

УДК 620.194

**РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В СТАЛЬНЫХ ЛИСТОВЫХ  
КОНСТРУКЦИЯХ ПРИ РУЛОНИРОВАНИИ**

А.И.Айнабеков, В.Н.Печёрский, О.Л.Олейников  
ЮКГУ им. М. Ауезова, г. Шымкент

Изготовление крупногабаритных конструкций, в частности, резервуаров большого объема, предъявляет особые требования к методам их изготовления и сборки. Широкое распространение в отечественном резервуаростроении при изготовлении сварных конструкций

получил метод рулонирования. Рассмотрим методику расчёта листовых конструкций, подвергающихся изгибу при указанном методе. При сворачивании и разворачивании рулонных заготовок остаточные напряжения в листовых конструкциях считаются очень малыми.

При сворачивании листовых заготовок на стенде для рулонирования, в соответствии с рисунками 1 и 2, появляются напряжения. Растягивающие усилия, действующие на полотнище обечайки, определили, зная усилие, развиваемое механизмом наворачивания стенда рулонирования полотнищ [1].

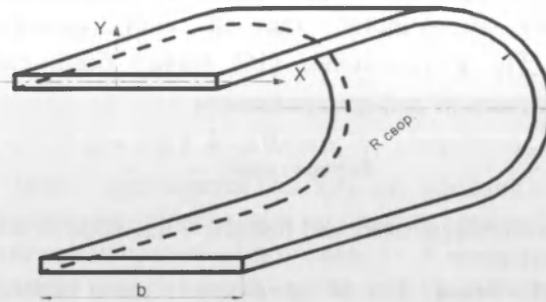


Рисунок 1 - Схема изгиба заготовки при перемещении на стенде рулонирования

Подставляя значения окружной скорости  $\varrho$ , получим:

$$F = \frac{N\eta}{\varrho} \quad (1)$$

Силу, необходимую для перемещения полотнища, находим, исходя из схемы стенда рулонирования полотнищ согласно рисунка 2. Тяговое усилие, необходимое для перемещения груза, определим согласно [2] по уравнению:

$$F = G \cdot (\sin \alpha + f \cos \alpha) \quad (2)$$

где:  $f$  - коэффициент трения скольжения, значения которого для стали по стали  $f = 0,15$ ,  
 $\alpha$  - угол наклона поверхности к горизонту ( $20^\circ$ ),  $G$  - масса груза.

Поскольку коэффициент трения покоя в среднем в 1,5 раза больше коэффициента трения движения, то усилие, необходимое для сдвига груза с места, будет равно:

$$F_{сдв.} = 1,5F \quad (3)$$

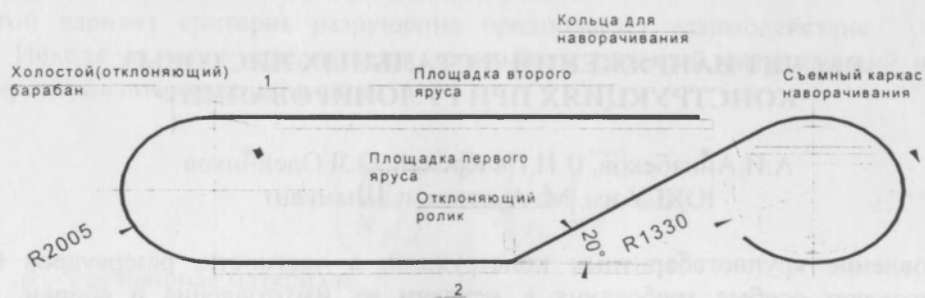


Рисунок 2 - Стенд рулонирования полотнищ

Наибольшая нагрузка требуется в узле 2 при сдвиге с места полотнища обечайки. При сворачивании полотнища, согласно [3, 4], напряжения и деформации можно считать как одноосные, возникающие от чистого изгиба. Высота  $h$  составляет порядка  $1/100R$ , что позволяет считать [5] лист как брус малой кривизны  $h < \frac{1}{4}R$ . Определение НДС в случае появления только упругих деформаций не представляет особых трудностей. Однако, появление пластических деформаций приводит к изменению напряжений по толщине листа. Эпюры нормальных напряжений и относительных деформаций будут иметь вид в соответствии с рисунком 3.

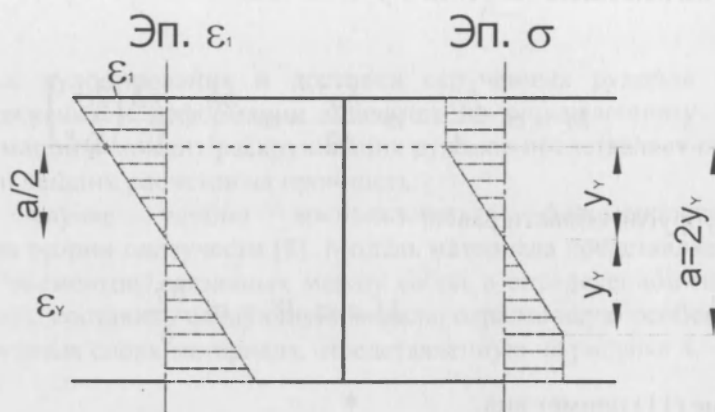


Рисунок 3 - Эпюры относительных деформаций и нормальных напряжений

В упругой области деформации определяются по закону Гука:

$$\sigma_z = E \cdot \varepsilon \quad (4)$$

Максимальные напряжения при изгибе:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x}, \quad (5)$$

где  $W_x$  - осевой момент сопротивления прямоугольного сечения.

При значениях  $\sigma_{\max} = \sigma_y$  этот случай соответствует появлению пластического шарнира [6, 7]. И тогда напряжения необходимо определять через пластический момент сопротивления сечения. Согласно [6], напряжения можно представить в виде функции расстояния от нейтрального слоя  $y$ :

$$\sigma = f(A, y), \quad (6)$$

где параметр  $A$  - постоянная величина:

$$A = \frac{1}{\rho''} = y'' \quad (7)$$

в свою очередь,  $A$  - коэффициент пропорциональности между деформацией и прогибом, а  $y''$  - вторая производная прогиба  $y$ .

При работе в упруго-пластической зоне эпюры относительных деформаций и напряжений имеют вид, показанный на рисунке 3.

Кривизну определим из подобия треугольников (рисунок 3):

$$\frac{1}{\rho_n} = \frac{\varepsilon_1}{\frac{h}{2}} = \frac{\varepsilon_1}{a} = \frac{\sigma_1}{E} \cdot \frac{1}{a} = \frac{2\sigma_1}{Ea}, \quad (8)$$

где  $\varepsilon_1$  - деформация, соответствующая пределу текучести.

С учётом (5) можно записать:

$$a = \frac{2\sigma_1}{Ey''} \quad (9)$$

Величину внутреннего изгибающего момента с учётом пластического и упругого напряжения получим в виде:

$$M = \sigma_1 \cdot \frac{bh^2}{4} - \sigma_1 \cdot \frac{ba^2}{12} = \sigma_1 \cdot \frac{bh^2}{4} \cdot \frac{\sigma_1 b}{12} \left( \frac{2\sigma_1}{Ey''} \right)^2; \quad (10)$$

Изгибающий момент в упругой области равен:

$$M_c = \sigma_1 W_c = \sigma_1 \frac{bh^2}{6} \quad (11)$$

С учётом (10) выражение (11) примет вид:

$$M = M_c \left[ \frac{3}{2} - \frac{2 \cdot \sigma_1^2}{h^2 E^2 (y'')^2} \right]. \quad (12)$$

Тогда 
$$M_{\text{упр}} = \frac{2}{3} M_c = \frac{bh^2}{4} \sigma_1 = W_y' \cdot \sigma_1. \quad (13)$$

Высоту упругого ядра  $a = 2y_1$  определим из уравнения (8):

$$\sigma_1 \cdot b \cdot \frac{a^2}{12} = \sigma_1 \cdot b \frac{h^2}{4} - M, \quad (14)$$

$$a = \sqrt{3h^2 - \frac{12M}{b\sigma_1}} = h \sqrt{3 \left( 1 - \frac{M}{M_{\text{упр}}} \right)}. \quad (15)$$

Для случая  $M_{\text{вс}} > M_c$  получим:

$$y'' = \frac{\sqrt{2}\sigma_1}{E \cdot h \cdot \sqrt{1.5 - \frac{M}{M_c}}} \quad (16)$$

Из соотношения сторон подобных треугольников на эпюре относительных деформаций, в соответствии с рисунком 3, получим:

$$\frac{h}{2} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_Y} \quad (17)$$

С учётом (17) можно получить:

$$\varepsilon_{\text{ост}} = \varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\max} \frac{a}{h} = \varepsilon_{\max} \left( 1 - \frac{a}{h} \right) \quad (18)$$

Остаточную деформацию определим, согласно (8), как:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{y_{\max}}{R_{\text{свир}}} \quad (19)$$

В процессе рулонирования и доставки скрученных рулонов на место монтажа конструкции напряжения и деформации меняются по определенному закону. Определение остаточной деформации в момент раскручивания рулонов представляет определенный интерес с точки зрения дальнейших расчетов на прочность.

В этом случае удобно воспользоваться феноменологическим подходом, заимствованным из теории ползучести [8]. Модель материала представляется как совокупность упругих и вязких элементов, связанных между собой в определенной последовательности. В нашем случае можно составить следующую модель, отражающую особенности распределения напряжений в наружных слоях материала, представленную на рисунке 4.

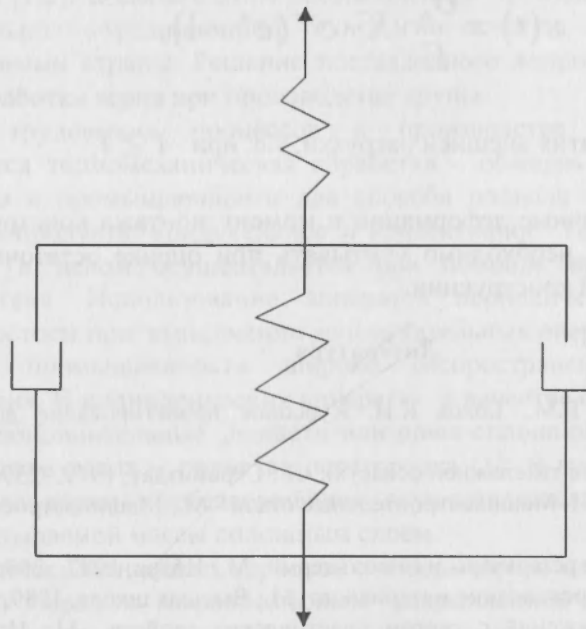


Рисунок 4 - Структурная модель вязко-упругого материала

Принимая гипотезу линейной ползучести, согласно которой материал сохраняет воспоминание о действии напряжения в виде малой деформации [8], можно записать:

$$d\varepsilon_n = \frac{1}{E} \cdot K(t - \tau) \cdot \sigma(\tau) \cdot d\tau, \quad (20)$$

где  $\tau$  - текущий момент времени ( $t \geq \tau \geq 0$ );

$K(t - \tau)$  - ядро ползучести, можно принять  $K(t - \tau) = \gamma \cdot K \cdot e^{-\gamma(t-\tau)}$ , согласно [8].

Решение уравнения (20) можно записать в виде:

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{E} \cdot \left[ \sigma(t) + \gamma K \int_0^t e^{-\gamma(t-\tau)} \cdot \sigma(\tau) \cdot d\tau \right]. \quad (21)$$

Оказывается, что это соотношение эквивалентно некоторому дифференциальному уравнению с начальным условием  $\varepsilon(0) = \frac{\sigma(0)}{E}$ .

Решение уравнения (20) для случая, когда нагрузка действует до определенного момента времени  $t_1$ , а затем исчезает, можно получить в виде:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} [1 + K(1 - e^{-\gamma t})] \quad \text{при } (0 \leq t \leq t_1);$$

а после раскручивания рулонов:

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma_0}{E} \cdot K \cdot e^{-\gamma t} (e^{\gamma t_1} - 1),$$

что соответствует моменту снятия внешней нагрузки, т.е. при  $t \geq t_1$ .

Таким образом, остаточные деформации в момент монтажа конструкции могут иметь существенное значение, и их необходимо учитывать при оценке остаточных напряжений и деформаций после сборки всей конструкции.

#### Литература

- 1 Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Бохов К.Н. Курсовое проектирование деталей машин.- М.: Машиностроение, 1979. -351с.
- 2 Матвеев В.В. Примеры расчёта такелажной оснастки -Л.: Стройиздат, 1979. -239с.
- 3 Журавлёв В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали.- М.: Машиностроение, 1981. -391с.
- 4 Сафарян М.К. Металлические резервуары и газгольдеры. - М.: Недра, 1987. -200с.
- 5 Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов: -М.: Высшая школа, 1989. -624с.
- 6 Ржаницын А.Р. Расчет сооружений с учетом пластических свойств. -М.: Изд-во литературы по строительству и архитектуре, 1954. -287 с.
- 7 Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.:Наука, 1986. -512с.
- 8 Смирнов А.Ф. Сопротивление материалов. - М.: Наука, 1975. -480с.

#### Қорытынды

Бұл мақалада болат жазық беттік конструкциялардың қалдық кернеулерді және деформацияларды бағалау сұрақтары қарастырылған. Болат жазық беттерді орау және жазу кезіндегі қалдық деформациялар созылу күшітерді және иілу мамиттерді ескеріліп ашықталған. Бұл деформацияларды орнықталыққа және аз циклді қату есептерде ескеру қажет.