РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЙ ЭКРАННОЙ СИСТЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ С ЦЕЛЬНОСВАРНЫМИ ПАНЕЛЯМИ

РТМ 24.031.06—73

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом имени И. И. Ползунова

Директор	**МАРКОВ Н. М.**
Заведующий котельным отделом	**ГОЛОВАНОВ Н. В.**
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	**СУПРЯДКИН К. А.**
Руководитель работы	**МАРКМАН Л. С.**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением атомного машиностроения и котлостроения Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер	**САПОЖНИКОВ А. И.**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра	**СИРЫЙ П. О.**

УДК 621.181.5.021.001.24(083.75

Группа Е21

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЙ ЭКРАННОЙ СИСТЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТОВ С ЦЕЛЬНОСВАРНЫМИ ПАНЕЛЯМИ

РТМ 24.031.06—73

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 17 августа 1973 г. № ПС-002/15383 введен как рекомендуемый.

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на расчет и проектирование поясов жесткости газоплотных экранов котельных агрегатов, работающих под наддувом и с уравновешенной тягой, с вертикальным расположением труб, на расчет напряжений в трубах газоплотных экранов, на расчет усилий в трубах и плавниках газоплотного экрана от его подвески, а также на расчет прогибов и напряжений с учетом «хлопка» в топке котлоагрегата.

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

1.1. Вывод формул производится на основании расчета всей газоплотной стенки с учетом сил растяжения в ее срединной плоскости, при этом рассматривается действие двух групп сил: активных (наддув и «хлопок») и реактивных (упор в пояса жесткости).

В расчете принято следующее:

а) при определении напряжений в средней точке панели — шарнирное соединение газоплотных экранов между собой в углах цельносварной коробки, так как условие закрепления влияет на ближайшие 6—8 труб от места закрепления;

б) при определении напряжений в углу цельносварной коробки — защемление;

Издание официальное

Перепечатка воспрещена

в) соединение поясов жесткости со стенками цельносварной коробки — через шарнирные связи.

Учет ортотропии газоплотной стенки производится введением отношения $\frac{D_z}{D_x}$ при расчете изгибающего момента M_z для изотропной стенки при цилиндрической жесткости D_x. Такое решение дает погрешность при расчете изгибающих моментов не более 2%, если $D_z \ll D_x$, что всегда справедливо для газоплотных экранов.

1.2. Условные обозначения:

w — прогиб наружного пояса жесткости, *см*;

l — длина пояса жесткости, равная расстоянию между опорами пояса, *см*;

E — модуль упругости растяжения, *кгс/см*^{2};

$J_п$ — момент инерции наружного пояса жесткости, *см*^{4};

$W_п$ — момент сопротивления наружного пояса жесткости, *см*^{3};

B — ширина газоплотной стенки, *см*;

C — ширина смежной газоплотной стенки, *см*;

H — высота газоплотной стенки, *см*;

P — нагрузка на пояс жесткости, *кгс*;

n — количество поясов жесткости, шт.;

m — номер пояса жесткости от верхней кромки стены;

p_0 — величина наддува, *кгс/см*^{2};

D_x — цилиндрическая жесткость газоплотной стенки в сечении, перпендикулярном трубам, *кгс · см*;

D_z — цилиндрическая жесткость газоплотной стенки в сечении, параллельном трубам, *кгс · см*;

$d_н$ — наружный диаметр трубы, *см*;

$d_{вн}$ — внутренний диаметр трубы, *см*;

$S_{пл}$ — толщина плавника, *см*;

$S'_{пл} = 2S_{пл}$ — толщина плавника в корне, *см*;

t — шаг труб газоплотной стенки, *см*;

x — абсцисса рассматриваемой точки газоплотной стенки, отсчитывается в долях B, *см*;

z — ордината рассматриваемой точки газоплотной стенки, отсчитывается в долях H, *см*;

ξ — абсцисса рассматриваемой точки пояса жесткости, отсчитывается в долях B, *см*;

η — ордината рассматриваемого пояса жесткости, отсчитывается в долях H, *см*;

$\sigma_{рас}$ — расчетное напряжение изгиба в поясе жесткости, *кгс/см*^{2};

M_x, M_z — суммарные изгибающие моменты в газоплотной стенке от действия активных и реактивных сил, отнесенные к 1 *см* ширины стенки, *кгс/см*;

Q_x, Q_z — суммарные перерезывающие силы в газоплотной стенке от действия активных и реактивных сил, отнесенные к 1 *см* ширины стенки, *кгс*;

$J_{тр}$ — момент инерции поперечного сечения трубы, отнесенный к 1 *см* наружного диаметра, *см*^{4};

$J_{тр+пл}$ — момент инерции поперечного сечения трубы и плавников, отнесенный к 1 *см* шага труб, $см^4$;

$J_{пл}$ — момент инерции плавника, отнесенный к 1 *см* его высоты, $см^4$;

$J'_{пл}=8J_{пл}$ — момент инерции сечения плавника в корне, отнесенный к 1 *см* высоты, $см^4$;

$J'_{тр}$ — момент инерции продольного сечения трубы, отнесенный к 1 *см* длины, $см^4$;

σ_z — нормальные напряжения в поперечном сечении трубы, $кгс/см^2$;

σ_r — нормальные к радиусу напряжения в продольном сечении трубы, $кгс/см^2$;

σ_φ — касательные напряжения в поперечном сечении трубы, $кгс/см^2$;

σ_N — нормальные напряжения по плавнику в продольном сечении, $кгс/см^2$;

$\sigma_{тр}$ — касательные напряжения в продольном сечении трубы, $кгс/см^2$;

$\sigma_{пл}$ — касательные напряжения по плавнику в продольном сечении, $кгс/см^2$;

$\mu=0{,}3$ — коэффициент Пуассона.

2. РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ ПОЯСОВ ЖЕСТКОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ГАЗОПЛОТНОМ ЭКРАНЕ

2.1. Исходные положения

2.1.1. Нагрузки от «хлопка» в топке учитываются увеличением на 300 *мм вод. ст.* давления, имеющегося в этот момент в топке. При этом $\sigma_{рас}$ может быть принято равным пределу текучести.

2.1.2. Нагрузки определяются на любой пояс жесткости, а напряжения — для любой точки газоплотной стенки, находящейся вне зоны влияния подвесок и угла газоплотной коробки.

2.1.3. Количество поясов жесткости предварительно задается исходя из расстояния между ними, которое ориентировочно принимается: не более 4 *м* — для газоплотных стенок из труб наружным диаметром 28, 32 и 42 *мм*; не более 5 *м* — для газоплотных стенок из труб наружным диаметром 50—60 *мм*.

2.1.4. Величина прогиба пояса жесткости не лимитируется. Предварительно задаются величиной прогиба пояса жесткости, которая в дальнейшем уточняется исходя из напряжений в характерных точках трубы цельносварной панели и в поясе жесткости.

2.2. Определение нагрузок на пояса и подбор профиля сечения поясов жесткости

2.2.1. Определение нагрузки на любой пояс жесткости производится по формуле

$$P_m=\frac{2B}{\pi}L_m\ . \qquad (1)$$

Величина L_m определяется следующим образом:

а) при $n \leqslant 6$

$$L_m = \frac{\theta_1 - w_n}{\theta_2} \sin \frac{\pi (2m-1)}{2n}, \tag{2}$$

где

$$\theta_1 = \frac{16 p_0}{\pi^6 D_x} \cdot \frac{1}{\left(\frac{1}{H^2} + \frac{1}{B^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 H^2 D_x}}; \tag{3}$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_1 \pi^2 n}{16 H p_0}; \tag{4}$$

б) при $n > 6$ для $m = 1; 2; 3$; $n-2$; $n-1$; n величина L_m определяется по формуле (2), для остальных значений m

$$L_m = \frac{\theta_1 - w_n}{\theta_2}, \tag{5}$$

где

$$\theta_2 = \frac{\theta_1 \pi^2}{8 H p_0} \left[2 \sum_{m=1}^{3} \sin^2 \frac{\pi (2m-1)}{2n} + \sum_{m=4}^{n-3} \sin \frac{\pi (2m-1)}{2n} \right]. \tag{6}$$

2.2.2. Профиль наружного пояса жесткости подбирается по его моменту сопротивления, который определяется по формуле

$$W_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{P_{m\max} B}{\sigma_{\text{рас}}}. \tag{7}$$

Для уменьшения профиля сечения балки рекомендуется устанавливать промежуточные упоры для пояса жесткости в укрепленные места каркаса.

2.2.3. Прогиб пояса жесткости уточняется по формуле

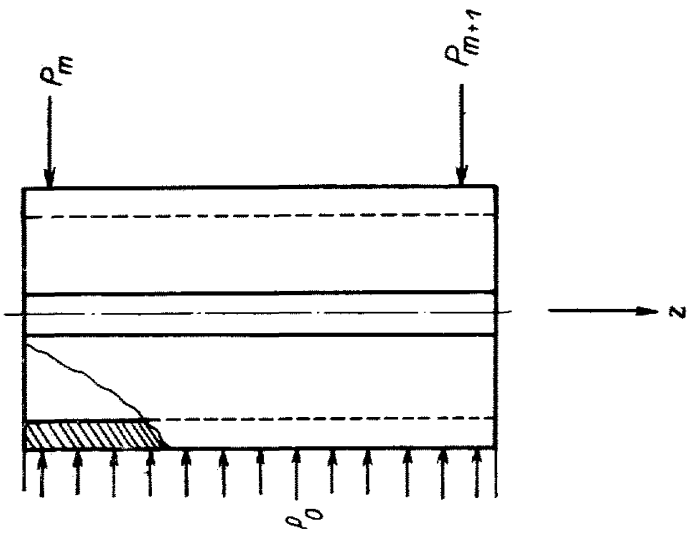
$$w_m = \frac{P_m l^3}{2\pi^3 E J_n}. \tag{8}$$

2.3. Определение напряжений в характерных точках трубы для любой точки газоплотного экрана

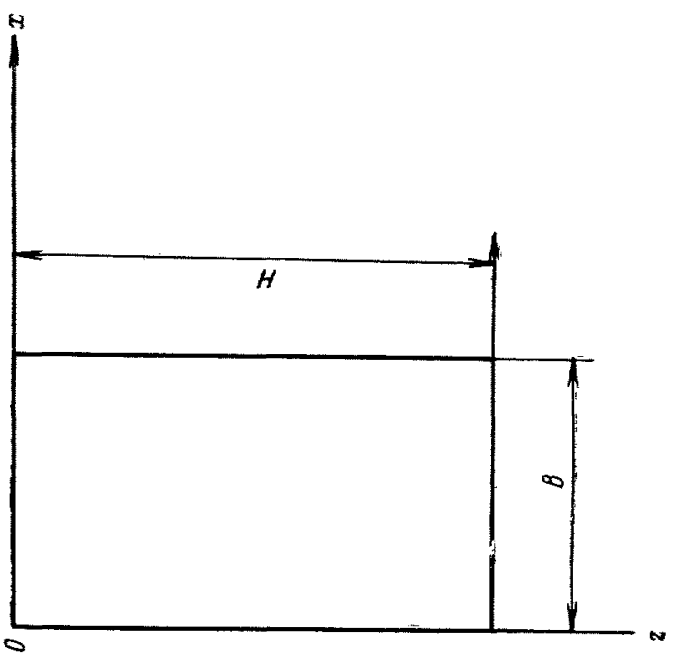
2.3.1. Необходимые для определения напряжений изгибающие моменты и перерезывающие силы от действия активных и реактивных сил (черт. 1, 2) определяются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} M_x &= D_x \pi^2 \left(\frac{1}{H^2} + \mu \frac{1}{B^2}\right) w_{m\max} \sin \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}; \\ M_z &= D_z \pi^2 \left(\frac{1}{B^2} + \mu \frac{1}{H^2}\right) w_{m\max} \sin \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}; \end{aligned}\right\} \tag{9}$$

$$\left.\begin{aligned} Q_x &= \frac{D_x}{H} \pi^3 \left(\frac{1}{H^2} + \mu \frac{1}{B^2}\right) w_{m\max} \sin \frac{\pi x}{B} \cos \frac{\pi z}{H}; \\ Q_z &= \frac{D_z}{B} \pi^3 \left(\frac{1}{B^2} + \mu \frac{1}{H^2}\right) w_{m\max} \cos \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}, \end{aligned}\right\} \tag{10}$$



Черт. 2

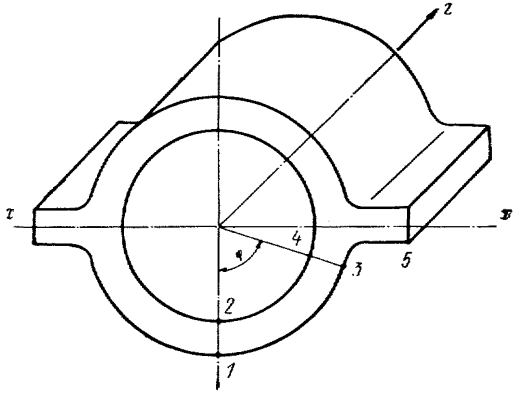


Черт. 1

где

$$\left.\begin{aligned} D_x &= E\left(\frac{J_{тр} d_н}{t} + \frac{J_{пл}}{1-\mu^2}\right); \\ D_z &= E\,\frac{J_{пл}}{1-\mu^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

2.3.2. Напряжения в точках трубы *1*; *2*; *3*; *4*; *5* со стороны топки (черт. 3) с учетом сил растяжения, действующих в срединной плоскости газоплотного экрана, определяются по формулам:



Черт. 3

для точки *1*

$$\left.\begin{aligned} \sigma_z &= -\frac{M_x \frac{d_н}{2}}{J_{тр+пл}}; \\ \sigma_r &= \frac{p_0 C}{2\,(d_н - d_{вн})} + 1{,}09\,\frac{p_0 C\,(d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2} - \frac{M_z \frac{d_н}{2}}{J'_{тр}}; \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

для точки *2*

$$\left.\begin{aligned} \sigma_z &= -\frac{M_x \frac{d_{вн}}{2}}{J_{тр+пл}}; \\ \sigma_r &= \frac{p_0 C}{2\,(d_н - d_{вн})} - 1{,}09\,\frac{p_0 C\,(d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2} - \frac{M_z \frac{d_{вн}}{2}}{J'_{тр}}; \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

для точки *3*

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_z &= -\frac{M_x \frac{d_н}{2}}{J_{тр+пл}} \cos\varphi;\\
\sigma_r &= \frac{p_0 C \cos^2\varphi}{2(d_н - d_{вн})} + \frac{p_0 C}{2S_{пл}} \cos\varphi + \\
&+ \frac{6 p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2}\left(0{,}3183 - \frac{1}{2}\cos\varphi\right) - \frac{M_z \frac{S'_{пл}}{2}}{J'_{пл}} \cos\varphi;\\
\sigma_\varphi &= \frac{4Q_x}{\pi\left(d_н^2 - d_{вн}^2\right)} \sin\varphi; \qquad \sigma_{тр} = \frac{p_0 C}{2(d_н - d_{вн})} \sin\varphi;
\end{aligned}\right\} \quad (14)$$

для точки *4*

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_z &= -\frac{M_x \frac{d_{вн}}{2}}{J_{тр+пл}} \cos\varphi;\\
\sigma_r &= \frac{p_0 C \cos^2\varphi}{2(d_н - d_{вн})} + \frac{6 p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2}(0{,}3183 - \frac{1}{2}\cos\varphi) - \\
&- \frac{M_z d_{вн}}{2 J'_{тр}} \cos\varphi;\\
\sigma_\varphi &= \frac{4Q_x}{\pi(d_н^2 - d_{вн}^2)} \sin\varphi; \qquad \sigma_{тр} = \frac{p_0 C}{2(d_н - d_{вн})} \sin\varphi;
\end{aligned}\right\} \quad (15)$$

для точки *5*

$$\left.\begin{aligned}
\sigma_z &= -\frac{M_x S_{пл}}{2J_{тр+пл}}; \qquad \sigma_\varphi = \frac{4Q_x}{\pi(d_н^2 - d_{вн}^2)};\\
\sigma_N &= -\frac{M_z S_{пл}}{2J_{пл}} + \frac{p_0 C}{2S_{пл}}; \qquad \sigma_{пл} = \frac{Q_z}{S_{пл}}.
\end{aligned}\right\} \quad (16)$$

2.3.3. Полученные напряжения суммируются с соответствующими напряжениями, рассчитанными по РТМ 24.031.03—72, и дальнейший расчет производится по указанному РТМ.

2.4. Определение напряжений в углу газоплотной коробки

2.4.1. Максимальные напряжения изгиба в углу газоплотной коробки определяются по формуле

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2, \quad (17)$$

где

$$\sigma_1 = -\varkappa \frac{\pi^2 D_{z_1} w_{max_1} S_{пл_1}}{H_1 B\left[(\alpha_1 \mathrm{th}\alpha_1 - 1)\,\mathrm{th}\alpha_1 - \alpha_1\right] J_{пл_1}};$$

$$\sigma_2 = -\varkappa \frac{\pi^2 D_{z_2} w_{\max_2} S_{\text{пл}_2}}{H_2 C\,[(\alpha_2 \text{th}\alpha_2 - 1)\,\text{th}\alpha_2 - \alpha_2]\,J_{\text{пл}_2}};$$

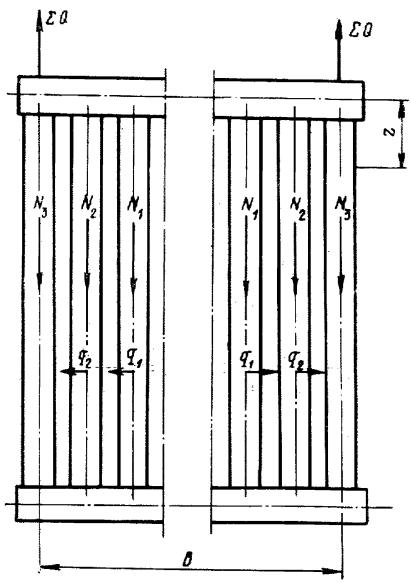
$$\alpha_1 = \frac{\pi B}{2H_1}; \qquad \alpha_2 = \frac{\pi C}{2H_2}.$$

Коэффициент защемления $\varkappa$ является характеристикой конструктивного исполнения углового соединения и изменяется от 0 до 1.

Индекс 1 относится к газоплотной стенке с размерами $B \times H_1$, индекс 2 относится к смежной стенке с размерами $C \times H_2$.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ОТ ПОДВЕСКИ ГАЗОПЛОТНЫХ ЭКРАНОВ

3.1. От подвески, расположенной на краю газоплотного экрана, усилие распределяется на ближайшие три трубы. В этом случае



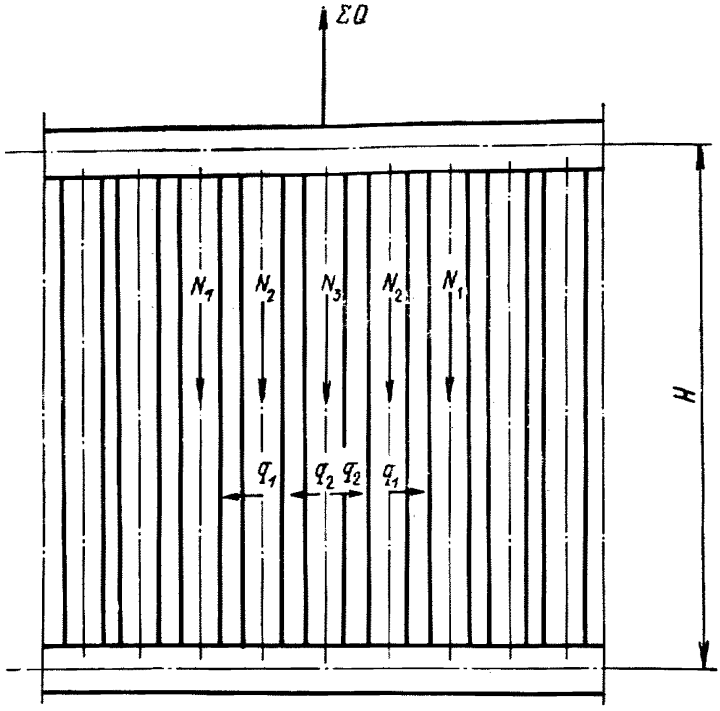
Черт. 4

(черт. 4) усилия растяжения N_1, N_2 и N_3 в трубах и перерезывающие силы q_1 и q_2 в трубах и плавниках определяются по формулам:

$$N_1 = \frac{\Sigma Q}{3}\left(1 - 0{,}5\,\text{th}\,uH\,\text{sh}\,uz + 0{,}5\,\text{ch}\,uz + 1{,}5\,\text{th}\,\frac{uH}{\sqrt{3}}\,\text{sh}\,\frac{uz}{\sqrt{3}} - \right.$$

$$
\left.
\begin{aligned}
&-1{,}5\,\mathrm{ch}\frac{uz}{\sqrt{3}}\Big)\\
N_2 &= \frac{\Sigma Q}{3}(1+\mathrm{th}\,uH\,\mathrm{sh}\,uz-\mathrm{ch}\,uz);\\
N_3 &= \Sigma Q-(N_1+N_2);\\
q_1 &= \frac{\Sigma Q u}{6}\Big[-\mathrm{th}\,uH\,\mathrm{ch}\,uz+\mathrm{sh}\,uz+\\
&+\sqrt{3}\Big(\mathrm{th}\,\frac{uH}{\sqrt{3}}\,\mathrm{ch}\,\frac{uz}{\sqrt{3}}-\mathrm{sh}\,\frac{uz}{\sqrt{3}}\Big)\Big];\\
q_2 &= \frac{\Sigma Q u}{6}\Big[\mathrm{th}\,uH\,\mathrm{ch}\,uz-\mathrm{sh}\,uz+\sqrt{3}\Big(\mathrm{th}\,\frac{uH}{\sqrt{3}}\,\mathrm{ch}\,\frac{uz}{\sqrt{3}}-\mathrm{sh}\,\frac{uz}{\sqrt{3}}\Big)\Big],
\end{aligned}
\right\} \quad (18)
$$

где $$u=\sqrt{\frac{3GS_{\text{пл}}}{Eft}}.$$

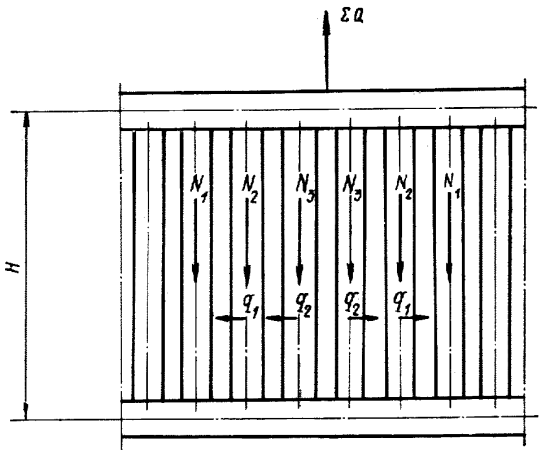


Черт. 5

3.2. От подвески, расположенной в любой точке торца газоплотного экрана, кроме случая, рассмотренного в п. 4.1, усилие распределяется:

а) в случае совпадения оси подвески с осью трубы (черт. 5) — на пять труб, по две в каждую сторону от средней трубы;

б) в случае смещения оси подвески относительно оси трубы (черт. 6) — на ближайшие шесть труб, по три в каждую сторону от оси подвески.



Черт. 6

Усилия растяжения N_1, N_2 и N_3 в трубах и перерезывающие силы q_1 и q_2 в трубах и плавниках определяются по формулам:

$$
\left.
\begin{aligned}
N_1 &= \frac{\Sigma Q}{5}\,(1 - 0{,}62\,\mathrm{th}\,0{,}85uH\,\mathrm{sh}\,0{,}85uz + 0{,}62\,\mathrm{ch}\,0{,}85uz + \\
&\quad + 1{,}62\,\mathrm{th}\,0{,}52uH\,\mathrm{sh}\,0{,}52uz - 1{,}62\,\mathrm{ch}\,0{,}52uz);\\
N_2 &= \frac{\Sigma Q}{5}\,(1 + 1{,}62\,\mathrm{th}\,0{,}85uH\,\mathrm{sh}\,0{,}85uz - 1{,}62\mathrm{ch}\,0{,}85uz - \\
&\quad - 0{,}62\,\mathrm{th}\,0{,}52uH\,\mathrm{sh}\,0{,}52uz + 0{,}62\mathrm{ch}\,0{,}52uz);\\
N_3 &= \Sigma Q - 2\,(N_1 + N_2);\\
q_1 &= \frac{\Sigma Q u}{5}\,(-0{,}52\,\mathrm{th}\,0{,}85uH\,\mathrm{ch}\,0{,}85uz + 0{,}52\,\mathrm{sh}\,0{,}85uz + \\
&\quad + 0{,}85\,\mathrm{th}\,0{,}52uH\,\mathrm{ch}\,0{,}52uz - 0{,}85\,\mathrm{sh}\,0{,}52uz);\\
q_2 &= \frac{\Sigma Q u}{5}\,(0{,}85\,\mathrm{th}\,0{,}85uH\,\mathrm{ch}\,0{,}85uz - 0{,}85\,\mathrm{sh}\,0{,}85uz + \\
&\quad + 0{,}52\,\mathrm{th}\,0{,}52uH\,\mathrm{ch}\,0{,}52uz - 0{,}52\,\mathrm{sh}\,0{,}52uz),
\end{aligned}
\right\} \quad (19)
$$

где

$$u = \sqrt{\frac{5GS_{\text{пл}}}{Eft}}.$$

В формулах (18) и (19) приняты обозначения:

ΣQ — нагрузка на одну подвеску от собственной массы экранов, массы гарнитуры, арматуры, помостов и лестниц, трубопроводов и т. д., *кгс*;

f — площадь поперечного сечения трубы с плавниками, $см^2$;

G — модуль упругости среза, $кгс/см^2$.

3.3. Подвески могут крепиться к плавникам и камерам, так как их деформации не отражаются на распределении усилий.

4. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПОЯСОВ ЖЕСТКОСТИ (БАНДАЖЕЙ) *

4.1. Пояса жесткости, как правило, выполняются из прокатного профиля, устанавливаемого в плоскости наибольшей жесткости.

В котлах с естественной циркуляцией, где используются трубы относительно большого диаметра, внутренние бандажи жестко соединяют в углах топки. В этом случае наружные и внутренние бандажи следует выполнять так, чтобы они могли свободно расширяться независимо друг от друга.

В прямоточных котлах, в которых используются трубы относительно меньшего диаметра, следует избегать жесткого соединения внутренних бандажей. При этом ближайшее к углу соединение наружного и внутреннего бандажей газоплотного экрана должно быть достаточно удалено от углов топочной камеры, за счет чего будет создаваться упругая зона в углах топки. Эта зона необходима для того, чтобы отдельные участки газоплотных экранов могли прогибаться внутрь и наружу топки на величину, соответствующую разнице термических удлинений бандажей и газоплотных экранов.

Возможно также выполнение поясов жесткости без использования внутренних бандажей. В этом случае наружные бандажи жестко соединяются между собой в углах топки.

4.2. Некоторые рекомендации по проектированию и конструктивному оформлению поясов жесткости газоплотных экранов приведены в приложении 3 к настоящему РТМ.

---

* Данный раздел будет существенно дополнен после опубликования работы «Рекомендации по расчету и конструктивному выполнению элементов мембранных экранов мощных котлоагрегатов».

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 К РТМ 24.031.06—73

Справочное

ПОЯСНЕНИЯ К РАСЧЕТНЫМ ФОРМУЛАМ РТМ

1. ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ

1.1. Цельносварная газоплотная коробка, связанная с поясами жесткости, рассчитывается как единая сложная система с активными силами от наддува и реактивными силами от поясов жесткости.

Расчет производится с учетом сил растяжения, действующих в срединной плоскости газоплотного экрана. Предполагая, что в углу газоплотной коробки соединение экранов шарнирное, определяем напряжения в точках газоплотного экрана, удаленных от угла, т. е. в тех точках, где малы изгибные напряжения и основными являются напряжения от сил растяжения в срединной плоскости. Максимальные напряжения будут в точке с координатами $x=0{,}5B$, $z=0{,}5H$ (черт. 1 РТМ). Определяя величину момента, достаточного для устранения поворота в шарнире, находим возможные изгибные напряжения в углу. Максимальные изгибные напряжения будут в точках с координатами $x=0$; $z=0{,}5H$ и $x=B$; $z=0{,}5H$.

1.2. Подвешенные конструкции газоплотных экранов имеют жесткость в своей плоскости много бо́льшую, чем элементы, к которым они подвешены, и поэтому не следуют за их прогибами.

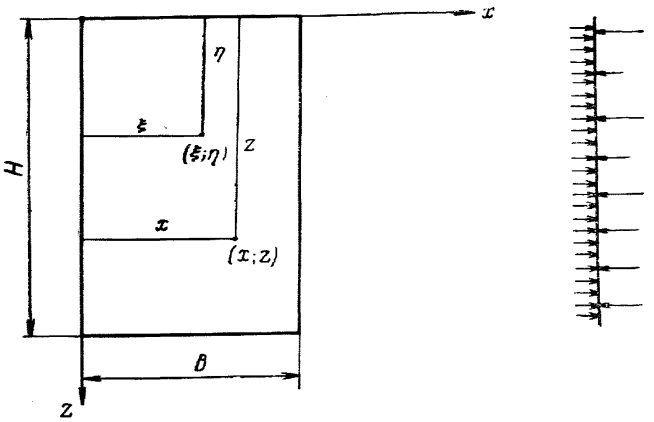
Усилие, приходящееся на одну подвеску, распределяется в газоплотном экране неравномерно. Практически только три трубы экрана в каждую сторону от подвески участвуют в распределении этого усилия.

2. РАСЧЕТ НАРУЖНЫХ ПОЯСОВ ЖЕСТКОСТИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ГАЗОПЛОТНОМ ЭКРАНЕ

2.1. Рассмотрим газоплотную стенку (черт. 1), свободно опертую по всему контуру и находящуюся под действием нагрузки, равномерно распределенной по всей поверхности стенки (активные силы от наддува), и под действием системы противоположно направленных сосредоточенных сил (реактивных сил воздействия поясов жесткости).

2.2. Прогиб в любой точке $(x; z)$ от действия равномерно распределенной нагрузки с учетом растягивающих усилий в срединной плоскости (см. [3, стр. 424])

$$w_1 = \frac{16 p_0}{D\pi^6} \sum_{k=1,3,5\ldots}^{\infty} \sum_{j=1,3,5\ldots}^{\infty} \frac{\sin\frac{k\pi x}{B} \sin\frac{j\pi z}{H}}{kj\left[\left(\frac{k^2}{B^2}+\frac{j^2}{H^2}\right)^2 + \frac{N_x k^2}{\pi^2 D H^2}\right]}, \qquad (1)$$



Черт. 1

где N_x — растягивающая сила в срединной плоскости, отнесенная к единице длины:

$$N_x = \frac{p_0 C}{2}.$$

Под действием сосредоточенной силы P, приложенной в точке (ξ, η), прогиб в точке (x, z) определяется с учетом сил растяжения в срединной плоскости по формуле (см. [3, стр. 432])

$$w_2 = \frac{4P}{BH\pi^4 D} \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\sin\frac{k\pi\xi}{B} \sin\frac{j\pi\eta}{H}}{\left(\frac{k^2}{B^2}+\frac{j^2}{H^2}\right)^2 + \frac{N_x k^2}{\pi^2 D H^2}} \sin\frac{k\pi x}{B} \sin\frac{j\pi z}{H}. \qquad (2)$$

Так как ряд по синусам быстро сходится, то ограничиваемся первым приближением и формулы (1) и (2) переписываем в виде

$$w_1 = \frac{16 p_0}{\pi^6 D} \cdot \frac{\sin\frac{\pi x}{B} \sin\frac{\pi z}{H}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}}; \qquad (1')$$

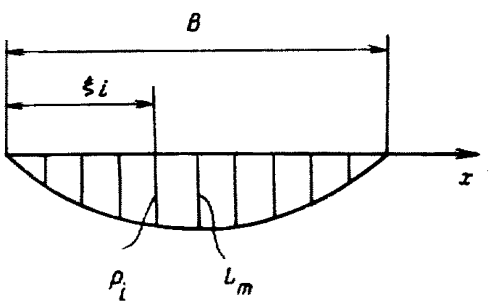
$$w_2=\frac{4P}{BH\pi^4D}\cdot\frac{\sin\frac{\pi\xi}{B}\sin\frac{\pi\eta_i}{H}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2+\frac{p_0C}{2\pi^2DH^2}}\sin\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}. \qquad (2')$$

Если при ординате $\eta=\eta_m$ приложить i сосредоточенных сил P_i, то прогиб от действия всех этих сил в точке (x, z)

$$w_{2m}=\frac{4}{BH\pi^4D}\cdot\frac{\sin\frac{\pi\eta_m}{H}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2+\frac{p_0C}{2\pi^2DH^2}}\times$$

$$\times\sin\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}\sum_{i=1}^{i}P_i\sin\frac{\pi\xi_i}{B}. \qquad (2'')$$

Предполагая закон изменения сосредоточенных сил P_i (черт. 2) синусоидальным вдоль оси x (усилия в шарнирных связях между



Черт. 2

газоплотным экраном и наружным поясом жесткости распределяются именно по такому закону), имеем

$$P_i=L_m\sin\frac{\pi\xi_i}{B}, \qquad (3)$$

где L_m — амплитуда синусоиды.

С учетом этого выражение $\sum_{i=1}^{i}P_i\sin\frac{\pi\xi_i}{B}$ в формуле (2″) перепишется в виде

$$\sum_{i=1}^{i}L_m\sin^2\frac{\pi\xi_i}{B}=L_m\sum_{i=1}^{i}\sin^2\frac{\pi\xi_i}{B}\approx 0{,}5L_mB$$

и

$$w_{2m}=\frac{2L_m}{H\pi^4D}\cdot\frac{\sin\frac{\pi\eta_m}{H}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2+\frac{p_0C}{2\pi^2DH^2}}\sin\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}.$$

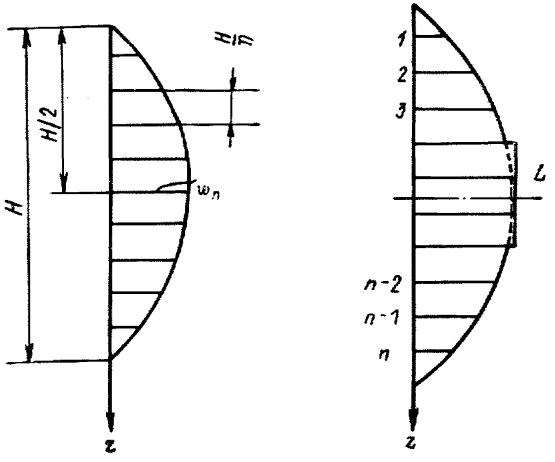
Прогиб в точке (x, z) от действия всех подобных сосредоточенных сил по различным ординатам η_m

$$\sum_{m=1}^{n} w_{2m} = \frac{2 \sin \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}}{H\pi^4 D\left[\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 c}{2\pi^2 D H^2}\right]} \sum_{m=1}^{n} L_m \sin \frac{\pi \eta_m}{H}.$$

Суммарный прогиб в точке (x, z) от действия активных и реактивных сил

$$w = w_1 - \sum_{m=1}^{n} w_{2m} = 16 \frac{p_0}{\pi^6 D} \cdot \frac{\sin \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}} -$$

$$- \frac{2 \sin \frac{\pi x}{B} \sin \frac{\pi z}{H}}{H\pi^4 D\left[\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}\right]} \sum_{m=1}^{n} L_m \sin \frac{\pi \eta_m}{H}. \qquad (4)$$



Черт. 3

Рассмотрим сечение изогнутой поверхности газоплотной стенки при $x = \frac{B}{2}$ (черт. 3). Изогнутая поверхность будет описываться синусоидой с амплитудой w_n, т. е. $w = w_n \sin \frac{\pi z}{H}$.

Так как прогиб поверхности при $z=0$ и $z=H$ равен нулю, то закон изменения реактивных сил (нагрузок на пояса жесткости) для трех крайних поясов выберем синусоидальный, а для осталь-

ных поясов — равномерное распределение, т. е. если n — число поясов жесткости, m — номер пояса жесткости, то для $m=1, 2, 3, n-2, n-1, n$

$$L_m = L \sin \frac{\pi z_m}{H}; \tag{5}$$

для остальных значений m

$$L_m = L, \tag{6}$$

где L — амплитуда синусоиды.

Будем рассматривать прогиб поверхности в точках $x=\frac{B}{2}$, $z_m=\frac{H(2m-1)}{2n}$, т. е. в срединном сечении под поясами жесткости.

Для поясов жесткости в предположении, что пояса находятся на равном расстоянии друг от друга,

$$\eta_m = \frac{H(2m-1)}{2n} \quad \text{и} \quad \frac{\pi z_m}{H} = \frac{\pi \eta_m}{H} = \frac{\pi(2m-1)}{2n}.$$

С учетом вышесказанного для выбранных точек справедливо уравнение

$$w_n \sin \frac{\pi(2m-1)}{2n} = \frac{16 p_0}{\pi^6 D} \cdot \frac{\sin \frac{\pi(2m-1)}{2n}}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}} -$$

$$- \frac{2 \sin \frac{\pi(2m-1)}{2n} L}{H\pi^4 D \left[\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}\right]} \times$$

$$\times \left[2 \sum_{m=1}^{3} \sin^2 \frac{\pi(2m-1)}{2n} + \sum_{m=4}^{n-3} \sin \frac{\pi(2m-1)}{2n}\right],$$

из которого после сокращения на $\sin \frac{\pi(2m-1)}{2n}$ получаем уравнение для определения L при выбранном w_n.

Обозначив

$$\theta_1 = \frac{16 p_0}{\pi^6 D} \frac{1}{\left(\frac{1}{B^2}+\frac{1}{H^2}\right)^2 + \frac{p_0 C}{2\pi^2 D H^2}}; \tag{7}$$

$$\theta_2 = \frac{\theta_1 \pi^2}{8 H p_0}\left[2 \sum_{m=1}^{3} \sin^2 \frac{\pi(2m-1)}{2n} + \sum_{m=4}^{n-3} \sin \frac{\pi(2m-1)}{2n}\right], \tag{8}$$

искомое уравнение запишем в виде

$$L=\frac{\theta_1-w_{\text{п}}}{\theta_2}. \tag{9}$$

Возвращаясь к формулам (3), (5) и (6) и учитывая, что $\sum_{i=1}^{i}\sin\frac{\pi\xi_i}{B}\approx\frac{2B}{\pi}$, получаем окончательную формулу для определения нагрузки на любой пояс (реактивная сила воздействия пояса жесткости на газоплотную стенку):

$$P_m=\sum_{i=1}^{i}P_i=L_m\frac{2B}{\pi}, \tag{10}$$

где L_m определяется по формулам:
для $m=1;\ 2;\ 3;\ n-2;\ n-1;\ n$

$$L_m=L\sin\frac{\pi(2m-1)}{2n};$$

для остальных значений m

$$L_m=L.$$

Если число поясов $n\leqslant 6$, то принимаем изменение реактивных сил по синусоиде:

$$L_m=L\sin\frac{\pi(2m-1)}{2n},$$

при этом в формуле (4)

$$\sum_{m=1}^{n}L_m\sin\frac{\pi\eta_m}{H}=\sum_{m=1}^{n}L\sin^2\frac{\pi(2m-1)}{2n}\approx L\frac{n}{2}.$$

Тогда

$$\theta_2=\frac{\theta_1\pi^2 n}{16Hp_0} \tag{11}$$

и L определяется из уравнения (9), в котором предварительно принимаем $w_{\text{п}}=\frac{B}{K}$, где $K\leqslant 500$.

2.3. Определив по формулам (10) реактивную силу воздействия пояса жесткости на газоплотную стенку, выбираем профиль сечения пояса жесткости по его необходимому моменту сопротивления:

$$W_{\text{п}}=\frac{1}{2\pi}\cdot\frac{P_{m\max}B}{\sigma_{\text{рас}}}. \tag{12}$$

Подобрав сечение и определив его момент инерции $J_{\text{п}}$, уточняем прогиб пояса жесткости:

$$w_m = \frac{P_m l^3}{2\pi^3 E J_{\text{п}}}. \tag{13}$$

2.4. Для определения напряжений в любой точке газоплотной панели необходимо найти изгибающие моменты, действующие в направлении поперек труб M_x и вдоль труб M_z.

По формулам [3, стр. 98, 101] имеем

$$M_x = -D_x\left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \mu\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}\right) \text{ и } M_z = -D_x\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)\frac{D_z}{D_x}, \tag{14}$$

где D_x — цилиндрическая жесткость труб в поперечном направлении;

D_z — цилиндрическая жесткость труб в продольном направлении.

В выражении для M_z отношение $\frac{D_z}{D_x}$ учитывает влияние ортотропности пластины.

Уточненный максимальный прогиб среднего пояса жесткости $w_{\text{п}} = w_{m\,\max}$; по формуле (13)

$$w_{m\,\max} = \frac{P_{m\,\max} l^3}{2\pi^3 E J_{\text{п}}}.$$

Тогда уравнение поверхности газоплотной стенки запишется в виде

$$w = w_{m\,\max} \sin\frac{\pi x}{B} \sin\frac{\pi z}{H}. \tag{15}$$

Выражения для моментов M_x и M_z перепишем в виде:

$$M_x = D_x \pi^2\left(\frac{1}{H^2} + \mu\frac{1}{B^2}\right) w_{m\,\max} \sin\frac{\pi x}{B} \sin\frac{\pi z}{H};$$

$$M_z = D_z \pi^2\left(\frac{1}{B^2} + \mu\frac{1}{H^2}\right) w_{m\,\max} \sin\frac{\pi x}{B} \sin\frac{\pi z}{H}.$$

При изгибе моментами M_x и M_z (черт. 4) возникают перерезывающие силы Q_x и Q_z, которые определяются по формулам:

$$Q_x = \frac{\partial M_x}{\partial z} = \frac{D_x}{H}\pi^3\left(\frac{1}{H^2} + \mu\frac{1}{B^2}\right) w_{m\,\max} \sin\frac{\pi x}{B} \cos\frac{\pi z}{H};$$

$$Q_z = \frac{\partial M_z}{\partial x} = \frac{D_z}{B}\pi^3\left(\frac{1}{B^2} + \mu\frac{1}{H^2}\right) w_{m\,\max} \cos\frac{\pi x}{B} \sin\frac{\pi z}{H}.$$

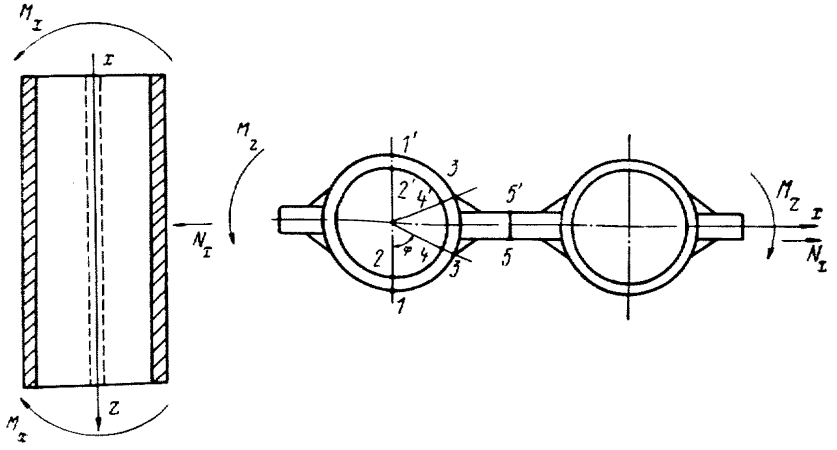
Учет овализации трубы производится по теории тонких колец; по сравнению с теорией толстых колец этот способ дает ошибку не более 4%.

Растягивающая сила $N_x = \frac{p_0 C}{2}$ в любой точке поперечного сечения трубы вызывает:

изгибающий момент $\overline{M} = -\frac{p_0 C}{2} \frac{d_н + d_{вн}}{2} \left(0{,}3183 - \frac{1}{2} \cos\varphi\right)$;

нормальную силу $N = \frac{1}{2} \frac{p_0 C}{2} \cos\varphi$;

перерезывающую силу $\overline{Q} = -\frac{1}{2} \frac{p_0 C}{2} \sin\varphi$.



Черт. 4

2.5. Напряжения определяем в точке газоплотного экрана, находящейся под серединой наиболее нагруженного пояса жесткости, т. е. в точке с координатами $x = 0{,}5B$; $z = 0{,}5H$ — в случае, когда пояс проходит в середине экрана (нечетное число поясов) и $x = 0{,}5B$; $z = 0{,}5H \frac{n-1}{n}$ — в случае, когда в середине экрана пояса нет (четное число поясов).

Напряжения в трубе определяем для ее характерных точек *1*, *2*, *3*, *4*, *5* со стороны топки (черт. 3 РТМ). Напряжения сжатия обозначаем знаком минус, напряжения растяжения — знаком плюс.

Формулы напряжений:

а) для точки *1*

$$\sigma_z = -\frac{M_x \frac{d_н}{2}}{J_{тр+пл}}; \quad \sigma_r = \frac{p_0 C}{2(d_н - d_{вн})} + 1{,}09 \frac{p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2} - \frac{M_z d_н}{2 J'_{тр}};$$

в выражении σ_r первый член представляет растягивающие напряжения в продольном сечении трубы от действия сил растяжения в срединной плоскости, второй член — сжимающие напряжения в

продольном сечении трубы от овализации трубы при изгибе силами растяжения в срединной плоскости

$$-\frac{24\overline{M}}{(d_н-d_{вн})^2}=1{,}09\,\frac{p_0C\,(d_н-d_{вн})}{(d_н-d_{вн})^2};$$

б) для точки *2*

$$\sigma_z=-\frac{M_x d_{вн}}{2J_{тр+пл}};$$

$$\sigma_r=\frac{p_0C}{2\,(d_н-d_{вн})}-1{,}09\,\frac{p_0C\,(d_н-d_{вн})}{(d_н-d_{вн})^2}-\frac{M_z d_{вн}}{2J'_{тр}};$$

в) для точки *3*

$$\sigma_z=-\frac{M_x d_н}{2J_{тр+пл}}\cos\varphi;$$

$$\sigma_r=\frac{p_0C\cos^2\varphi}{2\,(d_н-d_{вн})}+\frac{p_0C}{2\,S_{пл}}\cos\varphi+\frac{6\,p_0C\,(d_н+d_{вн})}{(d_н-d_{вн})^2}\left(0{,}3183-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{2}\cos\varphi\right)-\frac{M_z S'_{пл}}{2J'_{пл}}\cos\varphi;$$

$$\sigma_\varphi=\frac{4Q_x}{\pi\,(d_н^2-d_{вн}^2)}\sin\varphi;\qquad \sigma_{тр}=\frac{p_0C}{2\,(d_н-d_{вн})}\sin\varphi;$$

в выражении σ_r второй член учитывает растягивающие напряжения в плавнике от действия силы N;

г) для точки *4*

$$\sigma_z=-\frac{M_x d_{вн}}{2J_{тр+пл}}\cos\varphi;$$

$$\sigma_r=\frac{p_0C\cos^2\varphi}{2\,(d_н-d_{вн})}+\frac{6p_0C\,(d_н+d_{вн})}{(d_н-d_{вн})^2}\left(0{,}3183-\frac{1}{2}\cos\varphi\right)-\frac{M_z d_{вн}}{2J'_{тр}}\cos\varphi;$$

$$\sigma_\varphi=\frac{4Q_x}{\pi\,(d_н^2-d_{вн}^2)}\sin\varphi;\qquad \sigma_{тр}=\frac{p_0C}{2\,(d_н-d_{вн})}\sin\varphi;$$

д) для точки *5*

$$\sigma_z=-\frac{M_x S_{пл}}{2J_{тр+пл}};\qquad \sigma_\varphi=\frac{4Q_x}{\pi\,(d_н^2-d_{вн}^2)};$$

$$\sigma_к=-\frac{M_z S_{пл}}{2J_{пл}}+\frac{p_0C}{2S_{пл}};\qquad \sigma_{пл}=\frac{Q_z}{S_{пл}}.$$

Так как выбрана точка газоплотной стенки, для которой $x=0{,}5B$, то в этой точке $\cos\frac{\pi x}{B}=0$ и, следовательно, $Q_z=0$, т. е. $\sigma_{пл}=0$.

Приведенный расчет относится к трубам, находящимся вне зоны влияния подвесок и угла газоплотной коробки.

2.6. Определяем напряжения в углу газоплотной коробки.

Выше было принято в угловом соединении газоплотных экранов шарнирное соединение. Исходя из уравнения поверхности (15) находим угол поворота стенки в углу газоплотной коробки, т. е. при $x=0$ и $x=B$:

$$\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)_{\substack{x=0\\x=B}} = \frac{\pi}{B} w_{m\,\max} \sin\frac{\pi z}{H}. \qquad (16)$$

Для устранения этого поворота по краям при $x=0$ и $x=B$ необходимо приложить момент

$$\overline{M}_z = \varkappa \sum_{j=1,3,5\ldots}^{\infty} F_j \sin\frac{j\pi z}{H},$$

где $\varkappa$ — коэффициент защемления, являющийся характеристикой конструктивного исполнения углового соединения; для абсолютного защемления $\varkappa=1$, для шарнирного соединения $\varkappa=0$, для случаев упругого защемления $0<\varkappa<1$.

Ограничиваясь первым приближением, получаем

$$\overline{M}_{1z} = \varkappa F_1 \sin\frac{\pi z}{H}.$$

Из выражения для прогиба свободно опертой по контуру пластины и нагруженной по двум противоположным краям $x=0$ и $x=B$ распределенными моментами M_{1z} [3, стр. 208]находим угол поворота на краях $x=0$ и $x=B$ (см. [3, стр. 212]):

$$\frac{H}{2\pi D} F_1 [\operatorname{th}\alpha_1 (\alpha_1 \operatorname{th}\alpha_1 - 1) - \alpha_1] \sin\frac{\pi z}{H}, \qquad (17)$$

где

$$\alpha_1 = \frac{\pi B}{2H}.$$

Приравняв эту величину, взятую с обратным знаком, выражению (16), находим

$$F_1 = -\frac{2\pi^2 D w_{m\,\max}}{HB [\operatorname{th}\alpha_1 (\alpha_1 \operatorname{th}\alpha_1 - 1) - \alpha_1]}.$$

Отсюда изгибающий момент по защемленным краям

$$\overline{M}_{1z} = -\varkappa \frac{2\pi^2 D w_{m\,\max}}{HB [\operatorname{th}\alpha_1 (\alpha_1 \operatorname{th}\alpha_1 - 1) - \alpha_1]} \sin\frac{\pi z}{H}. \qquad (18)$$

Максимум абсолютной величины этого момента имеет место в серединах сторон, где $z=\frac{H}{2}$.

Напряжения в углу определяются по формуле

$$\sigma_1 = \varkappa \frac{F_1 S_{\text{пл}_1}}{2J_{\text{пл}_1}}.$$

Аналогично для смежной стенки определяем

$$\sigma_2 = \varkappa \frac{F_2 S_{\text{пл}_2}}{2J_{\text{пл}_2}}.$$

Суммарные напряжения изгиба в углу газоплотной коробки

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2. \qquad (19)$$

С учетом сказанного окончательно получаем для формулы (19) максимальные напряжения изгиба в углу газоплотной коробки:

$$\sigma_1 = -\varkappa \frac{\pi^2 D_{z_1} w_{\max_1} S_{\text{пл}_1}}{H_1 B \left[(\alpha_1 \operatorname{th} \alpha_1 - 1) \operatorname{th} \alpha_1 - \alpha_1\right] J_{\text{пл}_1}};$$

$$\sigma_2 = -\varkappa \frac{\pi^2 D_{z_2} w_{\max_2} S_{\text{пл}_2}}{H_2 C \left[(\alpha_2 \operatorname{th} \alpha_2 - 1) \operatorname{th} \alpha_2 - \alpha_2\right] J_{\text{пл}_2}}.$$

Цилиндрическая жесткость $D = D_z$, так как изгиб происходит вдоль труб.

2.7. Разность между активными и реактивными силами $p_0 BH - \sum_{m=1}^{n} P_m$ представляет собой растягивающую силу, которая распределяется поровну между потолком и подом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Великолюд Д. С. Расчет напряжений от наддува в газоплотной мембранной коробке котлоагрегата. «Труды ЦКТИ», вып. 107, 1971.

2. Нормы расчета элементов паровых котлов на прочность, Л., ЦКТИ, «Руководящие указания», вып. 11, 1965.

3. Тимошенко С. П. и Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. Физматгиз, 1963.

4. Гольберг А. И. и Сотников И. А. Мембранные панели и характерные узлы их уплотнений в котлах под наддувом. (Обзор зарубежных данных). «Труды ЦКТИ», вып. 107, 1971.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 К РТМ 24.031.06—73

Справочное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ГАЗОПЛОТНОЙ КОРОБКИ И УСИЛИЙ В ТРУБАХ И ПЛАВНИКАХ ОТ ПОДВЕСКИ

1. ПРИМЕР РАСЧЕТА ГАЗОПЛОТНОЙ КОРОБКИ

1.1. Для примера рассмотрим газоплотную коробку размерами $H=4600$ *см*, $B=3060$ *см*, $C=1026$ *см* из труб 28×5, $S_{пл}=0{,}6$ *см*, $t=4{,}2$ *см*. Материал — сталь марки 12Х1МФ с модулем упругости $E=1{,}88\cdot10^6$ *кгс/см*^{2}. Величина наддува $p_0=0{,}08$ *кгс/см*^{2}.

1.2. Принимаем расстояние между поясами жесткости 380 *см* и количество поясов $n=12$.

1.3. Определяем необходимые вспомогательные величины:

$$J_{тр}=\frac{\pi}{64}\cdot\frac{d_н^4-d_{вн}^4}{d_н}=\frac{\pi}{64}\cdot\frac{2{,}8^4-1{,}8^4}{2{,}8}=0{,}895\ см^4;$$

$$J_{пл}=\frac{S_{пл}^3}{12}=\frac{0{,}6^3}{12}=0{,}018\ см^4;$$

$$J_{тр+пл}=\frac{J_{тр}d_н+J_{пл}(t-d_н)}{t}=\frac{0{,}895\cdot2{,}8+0{,}018\,(4{,}2-2{,}8)}{4{,}2}=0{,}604 см^4;$$

$$D_x=E\left(\frac{J_{тр}d_н}{t}+\frac{J_{пл}}{1-\mu^2}\right)=1{,}88\cdot10^6\left(\frac{0{,}895\cdot2{,}8}{4{,}2}+\frac{0{,}018}{1-0{,}3^2}\right)=$$

$$=1{,}16\cdot10^6\ кгс\cdot см;$$

$$D_z=E\,\frac{J_{пл}}{1-\mu^2}=1{,}88\cdot10^6\,\frac{0{,}018}{1-0{,}3^2}=0{,}0373\cdot10^6\ кгс\cdot см;$$

$$J'_{пл}=8J_{пл}=0{,}018\cdot8=0{,}144\ см^4;$$

$$J'_{тр}=\frac{1}{16}(d_н-d_{вн})\,(d_н+d_{вн})^2=\frac{1}{16}(2{,}8-1{,}8)\,(2{,}8+1{,}8)^2=1{,}32\ см^4,$$

где $J_{тр}'$ — момент инерции сечения трубы (черт. 1).

1.4. Принимаем прогибы $w_п=\frac{B}{250}=\frac{3060}{250}=12{,}2$ *см* для поясов, ближайших к середине пластины, т. е. при $m=6$ и $m=7$.

1.5. Для определения нагрузки на пояса жесткости вычисляем вспомогательные величины θ_1, θ_2 и L_m:

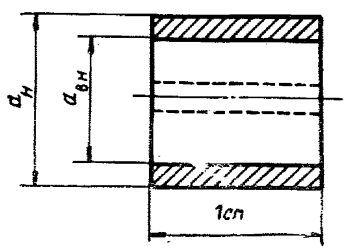
$$\theta_1 = \frac{16p_0}{\pi^6 D_x}\frac{1}{\left(\frac{1}{H^2}+\frac{1}{B^2}\right)^2+\frac{p_0 C}{2\pi^2 H^2 D_x}} = \frac{16\cdot 0{,}08}{\pi^6 1{,}16\cdot 10^6}\times$$

$$\times\frac{1}{\left(\frac{1}{4600^2}+\frac{1}{3060^2}\right)^2+\frac{0{,}08\cdot 1026}{2\pi^2 4600^2\cdot 1{,}16\cdot 10^6}} = 5840;$$

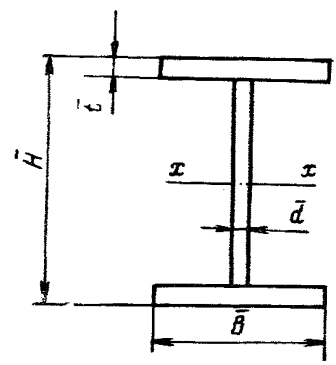
$$\theta_2 = \frac{\theta_1\pi^2}{8Hp_0}\left[2\sum_{m=1}^{3}\sin^2\frac{\pi(2m-1)}{2n}+\sum_{m=4}^{n-3}\sin\frac{\pi(2m-1)}{2n}\right] = \frac{5840\cdot\pi^2}{8\cdot 4600\cdot 0{,}08}\times$$

$$\times[2(0{,}1305^2+0{,}3826^2+0{,}6088^2)+2(0{,}7933+0{,}9239+0{,}9914)] = 126.$$

При вычислении θ_2 воспользуемся таблицей значений $\sin\frac{\pi(2m-1)}{2n}$, приведенной ниже. Как видно, таблица симметрична либо относительно 1 (при нечетном числе поясов), либо относительно жирной черты (при четном числе поясов).



Черт. 1



Черт. 2

Так как для определения профиля сечения пояса жесткости необходимо знать нагрузку на наиболее нагруженный пояс (в нашем случае пояса 6 и 7), то вычисляем:

$$L_m = L_6 = L_7 = \frac{\theta_1 - w_п}{\theta_2} = \frac{5840-12{,}2}{126} = 46{,}3;$$

$$P_{m\,max} = P_6 = P_7 = \frac{2B}{\pi}L_m = \frac{2\cdot 3060}{\pi}46{,}3 = 90\,200\ кг.$$

1.6. Определяем необходимый момент сопротивления сечения пояса жесткости при $\sigma_{рас} = 1600\ кгс/см^2$

$$W_п = \frac{1}{2\pi}\cdot\frac{P_{m\,max}B}{\sigma_{рас}} = \frac{1}{2\pi}\cdot\frac{90\,200\cdot 3060}{1600} = 28\,200\ см^3.$$

По полученному моменту сопротивления подбираем для пояса жесткости балку двутаврового сечения (черт. 2): $\bar{H} = 150\ см$, $\bar{B} =$

Таблица значений $\sin \frac{\pi(2m-1)}{2n}$

	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1	0,5000	0,3826	0,3090	0,2588	0,2225	0,1951	0,1731	0,1563	0,1423	0,1305	0,1205	0,1119	0,1045	0,0980	0,0922	0,0871	0,0826	0,0784
2	1	0,9239	0,8090	0,7071	0,6234	0,5556	0,4994	0,4539	0,4154	0,3826	0,3546	0,3302	0,3090	0,2902	0,2736	0,2588	0,2454	0,2334
3	0,5000	0,9239	1	0,9659	0,9009	0,8315	0,7643	0,7071	0,6549	0,6088	0,5681	0,5320	0,5000	0,4713	0,4457	0,4227	0,4017	0,3827
4		0,3826	0,8090	0,9659	1	0,9808	0,9384	0,8910	0,8412	0,7933	0,7485	0,7071	0,6691	0,6344	0,6026	0,5736	0,5469	0,5225
5			0,3090	0,7071	0,9009	0,9808	1	0,9886	0,9595	0,9239	0,8855	0,8467	0,8090	0,7729	0,7390	0,7071	0,6772	0,6495
6				0,2588	0,6234	0,8315	0,9384	0,9886	1	0,9914	0,9709	0,9439	0,9135	0,8819	0,8502	0,8192	0,7891	0,7603
7					0,2225	0,5556	0,7643	0,8910	0,9595	0,9914	1	0,9937	0,9782	0,9569	0,9325	0,9063	0,8794	0,8526
8						0,1951	0,4994	0,7071	0,8412	0,9239	0,9709	0,9937	1	0,9952	0,9830	0,9659	0,9458	0,9239
9							0,1731	0,4539	0,6549	0,7933	0,8855	0,9439	0,9782	0,9952	1	0,9962	0,9863	0,9724
10								0,1563	0,4154	0,6088	0,7485	0,8467	0,9135	0,9569	0,9830	0,9962	1	0,9969
11									0,1423	0,3826	0,5681	0,7071	0,8090	0,8819	0,9325	0,9659	0,9863	0,9969
12										0,1305	0,3546	0,5320	0,6691	0,7729	0,8502	0,9063	0,9458	0,9724
13											0,1205	0,3302	0,5000	0,6344	0,7390	0,8192	0,8794	0,9239
14												0,1119	0,3090	0,4713	0,6026	0,7071	0,7891	0,8526
15													0,1045	0,2902	0,4457	0,5736	0,6772	0,7603
16														0,0980	0,2736	0,4227	0,5469	0,6495
17															0,0922	0,2588	0,4017	0,5226
18																0,0871	0,2454	0,3827
19																	0,0826	0,2334
20																		0,0784

$=45$ *см*; $\overline{t}=3{,}6$ *см*; $\overline{d}=1{,}6$ *см*. Момент инерции относительно оси $x-x$ $J_{\text{п}}=2{,}13\cdot10^6$ *см*^{4}; $W_{\text{п}}=28\,400$ *см*^{3}.

Уточняем прогиб наиболее нагруженного пояса жесткости

$$w_m=w_6=w_7=\frac{P_6 l^3}{2\pi^3 E J_{\text{п}}}=\frac{90\,200\,(3060+100)^3}{2\pi^3\cdot2{,}1\cdot10^6\cdot2{,}13\cdot10^5}=10{,}2\ \text{см}.$$

В данном примере длину пояса жесткости приняли равной $l=(B+100)$ *см*.

При конструировании балку желательно проверить на устойчивость при изгибе. При необходимости следует установить ребра, повышающие устойчивость.

1.7. Для определения напряжений выбираем точку газоплотного экрана, находящуюся под серединой наиболее нагруженного пояса жесткости.

В нашем случае такими точками являются точки с координатами $\left(x=0{,}5B;\ z=0{,}5H\frac{11}{12}\right)$ и $\left(x=0{,}5B;\ z=0{,}5H\frac{13}{12}\right)$, для которых $\sin\frac{\pi x}{B}=1$ и $\sin\frac{\pi z}{H}=0{,}9914$ (см. таблицу значений $\sin\frac{\pi(2m-1)}{2n}$), $\cos\frac{\pi x}{B}=0$ и $\cos\frac{\pi z}{H}=0{,}1304$.

Вычисляем значения изгибающих моментов и перерезывающих сил в указанных точках:

$$M_x=D_x\pi^2\left(\frac{1}{H^2}+\mu\frac{1}{B^2}\right)w_{m\,\max}\sin\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}=$$

$$=1{,}16\cdot10^6\pi^2\left(\frac{1}{4600^2}+0{,}3\frac{1}{3060^2}\right)10{,}2\cdot0{,}9914=9{,}15\ \text{кгс}\cdot\text{см};$$

$$M_z=D_z\pi^2\left(\frac{1}{B^2}+\mu\frac{1}{H^2}\right)w_{m\,\max}\sin\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}=$$

$$=0{,}0373\cdot10^6\pi^2\left(\frac{1}{3060^2}+0{,}3\frac{1}{4600^2}\right)10{,}2\cdot0{,}9914=0{,}45\ \text{кгс}\cdot\text{см};$$

$$Q_x=\frac{D_x}{H}\pi^3\left(\frac{1}{H^2}+\mu\frac{1}{B^2}\right)w_{m\,\max}\sin\frac{\pi x}{B}\cos\frac{\pi z}{H}=$$

$$=\frac{1{,}16\cdot10^6}{4600}\pi^3\left(\frac{1}{4600^2}+0{,}3\frac{1}{3060^2}\right)10{,}2\cdot0{,}1304=0{,}83\cdot10^{-3}\ \text{кгс};$$

$$Q_z=\frac{D_z}{B}\pi^3\left(\frac{1}{B^2}+\mu\frac{1}{H^2}\right)w_{m\,\max}\cos\frac{\pi x}{B}\sin\frac{\pi z}{H}=0,$$

так как $\cos\frac{\pi x}{B}=0$.

Определяем напряжения в характерных точках трубы (черт. 3 РТМ).

Напряжения в точке *1*:

$$\sigma_z = -\frac{M_x \frac{d_н}{2}}{J_{тр+пл}} = -\frac{9{,}15 \cdot \frac{2{,}8}{2}}{0{,}913} = -21{,}2 \ кгс/см^2;$$

$$\sigma_r = \frac{p_0 C}{2(d_н - d_{вн})} + 1{,}09\,\frac{p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2} - \frac{M_z \frac{d_н}{2}}{J'_{тр}} =$$

$$= \frac{0{,}08 \cdot 1026}{2(2{,}8-1{,}8)} + 1{,}09\,\frac{0{,}08 \cdot 1026\,(2{,}8+1{,}8)}{(2{,}8-1{,}8)^2} - \frac{0{,}45\frac{2{,}8}{2}}{1{,}32} = 453 \ кгс/см^2.$$

Напряжения в точке 2:

$$\sigma_z = -\frac{M_x \frac{d_{вн}}{2}}{J_{тр+пл}} = -\frac{9{,}15\frac{1{,}8}{2}}{0{,}604} = -13{,}6 \ кгс/см^2;$$

$$\sigma_r = \frac{p_0 C}{2(d_н - d_{вн})} - 1{,}09\,\frac{p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2} - \frac{M_z \frac{d_{вн}}{2}}{J'_{тр}} = \frac{0{,}08 \cdot 1026}{2(2{,}8-1{,}8)} -$$

$$- 1{,}09\,\frac{0{,}08 \cdot 1026\,(2{,}8+1{,}8)}{(2{,}8-1{,}8)^2} - \frac{0{,}45\frac{1{,}8}{2}}{1{,}32} = -373 \ кгс/см^2.$$

Напряжения в точке *3*:

$$\sigma_z = -\frac{M_x \frac{d_н}{2}}{J_{тр+пл}} \cos\varphi = -\frac{9{,}15\frac{2{,}8}{2}}{0{,}604} 0{,}428 = -9{,}1 \ кгс/см^2.$$

Здесь и далее

$$\cos\varphi = \frac{0{,}5 S'_{пл}}{0{,}5 d_н} = \frac{S'_{пл}}{d_н} = \frac{2{,}06}{2{,}8} = 0{,}428;$$

$$\sin\varphi = \sqrt{1 - \cos^2\varphi} = \sqrt{1 - 0{,}428^2} = 0{,}9035;$$

$$\sigma_r = \frac{p_0 C \cos^2\varphi}{2(d_н - d_{вн})} + \frac{p_0 C}{2 S_{пл}} \cos\varphi + \frac{6 p_0 C (d_н + d_{вн})}{(d_н - d_{вн})^2}\left(0{,}3183 - \frac{1}{2}\cos\varphi\right) -$$

$$- \frac{M_z S'_{пл}}{2 J'_{пл}} \cos\varphi = \frac{0{,}08 \cdot 1026 \cdot 0{,}428^2}{2(2{,}8-1{,}8)} + \frac{0{,}08 \cdot 1026}{2 \cdot 0{,}6} \cdot 0{,}428 +$$

$$+ \frac{6 \cdot 1026 \cdot 0{,}08\,(2{,}8+1{,}8)}{(2{,}8-1{,}8)^2}\left(0{,}3183 - \frac{1}{2} \cdot 0{,}428\right) - \frac{0{,}45 \cdot 0{,}6}{0{,}144} \times$$

$$\times 0{,}428 = 260 \ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{\varphi}=\frac{4Q_x\sin\varphi}{\pi\,(d_{н}^2-d_{вн}^2)}=\frac{4\cdot0{,}83\cdot10^{-3}}{(2{,}8^2-1{,}8^2)}\cdot0{,}9035=0{,}207\cdot10^{-3}\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{тр}=\frac{p_0C}{2\,(d_{н}-d_{вн})}\sin\varphi=\frac{0{,}08\cdot1026}{2(2{,}8-1{,}8)}\cdot0{,}9035=37\ кгс/см^2.$$

Напряжения в точке *4*:

$$\sigma_z=-\frac{M_x\frac{d_{вн}}{2}}{J_{тр+пл}}\cos\varphi=-\frac{9{,}15\cdot\frac{1{,}8}{2}}{0{,}604}\,0{,}428=-5{,}85\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_r=\frac{p_0C\cos^2\varphi}{2\,(d_{н}-d_{вн})}+\frac{6\,p_0C\,(d_{н}+d_{вн})}{(d_{н}-d_{вн})^2}\left(0{,}3183-\frac{1}{2}\cos\varphi\right)-\frac{M_z\frac{d_{вн}}{2}}{J'_{тр}}\cos\varphi=$$

$$=\frac{0{,}08\cdot1026\cdot0{,}428^2}{2\,(2{,}8-1{,}8)}+\frac{6\cdot0{,}08\cdot1026\,(2{,}8+1{,}8)}{(2{,}8-1{,}8)^2}\left(0{,}3183-\frac{1}{2}0{,}428\right)-$$

$$-\frac{0{,}45\cdot\frac{1{,}8}{2}}{1{,}32}\,0{,}428=243\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{\varphi}=\frac{4Q_x\sin\varphi}{\pi\,(d_{н}^2-d_{вн}^2)}=\frac{4\cdot0{,}83\cdot10^{-3}\cdot0{,}9035}{(2{,}8^2-1{,}8^2)}=0{,}21\cdot10^{-3}\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{тр}=\frac{p_0C\sin\varphi}{2\,(d_{н}-d_{вн})}=\frac{0{,}08\cdot1026\cdot0{,}9035}{2\,(2{,}8-1{,}8)}=37\ кгс/см^2.$$

Напряжения в точке *5*:

$$\sigma_z=-\frac{M_x\frac{S_{пл}}{2}}{J_{тр+пл}}=-\frac{9{,}15\,\frac{0{,}6}{2}}{0{,}604}=-\,4{,}5\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{\varphi}=\frac{4Q_x}{\pi\,(d_{н}^2-d_{вн}^2)}=\frac{4\cdot0{,}83\cdot10^{-3}}{(2{,}8^2-1{,}8^2)\,\pi}=0{,}226\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_N=-\frac{M_z\frac{S_{пл}}{2}}{J_{пл}}+\frac{p_0C}{2S_{пл}}=-\frac{0{,}45\,\frac{0{,}6}{2}}{0{,}018}+\frac{0{,}08\cdot1026}{2\cdot0{,}6}=44\ кгс/см^2;$$

$$\sigma_{пл}=\frac{Q_z}{S_{пл}}=0.$$

1.8. Определяем максимальные напряжения изгиба в углу газоплотной коробки, принимая коэффициент защемления $\varkappa=1$,

$$\alpha_1=\frac{\pi B}{2H_1}=\frac{\pi\cdot3060}{2\cdot4600}=1{,}042;$$

$$\alpha_2=\frac{\pi C}{2H_2}=\frac{\pi\cdot1026}{2\cdot4600}=0{,}351.$$

Для смежной стенки газоплотной коробки расчетом, аналогичным указанному в пунктах 1.3, 1.4, 1.5, определяем:

— нагрузку на наиболее нагруженный пояс жесткости $P_{6_2} = P_{7_2} = 29\,900$ *кг*;

— момент сопротивления пояса жесткости $W_{п_2} = 3140$ *см*^{3}, что соответствует балке двутаврового сечения №65Б$_1$ с моментом инерции $J_{п_2} = 106\,280$ *см*^{4};

— прогиб наиболее нагруженного пояса жесткости $w_{max_2} = 2{,}25$ *см*.

Вычисляем напряжения изгиба

$$\sigma_1 = -\frac{\pi^2 D_{z_1} w_{max_1} S_{пл_1}}{HB\,[(\alpha_1 \operatorname{th}\alpha_1 - 1)\operatorname{th}\alpha_1 - \alpha_1]\,J_{пл_1}} =$$

$$= -\frac{\pi^2 \cdot 0{,}0373 \cdot 10^6 \cdot 10{,}2 \cdot 0{,}6}{4600 \cdot 3060\,[(1{,}042 \operatorname{th} 1{,}042 - 1)\operatorname{th} 1{,}042 - 1{,}042]\,0{,}018} = 9{,}2 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_2 = -\frac{\pi^2 D_{z_2} w_{max_2} S_{пл_2}}{HC\,[(\alpha_2 \operatorname{th}\alpha_2 - 1)\operatorname{th}\alpha_2 - \alpha_2]\,J_{пл_2}} =$$

$$= -\frac{\pi^2 \cdot 0{,}0373 \cdot 10^6\, 2{,}25 \cdot 0{,}6}{4600 \cdot 1026\,[(0{,}351 \operatorname{th} 0{,}351 - 1)\operatorname{th} 0{,}351 - 0{,}351]\,0{,}018} = 9{,}15 \text{ кгс/см}^2.$$

Суммарные напряжения изгиба в углу газоплотной коробки:

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 9{,}2 + 9{,}15 = 18{,}35 \text{ кгс/см}^2.$$

1.9. Данный расчет позволяет сделать следующие выводы:

— максимальную нагрузку на пояс жесткости $P_{m\,max}$ можно принять равной $\frac{HBp_0}{n}$ в том случае, если $H \geqslant 30$ *м*, $B \geqslant 20$ *м*; при этом погрешность не будет превышать 3—4%;

— определяющими являются напряжения σ_r, которые должны суммироваться с соответствующими напряжениями, рассчитанными по РТМ 24.031.03—72.

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА УСИЛИЙ В ТРУБАХ И ПЛАВНИКАХ ОТ ПОДВЕСКИ

2.1. Дано: $H = 1000$ *см*; трубы ∅ 32×6; $t = 4{,}6$ *см*; $S_{пл} = 0{,}6$ *см*; $f = 5{,}61$ *см*^{2}.

Диаметр верхней камеры $D = 32{,}5$ *см*.

2.2. Определяем усилия в трубах от крайней подвески, расчет производим по формулам (18) РТМ.

$$\text{Параметр } u = \sqrt{\frac{3GS_{пл}}{Eft}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 0{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}6}{1{,}88 \cdot 10^6 \cdot 5{,}61 \cdot 4{,}6}} = 0{,}168 \text{ см}^{-1};$$

$$uH = 0{,}168 \cdot 1000 = 168;\ \operatorname{th} uH = \operatorname{th} 168 = 1;\ \operatorname{sh} 168 \approx \operatorname{ch} 168 = \infty.$$

Определяем усилия у входа труб в камеру, где $z=\frac{D}{2}=16{,}25$ *см*.

$$\operatorname{sh} uz=\operatorname{sh} 0{,}168\cdot 16{,}25=7{,}635;\ \operatorname{ch} uz=\operatorname{ch} 0{,}168\cdot 16{,}25=7{,}695;$$

$$\operatorname{sh}\frac{uz}{\sqrt{3}}=\operatorname{sh}\frac{0{,}168\cdot 16{,}25}{\sqrt{3}}=2{,}324;\ \operatorname{ch}\frac{uz}{\sqrt{3}}=\operatorname{ch}\frac{0{,}168\cdot 16{,}25}{\sqrt{3}}=2{,}53;$$

$$\operatorname{th}\frac{uH}{\sqrt{3}}=\operatorname{th} 97{,}2=1.$$

Усилие от подвески распространяется на три ближайшие трубы. Определяем усилия в трубах, начиная с дальней от подвески:

$$N_1=\frac{\Sigma Q}{3}\left(1-0{,}5\operatorname{th} uH\operatorname{sh} uz+0{,}5\operatorname{ch} uz+1{,}5\operatorname{th}\frac{uH}{\sqrt{3}}\operatorname{sh}\frac{uz}{\sqrt{3}}-\right.$$

$$\left.-1{,}5\operatorname{ch}\frac{uz}{\sqrt{3}}\right)=\frac{\Sigma Q}{3}(1-0{,}5\cdot 1\cdot 7{,}635+0{,}5\cdot 7{,}695+1{,}5\cdot 1\cdot 2{,}324-$$

$$-1{,}5\cdot 2{,}53)=0{,}24\,\Sigma Q;$$

$$N_2=\frac{\Sigma Q}{3}(1+\operatorname{th} uH\operatorname{sh} uz-\operatorname{ch} uz)=\frac{\Sigma Q}{3}(1+1\cdot 7{,}635-$$

$$-7{,}695)=0{,}313\,\Sigma Q;$$

$$N_3=\Sigma Q-(N_1+N_2)=\Sigma Q-(0{,}24\,\Sigma Q+0{,}313\,\Sigma Q)=0{,}447\,\Sigma Q.$$

Перерезывающие силы в трубах и плавниках

$$q_1=\frac{\Sigma Q u}{6}\left[-\operatorname{th} uH\operatorname{ch} uz+\operatorname{sh} uz+\sqrt{3}\left(\operatorname{th}\frac{uH}{\sqrt{3}}\operatorname{ch}\frac{uz}{\sqrt{3}}-\operatorname{sh}\frac{uz}{\sqrt{3}}\right)\right]=$$

$$=\Sigma Q\frac{0{,}168}{6}[-1\cdot 7{,}695+7{,}635+\sqrt{3}\,(1\cdot 2{,}53-2{,}324)]=8{,}35\cdot 10^{-3}\,\Sigma Q;$$

$$q_2=\frac{\Sigma Q u}{6}\left[\operatorname{th} uH\operatorname{ch} uz-\operatorname{sh} uz+\sqrt{3}\left(\operatorname{th}\frac{uH}{\sqrt{3}}\operatorname{ch}\frac{uz}{\sqrt{3}}-\operatorname{sh}\frac{uz}{\sqrt{3}}\right)\right]=$$

$$=\Sigma Q\frac{0{,}168}{6}[1\cdot 7{,}695-7{,}635+\sqrt{3}\,(1\cdot 2{,}53-2{,}324)]=11{,}7\cdot 10^{-3}\,\Sigma Q.$$

2.3. Определяем усилия в трубах от промежуточной подвески, расчет производим по формулам (19) РТМ.

Параметр $u=\sqrt{\frac{5GS_{пл}}{Eft}}=\sqrt{\frac{5\cdot 0{,}8\cdot 10^6\cdot 0{,}6}{1{,}88\cdot 10^6\cdot 5{,}61\cdot 4{,}6}}=0{,}216$ *см*$^{-1}$;

$0{,}85\,uH=0{,}85\cdot 0{,}216\cdot 1000=183{,}5$; $0{,}52\,uH=0{,}52\cdot 0{,}216\cdot 1000=112$;

$$\operatorname{th} 0{,}85\,uH=\operatorname{th} 183{,}5=1;\ \operatorname{th} 0{,}52\,uH=\operatorname{th} 112=1;$$

Определяем усилия у входа труб в камеру, где $z=\frac{D}{2}=16{,}25$ *см*:

$$\operatorname{sh} 0{,}85\,uz=\operatorname{sh} 0{,}85\cdot 0{,}216\cdot 16{,}25=9{,}81;\ \operatorname{ch} 0{,}85\,uz=\operatorname{ch} 0{,}85\times$$

$$\times 0{,}216\cdot 16{,}25=9{,}86;$$

$$\operatorname{sh} 0{,}52\,uz = \operatorname{sh} 0{,}52 \cdot 0{,}216 \cdot 16{,}25 = 3{,}02;\ \operatorname{ch} 0{,}52\,uz = \\ = \operatorname{ch} 0{,}52 \cdot 0{,}216 \cdot 16{,}25 = 3{,}18.$$

Определяем усилия в трубах, начиная с дальней от подвески:

$$N_1 = \frac{\Sigma Q}{5}(1 - 0{,}62 \operatorname{th} 0{,}85\,uH \operatorname{sh} 0{,}85\,uz + 0{,}62 \operatorname{ch} 0{,}85\,uz + \\ + 1{,}62 \operatorname{th} 0{,}52\,uH \operatorname{sh} 0{,}52\,uz - 1{,}62 \operatorname{ch} 0{,}52\,uz) = \frac{\Sigma Q}{5} \times \\ \times (1 - 0{,}62 \cdot 1 \cdot 9{,}81 + 0{,}62 \cdot 9{,}86 + 1{,}62 \cdot 1 \cdot 3{,}02 - 1{,}62 \cdot 3{,}18) = 0{,}156\,\Sigma Q;$$

$$N_2 = \frac{\Sigma Q}{5}(1 + 1{,}62 \operatorname{th} 0{,}85\,uH \operatorname{sh} 0{,}85\,uz - 1{,}62 \operatorname{ch} 0{,}85\,uz - \\ - 0{,}62 \operatorname{th} 0{,}52\,uH \operatorname{sh} 0{,}52\,uz + 0{,}62 \operatorname{ch} 0{,}52\,uz) = \frac{\Sigma Q}{5}(1 + 1{,}62 \cdot 1 \cdot 9{,}81 - \\ - 1{,}62 \cdot 9{,}86 - 0{,}62 \cdot 1 \cdot 3{,}02 + 0{,}62 \cdot 3{,}18) = 0{,}206\,\Sigma Q;$$

$$N_3 = \Sigma Q - 2(N_1 + N_2) = \Sigma Q - 2(0{,}153\,\Sigma Q + 0{,}206\,\Sigma Q) = 0{,}276\,\Sigma Q.$$

Перерезывающие силы в трубах и плавниках:

$$q_1 = \frac{\Sigma Q u}{5}(-0{,}52 \operatorname{th} 0{,}85\,uH \operatorname{ch} 0{,}85\,uz + 0{,}52 \operatorname{sh} 0{,}85\,uz + \\ + 0{,}85 \operatorname{th} 0{,}52\,uH \operatorname{ch} 0{,}52\,uz - 0{,}85 \operatorname{sh} 0{,}52\,uz) = \\ = \Sigma Q \frac{0{,}216}{5}(-0{,}52 \cdot 1 \cdot 9{,}86 + 0{,}52 \cdot 9{,}81 + 0{,}85 \cdot 1 \cdot 3{,}18 - 0{,}85 \cdot 3{,}02) = \\ = 4{,}76 \cdot 10^{-3}\,\Sigma Q;$$

$$q_2 = \frac{\Sigma Q u}{5}(0{,}85 \operatorname{th} 0{,}85\,uH \operatorname{ch} 0{,}85\,uz - 0{,}85 \operatorname{sh} 0{,}85\,uz + \\ + 0{,}52 \operatorname{th} 0{,}52\,uH \operatorname{ch} 0{,}52\,uz - 0{,}52 \operatorname{sh} 0{,}52\,uz) = \Sigma Q \frac{0{,}216}{5}(0{,}85 \times \\ \times 1 \cdot 9{,}86 - 0{,}85 \cdot 9{,}81 + 0{,}52 \cdot 1 \cdot 3{,}18 - 0{,}52 \cdot 3{,}02) = 5{,}72 \cdot 10^{-3}\,\Sigma Q.$$

Усилия, полученные по формулам (19) РТМ, соответствуют распределению усилий в трубах и плавниках от подвески в том случае, когда ось подвески совпадает с осью трубы. Применение этих формул для случая несовпадения осей подвески и трубы дает несколько завышенный результат, что идет в запас прочности.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3 К РТМ 24.031.06—73

Справочное

ПРИМЕРЫ КОНСТРУКТИВНОГО ВЫПОЛНЕНИЯ ПОЯСОВ ЖЕСТКОСТИ

В связи с недостаточностью отечественного опыта по проектированию поясов жесткости газоплотных экранов и их конструктивному оформлению в настоящем приложении приводятся некоторые рекомендации зарубежного котлостроения.

На черт. 1, *а* представлена конструкция выполнения бандажей, которая использовалась в первых котлоагрегатах с многократно-принудительной и естественной циркуляцией.

На черт. 1, *б*, *в* приведены более поздние конструкции бандажей.

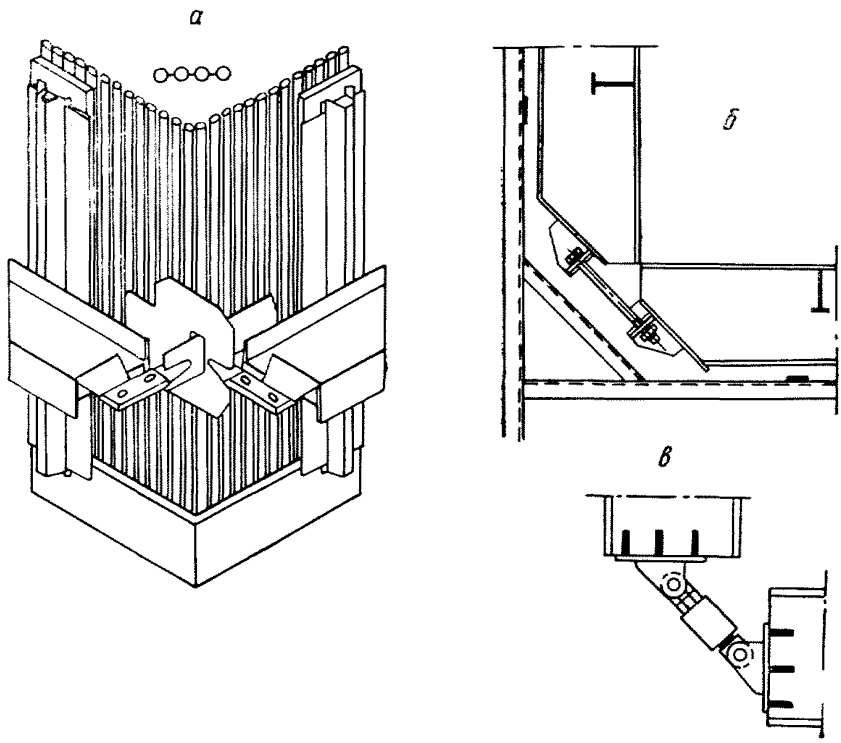
На черт. 2, *а* показана конструкция с внутренними бандажами, выполненными в виде лент, не сваренных между собой; наружные бандажи в углах связаны болтами, которые затягиваются в горячем состоянии при первой растопке котла (черт. 2, *б*).

На черт. 3 и 4 представлены различные способы крепления бандажей.

Конструкции бандажей

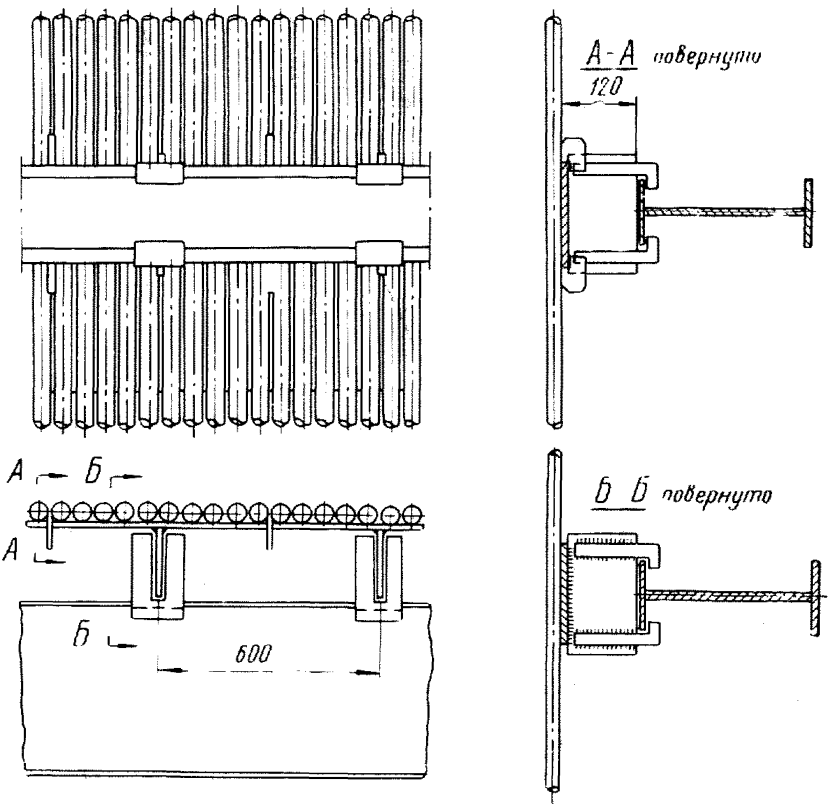
Черт. 1

Конструкции бандажей



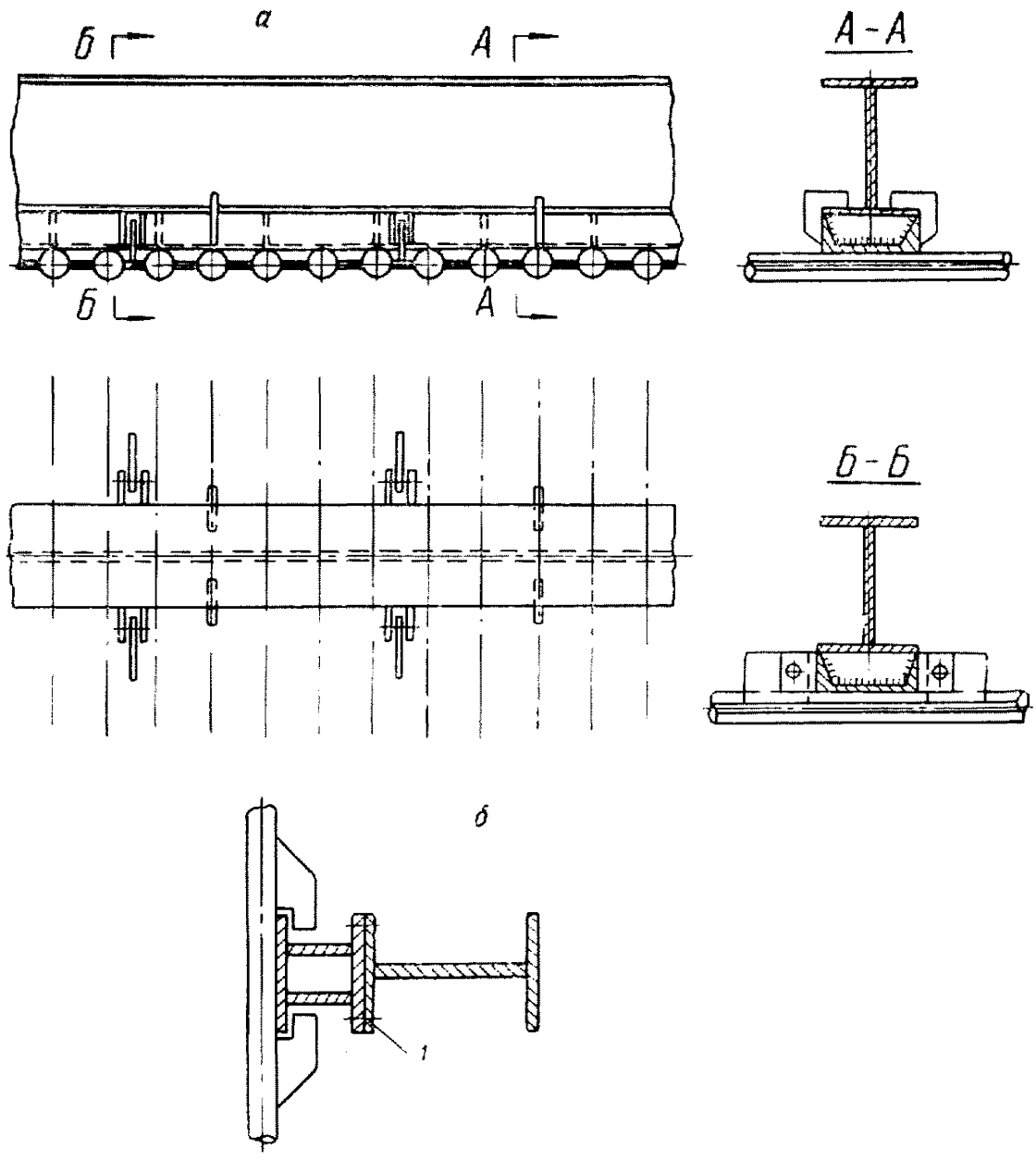
Черт. 2

Крепление бандажей



Черт. 3

Крепление бандажей



Черт. 4

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. Основные положения и условные обозначения	1
2. Расчет наружных поясов жесткости и определение напряжений в газоплотном экране	3
3. Определение усилий от подвески газоплотных экранов . . .	8
4. Основные принципы конструирования поясов жесткости (бандажей)	11
Приложение 1. Пояснения к расчетным формулам РТМ	12
Приложение 2. Примеры расчета газоплотной коробки и усилий в трубах и плавниках от подвески	23
Приложение 3. Примеры конструктивного выполнения поясов жесткости	32

Ответственный за выпуск *В. С. Розанова.*

Редактор *Г. Д. Семенова.*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *Г. Х. Макарова.*

Сдано в набор 4.03.74. Подписано к печ. 15.05.74. Формат бум. 60×90 1/16.

Объем 2 1/4 печ. л. Тираж 800. Заказ 161. Цена 45 коп.

gost.e-ecolog.ru

1 группа полиграфических работ ОНТИ ЦКТИ им. И. И. Ползунова.
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.