

ОЦЕНКА ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ АВТОКЛАВОВ СТРОЙИНДУСТРИИ В ОСОБЫХ УСЛОВИЯХ

А.А. Кожухарь. **Оцінка деформованого стану корпусів автоклавів будіндустрії в особливих умовах.** Розглядається особливий випадок роботи автоклава, коли його корпус у зв'язку з наявністю температурного перепаду по висоті поперечного перерізу згинається зі стрілою прогину, яка спрямована вверх, і опирається тільки на крайні опори. Вирішено завдання деформування циліндричної оболонки корпуса під дією основного силового навантаження від ваги поїзда візків з оброблюваними виробами й запропонований алгоритм розрахунку стріли прогину в середньому перерізі.

А.А. Кожухарь. **Оценка деформированного состояния корпусов автоклавов стройиндустрии в особых условиях.** Рассматривается особый случай работы автоклава, когда его корпус в связи с наличием температурного перепада по высоте поперечного сечения изгибается со стрелой прогиба, направленной вверх, и опирается только на крайние опоры. Решена задача деформирования цилиндрической оболочки корпуса под действием основной силовой нагрузки от веса поезда тележек с обрабатываемыми изделиями и предложен алгоритм расчета стрелы прогиба в среднем сечении.

A.A. Kozhukhar. **Estimation of deformed state of autoclaves' bodies in building industry in special conditions.** The special case of autoclave operation is considered, when its body, in connection with the availability of temperature difference on height of cross section, is bent with a deflection arrow directed upwards, and leans only on edge supports. The deformation task of a body cylindrical shell under the action of the basic force load from weight of a train of carriages with workpieces is solved, and the algorithm of calculation of a bending deflection in the average cross section is offered.

Корпуса таких строительных машин как автоклавы представляют собой горизонтально расположенные тонкостенные цилиндрические оболочки большой емкости с быстросъемными крышками, которые работают под высоким внутренним давлением пара при значительных весовых нагрузках. Внутри корпуса вдоль всей нижней его части смонтирован на башмаках рельсовый путь для тележек с обрабатываемыми изделиями.

Все автоклавы опираются на концевые и несколько промежуточных опор. При этом в рабочем состоянии появляется температурный перепад по высоте поперечного сечения корпуса. В результате автоклав под воздействием температурного поля начинает изгибаться со стрелой прогиба, направленной вверх [1]. Возникающие при этом температурные напряжения и деформации [2] накладывают отпечаток на напряженно-деформированное состояние (НДС) корпуса. Эти напряжения, совместно с напряжениями, вызванными действиями внутреннего давления и локальных нагрузок, основной из которых является вес поезда тележек с обрабатываемыми изделиями, могут вызвать напряженное состояние, превышающее допустимое.

Так как при изгибе выпуклостью вверх корпус автоклава опирается только на крайние опоры, а под действием равномерно распределенной радиальной нагрузки он будет стремиться прогнуться выпуклостью вниз, возможные следующие случаи.

— прогиб корпуса в среднем сечении корпуса от действия температурного поля меньше прогиба от радиальной нагрузки, и автоклав остается прижатым ко всем промежуточным опорам;

— при определенной величине этого прогиба автоклав может опираться как на крайние опоры, так и на часть промежуточных опор;

— температурный прогиб в среднем сечении корпуса больше прогиба от радиальной нагрузки настолько, что автоклав опирается только на крайние опоры.

С позиции обеспечения прочности корпуса автоклава последний случай является наиболее неблагоприятным. Для рекомендаций по его исключению необходимо иметь результаты исследований не только температурных напряжений и перемещений [2], но и компонент НДС корпу-

са, обусловленных силовыми воздействиями. Такие исследования, являясь содержанием данной статьи, органически продолжают разработку актуальной методики расчета автоклавов строительной индустрии.

Рассмотрим корпус автоклава как цилиндрическую оболочку длиной L , радиуса R и толщиной h , опертую только по торцам на крайние опоры; при этом закрывающие оболочки крышки играют роль жестких диафрагм. Используем на срединной поверхности недеформированной оболочки подвижную цилиндрическую систему координат xuz (рис. 1, а). Обозначим перемещения точки срединной поверхности вдоль осей x, y, z соответственно через u, v, w . Очевидно, что окружная координата $\varphi = y/R$. Пусть при рассмотрении поставленной задачи в первом приближении действует только равномерно распределенная вдоль нижней образующей радиальная нагрузка интенсивностью P (рис. 1, б).

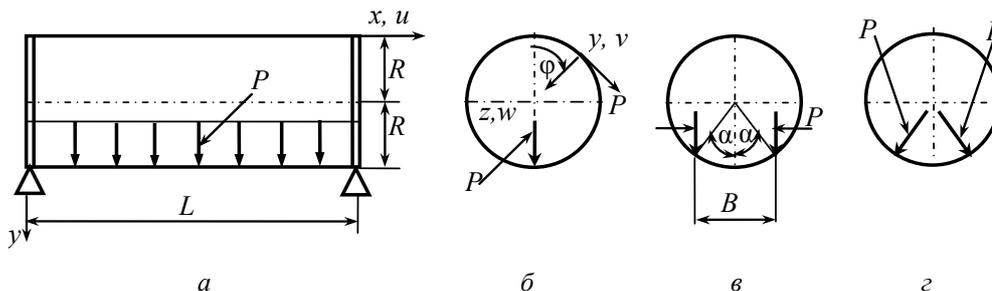


Рис. 1. Расчетная схема двухопорного автоклава при действии радиальной нагрузки

Дифференциальные уравнения равновесия тонкостенной цилиндрической оболочки в перемещениях [3] имеют вид

$$\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\mu}{2R^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} \right) + \frac{1+\mu}{2R} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\mu}{R} \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \tag{1}$$

$$\frac{1+\mu}{2R} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \varphi} + (1+\alpha_R) \left(\frac{1-\mu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) - \frac{1}{R^2} \frac{\partial w}{\partial \varphi} + \alpha_R \left(\frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} \right) = 0; \tag{2}$$

$$\frac{\mu}{R} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \alpha_R \left(\frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^3 v}{\partial \varphi^3} \right) - \frac{w}{R^2} - \alpha_R R^2 \nabla^4 w = 0, \tag{3}$$

где $\nabla^4 w = \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + \frac{1}{R^4} \frac{\partial^4 w}{\partial \varphi^4}$;

$$\alpha_R = \frac{h^2}{12R^2};$$

μ — коэффициент Пуассона материала корпуса.

В силу граничных условий свободного опирания торцов оболочки в перемещениях

$$w|_{x=0,L} = 0; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \Big|_{x=0,L} = 0. \tag{4}$$

Для выполнения этих граничных условий, а также условий симметрии и периодичности по окружной координате φ , выражения для перемещений представим следующим образом:

$$w(x, \varphi) = \sin \frac{\pi x}{L} [w_0 + w_1 \cos \varphi + w_2 (\text{ch } \varphi - 0,2407 \varphi \text{sh } \varphi)]; \tag{5}$$

$$u(x, \varphi) = \cos \frac{\pi x}{L} \left[u_0 + u_1 \cos \varphi + A_1 \text{ch } \varphi + A_2 \varphi \text{sh } \varphi + C_1 \text{ch } \lambda \varphi + C_2 R \left(\varphi \text{sh } \lambda \varphi + \frac{\text{ch } \lambda \varphi}{\lambda} \right) \right]; \tag{6}$$

$$v(x, \varphi) = \sin \frac{\pi x}{L} \left[v_1 \sin \varphi + B_1 \operatorname{sh} \varphi + B_2 \varphi \operatorname{ch} \varphi + C_1 \operatorname{sh} \lambda \varphi + C_2 R \left(\varphi \operatorname{ch} \lambda \varphi - \frac{1-\mu}{1+\mu} \frac{2 \operatorname{sh} \lambda \varphi}{\lambda} \right) \right], \quad (7)$$

где $\lambda = \frac{\pi R}{L}$;

$w_0, w_1, w_2, u_0, u_1, v_1, A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$ — постоянные, подлежащие определению.

Здесь учтены условия $v|_{\varphi=0} = 0$ и $\frac{\partial w}{\partial \varphi}|_{\varphi=\pi} = 0$.

Подставив выражения для перемещений (5)...(7) в уравнения равновесия (1) и (2), находим, что они удовлетворяются при выполнении следующих условий:

$$\lambda u_0 = -\mu w_0; \quad (8)$$

$$[0,5(1-\mu) + \lambda^2] u_1 - 0,5(1+\mu)\lambda v_1 = -\mu\lambda w_1; \quad (9)$$

$$-0,5(1+\mu)\lambda u_1 + (1+\alpha_R)[1 + 0,5(1-\mu)\lambda^2] v_1 = (1+\alpha_R + \alpha_R\lambda^2) w_1; \quad (10)$$

$$[0,5(1-\mu) - \lambda^2] A_2 + 0,5(1+\mu)\lambda B_2 = -0,2407 \cdot \mu\lambda w_2; \quad (11)$$

$$0,5(1+\mu)\lambda A_2 - (1+\alpha_R)[1 - 0,5(1-\mu)\lambda^2] B_2 = 0,2407(1-\alpha_R + \alpha_R\lambda^2) w_2; \quad (12)$$

$$[0,5(1-\mu) - \lambda^2] A_1 + 0,5(1+\mu)\lambda B_1 = -(1-\mu) A_2 - 0,5(1+\mu)\lambda B_2 + \mu\lambda w_2; \quad (13)$$

$$0,5(1+\mu)\lambda A_1 - (1+\alpha_R)[1 - 0,5(1-\mu)\lambda^2] B_1 = -0,5(1+\mu)\lambda A_2 + 2(1+\alpha_R)B_2 - [0,7593(1+\alpha_R\lambda^2) - 0,2779\alpha_R] w_2. \quad (14)$$

С учетом условий для $v|_{\varphi=\pi} = 0$ и угла сдвига $\gamma_{x\varphi}|_{\varphi=\pi} = \left(\frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \Big|_{\varphi=\pi} = 0$ получим

$$C_1 \operatorname{sh} \lambda \pi + C_2 R \left(\pi \operatorname{ch} \lambda \pi - \frac{1-\mu}{1+\mu} \frac{2 \operatorname{sh} \lambda \pi}{\lambda} \right) = -B_1 \operatorname{sh} \pi - B_2 \pi \operatorname{ch} \pi; \quad (15)$$

$$2C_1 \lambda \operatorname{sh} \lambda \pi + 2C_2 R \left(\lambda \pi \operatorname{ch} \lambda \pi + \frac{2\mu}{1+\mu} \operatorname{sh} \lambda \pi \right) = -B_1 \lambda \operatorname{sh} \pi - B_2 \lambda \pi \operatorname{ch} \pi - A_1 \operatorname{sh} \pi - A_2 (\operatorname{sh} \pi + \pi \operatorname{ch} \pi). \quad (16)$$

Выражение для обобщенной поперечной силы имеет вид [4]

$$Q_\varphi^* = -D \left[\frac{1}{R^3} \left(\frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) + \frac{\mu}{R} \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{1-\mu}{R} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + 2 \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \varphi} \right) \right],$$

где $D = \frac{E h^3}{12(1-\mu^2)}$ — цилиндрическая жесткость оболочки;

E — модуль упругости первого рода материала корпуса.

Тогда, в силу силового граничного условия $Q_\varphi^*|_{\varphi=\pi} = -P$, имеем

$$\left(\frac{\partial^3 w}{\partial \varphi^3} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) \Big|_{\varphi=\pi} = \frac{R^3}{D} P. \quad (17)$$

Представим в первом приближении интенсивность равномерно распределенной вдоль нижней образующей ($\varphi = \pi$) радиальной нагрузки как

$$P = \frac{4}{\pi} \frac{P}{L} \sin \frac{\pi x}{L}.$$

Тогда, с учетом условия (17), находим

$$B_1 \operatorname{sh} \pi + B_2 (\pi \operatorname{ch} \pi + 2 \operatorname{sh} \pi) + C_1 \lambda^2 \operatorname{sh} \lambda \pi + C_2 R \lambda \left(\lambda \pi \operatorname{ch} \lambda \pi + \frac{4\mu}{1+\mu} \operatorname{sh} \lambda \pi \right) + (0,2779 \operatorname{sh} \pi - 0,2407 \pi \operatorname{ch} \pi) w_2 = \frac{4R^3}{\pi D} P. \quad (18)$$

Подставив выражения для перемещений (5)...(7) в уравнение равновесия (3), получим

$$\begin{aligned} & [(1 + \alpha_R \lambda^4) w_0 + \mu \lambda u_0] + \{ [1 + \alpha_R (1 + \lambda^2)^2] w_1 + \mu \lambda u_1 - (1 + \alpha_R + \alpha_R \lambda^2) v_1 \} \cos \varphi + \\ & + \{ [1 + \alpha_R (\lambda^4 - 1,0372 \lambda^2 + 0,0372)] \operatorname{ch} \varphi - 0,2407 [1 + \alpha_R (1 - \lambda^2)^2] \varphi \operatorname{sh} \varphi \} w_2 + \\ & + [\mu \lambda A_1 - (1 - \alpha_R + \alpha_R \lambda^2) (B_1 + B_2) + 2 \alpha_R B_2] \operatorname{ch} \varphi + [\mu \lambda A_2 - (1 - \alpha_R + \alpha_R \lambda^2) B_2 + \\ & + 2 \alpha_R B_2] \varphi \operatorname{sh} \varphi - [C_1 (1 - \mu) \lambda - C_2 R (1 - \mu + 2 \alpha_R \lambda^2)] \operatorname{ch} \lambda \varphi - [C_2 R \lambda (1 - \mu)] \varphi \operatorname{sh} \lambda \varphi = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

В этом уравнении гиперболические функции далее будут представлены следующим образом:

$$\begin{aligned} \operatorname{ch} \varphi &= \left(\frac{\operatorname{sh} \pi}{\pi} \right) - \left(\frac{\operatorname{sh} \pi}{\pi} \right) \cos \varphi; \\ \varphi \operatorname{sh} \varphi &= \left(\operatorname{ch} \pi - \frac{\operatorname{sh} \pi}{\pi} \right) - (\operatorname{ch} \pi) \cos \varphi; \\ \operatorname{ch} \lambda \varphi &= \left(\frac{\operatorname{sh} \lambda \pi}{\lambda \pi} \right) - \left[\frac{2}{(1 + \lambda^2) \pi} \lambda \operatorname{sh} \lambda \pi \right] \cos \varphi; \\ \varphi \operatorname{sh} \lambda \varphi &= \left(\frac{\operatorname{ch} \lambda \pi}{\lambda} - \frac{\operatorname{sh} \lambda \pi}{\lambda^2 \pi} \right) - \left[\frac{2}{(1 + \lambda^2) \pi} \left(\lambda \pi \operatorname{ch} \lambda \pi + \frac{1 - \lambda^2}{1 + \lambda^2} \operatorname{sh} \lambda \pi \right) \right] \cos \varphi. \end{aligned}$$

Для практической реализации полученных аналитических выражений предлагается следующий алгоритм вычислений перемещений:

- 1) выразить u_0 через w_0 , используя условие (8);
- 2) выразить u_1, v_1 через w_1 , используя условия (9), (10);
- 3) выразить A_2, B_2 через w_2 , используя условия (11), (12);
- 4) выразить A_1, B_1 через A_2, B_2 и w_2 , используя условия (13), (14), т.е. выразить через w_2 ;
- 5) выразить C_1, C_2 через A_1, A_2, B_1, B_2 , используя условия (15), (16), т.е. выразить через w_2 ;
- 6) вычислить w_2 для конкретного параметра нагрузки $\frac{4R^3}{\pi D} P$, используя условие (18);
- 7) вычислить $A_1, A_2, B_1, B_2, C_1, C_2$, используя условия (11)...(16);
- 8) вычислить w_0, w_1 , используя условие (19);
- 9) вычислить u_0, u_1, v_1 , используя условия (8)...(10);
- 10) вычислить перемещения $w(x, \varphi)$, $u(x, \varphi)$, $v(x, \varphi)$, используя выражения (5)...(7).

Реальная нагрузка от веса поезда тележек приложена по двум рельсам, смонтированным в нижней части корпуса автоклава (рис. 1, в). Положение соответствующих этим рельсам обрабатывающих определяют углы $\varphi = \pi \pm \alpha$, причем, если B — ширина рельсового пути, то очевидно,

$$\text{что } \sin \alpha = \frac{B}{2R}.$$

Далее использовалась упрощенная расчетная схема нагружения (рис. 1, 2), причем, очевидно, что ошибка по значениям компонент НДС в этом случае пойдет в запас прочности и жесткости. При этом интенсивность каждой отдельной радиальной нагрузки P соответствовала половине веса поезда тележек. При такой схеме в пределах упругих деформаций легко найти значение радиального перемещения любой точки поперечного сечения корпуса

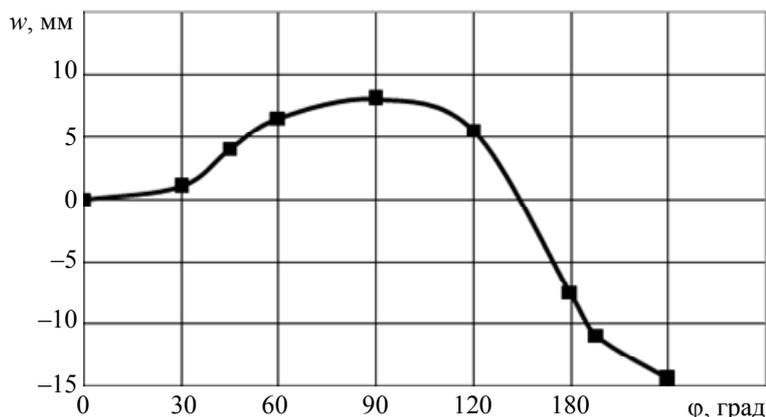


Рис. 2. Эюра прогибов в среднем сечении корпуса автоклава

$$w(x, \varphi) = w(x, \varphi - \alpha) + w(x, \varphi + \alpha). \quad (20)$$

По предложенному алгоритму составлена вычислительная программа на языке TURBO PASCAL. В проведенных расчетах принимались следующие параметры автоклава: $L = 19$ м; $R = 1$ м; $B = 0,75$ м; $h = 14$ мм; $B = 0,75$ м; $P = 20$ кН/м; $\alpha = 22^\circ$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,3$. Результаты, полученные для радиальных перемещений (прогибов) в среднем сечении корпуса автоклава, представлены на рис. 2.

Наибольший прогиб, равный 14,5 мм, имеет место в нижней точке поперечного сечения и он направлен вниз. Для автоклава с этими же параметрами было установлено, что этот прогиб при температурном перепаде, равном 50°C , составляет 20 мм и он направлен вверх [2]. Очевидно, что при принятых характеристиках корпуса автоклава, температурного режима запарочного процесса и веса поезда тележек будет иметь место отрыв корпуса автоклава от промежуточных опор.

Литература

1. Перепелкин, Л.Н. К вопросу о температурных напряжениях, возникающих в автоклавах строительной индустрии от температурных неравномерностей по высоте сечения / Л.Н. Перепелкин // Тр. ВНИИСтроммаша. — Гатчина, 1981. — Вып. 22. — С. 111 — 122.
2. Кожухарь, А.А. Оценка температурных напряжений в корпусах автоклавов стройиндустрии / А.А. Кожухарь, В.А. Белоус, П.А. Белоус // Тр. Одес. политехн. ун-та. — Одесса, 2009. — Вып. 2(32). — С. 27 — 30.
3. Вольмир, А.С. Устойчивость деформируемых систем / А.С. Вольмир. — М.: Наука, 1967. — 984 с.
4. Тимошенко, С.П. Пластины и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. — М.: Наука, 1966. — 636 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Оробей В.Ф.

Поступила в редакцию 17 июня 2010 г.