

Рис. 3. Трехмерные фронты волн скоростей при  $b = 2,0$ , определяемые координатами: 1 -  $\hat{x}_k^{(1)}$ ; 2 -  $\hat{x}_k^{(2)}$

луча, расположенного под углом  $-\pi/4$  ко всем координатным осям. Распространение другой волны (рис. 2, 2) сопровождается возникновением двух симметрично расположенных лакун в виде конусов, ось которых расположена под углом  $\pi/4$  к осям координат.

При дальнейшем возрастании значений  $b$ , волновые поверхности принимают вид сферы и прямой соответственно (рис. 3; при построении принимаем  $b = 2,0$ ).

Отличие от случая малых  $b$  (рис. 1) заключается в значении радиуса сферы и длине участка прямой. Так, радиус сферы, отражающей трехмерный фронт для волны, распространяющейся со скоростью  $v_1$ , возрастает с увеличением  $b$ , радиус при этом приближенно равен  $b$ . Значение длины участка прямой, соответствующей волновой поверхности для другой волны в момент времени  $t = 1$  с при неограниченном возрастании  $b$  не изменяется и приближенно составляет 1,73.

В заключение отметим, что сечения волновых поверхностей плоскостью, являющейся биссектрисой координатного угла  $x_1 0 x_2$  и проходящей через ось координат  $x_3$ , соответствуют двумерным волновым фронтам, полученным в [1].

УДК 621. 81. 004

Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А., Пашкевич М.Ф., Тризна В.В.

### РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ СТЕРЖНЕЙ С НАПЛАВЛЕННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

Стержни прямоугольного сечения обычно наплавляют с двух или с одной стороны. При двухсторонней наплавке симметрично расположенные грани параллелепипеда можно представить с покрытиями в два слоя (рис.1). Наружный слой 3 состоит из наплавленного материала с модулем упругости  $E_3$ . При этом процессе наплавляемый материал диффундирует в основу, за счет чего формируется еще один слой 2 с модулем упругости, величину которого можно представить в виде

$$E_2(y) = E_1 + (2 |y| - h_1) \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1}. \quad (1)$$

В пределах размера  $h_1$  сохраняется материал основы детали с модулем упругости  $E_1$ .

Рассмотрим расчет напряжений при растяжении прямоугольного стержня с двухсторонней наплавкой. После наплавки в стержне имеют место остаточные напряжения [1].

Кожуро Л.М., Мрочек Ж.А., Пашкевич М.Ф., Тризна В.В.

УО "Белорусский национальный технический университет", пр.-т. Независимости, 65, 220050, г. Минск, Беларусь.

УО "Белорусский государственный аграрный технический университет", пр.-т. Независимости, 99, 220013, г. Минск, Беларусь.

Однако эти напряжения здесь не учитываются, и принимается положение, что остаточные напряжения не оказывают своего влияния ни на величину, ни на характер распределения напряжений, вызываемых действием внешних сил.

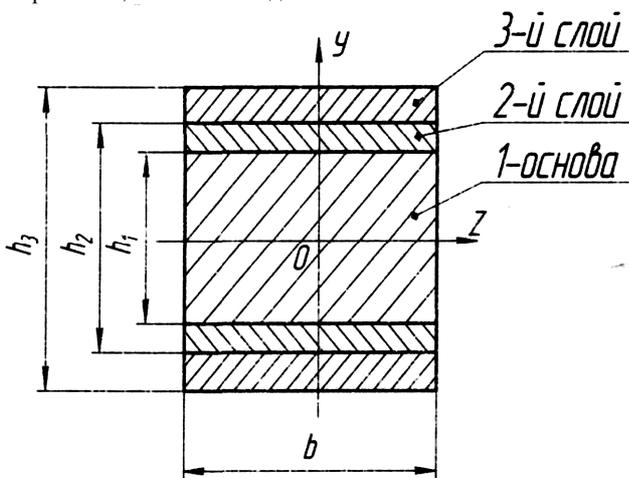


Рис. 1. Схема поперечного сечения прямоугольного стержня с двухсторонней наплавкой.

Пусть стержень, растягивается силами  $F$ , направленными по его оси (рис. 2). Так как слои в наплавленном стержне симметричны относительно центра тяжести его поперечного сечения, то упругий центр будет совпадать с геометрическим центром тяжести.

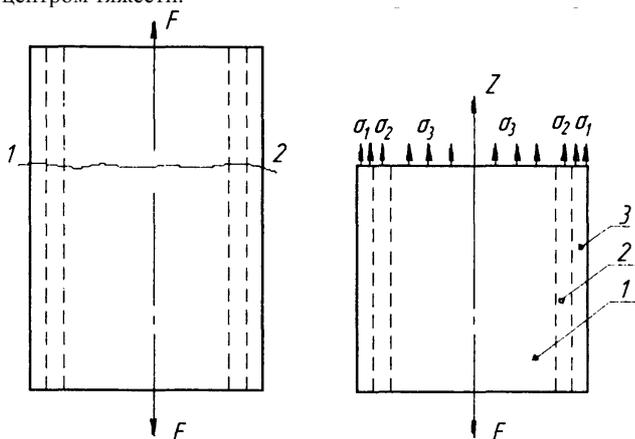


Рис. 2. Схема для определения напряжений при растяжении стержня с симметрично наплавленными поверхностями.

Проведем сечение 1-2 и рассмотрим равновесие нижней части стержня. В сечении возникают внутренние силы, которые будут измеряться напряжениями: в пределах основы напряжением  $\sigma_1$ , в пределах второго слоя напряжением  $\sigma_2$ , и в пределах третьего – напряжением  $\sigma_3$ . Из условия равновесия отсеченной части стержня получим

$$\int_{A_1} \sigma_1 dA + \int_{A_2} \sigma_2 dA + \int_{A_3} \sigma_3 dA = F, \quad (2)$$

где  $A_1, A_2, A_3$  – площади основы 1 и поперечного сечения слоев 2, 3.

В соответствии с гипотезой плоских поперечных сечений, деформации всех волокон стержня будут одинаковыми, т.е.  $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3$ , и тогда (закон Гука) получим [2]:

$$\sigma_1 = \epsilon_1 E_1; \quad \sigma_2 = \epsilon_2 E_2(y); \quad \sigma_3 = \epsilon_3 E_3.$$

Подставив последние соотношения в (2), найдем

$$\epsilon E_1 A_2 + \epsilon \int_{A_2} E_2(y) dA + \epsilon E_3 A_3 = F,$$

откуда

$$\epsilon = \frac{F}{E_1 A_1 + \int_{A_2} E_2(y) dA + E_3 A_3}. \quad (3)$$

Соотношение, стоящее в знаменателе (3), обозначим  $A_e$  и назовем упругой площадью:

$$A_e = E_1 A_1 + \int_{A_2} E_2(y) dA + E_3 A_3.$$

Рассмотрим интеграл  $\int_{A_2} E_2(y) dA$ . Подставив под интеграл  $E_2(y)$  в соответствии с (1)

$$\int_{A_2} E_2(y) dA = \int_{A_2} \left[ E_1 + 2|y| \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} \right] dA = E_1 A_2 - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} A_2 + \frac{2(E_3 - E_1)}{h_2 - h_1} \int_{A_2} |y| dA.$$

Определим значение  $\int_{A_2} |y| dA$ , учитывая, что  $dA = b dy$ :

$$\int_{A_2} |y| dA = 2b \int_{h_1/2}^{h_2/2} y dy = \frac{b}{4} (h_2^2 - h_1^2).$$

Тогда, после преобразований, получим для  $A_e$ :

$$A_e = E_1 A_1 + \frac{E_1 + E_2}{2} A_2 + E_3 A_3,$$

где  $A_1 = bh_1$ ;  $A_2 = b(h_2 - h_1)$ ;  $A_3 = b(h_3 - h_2)$ .

Таким образом, напряжения с двух сторон наплавленного прямоугольного стержня при его растяжении будут равны

$$\sigma_1 = \frac{F \cdot E_1}{A_e}; \quad \sigma_2 = \frac{F}{A_e} \left[ E_1 + (2|y| - h_1) \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} \right]; \quad \sigma_3 = \frac{F \cdot E_3}{A_e}.$$

В случае, если известны допускаемые нормальные напряжения для материала основы  $[\sigma_1]$ , слоев  $[\sigma_2]$  и  $[\sigma_3]$ , то можно записать условия прочности для прямоугольного стержня при его растяжении:

$$\sigma_1 \leq [\sigma_1]; \quad \sigma_{2 \max} \leq [\sigma_2]; \quad \sigma_3 \leq [\sigma_3].$$

Если считать справедливой гипотезу плоских сечений, то напряжения в рассматриваемых трех слоях стержня будут равны:  $\sigma_{(1)} = E_1 \frac{y}{\rho}$ ;  $\sigma_{(2)} = E(y) \frac{y}{\rho}$ ;  $\sigma_{(3)} = E_3 \frac{y}{\rho}$ , а сумма моментов элементарных сил  $\sigma dA$  относительно оси  $X$ , перпендикулярной плоскости чертежа, будет равна изгибающему моменту

$$\int_{A_1} \sigma_{(1)} dA y + \int_{A_2} \sigma_{(2)} dA y + \int_{A_3} \sigma_{(3)} dA y = M.$$

Подставив в это уравнение соотношения для напряжений и  $E(y)$ , получим

$$\frac{1}{\rho} \left( E_1 J_{1x} + E_1 J_{2x} - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} J_{2x} + 2 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} H_{2x} + E_3 J_{3x} \right) = M,$$

$$\text{где } J_{1x} = \int_{A_1} y^2 dA_1 = \frac{bh_1^3}{12}; \quad J_{2x} = \int_{A_2} y^2 dA_2 = \frac{b}{12} (h_2^3 - h_1^3);$$

$$J_{3x} = \int_{A_3} y^2 dA_3 = \frac{b}{12} (h_3^2 - h_2^2);$$

$$H_{2x} = \int_{A_2} |y| y^2 dA_2 = 2b \int_{h_1/2}^{h_2/2} y^3 dy = \frac{b}{32} (h_2^4 - h_1^4).$$

Рассмотрим чистый изгиб двухсторонне наплавленного стержня (рис. 3).

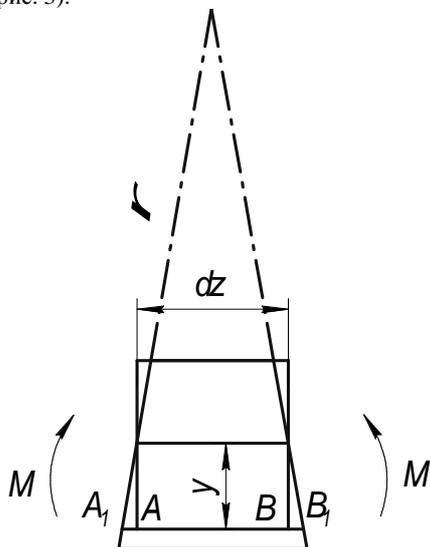


Рис. 3. Схема деформации элементарного участка стержня при изгибе

Определим кривизну стержня:  $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{B_x}$ ,

где

$$B_x = E_1 J_{1x} + E_1 J_{2x} - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} J_{2x} + 2 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} H_{2x} + E_3 J_{3x}.$$

В этом случае напряжения при изгибе двухсторонне наплавленного стержня будут равны:

- в основе

$$\sigma_{(1)} = \frac{M \cdot E_1 \cdot y}{B_x},$$

- во втором слое

$$\sigma_{(2)} = \frac{M \cdot y}{B_x} \left( E_1 + (2|y| - h_1) \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} \right),$$

- в третьем слое

$$\sigma_{(3)} = \frac{M \cdot E_3 \cdot y}{B_x}.$$

Для любого из рассматриваемых вариантов наибольшие напряжения будут при  $y = y_{i(max)}$ :

- при  $y = \frac{h_1}{2}$   $\sigma_{1(max)} = \frac{M \cdot E_1 \cdot h_1}{2B_x}$ ;
- при  $y = \frac{h_2}{2}$   $\sigma_{2(max)} = \frac{M \cdot E_2 \cdot h_2}{2B_x}$ ;
- при  $y = \frac{h_3}{2}$   $\sigma_{3(max)} = \frac{M \cdot E_3 \cdot h_3}{2B_x}$ .

Несколько иначе определяются напряжения в стержнях прямоугольного сечения, наплавленных с одной стороны. В этом случае упругое поперечное сечение стержня будет несим-

метричным относительно горизонтальной оси (рис. 4). Поэтому упругий центр сечения не совпадает с геометрическим центром тяжести. Упругие статические моменты поперечного сечения стержня относительно главных осей, проходящих через упругий центр, должны быть равны нулю. Исходя из этого, определяют положение упругого центра сечения (рис.4).

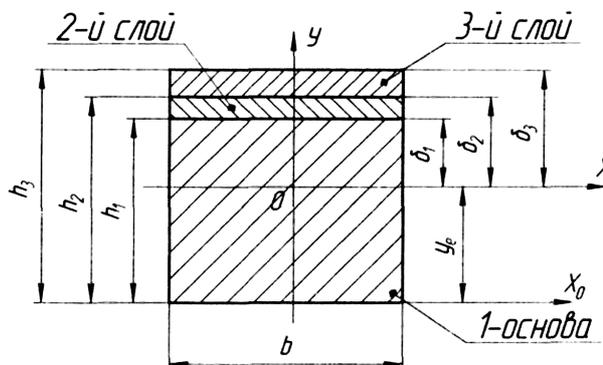


Рис. 4. Поперечное сечение прямоугольного стержня с одно-сторонней наплавкой

Выбирают ось  $X_0$ , относительно которой определяют ординату  $y_e$  упругого центра. Слой 3 – это наплавленный слой. Слой 2 получился в результате диффузии наплавляемого материала в материал основы, а 1 – это материал основы. Для основы и третьего слоя модули упругости  $E_1$  и  $E_3$  будут постоянными, а для второго слоя будет меняться вдоль оси  $y$  по линейной зависимости. Если ордината  $y$  отсчитывается от оси  $X_0$ , то эту зависимость можно представить:

$$E(y) = E_1 + (y - h_1) \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1}.$$

Запишем упругие статические моменты  $C_x$  и  $C_y$  относительно главных упругих осей  $x$  и  $y$ . Так как ось  $y$  является осью симметрии сечения, то статический момент  $C_y$  равен нулю. Упругий статический момент относительно оси  $X$  будет равен нулю только при конкретном значении  $y_e$ . Если отсчитывать ординату  $y$  от оси  $X_0$ , то

$$C_x = \int_{A_1} E_1 (y - y_e) dA + \int_{A_2} E(y) (y - y_e) dA + \int_{A_3} E_3 (y - y_e) dA = 0.$$

С учетом соотношения для  $E(y)$  можно записать

$$C_x = \int_{A_1} E_1 (y - y_e) dA + \int_{A_2} \left[ E_1 + ((y - h_1) \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1}) \right] (y - y_e) dA + \int_{A_3} E_3 (y - y_e) dA = 0.$$

Проинтегрировав, получим

$$E_1 S_{1(x_0)} - E_1 y_e A_1 + E_1 S_{2(x_0)} - E_1 y_e A_2 - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} S_{2(x_0)} + h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} y_e A_2 + \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} J_{2(x_0)} - \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} y_e S_{2(x_0)} + E_3 S_{3(x_0)} - E_3 y_e A_3 = 0,$$

где  $A_1 = bh_1$ ;  $A_2 = b(h_2 - h_1)$ ;  $A_3 = b(h_3 - h_2)$ ;

$$S_{1(x_0)} = (bh_1^2)/2; S_{2(x_0)} = \frac{b(h_2^2 - h_1^2)}{2}; S_{3(x_0)} = \frac{b(h_3^2 - h_2^2)}{2};$$

$$J_{2(x_0)} = \frac{b(h_2^3 - h_1^3)}{3}.$$

Из полученного уравнения определяют ординату  $y_e$  упругого центра  $O$ :

$$y_e = \frac{E_1 S_1(x_0) + E_1 S_2(x_0) - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} S_2(x_0) + \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} J_{2(x_0)} + E_3 S_3(x_0)}{E_1 A_1 + E_1 A_2 - h_1 \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} A_2 + \frac{E_3 - E_1}{h_2 - h_1} S_{2(x_0)} + E_3 A_3}$$

Дальнейший расчет проводят относительно главных упругих осей  $X, Y$ . В этом случае зависимость модуля упругости второго слоя от  $y$  можно представить в виде

$$E_y = E_1 + (y - \delta_1) \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1}, \quad (4)$$

где  $\delta_1$  – расстояние от оси  $X$  до верхней границы основы;  $\delta_2$  – расстояние от оси  $X$  до верхней границы второго слоя (рис.4);  $y$  – переменная величина, которая может изменяться от  $\delta_1$  до  $\delta_2$  ( $\delta_1 \leq y \leq \delta_2$ ).

Определяем напряжения при осевом растяжении однослойно наплавленных прямоугольных стержней. Осевое растяжение будет иметь место, если равнодействующая  $F$  всех внешних сил приложена в упругом центре и направлена вдоль оси стержня. В этом случае в слоях стержня будут возникать только продольные силы и соответствующие им нормальные напряжения. Являются очевидными следующие соотношения:

$$\sigma_1 = \frac{F \cdot E_1}{A_e}; \quad \sigma_2 = \frac{F \cdot E(y)}{A_e}; \quad \sigma_3 = \frac{F \cdot E_3}{A_e},$$

$$\text{где } A_e = \int_{A_1} E_1 dA + \int_{A_2} E(y) dA + \int_{A_3} E_3 dA,$$

или с учетом соотношения (3)

$$A_e = \int_{A_1} E_1 dA + \int_{A_2} \left[ E_1 + (y - \delta_1) \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} \right] dA + \int_{A_3} E_3 dA.$$

Так как  $E_1, E_2$  и  $E_3 = const$ , то площадь  $A_e$  можно представить в следующем виде

$$A_e = E_1 A_1 + E_1 A_2 + \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} \int y dA_2 - \delta_1 \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} A_2 + E_3 A_3,$$

Рассмотрим интеграл, входящий в последнее соотношение:

$$\int_{A_2} y dA_2 = b \int_{\delta_1}^{\delta_2} y dy = b \frac{y^2}{2} \Big|_{\delta_1}^{\delta_2} = \frac{b}{2} (\delta_2^2 - \delta_1^2).$$

Тогда получим:

$$A_e = E_1 (A_1 + A_2) + b \frac{E_3 - E_1}{2} (\delta_2 + \delta_1) - \delta_1 \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} A_2 + E_3 A_3,$$

или

$$A_e = E_1 A_1 + \frac{E_1 + E_3}{2} A_2 + E_3 A_3.$$

После определения  $A_e$  можно рассчитать напряжения в основе и слоях. Напряжения  $\sigma_1$  и  $\sigma_3$  будут распределены рав-

номерно по основе 1 и слою 3. Напряжение  $\sigma_2$  будет изменяться линейно в зависимости от величины  $y$  (рис.4):

$$\text{при } y = \delta_1 \quad \sigma_2 = \frac{F \cdot E_1}{A_e};$$

$$\text{при } y = \delta_2 \quad \sigma_2 = \frac{F \cdot E_3}{A_e}.$$

Теперь рассмотрим изгиб однослойно наплавленных прямоугольных стержней. По аналогии с изгибом двухслойно наплавленного стержня, напряжения в поперечном сечении будут определяться:

$$\sigma_{(1)} = \frac{M \cdot E_1 \cdot y}{B_x}; \quad \sigma_2 = \frac{M \cdot E(y) \cdot y}{B_x}; \quad \sigma_3 = \frac{M \cdot E_3 \cdot y}{B_x}, \quad (5)$$

где

$$B_x = \int_{A_1} E_1 y^2 dA + \int_{A_2} E(y) y^2 dA + \int_{A_3} E_3 y^2 dA.$$

Подставим в это уравнение соотношение для  $E(y)$  (4) и учтем, что  $E_1$  и  $E_3$  являются постоянными величинами. Тогда

$$B_x = E_1 J_{1(x)} + E_1 J_{2(x)} + \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} \int_{A_2} y^3 dA_2 - \delta_1 \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} J_{2(x)} + E_3 J_{3(x)}.$$

Вычислим значение интеграла в последнем равенстве.

$$\int_{A_2} y^3 dA_2 = b \int_{\delta_1}^{\delta_2} y^3 dy = \frac{b}{4} (\delta_2^2 - \delta_1^2) = H_{2(x)}.$$

Следовательно, жесткость  $B_x$  можно представить формулой

$$B_x = E_1 (J_{1(x)} + J_{2(x)}) + \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} H_{2(x)} - \delta_1 \frac{E_3 - E_1}{\delta_2 - \delta_1} J_{2(x)} + E_3 J_{3(x)},$$

$$\text{где } J_{1(x)} = \int_{A_1} y^2 dA_1 = b \int_{-y_e}^{\delta_2} y^2 dy = \frac{b}{3} (\delta_1^3 - y_e^3);$$

$$J_{2(x)} = \int_{A_2} y^2 dA_2 = b \int_{\delta_1}^{\delta_2} y^2 dy = \frac{b}{3} (\delta_2^3 - \delta_1^3);$$

$$J_{3(x)} = \int_{A_3} y^2 dA_3 = b \int_{\delta_2}^{\delta_3} y^2 dy = \frac{b}{3} (\delta_3^3 - \delta_1^3).$$

Согласно (5), напряжения в основе и слое 3 будут изменяться по линейной зависимости, возрастая с увеличением ординаты  $y$ . Напряжение во втором слое не является линейной функцией. На рис. 5 показана эпюра нормальных напря-

жений при изгибе односторонне наплавленного прямоугольного стержня в предположении, что  $E_1 < E_2 < E_3$ .

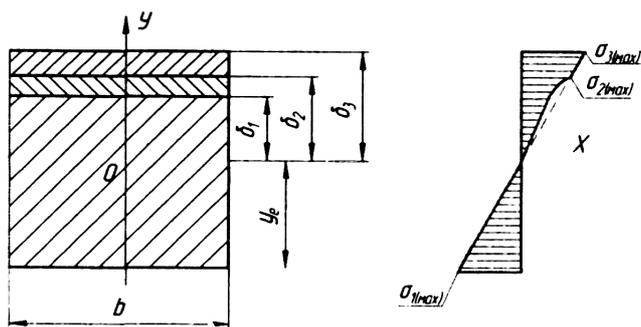


Рис. 5. Поперечное сечение и эпюра нормальных напряжений при изгибе односторонне наплавленного прямоугольного стержня.

Абсолютные значения наибольших напряжений будут:

$$\text{в основе при } y = y_e \quad \sigma_{1(\max)} = \frac{M \cdot E_1 \cdot y_e}{B_x};$$

$$\text{во втором слое при } y = \delta_2 \quad \sigma_{2(\max)} = \frac{M \cdot E_2 \cdot \delta_2}{B_x};$$

$$\text{в третьем слое при } y = \delta_3 \quad \sigma_{3(\max)} = \frac{M \cdot E_3 \cdot \delta_3}{B_x}.$$

Полученные зависимости для определения наибольших напряжений в основе и поверхностных слоях наплавленных призматических стержней при простейших видах нагружения (осевом растяжении и чистом изгибе) дают возможность оценить их прочность, если известны допускаемые напряжения. Несколько иначе решается задача при сложных видах нагружения, например, косом изгибе и внецентренном растяжении-сжатии. В этом случае расчет следует вести с использованием предложенной методики, дополнительно руководствуясь принципом независимости действия сил.

Результаты, представленные в настоящей статье, используются для численных решений задач при оценке прочности наплавленных призматических стержней. Ведется анализ напряженного состояния стержней при различных сочетаниях свойств наплавленного материала и материала основы, а также при различных отношениях толщин слоев.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Остаточные напряжения / Ж. А. Мрочек, С. С. Макаревич, Л. М. Кожуро и др.; под ред. С. С. Макаревича. – Мн.: Технопринт, 2003. – 317 с.
2. Биргер И. А. Сопротивление материалов: Учебное пособие / И. А. Биргер, Р. П. Мавлютов. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит, 1986. – 560 с.

УДК 539.4.012

Худолей А.Л., Баран О.А., Гоман А.М.

## РАСЧЕТ РАДИАЛЬНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПРИ ТЕРМОСИЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

**Введение.** В современном машиностроении расчетам на прочность отводится всё более ответственная роль, а сами методы становятся более сложными. Отдельный класс изделий составляют конструкции типа оболочек, к которому относятся полые корпуса всевозможных машин, резервуары, котлы, теплообменники, трубопроводы, подшипниковые втулки, формообразующий инструмент, технологическая оснастка и т.д. По соотношению внутреннего и наружного радиусов различают толстостенные и тонкостенные оболочки, а по соотношению срединного радиуса, толщины и длины – короткие и длинные. В процессе эксплуатации такие конструкции могут подвергаться температурным, статическим и динамическим нагрузкам, что неизбежно приводит к изменению их геометрии, и вследствие этого спектр расчётных схем нагружения и методов расчёта достаточно широкий. Потеря начальной геометрии в готовом изделии или оснастке, начиная с определенных значений отклонений от исходных геометрических параметров, является результатом нарушения параметров технологического процесса или эксплуатационных требований, и неизбежно приводит к браку продукции.

Анализом напряженно-деформированного состояния и расчетом перемещений в оболочечных конструкциях занимались В.Власов, А. Гольдвейзер, А.Лурье, Б. Галеркин, М. Бартон, В.Новожилов и др. Фундаментальные исследования по определению температурных напряжений провели Пуассон, Рейлей, Н.Лебедев, В.Феодосьев и ряд других авторов. В настоящее время расчётами оболочечных конструкций занимаются в

МГУ им. М.В.Ломоносова, Институте механики РАН, Самарском государственном аэрокосмическом университете, Саратовском государственном университете, Институте проблем прочности им. Г.С.Писаренко НАН Украины, Ноттингемском университете, Национальном университете КНР, Национальном центре научных исследований Франции и др. [1–4]. Однако расчеты радиальных перемещений оболочечных конструкций с учетом технологических параметров процессов, реализующих комплексное термосиловое нагружение, до настоящего времени не проводились.

Предварительный анализ механо-термических процессов машиностроительного производства показал необходимость решения задачи по определению радиальных перемещений полого цилиндра при действии на него внутреннего давления, центробежных сил, упругого торцевого поджатия и температурных напряжений, как для коротких, так и для длинных оболочек, позволяющий прогнозировать изменение геометрии и предотвращать брак получаемой продукции за счет управления технологическими параметрами производственных процессов.

Для решения подобных задач применяются численные, аналитические и экспериментальные методы. В настоящее время наиболее часто используются численные методы, в частности метод конечных элементов [5]. Однако его применение на практике требует громоздких вычислений, выполняемых, как правило, только с помощью ЭВМ, также необходима обязательная экспериментальная проверка или сопоставление с решениями,

Худолей Андрей Леонидович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник.

Баран Ольга Анатольевна, аспирант.

Гоман Аркадий Михайлович, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник.

Беларусь, ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», 220072, г. Минск, ул. Академическая, 12.