИЗ ДАННЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МОДЕЛЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ИЗ ЦЕМЕНТНОГО РАСТВОРА

В настоящей статье рассматриваются эксперименты с моделями цилиндрических оболочек из армированного цементного раствора прямоугольные в плане с отношением сторон $L/l = 2$ (см. рис. I).

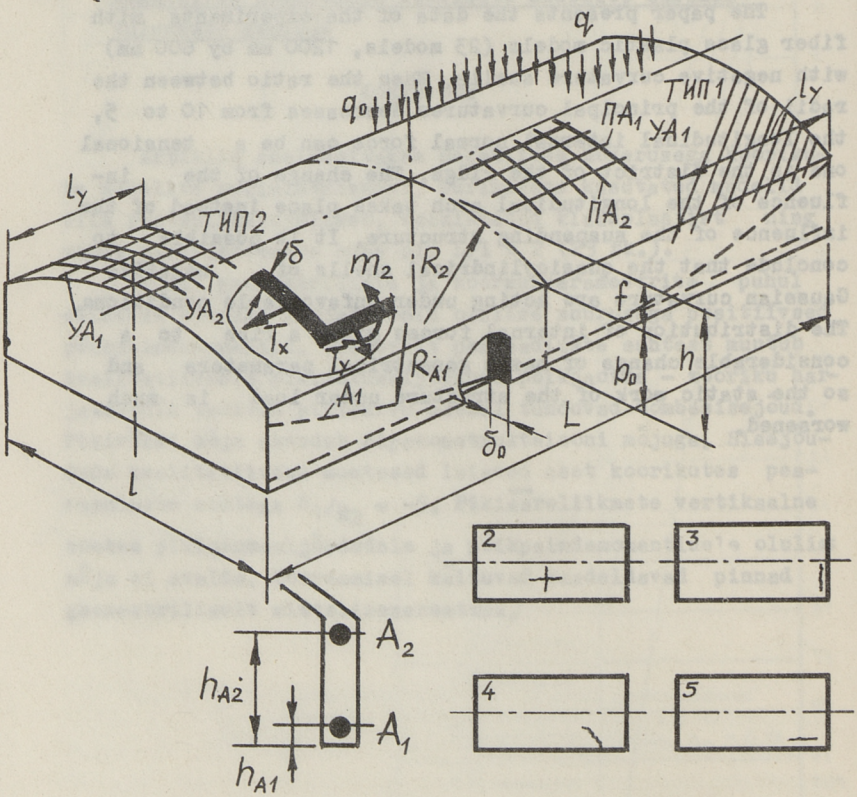


Рис. 1. Основные геометрические параметры исследуемых оболочек.

Основные данные – размеры, армирование, упругие и прочностные свойства оболочек представлены в таблице I

Образование трещин представлено на рис. 2 – 5. Модели Ш 8, Ш 9, Ш IO и Ш II (соответственно модели № I, 2, 3 и 4) представлены в [I]. Во всех моделях в продольных бортовых элементах образовались поперечные трещины, которые развивались глубоко в криволинейную часть (до точки № 4 на поперечном сечении). Особенно интенсивное развитие трещин наблюдалось в моделях с криволинейной нижней рабочей арматурой (см. модели Ш 2, Ш 4, Ш 6). Распределение трещин в бортовых элементах было почти равномерно по длине оболочки.

Продольные трещины отрицательных поперечных изгибающих моментов в оболочках с прямолинейной арматурой появились при более низких нагрузках (см. модели Ш I, Ш 3, Ш 5 – вторая степень нагружения), чем в оболочках с криволинейной рабочей арматурой (см. модель Ш 2 – четвертая степень нагружения, модели Ш 4 и Ш 6 – продольные трещины не образовались).

При эксплуатационных нагрузках образование наклонных трещин в угловых зонах незначительно. Наклонные трещины под углом около 45° к горизонтальной оси образовались при нагрузках q_{γ} = 6 кПа с соответствующей нагрузкой на бортовой элемент. С увеличением нагрузки эти трещины развивались глубоко в криволинейную часть.

Разрушение моделей Ш I, Ш 2, Ш 3 (с надежно армированными угловыми зонами) происходило при нагрузках q_{γ} = I3 – I6 кПа из средней зоны. Модели Ш 4, Ш 5, Ш 6 и Ш 7, которые не имели особой арматуры в угловых зонах, разрушались от главных растягивающих усилий при нагрузках q_{γ} = 3–9 кПа с соответствующими нагрузками на бортовые элементы.

Модель Ш 7 имела у конька (в точке № 0) действительный шарнир, который препятствовал нормальному распределению сдвигающих сил. Модель разрушалась при очень низких нагрузках (q_{γ} = 3 кПа).

Внутренние силы в оболочках представлены на рис. 6–8. Продольные нормальные силы T_x имеют нулевые значения в зависимости от высоты бортового элемента, поперечного рас-

Таблица I

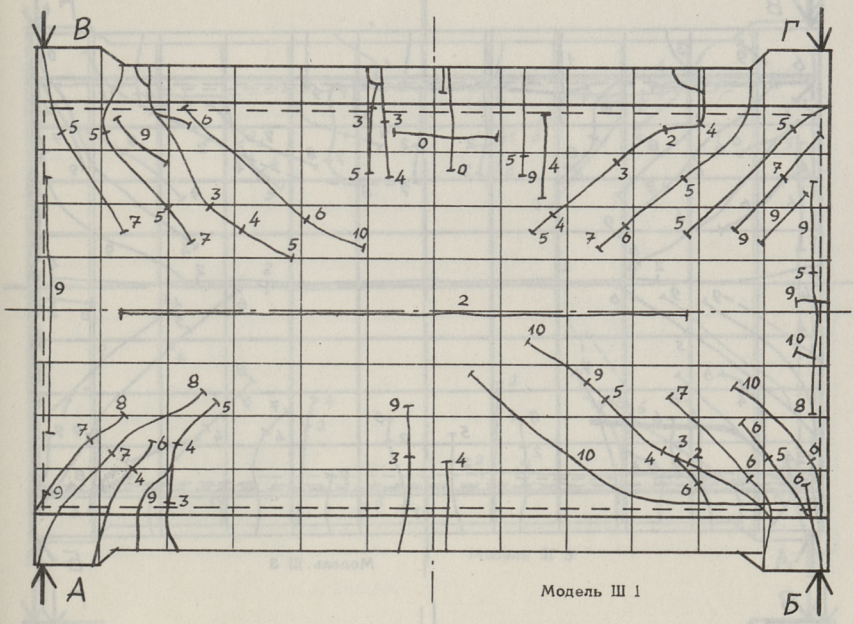
Геометрические параметры, армирование, упругие свойства, разрушение (см. рис. I)

Марка модели	h	δ	Криволинейная часть										Бортовой элемент					E	$R_{пр}$	Разрушение	
			Армирование средней зоны				Армирование угловой зоны														
			ПА1		ПА2		ТИП	УА1		УА2		$\bar{l}_y$	b_o	A_1	h_{A1}	A_2	h_{A2}			ТИП	$q_р$
			ø	шаг	ø	шаг		ø	шаг	ø	шаг			ø		ø					
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	№	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	ГПа	МПа	№	кПа
Ш I	I43	6,7	I,2	30	I,2	30	I	I,2	20	–	–	I50	48	3	5	3	46	26	30	5	I4,7
Ш 2	I5I	6,7	I,2	30	I,2	30	I	I,2	20	–	–	I50	56	3	5	3	54	26,2	3I	2	I5,6
Ш 3	I43	6,7	I,2	30	I,2	30	I	I,2	20	–	–	I50	48	3	5	3	45	25,7	28,8	2,3,5	I2,7
Ш 4	I50	5,I	0,7	I50	0,7	30	2	0,7	I5	0,7	I5	I50	55	4	5	–	–	25,5	30,4	4	9,I
Ш 5	I50	5,2	0,7	I50	0,7	30	2	0,7	I5	0,7	I5	I50	55	4	5	–	–	22,8	25,5	4,5	7,3
Ш 6	I50	4,9	0,7	I50	0,7	30	2	0,7	I5	0,7	I5	I50	55	3	5	–	–	25,5	30	4,5	6,8
Ш 7	I50	6,7	0,7	30	0,7	30	2	0,7	30	0,7	30	600	55	3	I3	–	–	25,0	28	4	3,0

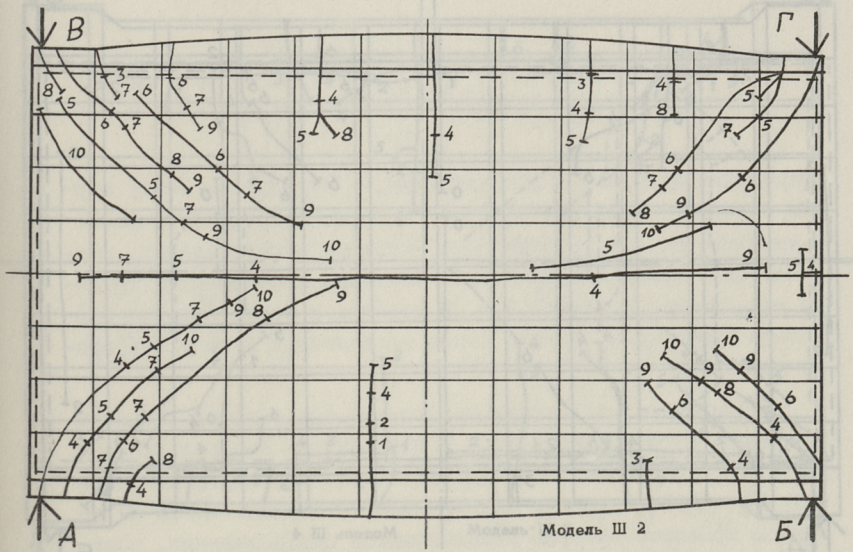
L = I20 см, t = 60 см, $\alpha_o = 35^0$, f = 9,5 см, δ_0 = I,7 см, R_2 = 52,3 см

Для Ш 2, Ш 4, Ш 6 R_{A1} = 450 см

Примечание: I. В модели Ш 3 продольный шарнир сверху.
2. В модели Ш 7 продольный шарнир снизу.



Модель Ш 1



Модель Ш 2

Рис. 2. Образование трещин в моделях 111 1 и 111 2. Нагрузки для модели 111 1: 1 – q = 4; 2 – q = 4, q_0 = 0,33; 3 – q = 6, q_0 = 0,33; 4 – q = 8, q_0 = 0,33; 5 – q = 10, q_0 = 0,33; 6 – q = 12, q_0 = 0,33; 7 – q = 14, q_0 = 0,33; 8 – q = 16, q_0 = 0,33; 9 – q = 18, q_0 = 0,33; для модели 111 2: 1 – q = 2; 2 – q = 4; 3 – q = 4, q_0 = 0,3; 4 – q = 6, q_0 = 0,3; 5 – q = 8, q_0 = 0,3; 6 – q = 8, q_0 = 0,8; 7 – q = 10, q_0 = 0,8; 8 – q = 12, q_0 = 0,8; 9 – q = 12, q_0 = 0,8; 10 – q = 14, q_0 = 0,8; q[кПа], q_0[кН/м].

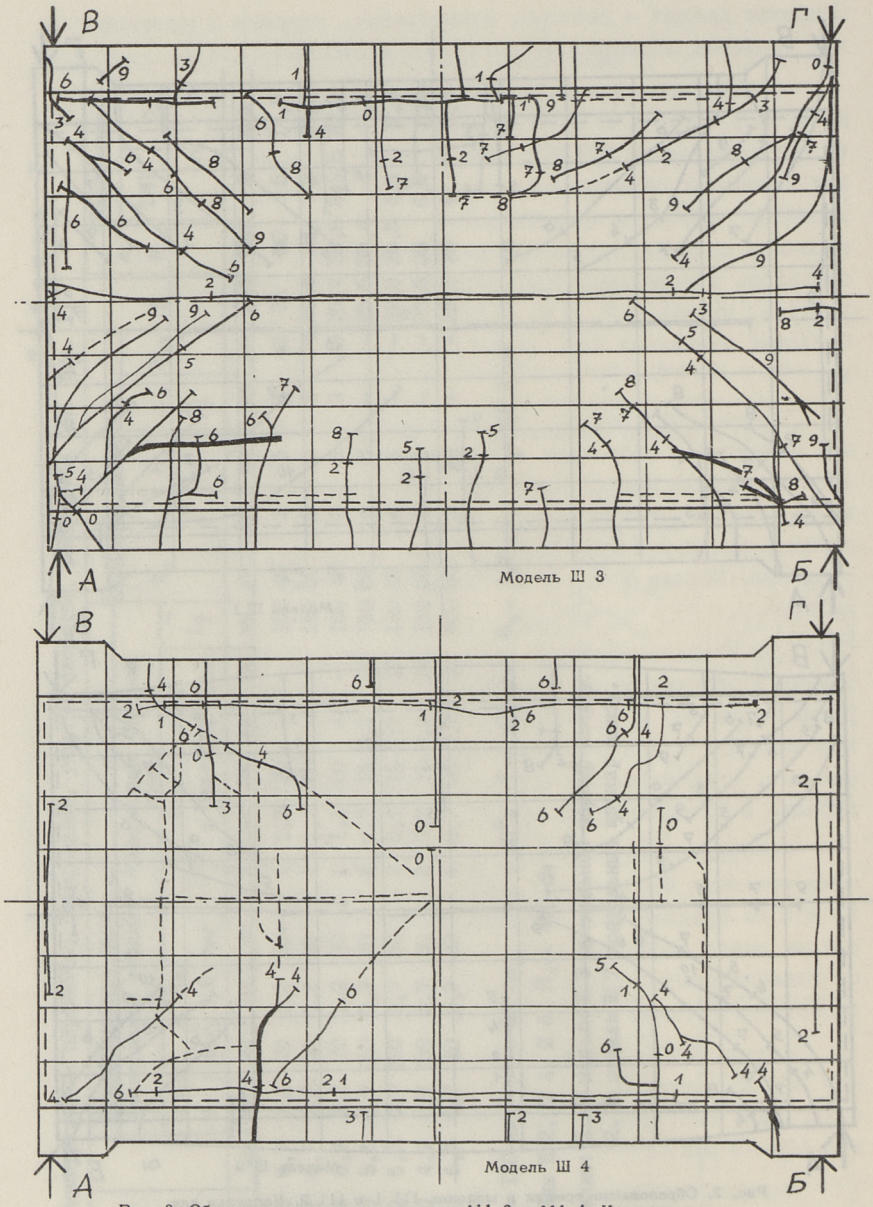


Рис. 3. Образование трещин в моделях 111 3 и 111 4. Нагрузки для моделей 111 3 и 111 4: 1 – q_y = 2,4; 2 – q_y = 4,5; 3 – q_y = = 4,5, q_{y0} = 0,37; 4 – q_y = 6,6, q_{y0} = 0,37; 5 – q_y = 6,6, q_{y0} = 0,69; 6 – q_y = 9,2, q_{y0} = 0,69.

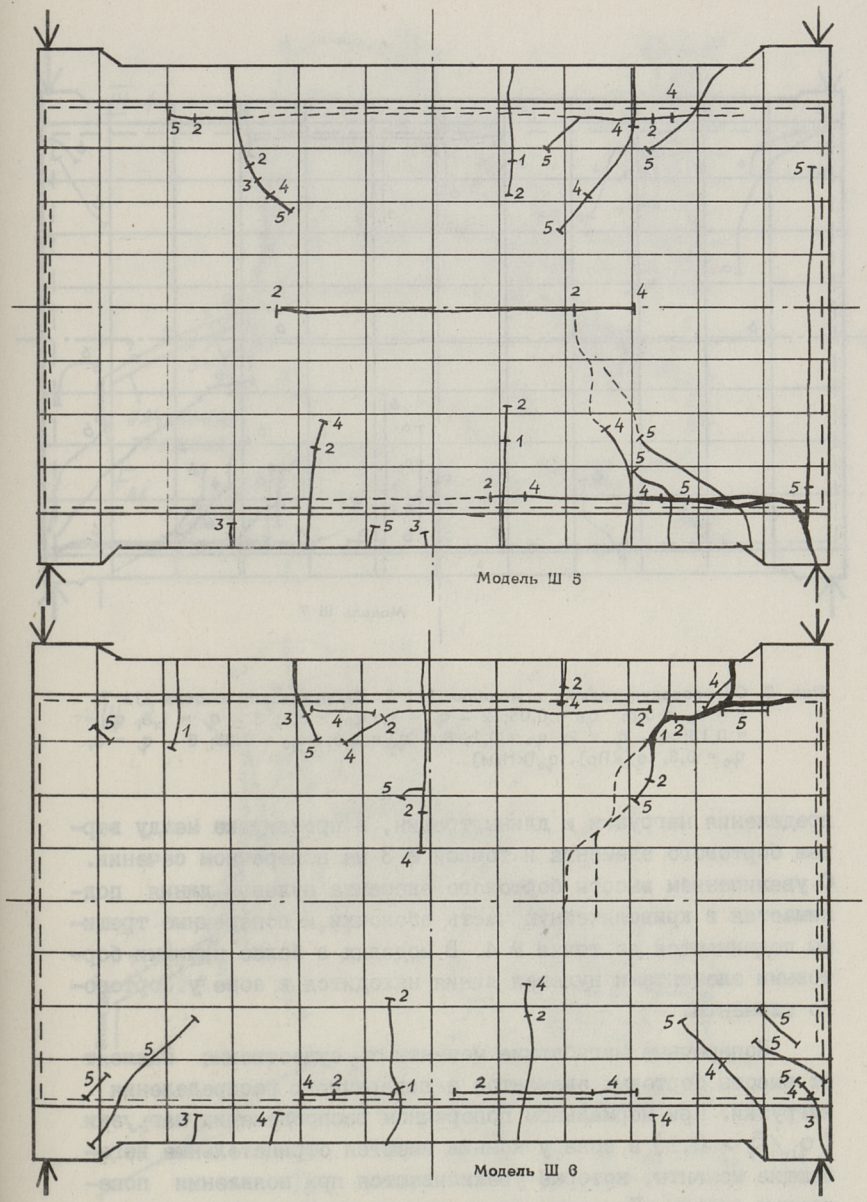


Рис. 4. Образование трещин в моделях 111 5 и 111 6.
Нагрузки для модели 111 5: 1 – q_y = 2; 2 – q_y = 4; 3 – q_y = 4, q_o = 0,33; 4 – q_y = 5,3, q_o = 0,33; для модели 111 6: 1 – q_y = = 2; 2 – q_y = 4,3; 3 – q_y = 4,3, q_o = 0,27; 4 – q_y = 6,7, q_o = 0,27; 5 – q_y = 8,7, q_o = 0,49. q_y[кПа], q_o[кН/м].

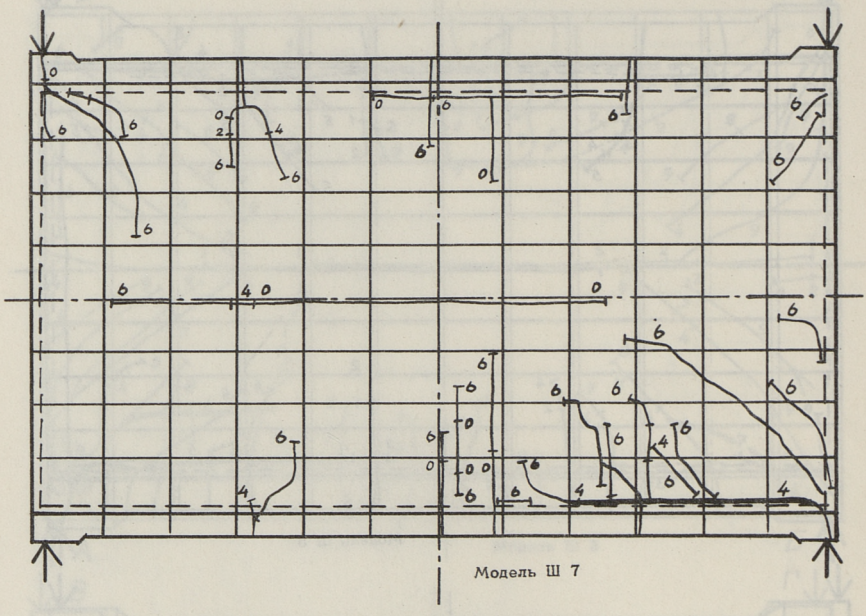


Рис. 5. Образование трещин в моделях 111 7. Нагрузки для модели 111 7. 1 – q = 0,5; q_0 = 0,05; 2 – q = 1, q_0 = 0,1; 3 – q = 1,5, q_0 = = 0,15; 4 – q = 2; q_0 = 0,2; 5 – q = 2,5, q_0 = 0,25; 6 – q = 3, q_0 = 0,3. q[кПа], q_0[кН/м].

пределения нагрузки и длины трещин, в промежутке между верхом бортового элемента и точкой № 3 на поперечном сечении. С увеличением высоты бортового элемента нулевая линия поднимается в криволинейную часть оболочки, и поперечные трещины поднимаются до точки № 4. В моделях с более низкими бортовыми элементами нулевая линия находится в зоне у бортового элемента.

Поперечные изгибающие моменты m_2 существенно зависят от высоты бортовых элементов и поперечного распределения нагрузки. При нормальном поперечном распределении нагрузки ($q_0/\bar{q} > 0{,}1$) в зоне у конька имеются отрицательные изгибающие моменты, которые увеличиваются при появлении поперечных трещин. При нагружении только криволинейной части все поперечные сечения находятся под действием положительных моментов. Отрицательные моменты вызывают образование

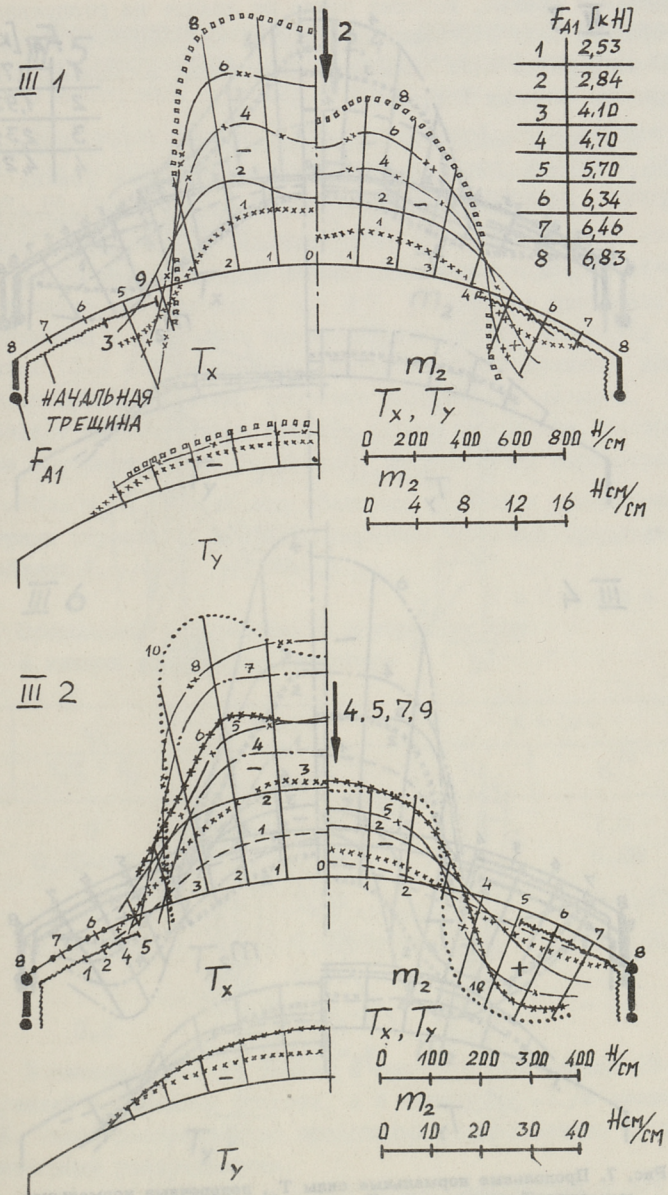


Рис. 6. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях III 1 и III 2. Нагрузки см. на рис. 2. Стрелками обозначены продольные трещины.

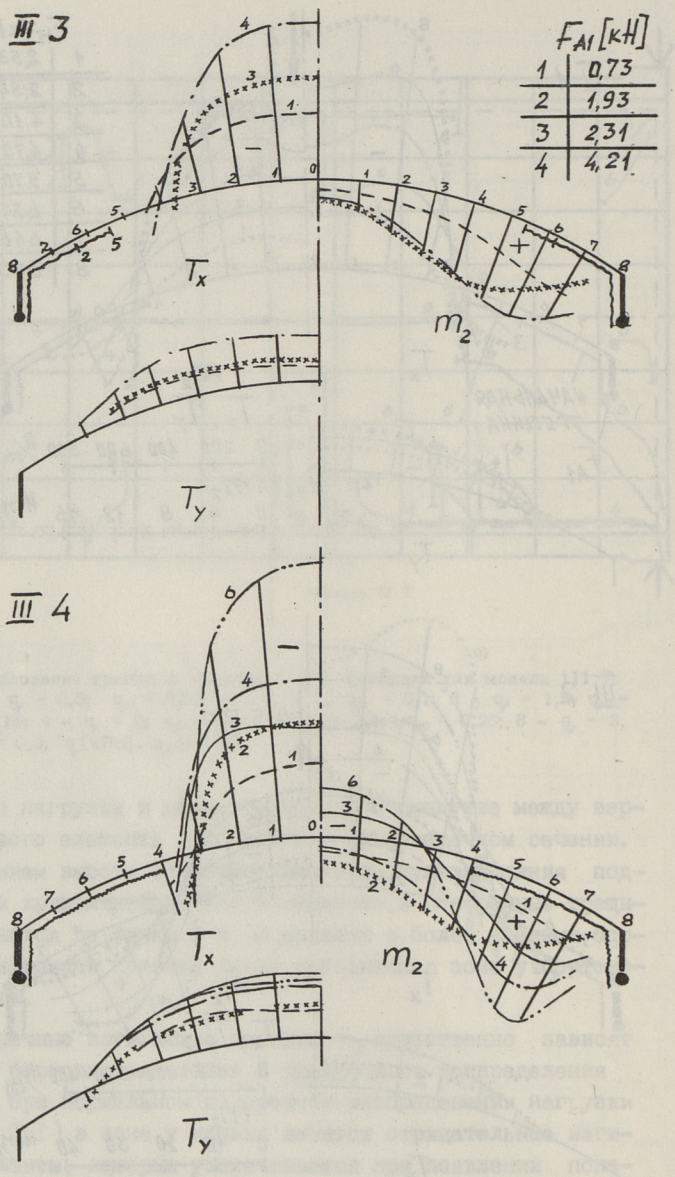


Рис. 7. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях 111 3 и 111 4. Нагрузки см. на рис. 3. Стрелками обозначены продольные трещины. Масштаб см. на рис. 6 (111 2).

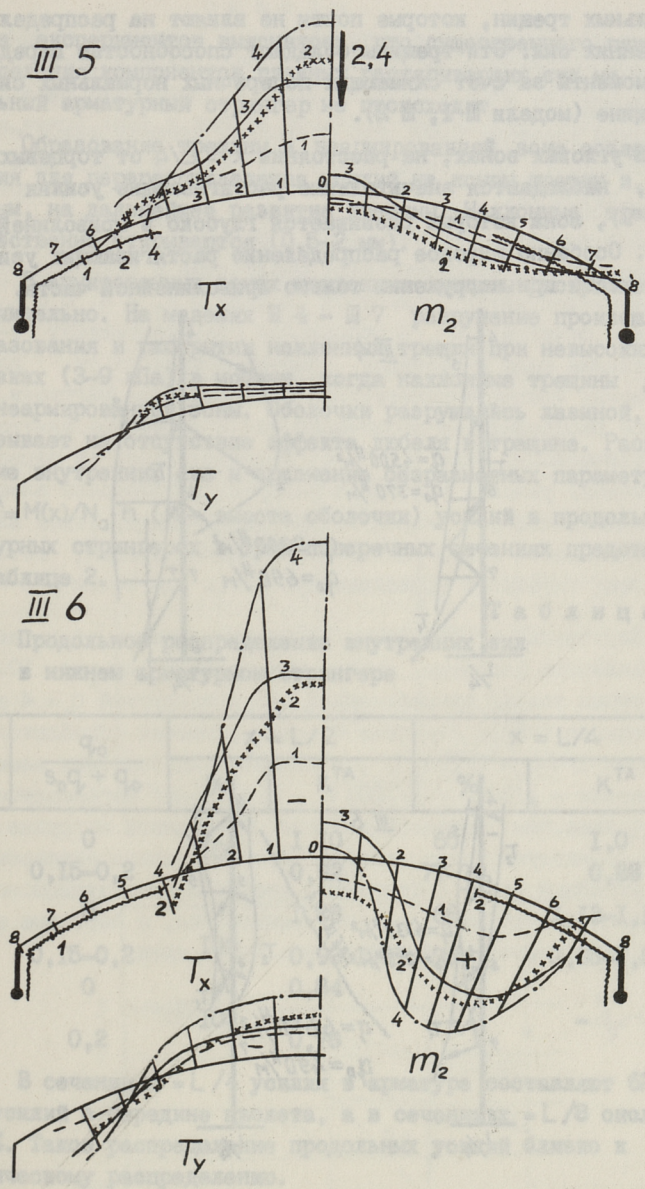


Рис. 8. Продольные нормальные силы T_x, поперечные нормальные силы T_y и поперечные изгибающие моменты m_2 в моделях 111 5 и 111 6. Нагрузки см. на рис. 4. Стрелками обозначены продольные трещины. Масштаб см. на рис. 6 (111 2).

продольных трещин, которые почти не влияют на распределение внутренних сил. Эти трещины обладают способностью передавать моменты за счет сжимающих поперечных нормальных сил T_y в трещине (модели Ш I, Ш 2).

В угловых зонах, на расстоянии $x \simeq L/4$ от торцевых диафрагм, наблюдаются значительные растягивающие усилия T_I (рис. 9), зона которых развивается глубоко в криволинейную часть. Особенно широкое распределение растягивающих усилий имеет место при нагружении только криволинейной части. В

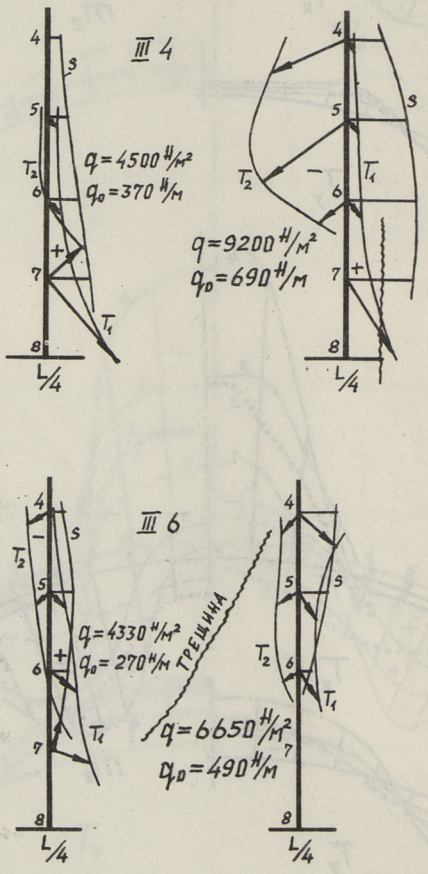


Рис. 9. Распределение главных усилий T_1 и T_2 в моделях 111 4 и 111 6. Масштаб см. на рис. 6 (111 2).

ходе экспериментов выяснилось, что существенного перераспределения компонентов главных растягивающих сил на продольный арматурный стрингер не происходит.

Образование трещины в неармированной зоне создает условия для перераспределения усилий на концы трещин и, тем самым, на дальнейшее развитие трещины. Наклонные трещины существенно открываются (0,5–2 мм).

В армированных зонах наклонные трещины раскрылись незначительно. На моделях Ш 4 – Ш 7 разрушение произошло от образования и раскрытия наклонных трещин при невысоких нагрузках (3–9 кПа) в момент, когда наклонные трещины дошли до неармированной зоны. Оболочки разрушались лавиной, что указывает на отсутствие эффекта дюбеля в трещине. Распределение внутренних сил и сравнение безразмерных параметров $K^{TA} = M(x)/N_a \cdot h$ (h – высота оболочки) усилий в продольных арматурных стрингерах в трех поперечных сечениях представлено в таблице 2.

Таблица 2

Продольное распределение внутренних сил в нижнем арматурном стрингере

	$\frac{q_0}{s_0 q_1 + q_0}$	$x = L/2$		$x = L/4$	
		%	K^{TA}	%	K^{TA}
Ш 4	0	100	1,10	65	1,0
	0,15–0,2		0,92	77–79	0,88
Ш 5	0	100	1,08	68	1,13–1,17
	0,15–0,2		0,93–1,01	76	0,95–1,02
Ш 6	0	100	0,84	–	–
	0,2		0,78		

В сечении $x = L/4$ усилия в арматуре составляют 62–79 % от усилий в середине пролета, а в сечении $x = L/8$ около 32–62 %. Такое распределение продольных усилий близко к параболическому распределению.

Плечо продольных нормальных сил в обоих сечениях почти одинаково (параметры K^{TA} имеют величины в середине оболочки 0,82, у четверти оболочки 0,81). Так как поперечное се-

чение x = L/8 находится между основной наклонной трещиной и торцевой диафрагмой, в этом сечении происходит увеличение продольных сил в арматурных стрингерах. Параметры K^{TA} имеют в среднем значение 0,59. Это позволяет сделать вывод о целесообразности анкеровки продольной рабочей арматуры к торцевым диафрагмам.

Для контроля теоретических расчетов были проведены эксперименты с цилиндрическими оболочками с криволинейно-продольно-растянутой арматурой (модели Ш 2, Ш 4, Ш 6). В поперечном сечении x = L/4 продольная сила составляет 70-78 % от величины силы в середине пролета и зависит от длины поперечных трещин и поперечного распределения нагрузки. Продольное распределение продольных сил в стрингере близко к параболическому. Сила N_a/R_{A1} от арматуры (если ее пересекает трещина) условно уменьшает нагрузку на бортовой элемент и отрицательные поперечные изгибающие моменты. Такое влияние имеет место и при развитии поперечных трещин, которые проникают глубоко в криволинейную часть (до точек № 3 - 4).

Вертикальные перемещения в цилиндрических оболочках при различных расчетных схемах представлены на рис. 10. При нагружении только криволинейной части нагрузкой q_1 = 4 кПа перемещения конька отдельно стоящих оболочек колеблются в пределах I/450 - I/1500 L , а перемещения бортовых элементов в пределах - I/3000 - I/1600 L , т.е. конек перемещается вниз больше, чем бортовой элемент. При данной нагрузке оболочка становится более пологой. При нагружении одновременно криволинейной части и бортового элемента эксплуатационными нагрузками перемещения конька уменьшаются, а бортовые элементы перемещаются в значительное мере вниз.

Выводы

В цилиндрических оболочках действуют значительные положительные изгибающие моменты. Отрицательным моменты имеются в узкой зоне у конька оболочки или вообще отсутствуют. Продольные трещины в большинстве случаев открываются в нижнюю сторону поверхности, т.е. эти трещины вызываются от действия положительных моментов. Как правило, трещины-шарниры положительных поперечных моментов не могут вызывать существенного перераспределения внутренних сил и оболочка разрушается.

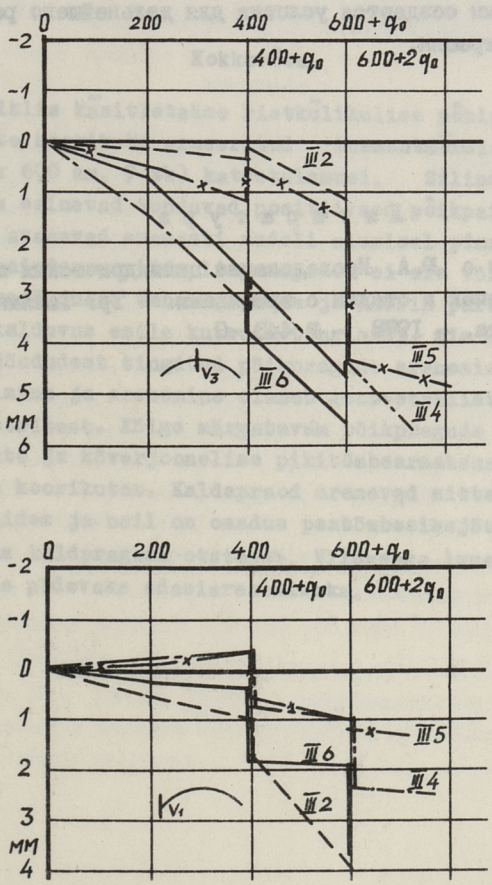


Рис. 10. Вертикальные перемещения в моделях III 2, III 4, III 5 и III 6.

В цилиндрических оболочках имеется тенденция образования условия для развития поперечных трещин от продольных растягивающих сил T_x. Образование и развитие поперечных трещин зависит от геометрических и грузовых параметров. Самое значительное развитие трещин имеет место в оболочках с высокими бортовыми элементами и с бортовыми элементами с криволинейной продольной арматурой. В неармированной угловой зоне, как правило, развиваются наклонные трещины, имеющие способность перераспределять значительные главные растягивающие усилия T_I на конце трещины в криволинейной части. Тем самым создаются условия для дальнейшего развития наклонных трещин.

Литература

Тярно Ю.А. Исследование цилиндрических железобетонных оболочек в стадии с трещинами. – Тр. Таллинск. политехн. ин-та. – 1978. – № 443.-С.

Ü. Tärno

Silindriliste koorikute tsementmördist mudelite uurimistulemuste analüüs

Kokkuvõte

Artiklis käsitletakse ristkülikulise põhiplaaniga silindriliste koorikute armeeritud tsementmördist mudelite (1200 mm x 600 mm, 7 tk) katsetulemusi. Silindrilistes koorikutes esinevad tunduvad positiivsed põikpaindemomendid. Pikipraod avanevad enamasti mudeli alumisel pinnal. Positiivsete põikpaindemomentide liigendpraod ei ole võimelised oluliselt sisejõudusid ümber jaotama ja koorik puruneb. Koorikutel on kalduvus esile kutsuda tingimusi, mis soodustavad pikitõmbejõududest tingitud põikpragude arenemist. Põikpragude tekkimine ja arenemine oleneb geomeetrilistest ja koormusparameetritest. Kõige märgatavam põikpragude areng leiab aset kõrgete ja kõverjoonelise pikitõmbearmatuuriga pikiäärel liikmetega koorikutes. Kaldapraod arenevad mittearmeeritud nurgatsoonides ja neil on omadus peatõmbesisejõudude ümberjaotamiseks kaldpragude otstesse. Viimasega luuakse tingimused pragude pidevaks edasiarenemiseks.

Ü. Tärno

Data Analysis of the Experimental Investigations of the Cylindrical Shell Models of Cement Mortar

Abstract

The paper presents some data of the experiments with the cylindrical shell models of reinforced cement mortar (7 models, 1200 mm by 600 mm). The positive transverse bending moments are present in the thin-walled cylindrical part. Longitudinal cracks open mostly on the lower surfaces of the models. The longitudinal cracks (line hinges) of the positive transverse bending moments are not able to change considerably the internal forces in the models. The formation and development of the transversal cracks depends on the load and geometrical parameters. The formation of the diagonal cracks takes place in the unreinforced corner zones of the models. They have a tendency to distribute the principal tension force to the ends of the diagonal cracks and so favourable conditions for the development of such cracks are created.

Содержание

I. Аарс И.И. Вилба П.В. О расчете сварных металлических балок, загруженных распределенной нагрузкой 3

2. Гордон Э.Я., Кульбах В.Р. Исследование напряженного состояния цилиндрической оболочки при действии локальных нагрузок от групповых монтажных штуцеров..... .... I4

3. Гордон Э.Я., Дубышкина Л.В. Напряженно-деформированное состояние корпуса цилиндрического аппарата в области присоединения стропового устройства... 25

4. Лахе А.В., Росс У.Э. Решение задачи дифракции акустических волн методом конечных и граничных элементов.... 35

5. Кйгэр К.П., Партс А.Ю. Анализ работы и расчет тентовых покрытий..... 44

6. Гендриксон В.А., Кйгер К.П., Тальвик И.Р. Экспериментальное исследование ветровых нагрузок на тентово-арочное покрытие..... 59

7. Орас Р.Э. Расчет по дискретной схеме тентового покрытия, усиленного тросами. 69

8. Отсмаа В.А. Определение предельной распределенной нагрузки железобетонного изгибаемого элемента при действии поперечных сил..... 78

9. Тярно Ю.А. Анализ данных экспериментального исследования моделей пологих оболочек отрицательной кривизны.. 86

I0. Тярно Ю.А. Анализ данных экспериментального исследования моделей цилиндрических оболочек из цементного раствора... 98

EESTI AKADEEMILINE RAAMATUKOGU
1 0200 00082428 8

руб. 1.20