TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 410

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И СТРОИТЕЛЬНАЯ ФИЗИКА

Сборник статей

ХУ1

ТАЛЛИН 1976

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 410 1976

УДК 624.074

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И СТРОИТЕЛЬНАЯ ФИЗИКА

СБОРНИК СТАТЕЙ

ХУ1

Таллин 1976

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 410 1976

УДК 624.072

И.И.Ааре, В.Р.Кульбах, И.С.Гольденберг

РАСЧЕТ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАЧТ С УЧЕТОМ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ СИСТЕМЫ

Опыт проектирования мачт для монтажа тяжеловесного оборудования показывает, что грузоподъемность мачты в значительной степени зависит от параметров подъема, в том числе и от наклона самой мачты. В то же время угол наклона мачты меняется по мере приложения нагрузки, ввиду изменения натяжения вант. Увеличение степени предварительного натяжения вант приводит, с одной стороны, к уменьшению перемещений мачты, но с другой стороны к увеличению продольной силы мачты [I]. Обоснованный подбор степени предварительного натяжения вант возможен только в случае, когда мы знаем зависимость грузоподъемности мачты от степени предварительного натяжения вант. Кроме того, достаточно точный учет избыточного натяжения вант со стороны грузовой консоли возможен только при расчете мачт с учетом перемещений системы. Задачу составления таблиц грузоподъемности мачт с учетом перемещений системы целесообразно разлагать на две части:

I) определение грузоподъемности мачты при заданных перемещениях системы, 2) определение перемещений системы с учетом усилий мачты, соответствующих заданной грузоподъемности.

Максимальная допускаемая вертикальная нагрузка, действующая на грузовую консоль мачты при заданных параметрах подъема, определяется условиями:

I) общей устойчивости ствола мачты,
2) местной устойчивости ветвей и элементов решетки,
3) прочности оголовка и креплений расчалок,
4) прочности элементов грузовой консоли и элементов опор.

При этом должны быть учтены дополнительные изгибающие моменты и нормальные силы от давления ветра и от собственного веса при наклонении мачты.

Из-за сложности формул проверки несущей способности мачт как составных внецентренно сжатых стержней, с одной стороны, и уравнений для определения системы мачта-расчалки, с другой стороны, расчет практически может выполняться только итеративным способом. Программа, разработанная для ЭЦВМ " Минск-32", исходит из заданной грузоподъемности, предусматривает определение усилий и перемещений системы и проверку несущей способности мачты путем сравнения действительных усилий с предельными. Если условия несущей способности не соблюдаются или соблюдаются с избытком, задают исправленное значение грузоподъемности и выполняют новую проверку. Итерация повторяется до тех пор, пока условия несущей способности мачты не соблюдаются с заданным малым избытком.

В первую очередь рассмотрим уравнения, определяющие перемещения расчалок и вершины мачты при действии нагрузки на грузовую консоль мачты (фиг. I). При этом имеем в виду, что перемещения x_1 и Δx представляют собой малые величины по сравнению с высотой мачты. В связи с этим в выводах уравнений пренебрегаем степенями этих величин, начиная со второй. Рассмотрим наиболее характерные схемы расположения расчалок (фиг. 2). С учетом начального отклонения вершины мачты от вертикали в плоскости xz на величину x_1 с учетом уравнений вант мы имеем условия равновесия вершины мачты для случая схемы, симметричной относительно плоскости xz (фиг. 2,а) в виде

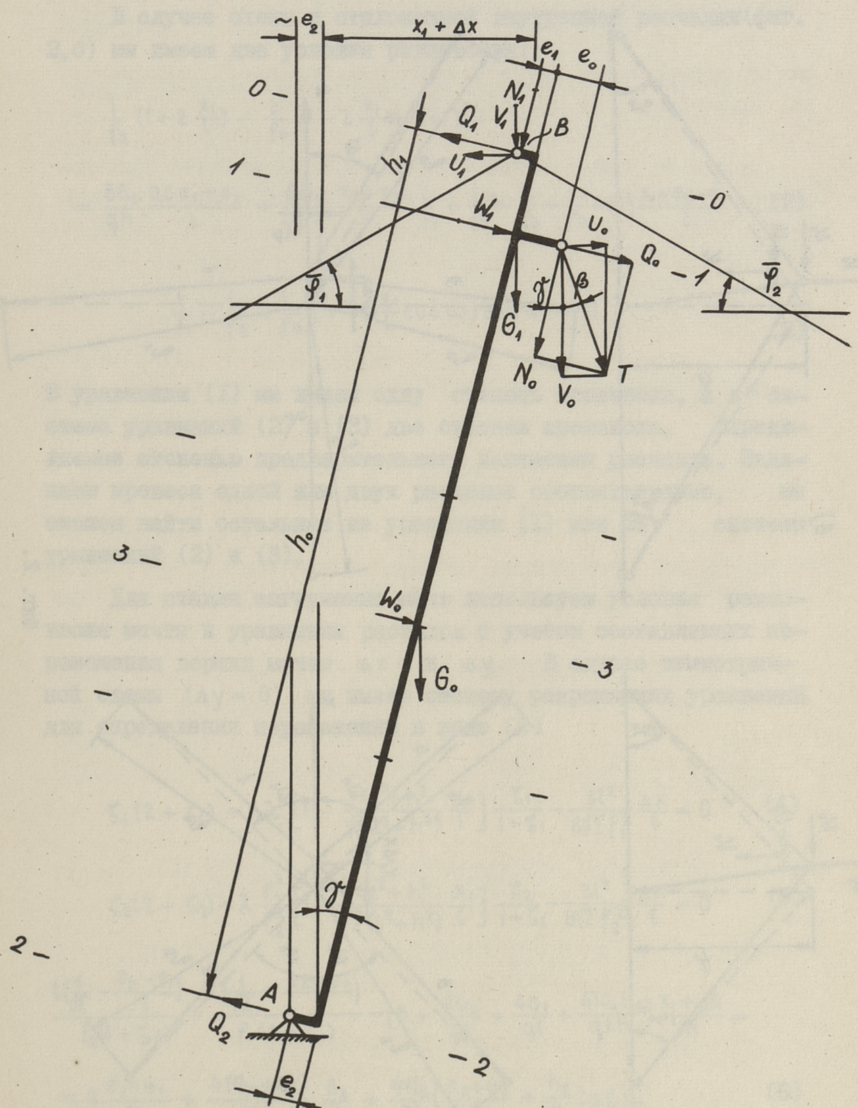
$$\frac{l}{f_2}\left(\frac{1}{\sqrt{2}}-\frac{e_2-e_1}{l}\right)-\frac{l}{f_1}\left(\frac{1}{\sqrt{2}}+\frac{e_2-e_1}{l}\right)= \qquad (I)$$

$$=\frac{4G_0}{qh}\,\frac{0{,}5x_1+l_2}{l}+\frac{4G_1}{qh}\,\frac{x_1+e_2}{l}+8\,\frac{x_1+e_2+e_1}{l},$$

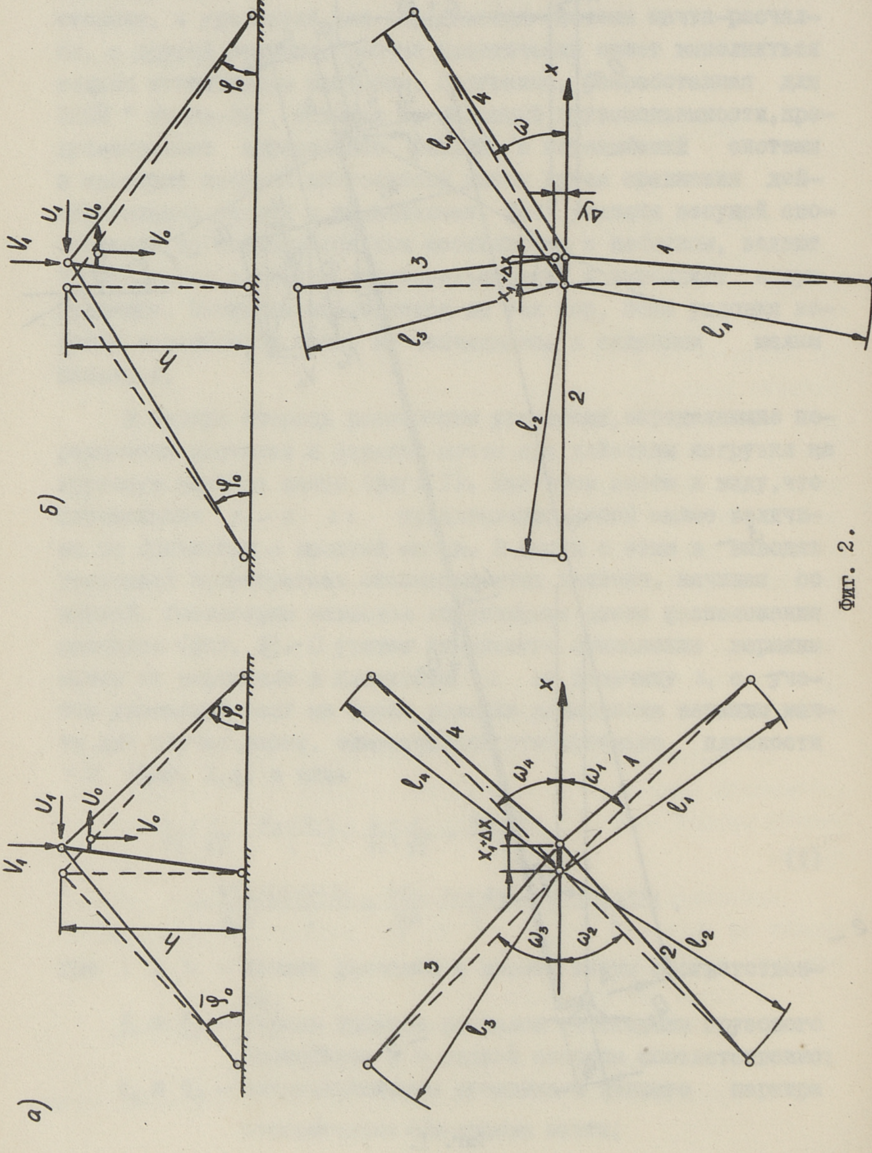
где l и h – пролет расчалок и высота мачты соответственно;

f_1 и f_2 – стрелы провеса расчалок со стороны грузового полиспаста и с задней стороны соответственно;

e_1 и e_2 – эксцентриситеты оголовка и нижнего шарнира относительно оси ствола мачты;


~ e2
x1 + Δx
e1
e0
0 –
N1
V1
Q1
B
U1
1 –
h1
– 0
W1
U0
Q0
– 1
φ1
φ2
γ
β
G1
N0
V0
T
3 –
h0
– 3
W0
G0
γ
2 –
A
Q2
– 2
e2

Фиг. I.


а)
б)
x
1
2
3
4
V_1
U_1
U_0
V_0
φ_0
$\bar{\varphi}_0$
l_1
l_2
l_3
l_4
ω
ω_1
ω_2
ω_3
ω_4
$X_1+\Delta X$
Δy

Фиг. 2.

G_0 и G_1 – вес ствола и головной части мачты соответственно;

q – нагрузка от собственного веса расчалки на единицу длины проекции расчалки.

В случае схемы с отклоненной внутренней расчалки(фиг. 2,б) мы имеем два условия равновесия:

$$\frac{l}{f_2}\left(1+2\frac{x_1}{l}\right)-\frac{l}{f_4}\left(1-2\frac{x_1}{l}\cos\omega\right)=$$

$$=\frac{8G_0}{qh}\frac{0{,}5x_1+e_2}{l}+\frac{8G_1}{qh}\frac{x_1+e_2}{l}\left(\frac{l}{f_1}+\frac{l}{f_2}+\frac{l}{f_3}+\frac{l}{f_4}+16\right)\frac{x_1+e_2-e_1}{l} \qquad (2)$$

$$\frac{l}{f_1}-\frac{l}{f_3}-\frac{l}{f_4}\left(1-2\frac{x_1}{l}\cos\omega\right)\sin\omega=0. \qquad (3)$$

В уравнении (I) мы имеем одну степень произвола, а в системе уравнений (2) и (3) две степени произвола, определяемые степенью предварительного натяжения расчалок. Заданием провеса одной или двух расчалок соответственно, мы сможем найти остальные из уравнения (I) или из системы уравнений (2) и (3).

Для стадии загружения мачт используем условия равновесия мачты и уравнения расчалок с учетом составляющих перемещения вершин мачты Δx и Δy. В случае симметричной схемы ($\Delta y=0$) мы имеем систему разрешающих уравнений для определения перемещений в виде [2]

$$\zeta_1(2+\zeta_1)+\lambda\left[1-\frac{4l^2+h^2}{\sqrt{2}(l^2+h^2)}\frac{x_1}{l}\right]\frac{\zeta_1}{1+\zeta_1}-\frac{3l^2}{8\sqrt{2}f_1^2}\frac{\Delta x}{l}=0 \qquad (4)$$

$$\zeta_2(2+\zeta_2)+\lambda\frac{f_1^3}{f_2^3}\left[1+\frac{4l^2+h^2}{\sqrt{2}(l^2+h^2)}\frac{x_1}{l}\right]\frac{\zeta_2}{1+\zeta_2}-\frac{3l^2}{8\sqrt{2}f_2^2}\frac{\Delta x}{l}=0 \qquad (5)$$

$$\frac{l\left(\frac{1}{\sqrt{2}}-\frac{e_2-e_1}{l}\right)}{f_2(1+\zeta_2)}-\frac{l\left(\frac{1}{\sqrt{2}}+\frac{e_2-e_1}{l}\right)}{f_1(1+\zeta_1)}-\left(8+\frac{2G_0}{ql}+\frac{4G_1}{ql}+\frac{4N_0h_0}{qlh}\right)\frac{x_1+\Delta x}{h}=$$

$$=8\frac{e_2-e_1}{h}+\frac{4(G_0+G_1)}{ql}\frac{e_2}{h}+\frac{4N_0}{ql}\left(\frac{e_0+e_2}{h}+\frac{h_0}{h}\operatorname{tg}\beta\right), \qquad (6)$$

где $\zeta_1 = \frac{w_{01}}{f_1}$, $\zeta_2 = \frac{w_{02}}{f_2}$ – относительные прогибы расчалок;

$\lambda = \frac{3ql^4}{64EFf_1^3}\left(1+\frac{h^2}{l^2}\right)^{3/2}$ – степень предварительного натяжения вант;

N_0 – нормальная составляющая нагрузки, приложенной к грузовой консоли;

β – угол отклонения грузового полиспаста от вертикали.

В случае схемы с отклоненной внутренней расчалкой система разрешающих уравнений может быть представлена в виде

$$\zeta_1(2+\zeta_1) + \lambda\frac{\zeta_1}{1+\zeta_1} + \frac{3l^2}{8f_1^2}\frac{\Delta y}{l} = 0 \tag{7}$$

$$\zeta_2(2+\zeta_2) + \lambda\frac{f_1^3}{f_2^3}\left[1+\frac{4l^2+h^2}{l^2+h^2}\frac{x_1}{l}\right]\frac{\zeta_2}{1+\zeta_2} + \frac{3l^2}{8f_2^2}\frac{\Delta x}{l} = 0 \tag{8}$$

$$\zeta_3(2+\zeta_3) + \lambda\frac{f_1^3}{f_3^3}\frac{\zeta_3}{1+\zeta_3} - \frac{3l^2}{8f_3^2}\frac{\Delta y}{l} = 0 \tag{9}$$

$$\zeta_4(2+\zeta_4) + \lambda\frac{f_1^3}{f_4^3}\left[1-\frac{4l^2+h^2}{l^2+h^2}\left(\frac{x_1+\Delta x}{l}\cos\omega + \frac{\Delta y}{l}\sin\omega\right)\right] - \left(\frac{\Delta x}{l}\cos\omega + \frac{\Delta y}{l}\sin\omega\right) = 0 \tag{10}$$

$$\frac{f_4}{f_1(1+\zeta_1)} - \frac{f_4}{f_3(1+\zeta_3)} - \frac{\sin\omega}{1+\zeta_4}\left(1-2\frac{x_1+\Delta x}{l}\cos\omega - 2\frac{\Delta y}{l}\sin\omega\right) = 0 \tag{11}$$

$$\frac{(x_1+\Delta x)+(e_2-e_1)}{f_1(1+\zeta_1)} + \frac{l+(x_1+\Delta x)-(e_2-e_1)}{f_2(1+\zeta_2)} - \frac{(x_1+\Delta x)+(e_2-e_1)}{f_3(1+\zeta_3)} -$$
$$- \frac{l-(x_1+\Delta x)(2\cos^2\omega-1)-2\Delta y\sin\omega\cos\omega+(e_2-e_1)}{f_4(1+\zeta_4)} - \frac{16(x_1+\Delta x)+(e_2-e_1)}{h} =$$
$$= \frac{8G_0}{qlh}\left[0{,}5(x_1+\Delta x)+e_2\right] + \frac{8G_1}{qlh}\left[(x_1+\Delta x)+e_2\right] +$$
$$+ \frac{8N_0}{qlh}\left[(e_0+e_1)+\frac{h_0}{h}(x_1+\Delta x)+h_0\,\mathrm{tg}\,\beta\right], \tag{12}$$

где f_1, f_2, f_3, f_4 – стрелы провеса расчалок согласно схеме фиг. 2,б;

$\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$ – соответствующие относительные прогибы расчалок;

ω – угол отклонения внутренней расчалки от оси x.

Проверка несущей способности мачты при заданных параметрах подъема и заданной грузоподъемности выполняется в следующем порядке:

I) составляют зависимости для нормальных составляющих нагрузки грузовой консоли (фиг. I) с учетом перемещений Δx,

2) указанные зависимости решаются совместно с системой уравнений (4)...(6) или (7)...(I2) соответственно,

3) вычисляют нормальные силы и изгибающие моменты в характерных сечениях ствола мачты,

4) проверяют несущую способность по вышеуказанным четырем условиям.

Литература

I. Ааре И.И., Гольденберг И.С., Кульбах В.Р. Зависимость усилий и перемещений грузоподъемных мачт от степени натяжения оттяжек.-"Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 357, Таллин, I974.

2. Кульбах В.Р. О представлении уравнений упругой нити в перемещениях.-"Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 269, Таллин, I968.

J. Aare, V. Kulbach, I. Goldenberg

Design of Mast Cranes in Consideration of System Displacements

Summary

Mast cranes have usually been designed without taking into consideration system displacements. The excessive forces of cables are only approximately taken into account. On the other hand, the carrying capacity of mast cranes depends to a great extent on the displacements and cable's forces. Both mast displacements and cable's forces depend on the pre-stretching forces of cables. Therefore, more precise designing of mast cranes has to be carried out in consideration of system displacements. Some basic principles of the design calculations have been presented in the paper.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

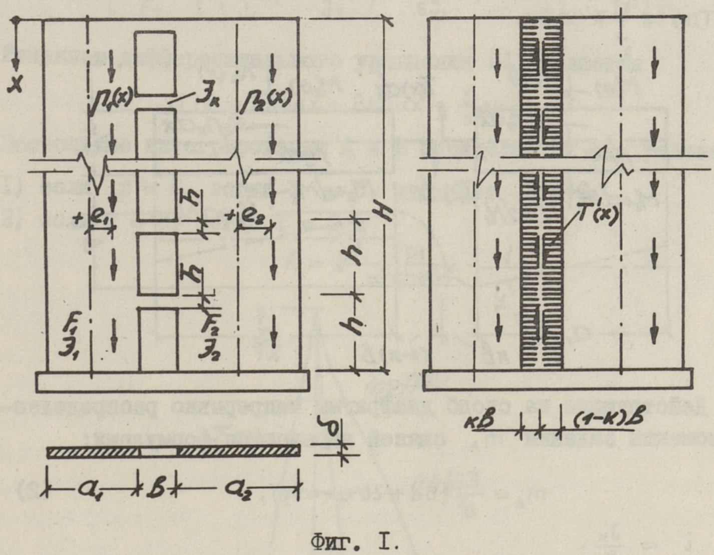
№ 410 1976

УДК 624.043.23

Л.А. Алликас

О РАСЧЕТЕ ДИАФРАГМ ЗДАНИЙ НА ВЕРТИКАЛЬНЫХ НАГРУЗКАХ

В статье представлен приближенный расчет вертикально нагруженной диафрагмы (фиг. I,а). Используется континуальная расчетная схема (фиг. I,б).



Фиг. I.

При расчете предполагается, что I) сохраняется гипотеза плоских сечений элементов диафрагмы; 2) столбы диафрагмы структурно подобны и имеют постоянное сечение по всей высоте зданий; 3) моменты распределяются между столбами пропорционально её жесткости EJ_i.

Перемещение Δ и повороты ν сечений столбов на уровне x (фиг. 2) выражаются формулами:

$$\Delta = \frac{1}{E}\left\{\left[\frac{1}{F_1}+\frac{\kappa a_1 e_1}{2J_1}\right]\int_x^H P_1(x)\,dx+\left[-\frac{1}{F_2}+\frac{(1-\kappa)a_2e_2}{2J_2}\right]\int_x^H P_2(x)\,dx+\right.$$

$$\left.+\left[\frac{1}{F_1}+\frac{1}{F_2}+\frac{a_1(a_1+b)}{4J_1}+\frac{a_2(a_2+b)}{4J_2}\right]\int_x^H T(x)\,dx\right\}, \qquad \text{(I)}$$

$$\nu_1 = \frac{\kappa}{EJ_1}\left\{e_1\int_x^H P_1(x)\,dx+e_2\int_x^H P_2(x)\,dx\right\}-\frac{a_1+b}{2EJ_1}\int_x^H T(x)\,dx,$$

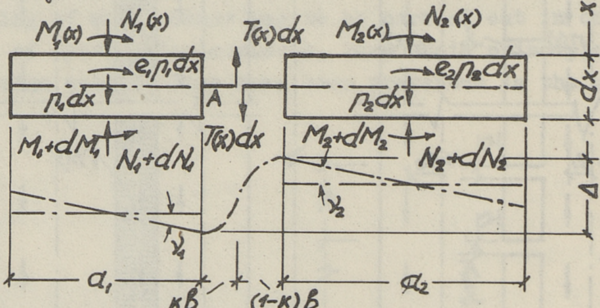
$$\nu_2 = \frac{(1-\kappa)}{EJ_2}\left\{e_1\int_x^H P_1(x)\,dx+e_2\int_x^H P_2(x)\,dx\right\}-\frac{a_2+b}{2EJ_2}\int_x^H T(x)\,dx,$$

где $\kappa = \frac{J_1}{J_1+J_2}$;

E – модуль упругости материала диафрагмы;

$P_i(x) = \int_0^x p_i(x)\,dx = p_i\int_0^x f(x)\,dx$;

$T(x) = \int_0^x T'(x)\,dx$.



Фиг. 2.

Действующие на столб диафрагмы непрерывно распределенные моменты заделки m_A связей выражаются формулами:

$$m_A = \frac{Ei}{b^2}(6\Delta + 2b\nu_1 + 4\nu_2), \qquad (2)$$

где $i = \frac{J_\kappa}{h}$,

J_κ – момент инерции сечений связи.

Условие равновесия элемента столба диафрагмы (фиг.2), учитывая, что

$$N(x) = P(x) - T(x)$$

$$T'(x)\,dx = \frac{m_A}{\kappa b}dx$$

дает

$$T'(x) + \alpha^2\int_x^H T(x)\,dx = \gamma\int_x^H f(x)\,dx, \qquad (3)$$

$$T''(x) - \alpha^2 T(x) = -\gamma f(x). \qquad (4)$$

В случае, где $p_1(x) = \text{const}$ **и** $p_2(x) = 0$, **получаем**

$$T''(x) - \alpha^2 T(x) = -\gamma x,$$

где

$$\alpha^2 = \frac{6i}{kb^3}\left\{\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2} + \frac{1}{4}\left[\frac{a_1(a_1+b)}{J_1} + \frac{a_2(a_2+b)}{J_2}\right] + \frac{b(a_1+b)}{6J_1} + \frac{2b(a_2+b)}{6J_2}\right\},$$

$$\gamma = \frac{6i}{kb^3}\left\{\left[\frac{1}{F_1} + \frac{e_1}{2}\left(\frac{ka_1}{J_1} + \frac{(1-k)a_2}{J_2}\right) + \frac{2ke_1b}{6J_1} + \frac{4(1-k)e_1b}{6J_2}\right]p_1 + \left[-\frac{1}{F_2} + \frac{e_2}{2}\left(\frac{ka_1}{J_1} + \frac{(1-k)a_2}{J_2}\right) + \frac{2ke_2b}{6J_1} + \frac{4(1-k)e_2b}{6J_2}\right]p_2\right\}.$$

Решением дифференциального уравнения (4) является

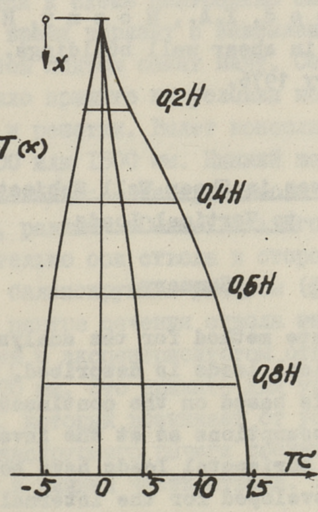
$$T(x) = A\,\mathrm{sh}\,\alpha x + B\,\mathrm{ch}\,\alpha x + \frac{\gamma}{\alpha^2}p_1 x. \qquad (5)$$

Постоянные интегрирования A и B определяются из условий:

I) если $x = 0$, тогда $T = 0$, что дает $B = 0$,

2) если $x = H$, тогда $T' = 0$ и

$$A = -\frac{\gamma p_1}{\alpha^3 \mathrm{ch}\,\alpha H}.$$



Фиг. 3.

Результаты численного примера со следующими данными. Высота здания $H = 20h = 20 \cdot 3 = 60$ м, $E = 2{,}5 \cdot 10^6$ Тс/м^2, $a_1 = a_2 = 5$ м, $в = 3$ м, $\bar{h} = 0{,}5$ м, $\delta = 0{,}16$ м, $к = 0{,}5$, $p = 1$ тс/м, $e_1 = +2{,}5;\ 0;\ -2{,}5$ м, $p_2 = 0$.

Эпюры силы T при трех случаях представлены на фиг. 3.

Нормальные усилия в столбе

при $e_1 = +2{,}5$ м, $N_1 = 60-14{,}8 = 45{,}2$ тс, $N_2 = 14{,}8$ тс,

при $e_1 = 0$, $N_1 = 60-4{,}4 = 55{,}6$ тс, $N_2 = 4{,}4$ тс,

при $e_1 = -2{,}5$ м, $N_1 = 60+5{,}8 = 65{,}8$ тс, $N_2 = -5{,}8$ тс.

Литература

1. Лаул Х.Х., Алликас Л.А. О расчете вертикальных диафрагм зданий. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 333, Таллин, 1972.

2. Алликас Л.А. О распределении нагрузки между столбами перфорированной вертикальной диафрагмы зданий. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 357, Таллин, 1974.

3. Rosman, R. Pierced walls subject to gravity loads. Concrete, June 1968.

4. MacLeod, I.A., Hosny, H. The distribution of vertical load in shear wall buildings. The Structural Engineer, February 1976.

L. Allikas

Stresses in Shear Wall Subjected to Vertical Loads

Summary

An approximate method for the analysis of shear walls subjected to vertical loads is described.

The method is based on the continuous connection technique. The same assumptions as at the investigations of shear walls under horizontal loads have been used [1]. Formulas have been developed for the internal forces in walls on rigid foundations. The numerical example is presented.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 410 1976

УДК 624.072

И.С.Гольденберг

АНАЛИЗ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ МОНТАЖНЫХ МАЧТ АКГ-1000

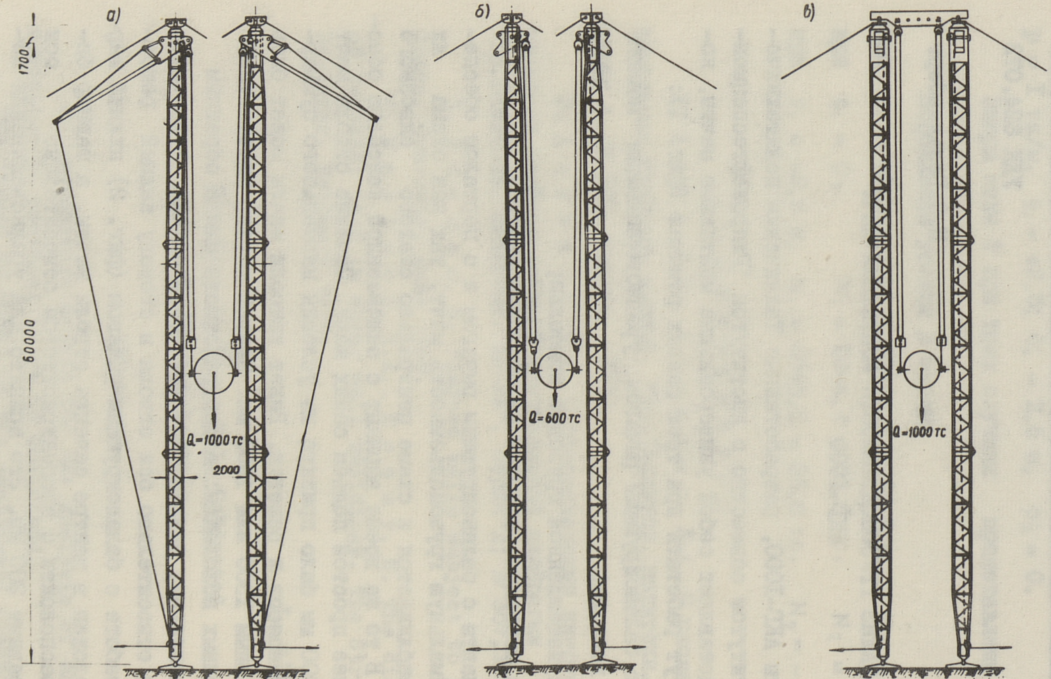
Мачты АКГ-1000, разработанные Таллинским политехническим институтом совместно с институтом "Гипронефтеспецмонтаж" представляют собой универсальные монтажные мачты, которые могут работать при трех разных режимах (фиг. I):

а) с балансирующим рычагом, уравновешивающим момент грузовой консоли;

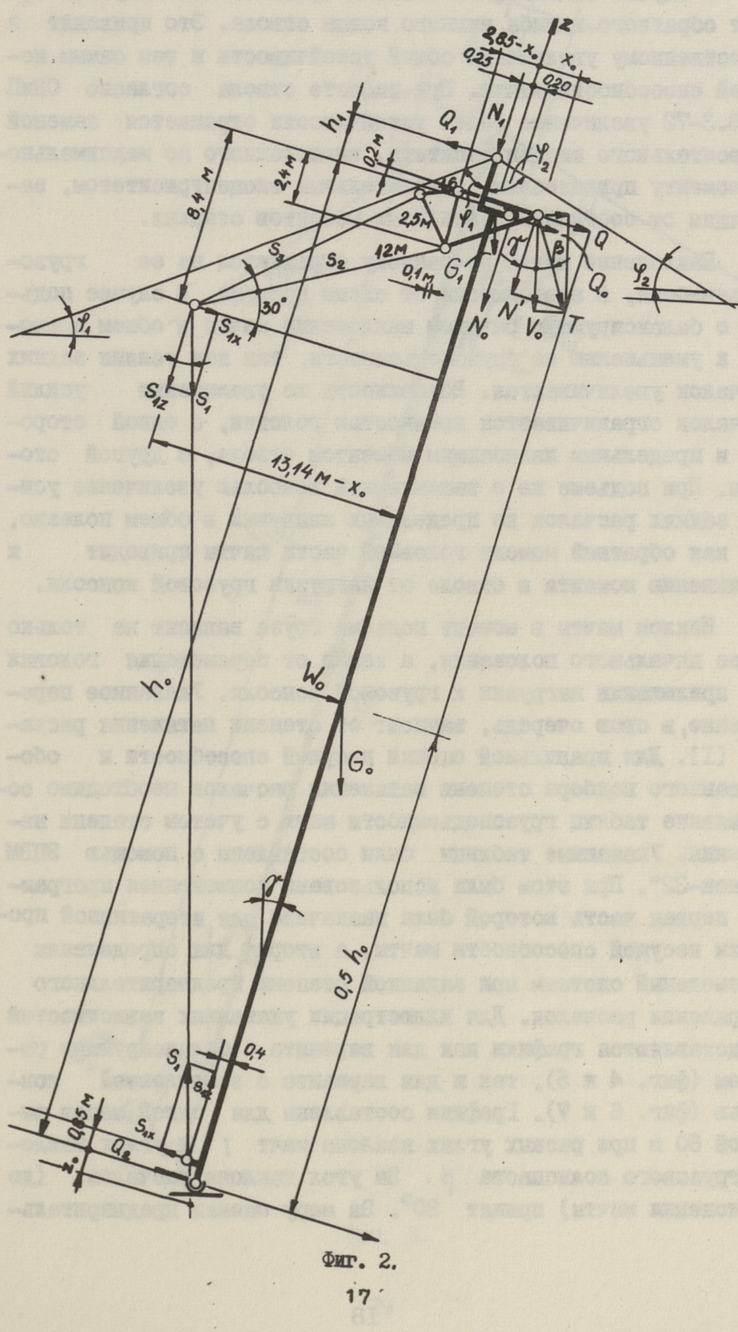
б) с защемленной грузовой консолью;

в) с порталом, опертым на оголовки мачт.

Варианты с балансирующим рычагом и с порталом обеспечат максимальную грузоподъемность мачт, так как схема их работы приближается к схеме центрально сжатого сквозного стержня. В то же время вариант с защемленной консолью обеспечит более простой подъем самих мачт. Сечение ствола мачт 2000 x 2000 мм было принято из условия наименьшего суммарного веса поясов и решетки. Вылет консоли мачты может быть принят равным 1300 или 1500 мм. Нижний шарнир имеет также два возможных положения: в центре ствола или с обратным эксцентриситетом, равным 400 мм. Ось оголовка перемещена на 250 мм относительно оси ствола в сторону задней решетки. При работе с балансирующим рычагом (фиг. 2) нижний шарнир расположен в центре сечения ствола мачты, а шарнир балансира расположен с эксцентриситетом относительно оси ствола, равным 200 мм. Это принято для уравновешивания небольшого момента, который возникает от усилий задних расчалок. Конец балансирующего рычага соединяется с помощью наклонного троса к нижней части ствола. Усилие указанного троса вызывает небольшое дополнительное усилие в стволе мачты.



Фиг. I.



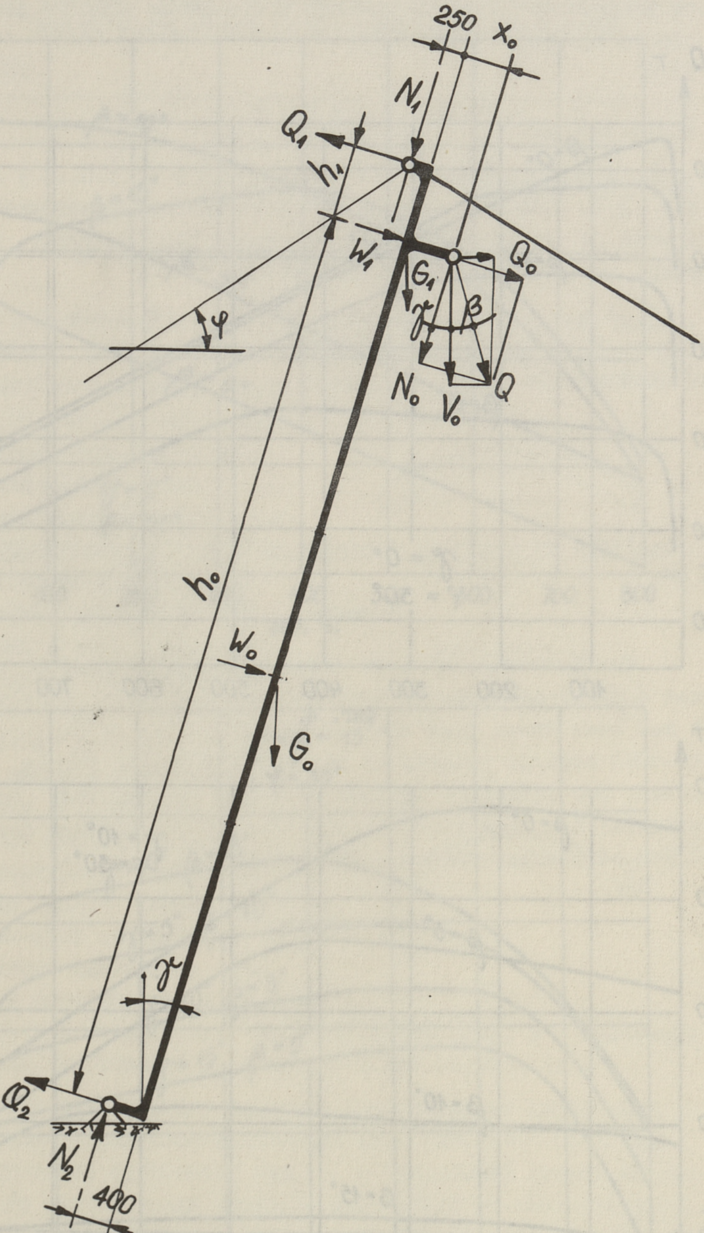
z
2,85-x₀
0,25
x₀
0,20
h₁
Q₁
N₁
φ₂
0,2 м
2,4 м
8,4 м
2,5 м
φ₁
Q
γ
β
S₃
S₂
12 м
0,1 м
G₁
Q₀
N'
N₀
V₀
T
30°
S₁x
S₁z
S₁
13,14 м - x₀
h₀
W₀
G₀
0,5 h₀
0,4
0,65 м
Q₂
z₀

Фиг. 2.

В случае защемленной консоли (фиг. 3) используется эффект обратного изгиба нижнего конца ствола. Это приводит к существенному увеличению общей устойчивости и тем самым несущей способности мачты. При расчете ствола согласно СНиП II-В.3-72 увеличение общей устойчивости отражается заменой относительного эксцентриситета, вычисленного по максимальному моменту приведенным относительным эксцентриситетом, зависящим от соотношения концевых моментов стержня.

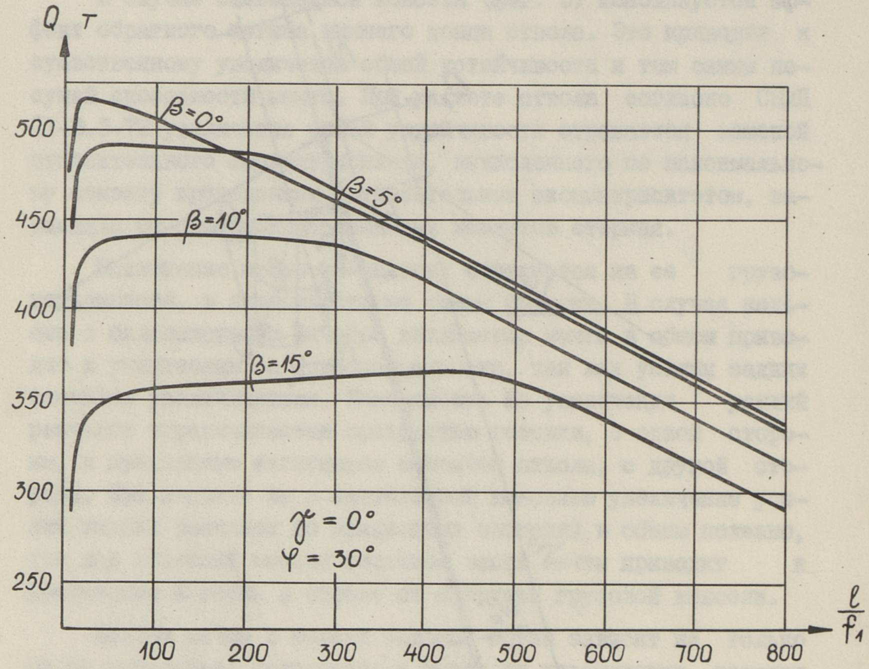
Наклонение мачты по-разному отражается на ее грузоподъемности, в зависимости от схемы подъема. В случае подъема с балансирующим рычагом наклонение мачты в общем приводит к уменьшению ее грузоподъемности, так как усилия задних расчалок увеличиваются. Возможность же увеличения усилий расчалок ограничивается прочностью головки, с одной стороны, и предельным изгибающим моментом ствола, с другой стороны. При подъеме же с защемленной консолью увеличение усилий задних расчалок до предельных значений в общем полезно, так как обратный момент головной части мачты приводит к уменьшению момента в стволе от нагрузки грузовой консоли.

Наклон мачты в момент подъема груза зависит не только от ее начального положения, а также от перемещения головки при приложении нагрузки к грузовой консоли. Указанное перемещение, в свою очередь, зависит от степени натяжения расчалок [I]. Для правильной оценки несущей способности и обоснованного подбора степени натяжения расчалок необходимо составление таблиц грузоподъемности мачт с учетом степени натяжения. Указанные таблицы были составлены с помощью ЭЦВМ "Минск-32". При этом была использована совмещенная программа, первая часть которой была назначена для итеративной проверки несущей способности мачты, а вторая для определения перемещений системы при заданной степени предварительного напряжения расчалок. Для иллюстрации указанных зависимостей представляются графики как для варианта с балансирующим рычагом (фиг. 4 и 5), так и для варианта с защемленной консолью (фиг. 6 и 7). Графики составлены для одной мачты высотой 60 м при разных углах наклона мачт γ и углах наклона грузового полиспаста β. За угол наклона расчалок (до наклонения мачты) принят 30^{o}. За меру оценки предваритель-

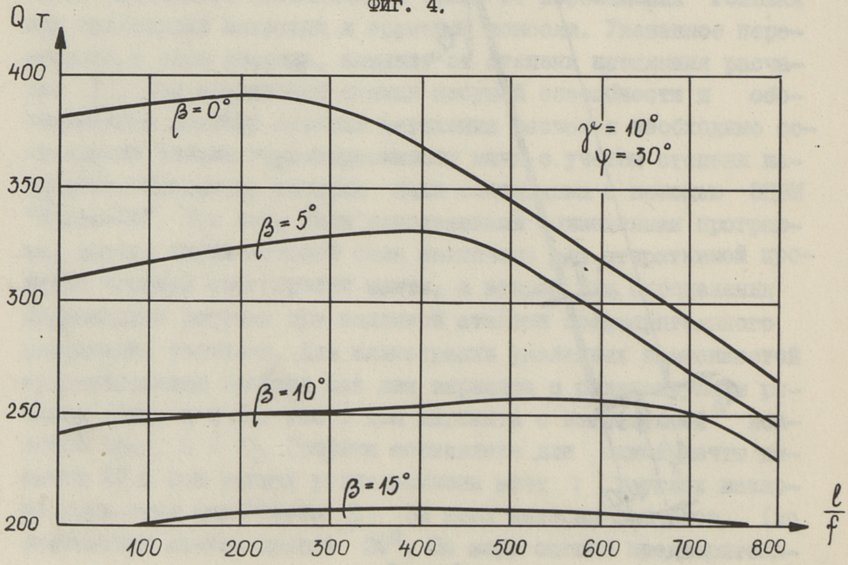


250
x_0
N_1
Q_1
h_1
W_1
G_1
Q_0
φ
γ
β
N_0
V_0
Q
h_0
W_0
G_0
γ
Q_2
N_2
400

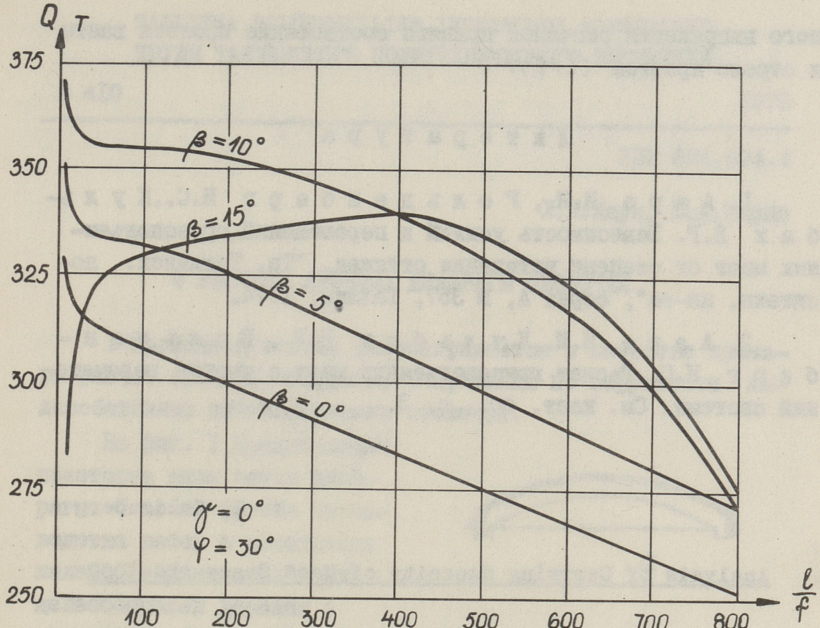
Фиг. 3.


Q т
500
450
400
350
300
250
β=0°
β=5°
β=10°
β=15°
γ = 0°
φ = 30°
100
200
300
400
500
600
700
800
l/f₁

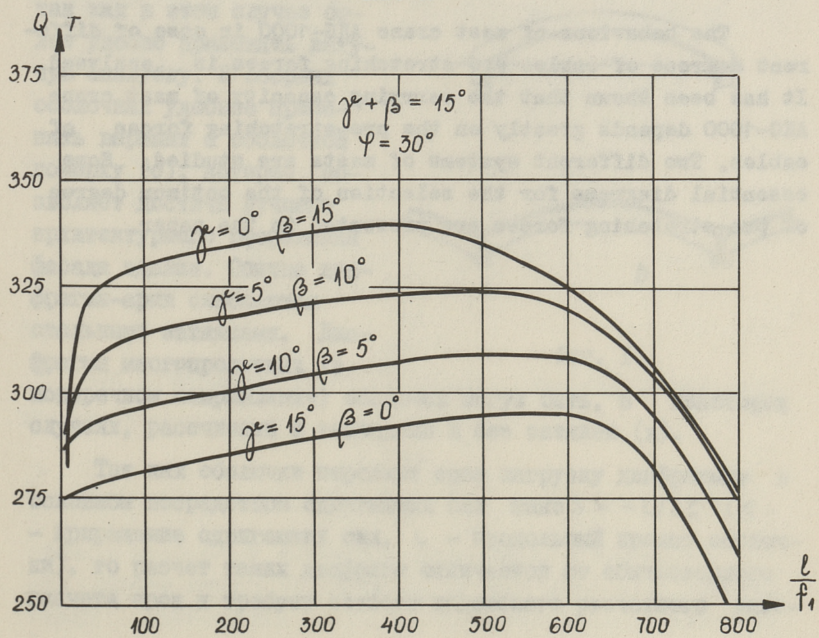
Фиг. 4.


Q т
400
350
300
250
200
β=0°
β=5°
β=10°
β=15°
γ = 10°
φ = 30°
100
200
300
400
500
600
700
800
l/f

Фиг. 5.


Q т
375
350
325
300
275
250
β = 10°
β = 15°
β = 5°
β = 0°
γ = 0°
φ = 30°
100
200
300
400
500
600
700
800
l/f

Фиг. 6.


Q т
375
350
325
300
275
250
γ + β = 15°
φ = 30°
γ = 0° β = 15°
γ = 5° β = 10°
γ = 10° β = 5°
γ = 15° β = 0°
100
200
300
400
500
600
700
800
l/f₁

Фиг. 7.

ного напряжения расчалок принято соотношение пролета ванты к стреле провеса (l/f).

Литература

1. Ааре И.И., Гольденберг И.С., Кульбах В.Р. Зависимость усилий и перемещений грузоподъемных мачт от степени натяжения оттяжек. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 357, Таллин, 1974.

2. Ааре И.И., Кульбах В.Р., Гольденберг И.С. Расчет грузоподъемных мачт с учетом перемещений системы. См. наст. сб., с. 3.

I. Goldenberg

Analysis of Carrying Capacity of Mast Crane AKG-1000

Summary

The behaviour of mast crane AKG-1000 in case of different degrees of cables pre-stretching forces is analysed. It has been shown that the carrying capacity of mast crane AKG-1000 depends greatly on the pre-stretching forces of cables. Two different systems of masts are studied. Some essential diagrams for the selection of the optimum degree of pre-stretching forces are presented in the paper.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
№ 410 1976

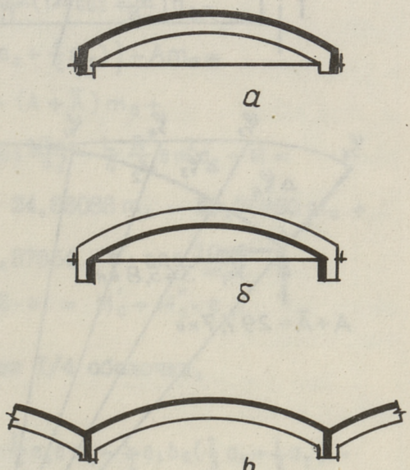
УДК 624.074.4

Х.Х.Лаул, Ю.А.Тярно

О РАСЧЕТЕ АРОЧНЫХ ДИАФРАГМ ОБОЛОЧЕК

В настоящей статье рассматривается в качестве примера расчет арочных диафрагм, очерченных по окружности железобетонных цилиндрических оболочек.

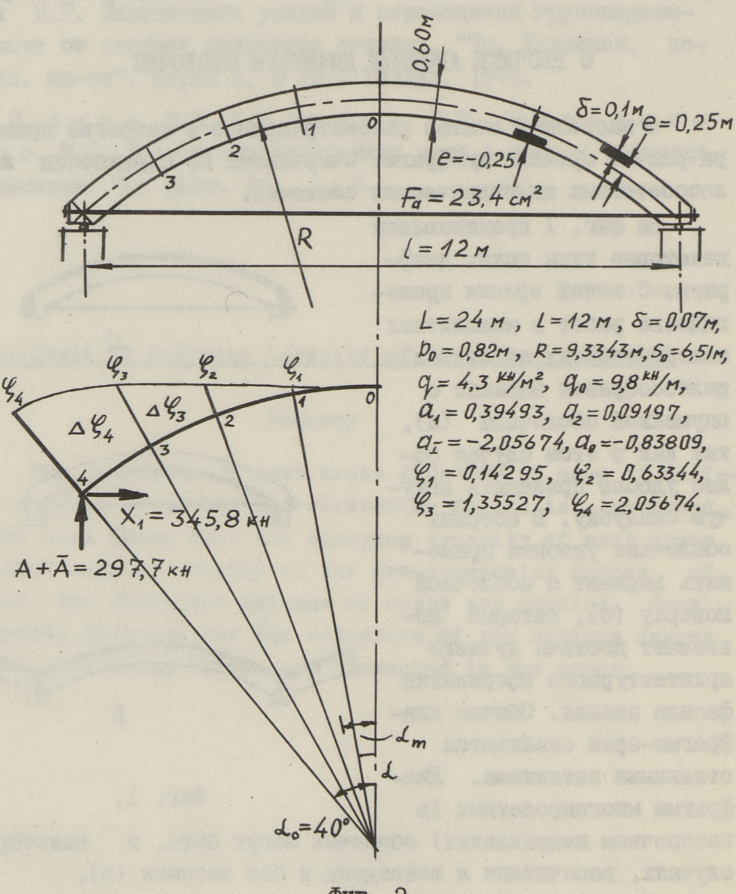
На фиг. I представлены некоторые типы таких диафрагм. С точки зрения производства работ в монолитных железобетонных оболочках целесообразен вариант с опущенной оболочкой (а), так как в этом случае более удобно применять катучую опалубку. В сборных оболочках удобнее применять вариант с оболочкой поверху (б), который позволяет достичь лучшего архитектурного оформления фасада здания. Обычно диафрагмы-арки снабжаются стальными затяжками. Диафрагмы многопролетных (в поперечном направлении) оболочек могут быть, в некоторых случаях, рассчитаны и возведены и без затяжек (в).



Фиг. I.

Так как оболочки передают свою нагрузку диафрагмам в основном посредством сдвигающих сил макс $S = -L/2\,\zeta$ (ζ – – приращение сдвигающих сил, L – продольный пролет оболочки), то расчет таких диафрагм отличается от обыкновенного расчета арок и требует особого подсобного расчетного материала. Задача усложняется еще тем, что сдвигающие силы, передаваемые оболочкой, в общем, не приложены по оси арки.

Для иллюстрации решения задачи (нагрузка в виде сдвигающих сил) рассмотрим расчет диафрагмы в виде двухшарнирной арки с затяжкой. Данные для расчета представлены на фиг. 2.



Фиг. 2.

Зависимые и независимые параметры a_1, a_2, a_I и a_0 приращения сдвигающих сил ζ найдены при помощи метода аппроксимации сдвигающих сил [I], [2]. Ход расчета представлен для случая, если оболочка расположена по верху ($e = +0{,}25$ м) и арочная диафрагма снабжена затяжкой.

Лишнее неизвестное X_1 (см. фиг. 2) в однократно неопределенной схеме определяется из линейного уравнения

$$X_1 \delta_{11} + \delta_{10} = 0,$$

где

$$\delta_{11} = \frac{R^3}{10^4}\psi_{bb} + \frac{E_\delta J_\delta}{E_a F_a}\frac{l}{2} = 16{,}380 + 0{,}923 = 17{,}303.$$

Моменты в статически определенной основной схеме определяем в виде [1], [2]

$$M_0 = -\frac{L}{2}\Big\{\Big[a_1 m_1 + a_2 m_2 + a_I m_I + b_0\Big(\frac{2}{3}a_0 + \frac{1}{2}a_I\Big)m_a\Big] -$$

$$- Re\frac{\alpha_0}{\Pi}\Big(1 + \cos\frac{\Pi\alpha}{\alpha_0}\Big)a_1 + Re\frac{2\alpha_0}{\Pi}\Big(1 - \cos\frac{2\Pi\alpha}{\alpha_0}\Big)a_2 -$$

$$- Re\Big(\frac{\alpha_0}{2} - \frac{\alpha^2}{2\alpha_0}\Big)a_I - e_1 b_0\Big(\frac{2}{3}a_0 + \frac{1}{2}a_I\Big)\Big\} - Am_a =$$

$$= -\frac{L}{2}(a_1 m_1 + a_2 m_2 + a_I m_I) - (A + \bar{A})m_a +$$

$$+ \frac{L}{2}e\frac{s_0}{\Pi}a_1\cos\frac{\Pi\alpha}{\alpha_0} + L\frac{s_0}{\Pi}ea_2\cos\frac{2\Pi\alpha}{\alpha_0} - \frac{L}{4}\frac{R^2}{s_0}e\alpha^2 a_I + \bar{M} =$$

$$= -4{,}73916\, m_1 - 1{,}10364\, m_2 + 24{,}68088\, m_I - 29{,}76850\, m_a +$$

$$+ 9{,}83040 \cdot e \cdot \cos\frac{\Pi\alpha}{\alpha_0} + 4{,}57854 \cdot e \cdot \cos\frac{2\Pi\alpha}{\alpha_0} +$$

$$+ 164{,}99780 \cdot e\,\alpha^2 - 75{,}16562 \cdot e = M_0' + M_0'' \cdot e,$$

где $A = \frac{L}{2}(qs_0 + q_0)$ вес 1/4 оболочки,

$$\bar{A} = \frac{L}{2}b_0\Big(\frac{2}{3}a_0 + \frac{1}{2}a_I\Big).$$

$$\bar{M} = \frac{L}{2}\frac{s_0}{\Pi}ea_1 - L\frac{s_0}{\Pi}ea_2 + \frac{L}{4}s_0 e a_I + \frac{L}{2}e_1 b_0\Big(\frac{2}{3}a_0 + \frac{1}{2}a_I\Big) = -75{,}16562e.$$

Здесь $e_I = 0$.

Для вычисления $\delta_{10} = -\int_0^{s_0} M_0 m_b\, ds$ необходимы дополнительные интегралы

$$\int_0^{s_0} Mm_1 ds = A\psi_{1b} = -10{,}7909\frac{R^4}{10^4}, \quad \int_0^{s_0}\cos\frac{\Pi\alpha}{\alpha_0}m_b ds = \frac{R^2\sin\alpha_0}{\left(\frac{\Pi}{\alpha_0}\right)^2 - 1} = 2{,}90941,$$

$$\int_0^{s_0} Mm_2 ds = A\psi_{2b} = 11{,}4361\frac{R^4}{10^4}, \quad \int_0^{s_0}\cos\frac{2\Pi\alpha}{\alpha_0}m_b ds = -\frac{R^2\sin\alpha_0}{\left(\frac{2\Pi}{\alpha_0}\right)^2 - 1} = -0{,}70008,$$

$$\int_0^{s_0} M m_I ds = A\psi_{Ib} = -16{,}8518\frac{R^2}{10^4}, \qquad \int_0^{s_0} 1_A m_b ds = A\psi_{Ab} = 9{,}40896,$$

$$\int_0^{s_0} M m_a ds = A\psi_{ab} = -420{,}4555\frac{R^3}{10^4},$$

$$\int_0^{s_0} \alpha^2 m_b ds = R^2\left(2\alpha_0\cos\alpha_0 + \alpha_0^2\sin\alpha_0 - 2\sin\alpha_0 - \frac{\alpha_0^3}{3}\cos\alpha_0\right) = 0{,}90789$$

найдем при помощи таблиц в [I], [2].

Таким образом

$$\delta_{10} = -\int_0^{s_0} M_0 m_b ds = -\left\{\frac{R^4}{10^4}\left[(-4{,}73916)\,(-10{,}7909) - \right.\right.$$
$$-1{,}10364\cdot 11{,}4361 + 24{,}68088\cdot(-16{,}8518) - \frac{29{,}7685}{9{,}33434}\cdot$$
$$\left.(-420{,}4555)\right] + [9{,}83040\cdot 2{,}90941 + 4{,}57854\cdot(-0{,}70008) +$$
$$\left. + 164{,}9978\cdot 0{,}90789 - 75{,}16562\cdot 9{,}40896]\cdot e\right\} =$$
$$= -731{,}44452 + 532{,}03514\ e.$$

Если $e = +0{,}25$ **м, тогда** $\delta_{10} = -598{,}44$ **и**

$$X_1 = \frac{598{,}44}{17{,}303} = 34{,}585 \text{ т.}$$

Изгибающие моменты в диафрагме находим путем суммирования при помощи формулы $M = M_0 - X_1 m_b = M_0' + M_0'' e - X_1 m_b$ **(см. табл. I).**

Все коэффициенты $\psi_1, \psi_2, \psi_I, \psi_a$ **и** ψ_b **определены из таблиц в [I], [2].**

Применяя проекцию сдвигающих сил в направлении касательной оси диафрагмы определяем нормальные силы в арочной диафрагме в виде (см. табл. 2).

$$N = \frac{L}{2}\sum \Delta\zeta_m \cos\alpha_m - X_1\cos\alpha - (A + \bar{A})\sin\alpha,$$

где $\Delta\zeta_m = \dfrac{\zeta_m + \zeta_{m-1}}{2}\cdot\dfrac{s_0}{4}, \quad m = 1 \div 4.$

Результаты расчета представлены на фиг. 3 линией I.

На фиг. 3 представлены внутренние силы в арочной диафрагме (с тремя вариантами расположения плиты оболочки $e = -0{,}25 \div +0{,}25$ **м) от нагрузки в виде сдвигающих сил и собственного веса арки (линии I, 2 и 3). Самые большие рас-**

Таблица I

Номер поперечного сечения или α/α_0	0 / 0	1 / 1/4	2 / 2/4	3 / 3/4	4 / 4/4
1	2	3	4	5	6
$-4,73916\, m_1$, где $m_1 = -R^2 \frac{\psi_1}{100}$	+13,050	+4,795	+1,055	+0,070	0
$-1,10364\, m_2$, $m_2 = R^2 \frac{\psi_2}{100}$	−2,531	−1,316	−0,385	−0,031	0
$24,68088\, m_I$, $m_I = -R^2 \frac{\psi_I}{100}$	−89,018	−41,192	−43,253	−1,783	0
$-29,76850\, m_a$, $m_a = -R \frac{\psi_a}{100}$	+178,611	+130,369	+83,574	+39,676	0
$\Sigma = M_0'$	+100,112	+92,657	+70,990	+37,933	0
$9,83040 \cdot e \cdot \cos \frac{\pi\alpha}{\alpha_0}$	+2,458	+1,738	0	−1,738	−2,458
$4,57854 \cdot e \cdot \cos \frac{2\pi\alpha}{\alpha_0}$	+1,145	0	−1,145	0	+1,145
$164,99780 \cdot e \cdot \alpha^2$	0	1,257	5,026	11,309	20,104
$-75,16562 \cdot e$	−18,791	−18,791	−18,791	−18,791	−18,791
$\Sigma = M_0'' \cdot e$, $e = +0,25$	−15,189	−15,797	−14,910	−9,220	0

Продолжение таблицы I

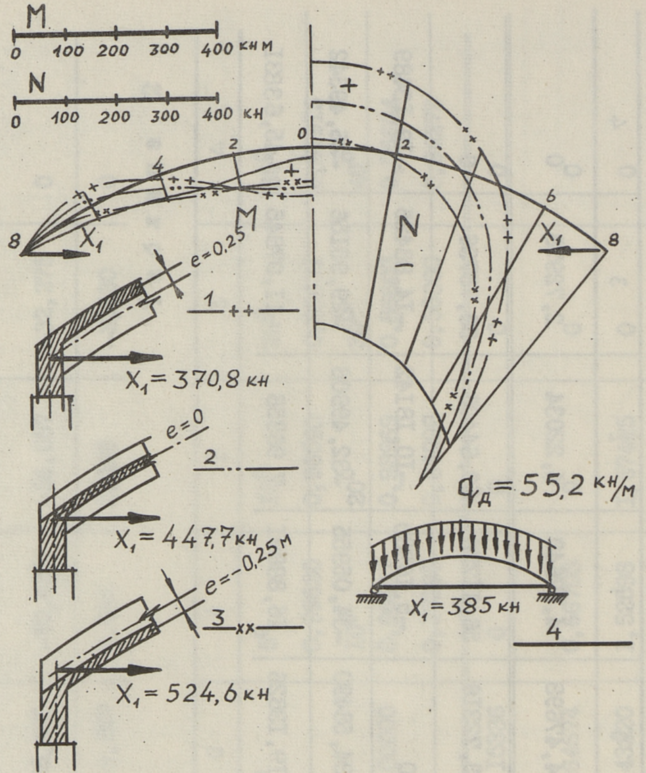
1	2	3	4	5	6
$X_1 m_b$, где $m_b = R\frac{\psi_b}{100}$	–75,525	–70,620	–56,057	–32,275	0
$\sum = M_0' + M_0'' e - X_1 m_b = M$ [тм]	9,527	6,55I	0,308	–3,430	0

Т а б л и ц а 2

m	0	1	2	3	4
α_m	0^0	5^0	$I5^0$	25^0	35^0
$\cos\alpha_m$	0	0,99620	0,96590	0,9063I	0,8I9I5
α	0^0	$I0^0$	20^0	30^0	40^0
$\cos\alpha$	I,00000	0,9848I	0,93969	0,86603	0,76604
$\sin\alpha$	0	0,I7365	0,34202	0,50000	0,64279
$(\zeta_1 + \zeta_0)\frac{s_0}{8}\cos\alpha_1$	0,I5336	0	0	0	0
$(\zeta_2 + \zeta_1)\frac{s_0}{8}\cos\alpha_{2,1}$	0,64674	0,66703	0	0	0
$(\zeta_3 + \zeta_2)\frac{s_0}{8}\cos\alpha_{3,2,1}$	I,43220	I,52598	I,57425	0	0
$(\zeta_4 + \zeta_3)\frac{s_0}{8}\cos\alpha_{4,3,2}$	2,24463	2,48347	2,64609	2,72978	0

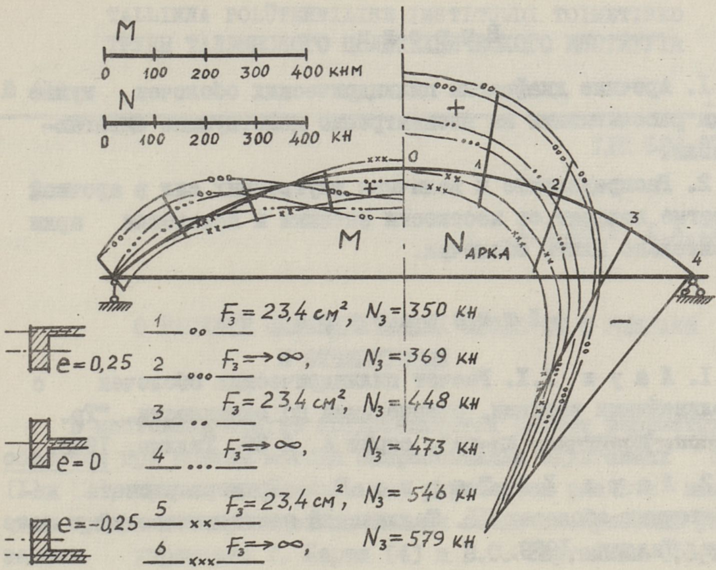
Продолжение табл.2

m	0	1	2	3	4
$\Sigma = \sum \Delta \zeta_m \cos\alpha_m$	4,47693	4,67648	4,22034	2,72978	0
$\frac{L}{2} \sum \Delta \zeta_m \cos\alpha_m$	53,723I6	56,II776	50,64408	33,75736	0
$-(A+\bar{A})\sin\alpha$	0	-5,I6930	-I0,I8I42	-I4,88425	-I9,I3489
$-X_1 \cos\alpha$	-34,58490	-34,05955	-32,49908	-29,95I56	-26,49342
$\Sigma = N = \frac{L}{2}\sum \Delta\zeta_m \cos\alpha_m - X_1\cos\alpha - (A+\bar{A})\sin\alpha$ [Т]	-I9,I3826	I6,8889I	7,96358	-II,07845	-45,6383I



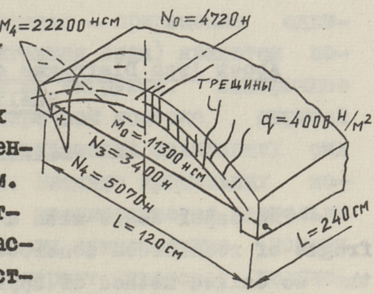
Фиг. 3.

тягивающие силы в затяжках имеются в диафрагмах с опущенными плитами (X_1 = 52,46 т), самые большие растягивающие силы в арке – в диафрагме с опущенным ребром. Сравнение схемы нагружения с сдвигающими силами (линии I – 3) и вертикальными нагрузками (линия 4) показывает, что расчет диафрагмы на вертикальную нагрузку дает неверные результаты относительно нормальных сил в арке – все поперечные сечения арки сжаты. На фиг. 4 представлены результаты сравниваемых расчетов диафрагм с затяжками конечной жесткостью, (линии I, 2, 3 – F_a = 23,34 см^2) и абсолютно жесткими затяжками (линии 4, 5, 6). Увеличение жесткости затяжки уменьшает положительные изгибающие моменты в коньке арки. Нормальные силы N в арке относительно мало изменяются. Как выясняется из фиг. 4, на величину внутренних сил диафрагмы влияет рас-



Фиг. 4.

стояние между осями бортовых элементов и опор – e_1 (см. фиг. 3 и 4, линии I,2,3).



Фиг. 5.

Для проверки теоретических расчетов были сделаны эксперименты на модели масштабом I:I0 (см. фиг. 5) из армированного цементного раствора. Теоретические расчеты диафрагмы натуральной конструкции, соответствующей модели, представлены на фиг. 4 линиями I и 4. Результаты расчета хорошо совпадают с результатами эксперимента (сила в затяжке $N_р$ = = 34,3 т → $N_э$ = 34 т, $N_{\text{в точке } 0,р}$ = I6 т → $N_{0э}$ = 47 т, $N_{\text{в точке } 4,р}$ = 48 т → $N_{\text{в точке } 4,э}$ = 50,7 т).

Предложенному распределению внутренних сил отвечает картина развивающихся трещин в арке и близких к ней зонах оболочки.

В ы в о д ы

I. Арочные диафрагмы цилиндрических оболочек нужно всегда рассчитывать на внецентренно действующие сдвигающие силы.

2. Распределение и величины внутренних сил в арочной диафрагме зависят от жесткости затяжки и положения арки относительно плиты оболочки.

Л и т е р а т у р а

I. Л а у л Х.Х. Расчет цилиндрических оболочек с криволинейными частями, очерченными по окружности. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 50, Таллин, 1953.

2. Л а у л Х.Х., Т я р н о Ю.А. Примеры расчета железобетонных оболочек II. Таллинский политехнический институт, Таллин, 1969.

H. Laul, Ü. Tärno

About Arch Diafragms of Reinforced Concrete Shells

Summary

The paper deals with a method for computing arch diafragms of reinforced concrete cylindrical shells by using the so called method of approximating shear forces. The force in the tendon Na is evaluated from the problem of two-hinged arch. The usage of the method is illustrated by a numerical example. The geometrical shape, boundary conditions and loadings of the shell and arch are shown in fig. 2. and the diagrams of longitudinal forces N and bending moments M in fig. 3 and 4.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 410 1976

УДК 624.074.4

Х.Х.Лаул, Ю.А.Тярно

О РАСЧЕТЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С РЕБРАМИ И ОТВЕРСТИЯМИ

В настоящей статье представляется расчет ребристых оболочек при помощи метода аппроксимации сдвигающих сил [I], [2], причем дополнительным упрощением расчета является применение приведенных толщин оболочки. Применив указанные упрощения Т. Барта [4] и В.С. Бартенева [5], выяснилось, что поперечные ребра влияют в основном на поперечные изгибающие моменты m_2 оболочки.

Центральная величина в расчетах - приращение сдвигающих сил - $\zeta = \frac{\partial S}{\partial x}$ (S - сдвигающая сила) является постоянной вдоль оболочки при той же нагрузке. Поперечные моменты m_2 в элементарной поперечной полоске шириной dx = I вследствие нагрузок и приращения сдвигающих сил ζ находим путем интегрирования. Влияние продольных моментов m_1 и поперечных сил Q_1 предполагается настолько малым, что ими можно пренебречь на существенные усилия T_1, S и m_2. Выражение для ζ содержит некоторое количество неизвестных параметров a_i. Часть этих параметров, т.н. зависимых, возможно исключить при помощи условий равновесия и сходимости деформаций (если такие существуют).

Остальная часть параметров, т.н. независимых параметров, определяется в соответствии с методом Кастильяно-Ритца путем условий минимума потенциальной энергии внутренних сил.

Потенциальная энергия внутренних сил четверти части гладкой оболочки выражается в виде

$$\Pi = \frac{L}{2}\int_0^{s_0} \frac{m^2}{2EJ}\,ds + \int_0^{L/2} dx \int_0^{s_0+b_0} \frac{T^2(x,s)}{2E\delta}\,ds ,$$

где $J = \frac{1.\delta^3}{12}$ – момент инерции единичной поперечной гладкой оболочки;

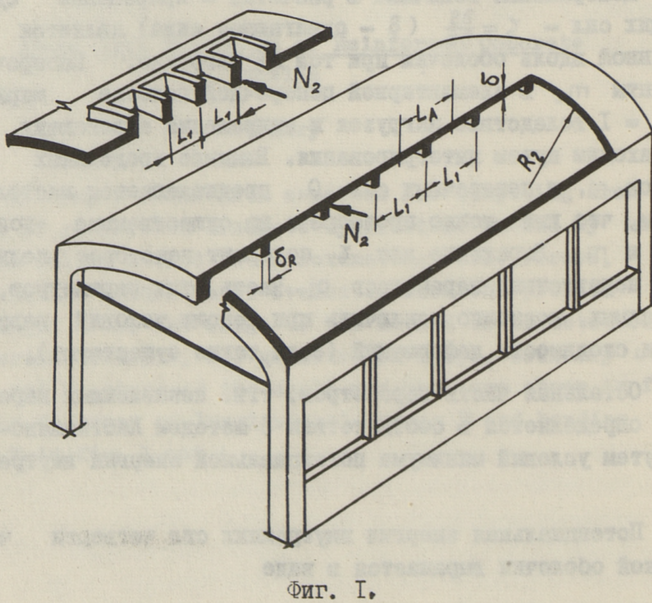
δ – толщина криволинейной части оболочки.

Условие минимума потенциальной энергии имеет в этом случае вид [I]

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_k} = \frac{6}{\delta^2}\int_0^{s_0} m\,\frac{\partial m}{\partial a_k}\,ds + 0{,}267 \int_0^{s_0+b_0} \text{макс.}T\,\frac{\partial(\text{макс.}T)}{\partial a_k}\,ds = 0 ,$$

где первый член выражает влияние поперечных изгибающих моментов $m_2 = m$, второй член – продольных нормальных сил $T_I = T$.

Если оболочка имеет поперечные ребра, то жесткость оболочки на поперечный изгиб существенно увеличивается и $J \neq \frac{1.\delta^3}{12}$.



Фиг. I.

В выражениях потенциальной энергии и минимума потенциальной энергии в члене поперечных изгибающих моментов надо воспользоваться приведенной толщиной

$$\delta_{прив.} = \sqrt[3]{\frac{12 J_T}{L_1}} ,$$

где J_T – момент инерции таврового сечения;

L_1 – расстояние между ребрами или рабочая ширина таврового сечения (см. фиг. I).

По данным [4] максимальная рабочая ширина таврового сечения равняется

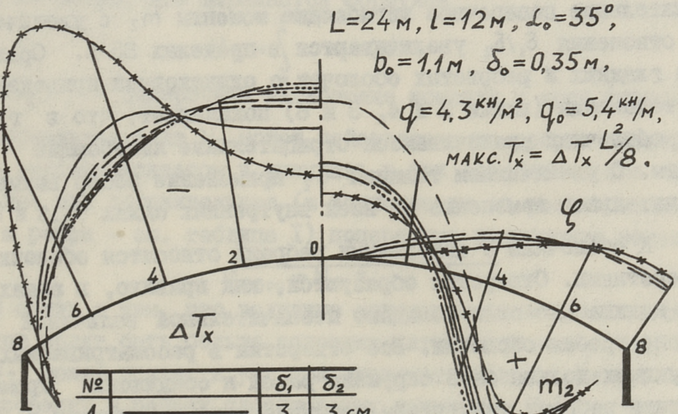
$$L_A = \delta_R + 1{,}52\sqrt{R_2 \delta} ,$$

где δ_R – ширина поперечного ребра;

R_2 – радиус криволинейной части оболочки.

Если расстояние между ребрами L_1 больше рабочей ширины таврового сечения L_A (т.е. $L_1 > L_A$), то необходимо заменить L_1 величиной L_A.

В оболочках с поперечными ребрами условие минимума потенциальной энергии принимает вид



№		δ_1	δ_2
1	————	3	3 см
2	————	6	6
3	— — — —	12	12
4	—·—·—·—	6	3
5	—··—··—	9	3
6	—···—···—	12	3
7	—····—····—	15	3

Фиг. 2.

$$\frac{\partial П}{\partial a_к} = \frac{6}{\delta^3_{прив.}} \int_0^{s_0} m \frac{\partial m}{\partial a_к} ds + \frac{0{,}267}{\delta} \int_0^{s_0+b_0} макс.T \frac{\partial(макс.T)}{\partial a_к} ds = 0.$$

Таким образом, толщина δ в члене продольных сил не изменяется.

После решения задачи с приведенной толщиной выявляется, что поперечные изгибающие моменты на участке между ребрами длиной L_1 (т.е. $m_p = L_1 \cdot m_2$) воспринимаются тавровым сечением шириной L_A (в зоне положительных изгибающих моментов) или ребром (в зоне положительных изгибающих моментов) или ребром (в зоне отрицательных изгибающих моментов).

Результаты расчетов, проведенные по настоящей методике, представлены на фиг. 2. В расчетах при толщине плиты оболочки δ_2 = 3 см изменили приведенной толщиной $\delta_{прив} = \delta_1$ в пределах отношения $\delta_1/\delta_2 = I \div 5$. Выяснилось, что в очень тонких оболочках ($R_2/\delta_2 > 300$) поперечные ребра мало влияют на распределение внутренних сил T_1 и S. Положительные поперечные изгибающие моменты m_2 с увеличением отношения δ_1/δ_2 увеличиваются в пределах 35 %. Сравнение гладких и ребристых оболочек с одинаковыми приведенными толщинами (линии 2 и 4, 3 и 6) показывает, что в гладких оболочках увеличиваются отрицательные изгибающие моменты. С увеличением толщины δ_2 применение ребер вызывает значительное изменение во всех внутренних силах (T_1, S и m_2).

К оболочкам <u>с локальными ребрами</u> относятся оболочки с отверстиями. Отверстия образуются, как правило, в зонах, где сдвигающие силы обладают незначительной величиной – в районе гребня оболочки. Все отверстия в рассматриваемых конструкциях должны быть окружены рамой и соединены промежуточными ребрами так, чтобы погонные моменты инерции в оболочках как без отверстий, так и с отверстиями были равными. От положения ребер относительно плиты зависят и действующие в них усилия (в основном, поперечные и продольные изгибающие моменты $m_2 + m_{2доп}$). Продольные ребра входят в расчет как стрингера [2]. В продольных ребрах должны быть предусмотрены закрытые хомуты для восприятия крутящих моментов и передачи при помощи их поперечных изгибающих моментов на поперечные ребра.

При проектировании цилиндрических оболочек, как правило, учитываются усилия T_1, m_2 и S, в то время как поперечные нормальные усилия T_2 и поперечные силы Q_2 в расчетах не имеют решающего значения, но как показывают проведенные нами расчеты и эксперименты, для оболочек с отверстиями решающее значение могут иметь также и усилия T_2 и Q_2. Как правило, в районе гребня оболочки действуют сжимающие усилия T_2, сила действия которых на ребра выражается формулой:

$$N_2 = \int_{x}^{x+L_1} T_2(x)\,dx,$$

где $T_2(x)$ – поперечная нормальная сила у края отверстия. Последняя вычисляется при помощи интегрирования

$$T_2(x) = -\sum \zeta_m \cos\alpha_m + q_0 \sin\alpha - \left(\frac{2}{3}a_0 + \frac{1}{2}a_I\right) b_0 \sin\alpha + $$
$$+ \sum q \frac{S_0}{4} \sin\alpha_m .$$

Изгибающие поперечные моменты от оболочки также суммируются на ребра, что выражается формулой

$$M_2 = \int_{x}^{x+L_1} m_2(x)\,dx,$$

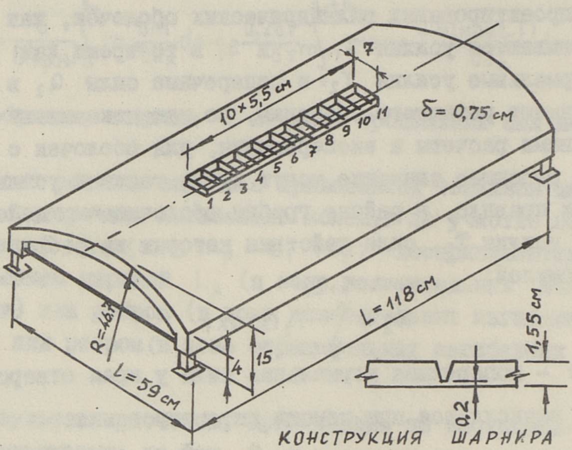
где $m_2(x)$ – поперечные изгибающие моменты у края фонаря.

Нормальная сила N_2 может действовать на ребра отверстия с эксцентриситетом и вызывать в них дополнительные отрицательные или положительные (в зависимости от расположения плиты и ребра – см. таблица I) поперечные изгибающие моменты:

$$M_{2\,доп.} = N_2 \cdot e .$$

В связи с тем, что величины дополнительных изгибающих моментов могут быть больше основных изгибающих моментов, усилие N_2 может привести уже при эксплуатационных нагрузках к образованию в ребрах пластических шарниров. Последние образуют зоны быстрого изменения поперечных моментов и вызывают большие поперечные силы Q_2, которые действуют уже не на плиту оболочки, а на ребра.

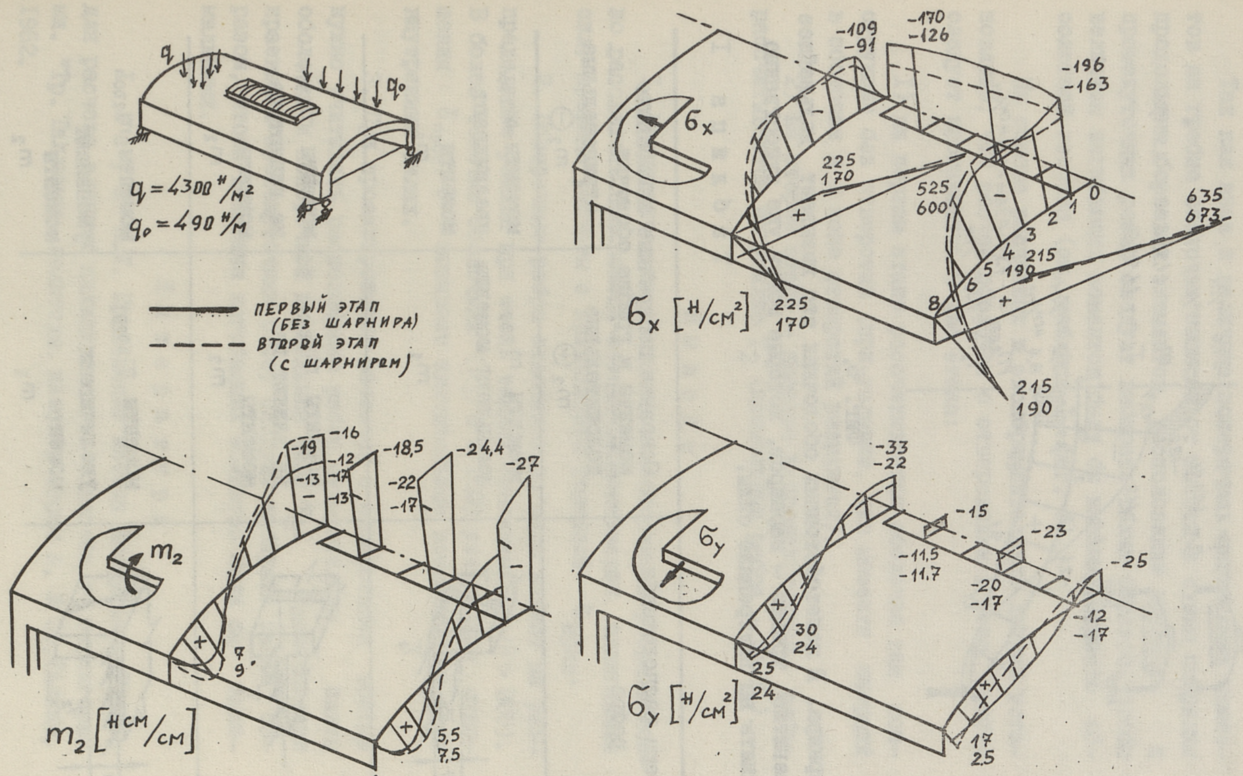
Для проверки теоретических соображений проводились экспериментальные исследования модели оболочки из органического стекла [3], размеры которой указаны на фиг. 3. Модель в коньковой части имела отверстия, окаймленные краевыми и



Фиг. 3.

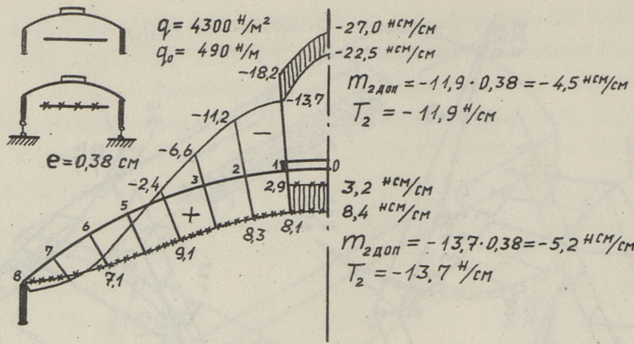
промежуточными ребрами. Нагружение модели осуществлялось равномерно распределенной нагрузкой на криволинейную часть оболочки (q) и на бортовой элемент (q_0). На первом этапе испытывалась упругая оболочка, а на втором - оболочка с пластичными шарнирами ($m_2 = 0$, $T_2 \neq 0$) в промежуточных ребрах от 2 - 2 до 10 - 10 и на коньке. Результаты испытаний представлены на фиг. 4. Все усилия даются приведенными на плиту без отверстий. По результатам испытаний можно сказать, что отверстия на коньке оболочке (в зонах, где сдвигающие силы при симметричных нагрузках равняются нулю), оказывают несущественное влияние на распределение усилий оболочки. Поперечная нормальная сила T_2 оказывает влияние на поперечные изгибающие моменты в пределах промежуточных ребер. На фиг. 5 приведены эпюры поперечных изгибающих моментов в зоне гребня оболочки. Полученные данные свидетельствуют о том, что в зависимости от знака поперечных моментов m_2 дополнительные моменты $m_{2доп.}$ от усилия T_2 либо увеличивают, либо уменьшают их.

Результаты испытаний на втором этапе (шарнир в зоне фонаря - отвечает случаю, когда дополнительные моменты $m_{2доп.}$ не учтены при армировании) показывают, что локальный шарнир несущественно влияет на распределение усилий, но вызывает увеличение моментов в оболочке у концов



q
q_o
$q = 4300$ н/м²
$q_o = 490$ н/м
ПЕРВЫЙ ЭТАП
(БЕЗ ШАРНИРА)
ВТОРОЙ ЭТАП
(С ШАРНИРОМ)
$б_x$
$б_x$ [н/см²]
-109
-91
-170
-126
-196
-163
225
170
525
600
0
1
2
3
4
5
6
8
215
190
635
673
225
170
215
190
m_2
m_2 [нсм/см]
-16
-19
-12
-17
-13
-13
-18,5
-22
-17
-24,4
-27
7
9
5,5
7,5
$б_y$
$б_y$ [н/см²]
-33
-22
-15
-11,5
-11,7
-23
-20
-17
-25
-12
-17
30
24
25
24
17
25

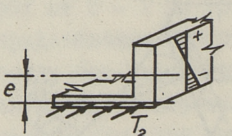
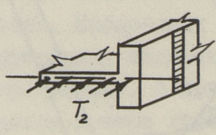
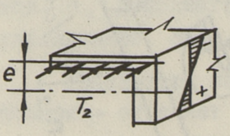
Фиг. 4.



Фиг. 5.

шарнира. В железобетонных оболочках это вызывает дальнейшее развитие трещин - шарниров, которые могут уже существенно влиять на внутренние силы.

Таблица I

Схема расположения ребра	Основные поперечные изгибающие моменты в гребне оболочки	
	положительные $m_2 \oplus$	отрицательные $m_2 \ominus$
	моменты $m_{2доп}$ уменьшают моменты m_2	моменты $m_{2доп}$ увеличивают моменты m_2
	моменты $m_{2доп}$ не влияют на моменты m_2	моменты $m_{2доп}$ не влияют на моменты m_2
	моменты $m_{2доп}$ увеличивают моменты m_2	моменты $m_{2доп}$ уменьшают моменты m_2

Так как знак и величина поперечных изгибающих моментов на гребне оболочки зависят от высоты и схемы опирания продольных бортовых элементов, расположение краевых и промежуточных ребер следует выбирать таким образом, чтобы величины изгибающих моментов были бы минимальными по абсолютной велчине (см. таблица I, фиг. 5).

На основе расчетных и экспериментальных данных установлено, что расчет оболочек с отверстиями в зоне гребня следует производить в два этапа:

I) на первом этапе рассчитывается оболочка как конструкция без отверстий (при условии, что моменты инерций в оболочке и в зоне отверстий равняются),

2) на втором этапе - краевые и промежуточные ребра рассчитываются на усилие T_2 (продольные ребра - на T_I).

Выводы

I. Цилиндрические оболочки с поперечными ребрами можно рассчитать при помощи метода аппроксимации сдвигающих сил, проведя расчеты с приведенной толщиной $\delta_{прив}$.

2. Поперечные ребра относительно мало влияют на распределение усилий при очень тонких оболочках ($R_2/\delta > 300$). В более толстых оболочках ($R_2/\delta \cong 150$) увеличение отношения $\delta_{прив}/\delta$ вызывает значительные изменения во всех внутренних силах.

3. При проектировании оболочек с отверстиями всегда нужно учитывать расположение ребер относительно плиты оболочки и поперечной нормальной силы T_2. Расположение краевых и промежуточных ребер следует выбирать таким образом, чтобы величины изгибающих моментов были бы минимальными.

Литература

I. Л а у л Х.Х. Применение метода Кастильяно-Ритца для расчета длинных цилиндрических оболочек со стрингерами. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 39, Таллин, 1952.

2. Л а у л Х.Х. Расчет цилиндрических оболочек с

криволинейными частями, очерченными по окружности. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 50, Таллин, 1953.

3. Лаул Х.Х., Тярно Ю.А., Волтри В.А. Исследование цилиндрических оболочек с отверстиями в зоне гребня. Сборник докладов по строительству. НИПИ Силикатобетон, Таллинский политехнический институт, Таллин, 1971.

4. Barta, T. Berechnung orthotroper Kreiszylinderschalen. Bauplanung - Bautechnik, Nr. 11, 1960.

5. Бартенев В.С. Железобетонные ортотропные оболочки двоякой кривизны. Известия ВУЗов."Строительство и Архитектура," № 4, 1964.

H. Laul, Ü. Tärno

About Reinforced Concrete Cylindrical Shells with Ribs and Openings

Summary

The paper deals with a design method for computing reinforced concrete cylindrical shells with ribs and various openings. For computing these variants of shells we may use the method of approximating shear forces as well. For shells with ribs we use in the formula of bending stiffness of the shell plate the reduced thickness. It is recommended to design the openings in the zones of shell, where the shear forces have minimum values (e.g. in the ridge of the shell). We have to guarantee that the bending stiffness of the ribs equals to the bending stiffness of the plate. For calculating bending moments in ribs we have the formula

$$m_2' = m_2 + N_2 \cdot e,$$

where

$$N_2 = \int_0^{L_1} T_2(x)\,dx,$$

e - distance between centres of gravity of plate and rib.

The method has been programmed for the computer Minsk-22.

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 410 1976

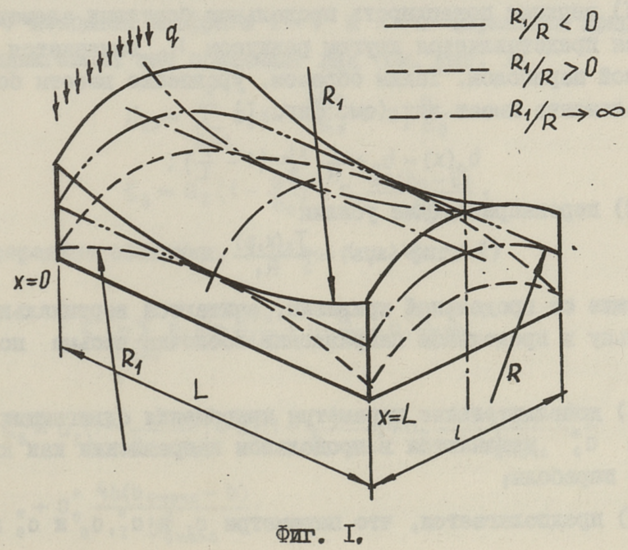
УДК 624.074.4

Ю.А. Тярно

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАБОТЫ И РАСЧЕТА КВАЗИЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПОЛОЖИТЕЛЬНОЙ И ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ГАУССОВОЙ КРИВИЗНЫ

Среди оболочек покрытий промышленных зданий получают распространение оболочки на прямоугольном плане со сторонами $\frac{L}{l} \geq 2$, очерченными по части круговой поверхности переноса. В продольном направлении эти оболочки проектируются более пологими, чем в поперечном $\frac{R_1}{R} \gg 1$, при этом координатные линии x и y образуют на поверхности почти ортогональную сетку.

Оболочки в прямоугольном плане $\frac{L}{l} \geq 2$ (см. фиг. I) с отношением продольных и поперечных радиусов кривизны $\frac{R_1}{R} > 5$ в дальнейшем будем называть квазицилиндрическими оболоч-



Фиг. I.

ками. При реальных краевых условиях оболочки такого типа по характеру работы близки к цилиндрическим оболочкам средней длины. Как показывают эксперименты и теоретические расчеты, квазицилиндрические оболочки работают под значительными поперечными изгибающими моментами, которые в некоторых случаях даже больше изгибающих моментов цилиндрических оболочек с такими же размерами. При этом вытянутые в продольном направлении оболочки положительной гауссовой кривизны (квазицилиндрические) в деформированном состоянии не имеют зон отрицательной гауссовой кривизны, что характерно для цилиндрических оболочек. Поверхность этих оболочек и в деформированном состоянии остается синкластической.

Таким образом, исследуются группы конструкций, которые имеют близкое друг к другу распределение внутренних сил - значительные поперечные изгибающие моменты m_2 и продольные нормальные условия T_x, как в цилиндрических оболочках и концентрации главных растягивающих усилий в угловых зонах, как в пологих оболочках двоякой кривизны. Эти усилия определяют и соответствующие картины трещин и разрушения.

Для возможности доведения расчета квазицилиндрических железобетонных оболочек до численных результатов были введены следующие основные предпосылки:

I) верхняя поверхность продольных бортовых элементов, которая представляется кругом радиусом R_1, заменяется квадратичной параболой. Таким образом, уравнение высоты бортового элемента имеет вид (см. фиг. I)

$$b_0(x) = b_0 + \frac{1}{R_1}\frac{xL}{2}\left(1 - \frac{x}{L}\right); \qquad (I)$$

2) перенаправляющие усилия

$$V(x,s) = \frac{T_x(x,s)}{R_1}, \qquad (2)$$

зависящие от продольной кривизны, считаются вертикальными, поскольку в продольном направлении оболочка весьма пологая;

3) дополнительные параметры приращения сдвигающих сил a_I^* и a_0^* изменяются в продольном направлении как квадратные параболы;

4) предполагается, что параметры a_I и a_I^*, a_0 и a_0^* име-

ют соответственно разные знаки, если радиусы R_1 и R оба находятся на одной стороне поверхности;

5) продольные усилия в развивающем продольном своде в пределах тонкостенной криволинейной части. В концевых бортовых элементах (в диафрагмах) предполагаются краевые условия Навье.

Центральная величина в расчетах – приращение сдвигающих сил $\zeta = \frac{\partial S}{\partial x}$ аппроксимируется так, чтобы были выполнены предпосылки.

В любом поперечном сечении x предполагается, что приращения сдвигающих сил в криволинейной части и в бортовом элементе в упругой стадии имеют вид:

$$\zeta_{кр} = \sum_{i=1}^{n} a_i \sin\frac{i\Pi\alpha}{\alpha_0} + a_I\frac{\alpha}{\alpha_0} + a_I^*\frac{\alpha}{\alpha_0}\,\frac{4x(L-x)}{L^2} \tag{3}$$

$$\zeta_Б = a_I\left(1-\frac{b}{b_0(x)}\right) + a_I^*\left(1-\frac{b}{b_0(x)}\right)\frac{4x(L-x)}{L^2} + a_0\frac{4b[b_0(x)-b]}{b_0(x)^2} + a_0^*\frac{4b[b_0(x)-b]}{b_0(x)^2}\,\frac{4x(L-x)}{L^2}. \tag{4}$$

Таким образом, в бортовых элементах предполагается линейное распределение продольных сил. Соответствующая эпюра $\zeta_Б$ является квадратной параболой.

У концевых диафрагм $x=0$ и $x=L$ выражения приращения сдвигающих сил принимают вид (см. фиг. I)

$$\zeta_{кр} = \sum_{i=1}^{n} a_i \sin\frac{i\Pi\alpha}{\alpha_0} + a_I\frac{\alpha}{\alpha_0} \tag{5}$$

$$\zeta_Б = a_I\left(1-\frac{b}{b_0}\right) + a_0\frac{4b(b_0-b)}{b_0^2}, \tag{6}$$

а в середине оболочки $x=\frac{L}{2}$ (см. фиг. I)

$$\zeta_{кр} = \sum_{i=1}^{n} a_i \sin\frac{i\Pi\alpha}{\alpha_0} + a_I\frac{\alpha}{\alpha_0} + a_I^*\frac{\alpha}{\alpha_0}\frac{L^2}{8} \tag{7}$$

$$\zeta_Б = a_I\left(1-\frac{b}{b_{0макс}}\right) + a_I^*\left(1-\frac{b}{b_{0макс}}\right) + a_0\frac{4b(b_{0макс}-b)}{b_{0макс}^2} + a_0^*\frac{4b(b_{0макс}-b)}{b_{0макс}^2}. \tag{8}$$

Выражения для приращения сдвигающих сил содержат некоторое количество неизвестных параметров a_i. Часть этих параметров, т.н. зависимые, возможно исключить при помощи условий равновесия единичных полосок и переразрывности деформаций.

Условие вертикального равновесия единичной полоски выписывается для любого поперечного сечения в виде

$$q R\alpha_0 + q_0(x) + \sum_{i=1}^{n} R \frac{(-1)^{i+1} \sin\alpha_0}{\frac{i\Pi}{\alpha_0} - \frac{\alpha_0}{i\Pi}} a_i + \frac{4x(L-x)}{L^2} \sum_{i=1}^{n} \frac{i\Pi}{R_1 R\alpha_0} \int_0^{\alpha_0} \cos\frac{i\Pi\alpha}{\alpha_0} d\alpha \cdot a_i +$$

$$+ \frac{2}{3} b_0(x) \left[a_0 + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_0^*\right] + \left[\frac{b_0(x)}{2} + R\left(\frac{\sin\alpha_0}{\alpha_0} - \cos\alpha_0\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{4x(L-x)}{L^2} \frac{1}{R_1 R\alpha_0} \int_0^{\alpha_0} d\alpha \right] \cdot \left[a_I + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_I^*\right] = 0, \qquad (9)$$

которое после вычисления интегралов принимает вид

$$q R\alpha_0 + q_0(x) + \sum_{i=1}^{n} R \frac{(-1)^{i+1} \sin\alpha_0}{\frac{i\Pi}{\alpha_0} - \frac{\alpha_0}{i\Pi}} a_i + \frac{2}{3} b_0(x) \left[a_0 + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_0^*\right] +$$

$$+ \left[\frac{b_0(x)}{2} + R\left(\frac{\sin\alpha_0}{\alpha_0} - \cos\alpha_0\right) + \frac{4x(L-x)}{L^2} \frac{1}{R_1}\right] \cdot \left[a_I + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_I^*\right] = 0. \qquad (10)$$

Член $\frac{4x(L-x)}{L^2} \frac{1}{R_1} \left[a_I + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_I^*\right] = V_I$

в уравнении (9) соответствует перенаправляющей силе V_I от компонентов приращения сдвигающих сил a_I и a_I^*, компоненты $V_1, V_2, \ldots$ от параметров $a_1, a_2, \ldots, a_n$ равняются нулю и таким образом, в уравнение вертикального равновесия не входят. Влияние компонентов V_i, разумеется, учитывается в члене поперечных моментов $\frac{6}{\delta^2}\int_0^{s_0} m \frac{\partial m}{\partial a_k} ds$

в условии минимума потенциальной энергии (13). В условиях вертикального равновесия единичной полоски перенаправляющие усилия считаются вертикальными. Условия вертикального равновесия удовлетворяются во всех поперечных сечениях.

Выписываем условия вертикального равновесия в двух поперечных сечениях – у концевых диафрагм ($x = 0$, $x = L$), где параметры a_I^* и a_0^* равняются нулю и в середине пролета $x = \frac{L}{2}$.

Условие равенства продольных напряжений (деформаций) по линии соединения криволинейной части и бортового элемента в любом поперечном сечении x имеет вид:

$$\sum_{i=1}^{n} (-1)^i \frac{i\Pi}{\alpha_0 R} a_i + \frac{a_I}{\alpha_0 R} + \frac{4x(L-x)}{L^2} \frac{a_I^*}{\alpha_0 R} =$$

$$= \frac{\delta}{\delta_0}\Big[- \frac{1}{b_0(x)}\Big(a_I + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_I^*\Big) + \frac{4}{b_0(x)}\Big(a_0 + \frac{4x(L-x)}{L^2} a_0^*\Big)\Big]. \qquad (II)$$

В уравнении (II) левая часть описывает продольные напряжения в криволинейной части оболочки, правая часть – напряжения у верхнего края продольного бортового элемента.

Выписываем условия равенства продольных напряжений в двух поперечных сечениях – у концевых диафрагм ($x = 0 + \Delta x$, $x = l - \Delta x$ – в сечении $x = 0$ или $x = L$ по условиям Навье продольные напряжения равняются нулю) и в середине продольного пролета ($x = \frac{L}{2}$).

Таким образом, мы имеем n независимых параметров a_i ($i = 1, 2, 3, \ldots, n$) и 4 зависимых параметра a_v ($v = I, 0, I^*, 0^*$), которые исключаются путем 4 дополнительных условий (равновесия и непрерывности деформаций в поперечных сечениях $x=0$ и $x = \frac{L}{2}$).

Из уравнений (IO) и (II) определяем дополнительные параметры приращения сдвигающих сил a_I^* и a_0^* при помощи параметров a_I и a_0.

Остальная часть параметров приращения сдвигающих сил, т.н. независимые параметры a_i, определяются в соответствии с вариационным методом Кастильяно-Ритца из условия минимума потенциальной энергии внутренних сил. Как показывают результаты расчета, в выражениях потенциальной энергии надо учитывать только поперечные изгибающие моменты m_2 и продольные нормальные усилия T_x. Влияние сдвигающих сил S и поперечных нормальных сил T_y довольно незначительное (соответствует предположению В.З. Власова $\varepsilon_2 = \gamma = 0$).

За счет симметрии конструкции и нагрузки мы можем ограничиться потенциальной энергией четверти оболочки, выражение которой имеет вид

$$\Pi = \int_0^{\frac{L}{2}} dx \int_0^{s_0} \frac{m^2(x,s)}{2EJ} ds + \int_0^{\frac{L}{2}} dx \int_0^{s_0+b_0(x)} \frac{T^2(x,s)}{2E\delta} ds. \tag{12}$$

Здесь $m = m_2(x,s)$, $T = T_x(x,s)$. k-ое условие минимума потенциальной энергии внутренних сил имеет вид

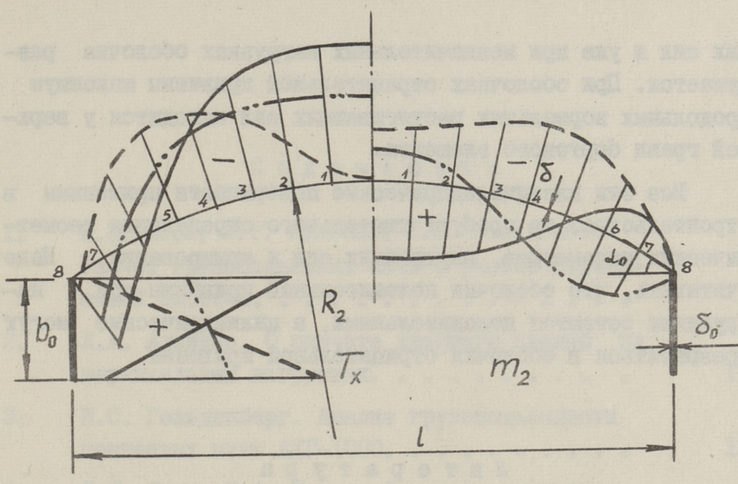
$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_k} = \frac{b}{\delta^2} \int_0^{\frac{L}{2}} dx \int_0^{s_0} m \frac{\partial m}{\partial a_k} ds + \int_0^{\frac{L}{2}} dx \int_0^{s_0+b_0(x)} T \frac{\partial T}{\partial a_k} ds = 0. \tag{13}$$

В выражении (13) первый член выражает влияние поперечных изгибающих моментов, второй член - влияние продольных сил.

Если радиусы кривизны находятся в разных сторонах поверхности, получается поверхность отрицательной кривизны. В настоящей статье мы ограничиваемся рассмотрением оболочек отрицательной кривизны, у которых направления векторов нагрузки и радиуса продольной кривизны совпадают.

Метод расчета запрограммирован на ЭВМ. Для проверки теоретических расчетов были произведены серии экспериментов моделей из стеклопластика ($\delta \simeq 5$ мм) с разными положительными и отрицательными отношениями продольных и поперечных радиусов $\frac{R_1}{R}$ на прямоугольном плане $\frac{L}{l} = 2$. Материал имел относительно близкие к железобетону упругие свойства ($E = 1500000 \div 2000000$ н/см^2, $\nu \simeq 0,2$) и высокие пределы прочности ($R_{np} = 15000 \div 20000$ н/см^2). Эксперименты проводились в упругой стадии и в стадии с искусственными поперечными и продольными трещинами. Результаты теоретических расчетов и экспериментов хорошо совпадают.

Разные отношения радиусов кривизны существенно влияют на распределение внутренних сил (особенно существенно на



Фиг. 2.

поперечные изгибающие моменты m_2). В оболочках положительной кривизны главную роль играют отрицательные изгибающие моменты, которые развиваются почти во всех точках поперечного сечения (см. фиг. 2), при всех схемах опирания и нагружения. Продольные нормальные силы T_x имеют максимальные сжимающие усилия у четверти поперечного сечения. Нулевая линия находится в криволинейной части вблизи бортового элемента. В цилиндрических оболочках ($\frac{R_1}{R} \to \infty$) появляются отрицательные и положительные моменты, которые зависят от геометрии, поперечного распределения нагрузки и типа опирания. В оболочках с низкими бортовыми элементами развиваются отрицательные моменты, в оболочках с высокими (или подпёртыми) бортовыми элементами - положительные моменты. Распределение продольных нормальных сил T_x также во многом зависит от геометрических и грузовых параметров.

В оболочках отрицательной кривизны в основном развиваются положительные изгибающие моменты m_2. Эти моменты увеличиваются от влияния перенаправляющей силы, направленной от конька оболочки вниз. При всех геометрических и грузовых параметрах конек оболочки опускается вниз, а бортовой элемент, как правило, поднимается вверх. Таким образом, плечо внутренних сил уменьшается и при некоторых геометрических параметрах существует лабильное равновесие внутренних сил и уже при незначительных нагрузках оболочка разрушается. При оболочках отрицательной кривизны максимум продольных нормальных растягивающих сил находится у верхней грани бортового элемента.

Все эти квазицилиндрические поверхности применимы в строительстве, но требуют тщательного определения геометрических параметров, внутренних сил и армирования. Надо учитывать, что оболочки положительной кривизны при нагружении остаются положительными, а цилиндрические могут превратиться в оболочки отрицательной кривизны.

Литература

I. Л а у л Х.Х. Расчет цилиндрических оболочек с криволинейными частями, очерченными по окружности. "Тр. Таллинск. политехн. ин-та", серия А, № 50, Таллин, 1953.

Ü. Tärno

On Some Aspects of Distributing Inner Forces and Design Methods of Positive and Negative Curvature Quasicylindrical Shells

Summary

The paper deals with a simplified design method for computing reinforced concrete flat double curvature (quasicylindrical) shells. For the calculation of the quasicylindrical shell we take into account the change of direction of the longitudinal force T_x. Some results of calculation and model experiments have been discussed.

С о д е р ж а н и е

Таллинский политехнический институт. Труды ТПИ № 410. СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И СТРОИТЕЛЬНАЯ ФИЗИКА. Сборник статей ХУ1. Редактор В. Райдна. Технический редактор В. Ранник. Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 30 июня 1976 г. Подписано к печати 7 декабря 1976 г. Бумага 60х90/16. Печ. л. 3,25+0,25 приложение. Уч.-изд. л. 2,93. Тираж 300. МВ-07377. Ротапринт ТПИ, Таллин, ул. Коскла, 2/9. Зак. № 1295

Цена 29 коп.

Цена 29 коп.