

УДК 621.315

Б. С. Сарбаев, В. В. Семенюга

**СПОСОБ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ  
КОМПОЗИТНОЙ ЭЛЕКТРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ  
ВСТАВКИ ДЛЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМ**

*Разработан способ расчета на прочность композитной электроизолирующей вставки для электрического секционирования трубопроводных систем нефтегазовой промышленности. Основными элементами вставки являются два металлических патрубка с приваренными кольцевыми ребрами, электроизолирующее неметаллическое кольцо и композитная силовая оболочка. Получены расчетные соотношения, позволяющие определять напряжения и деформации в патрубках, монослоях композитной оболочки, кольцевых ребрах. Для прогнозирования нагрузок, при которых появляются пластические деформации в металлических элементах и микротрещины в полимерном связующем композиционного материала, используются соответственно условие начала пластичности Хубера–Мизеса и критерий максимальных напряжений. Приведен пример расчета.*

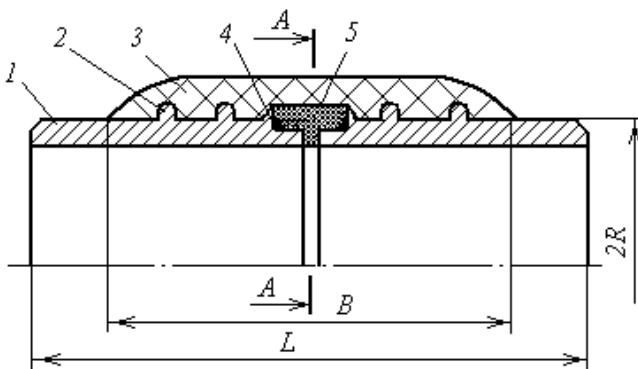
Электроизолирующая вставка (ЭИВ) представляет собой неразъемное соединение, применяемое в трубопроводных системах нефтегазовой промышленности как элемент катодной защиты от почвенной коррозии и защиты от блуждающих токов. Известно, что эффективность катодной защиты в основном определяется ее способностью обеспечивать в течение заданного срока эксплуатации защитный потенциал на трубопроводе, соответствующий требованиям нормативно-технической документации [1, 2]. Величина защитного потенциала зависит как от состояния изоляционного покрытия трубопровода, так и от величины защитного тока. В случае деградации изоляционного материала, непредусмотренного контакта трубопровода с металлическими сооружениями и коммуникациями (низкоомным заземлением промышленных площадок, водопроводными сетями и т.д.) величина защитного тока может существенно возрастать. Вследствие этого увеличивается потребляемая электрическая энергия, сокращается срок службы станций катодной защиты. Таким образом, технико-экономические показатели защитной системы ухудшаются.

Применение ЭИВ может существенным образом повысить эффективность катодной защиты. Положительный эффект достигается за счет рационального электрического секционирования трубопроводной системы, целенаправленного ее отделения от смежных металлических

конструкций и коммуникаций. Кроме того, увеличение суммарного электрического сопротивления трубопровода при установке ЭИВ замедляет коррозионные процессы, вызываемые блуждающими токами, исходящими от электрифицированного транспорта, сетей силовых и телефонных кабелей. В настоящее время эффективность электрохимической защиты трубопроводов от коррозии с применением ЭИВ общепризнана. Правила их использования при проектировании, строительстве и эксплуатации трубопроводов нефтегазовой промышленности регламентированы нормативно-техническими документами [3].

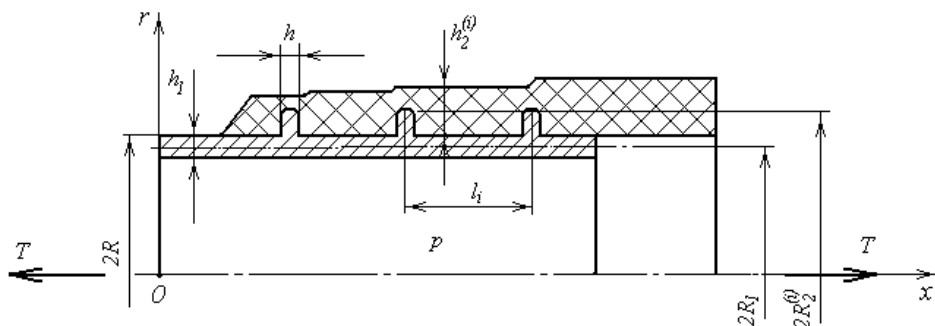
Следует подчеркнуть, что ЭИВ — это весьма ответственный несущий элемент трубопроводной системы. Ее конструкция должна обеспечивать не только требуемые электрические параметры, но и достаточно высокие прочностные характеристики. Рассматриваемые трубопроводы эксплуатируются в условиях интенсивного термосилового воздействия. При температуре эксплуатации в пределах от  $-60$  до  $+60^{\circ}\text{C}$  и одновременном воздействии изгибающих моментов и перерезывающих сил, вызванных подвижками грунта, давление в трубопроводе может достигать  $9,8$  МПа. Электрическое сопротивление ЭИВ постоянному току при напряжении  $500$  В должно быть не менее  $100$  кОм для всех типоразмеров [3]. Такое сочетание требований к прочностным и электрическим параметрам позволяет рассматривать ЭИВ как изделие, конструктивная схема и технология изготовления которого наиболее рациональны в случае использования современных волокнистых композиционных материалов (КМ) с полимерным связующим. Действительно, такие КМ, как стекло-, органопластики, наряду с требуемыми прочностными свойствами, имеют и достаточно высокие параметры электрического сопротивления [4, 5].

Один из вариантов ЭИВ, изготавливаемый с применением КМ, предложен в работах [6, 7]. Основными элементами являются два металлических патрубка *1* из стандартных бесшовных труб нефтегазового сортамента, на наружные поверхности которых в зоне стыка приварены кольцевые ребра *2* из сортового проката (рис. 1). Патрубки соединены между собой композитной силовой оболочкой *3*, формируемой в процессе непрерывной намотки стеклоровинга, пропитанного эпоксидным связующим. Патрубки электрически изолированы друг от друга кольцом *5*, выполненным из стеклонеполненного полиамида. Для придания изделию необходимой герметичности предусмотрены уплотнительные резиновые кольца *4*. Технология изготовления практически не ограничивает диапазон типоразмеров. Такие вставки могут использоваться для трубопроводов с условным диаметром  $D_v = 50 \dots 1400$  мм при рабочем давлении до  $9,8$  МПа и температуре окружающей среды от  $-20$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ .



**Рис. 1. Вариант конструкции электроизолирующей вставки, изготовленной с применением композиционных материалов**

Один из ключевых этапов разработки рассматриваемого изделия — расчет на прочность. В настоящее время для проведения поверочных расчетов силовых конструкций сложной геометрической формы, изготовленных с применением разнородных материалов, часто используют универсальные конечно-элементные вычислительные комплексы. Однако наряду с ними на этапе проектирования полезно иметь относительно простые и достоверные зависимости, позволяющие выполнить оценку напряжений и деформаций в наиболее опасных сечениях при действии эксплуатационных нагрузок. На основании этих расчетов можно обоснованно подойти к выбору материалов, геометрических размеров. Применительно к композитной ЭИВ особое внимание следует уделять расчету напряжений и деформаций в композитной силовой оболочке 3 в сечении А—А (см. рис. 1). Однонаправленные КМ, пригодные для изготовления ЭИВ, имеют сравнительно низкую жесткость в направлении армирования и малую прочность при растяжении и сжатии в поперечном направлении. Вследствие этого в указанной части ЭИВ возможны повышенные деформации, растрескивание полимерного связующего и, как следствие, преждевременная разгерметизация конструкции. Во избежание этого эффекта на основе предварительного расчета целесообразно разработать рекомендации по выбору материалов и схемы армирования силовой оболочки. Кроме того, исходя из общих требований к трубопроводным системам, при проектировании ЭИВ важно рассчитать нагрузки, при которых в патрубках и кольцевых ребрах начинается пластическое деформирование. При расчете их геометрических размеров одним из критериев выбора рациональной формы поперечного сечения кольцевых ребер, расстояний между ними может быть условие равенства результирующих осевых сил, приложенных к ним при действии на ЭИВ расчетной нагрузки. С учетом изложенного далее предлагаются варианты способа



**Рис. 2. Расчетная схема композитной электроизолирующей вставки**

расчета напряжений и деформаций в композитной ЭИВ и прогнозирования нагрузок, вызывающих пластические деформации в патрубках, кольцевых ребрах и разрушение композитной силовой оболочки.

Расчетная схема композитной ЭИВ изображена на рис. 2. Толщина стенки металлического патрубка постоянна и равна  $h_1$ . Расчетной нагрузкой является внутреннее давление  $p$  и осевая сила  $T$ . Обозначим через  $n$  количество кольцевых ребер. Тогда в конструкции можно выделить  $(n + 1)$  участков с различными геометрическими и физико-механическими параметрами. Композитная силовая оболочка имеет переменную толщину стенки. Пусть  $h_2^{(i)}$  — толщина стенки ее  $i$ -го участка. Рассматриваемую конструкцию считаем тонкостенной, т.е. отношения  $h_1/R$  и  $h_2^{(i)}/R$  существенно меньше единицы. Полагаем также, что напряженно-деформированное состояние ЭИВ при указанной нагрузке является безмоментным, т.е. местным изгибом патрубка и силовой оболочки, обусловленным подкрепляющим действием кольцевых ребер, пренебрегаем. При этом справедлива гипотеза плоских сечений. Материалы металлического патрубка, кольцевых ребер и композитного слоя являются линейно упругими.

Запишем закон Гука для  $i$ -го участка патрубка в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{x1} &= \frac{\sigma_{x1}}{E} - \frac{\nu}{E}\sigma_{\theta1}, \\ \varepsilon_{\theta1} &= -\frac{\nu}{E}\sigma_{x1} + \frac{\sigma_{\theta1}}{E}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Здесь  $E$  и  $\nu$  — модуль упругости и коэффициент Пуассона;  $\sigma_{x1}$ ,  $\sigma_{\theta1}$  — осевое и окружное напряжения,  $\varepsilon_{x1}$ ,  $\varepsilon_{\theta1}$  — соответствующие деформации. Для упрощения записи здесь и далее индекс “ $i$ ” при обозначении величин опустим. Закон Гука для многослойного КМ, формирующегося в процессе намотки, представим в таком виде:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{x2} &= \frac{\sigma_{x2}}{E_x} - \frac{\nu_{yx}}{E_y} \sigma_{\theta2}, \\ \varepsilon_{\theta2} &= -\frac{\nu_{xy}}{E_x} \sigma_{x2} + \frac{\sigma_{\theta2}}{E_y}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $\sigma_{x2}$ ,  $\sigma_{\theta2}$ ,  $\varepsilon_{x2}$ ,  $\varepsilon_{\theta2}$  — средние осевые и окружные напряжения и деформации композитной силовой оболочки. Модули упругости  $E_x$ ,  $E_y$ , коэффициенты Пуассона  $\nu_{xy}$ ,  $\nu_{yx}$  для заданной схемы армирования многослойного КМ могут быть рассчитаны с помощью известных соотношений [5]. В дальнейшем принимаем равенство окружных деформаций патрубка и силовой оболочки, т.е.

$$\varepsilon_{\theta1} = \varepsilon_{\theta2} = \frac{w}{R_o}, \quad (3)$$

где  $w$  — радиальное перемещение в сечении конструкции для  $i$ -го участка,  $R_o = 0,5(R_1 + R_{2cp})$  — средний радиус ЭИВ, причем

$$R_1 = R - 0,5h_1; \quad R_{2cp} = \frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^{n+1} R_2^{(i)}; \quad R_2^{(i)} = R + 0,5h_2^{(i)}.$$

Соотношения статики для указанной силовой нагрузки можно представить следующим образом:

$$\sigma_{\theta1}h_1 + \sigma_{\theta2}h_2 = pR_o; \quad (4)$$

$$\sigma_{x1}F_1 + \sigma_{x2}F_2 = T. \quad (5)$$

Здесь  $F_1 = 2\pi R_1 h_1$  и  $F_2 = 2\pi R_2 h_2$  — площади поперечных сечений патрубка и  $i$ -го участка композитной силовой оболочки. Для первого участка имеем  $F_1 \sigma_{x1} = T$ ,  $\sigma_{x2} = 0$ , а для  $(n+1)$ -го участка —  $\sigma_{x1} = 0$ ,  $F_2 \sigma_{x2} = T$ .

Используя формулу (3), преобразуем равенства (1) и (2) к следующему виду:

$$\sigma_{x1} = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \varepsilon_{x1} + \nu \frac{w}{R_o} \right); \quad (6)$$

$$\sigma_{\theta1} = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{w}{R_o} + \nu \varepsilon_{x1} \right); \quad (7)$$

$$\sigma_{x2} = \frac{E_x}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \left( \varepsilon_{x2} + \nu_{yx} \frac{w}{R_o} \right); \quad (8)$$

$$\sigma_{\theta2} = \frac{E_y}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \left( \frac{w}{R_o} + \nu_{xy} \varepsilon_{x2} \right). \quad (9)$$

На основании зависимостей (4), (7) и (9) получим выражение

$$\frac{w}{R_o} = \frac{1}{C} \left[ pR_o(1 - \nu^2)(1 - \nu_{xy}\nu_{yx}) - E\nu h_1(1 - \nu_{xy}\nu_{yx})\varepsilon_{x1} - E_y\nu_{xy}h_2(1 - \nu^2)\varepsilon_{x2} \right],$$

где  $C = (1 - \nu_{xy}\nu_{yx})Eh_1 + (1 - \nu^2)E_yh_2$ . Данное равенство подставим в формулы (6) и (8). Тогда после преобразований можно получить следующие зависимости для осевых напряжений:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{x1} &= \frac{1}{\bar{h}_1} \left[ \nu pR_o + \left( Eh_1 + \frac{E_y h_2}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}} \right) \varepsilon_{x1} - \frac{E_y \nu_{xy} \nu h_2}{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}} \varepsilon_{x2} \right], \\ \sigma_{x2} &= \frac{1}{\bar{h}_2} \left[ \nu_{yx} pR_o - \frac{E\nu\nu_{yx}h_1}{1 - \nu^2} \varepsilon_{x1} + \left( E_y h_2 + \frac{Eh_1}{1 - \nu^2} \right) \varepsilon_{x2} \right], \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где

$$\bar{h}_1 = \frac{C}{(1 - \nu_{xy}\nu_{yx})E}, \quad \bar{h}_2 = \frac{C}{(1 - \nu^2)E_x}.$$

Решив систему уравнений (10) относительно осевых деформаций, получим

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{x1} &= c_{11}\sigma_{x1} + c_{12}\sigma_{x2} + b_1 pR_o; \\ \varepsilon_{x2} &= c_{21}\sigma_{x1} + c_{22}\sigma_{x2} + b_2 pR_o, \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

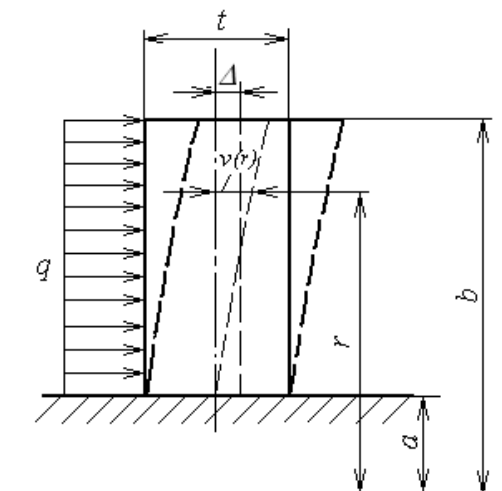
где

$$\begin{aligned} c_{11} &= \frac{B^2 - (\nu_{xy}\nu_{yx}Eh_1 + \nu^2 E_y h_2)B - \nu^2 E_y h_2 C}{EBC}; \\ c_{22} &= \frac{B^2 - (\nu_{xy}\nu_{yx}Eh_1 + \nu^2 E_y h_2)B - \nu_{xy}\nu_{yx}Eh_1 C}{E_x BC}; \\ c_{12} &= \frac{\nu_{yx}\nu h_2}{B}, \quad c_{21} = \frac{\nu_{yx}\nu h_1}{B}, \quad b_1 = -\frac{\nu}{B}, \quad b_2 = -\frac{\nu_{yx}}{B}, \end{aligned}$$

причем  $B = Eh_1 + E_y h_2$ .

В первом приближении кольцевое ребро можно рассматривать как изотропную круглую пластину постоянной толщины  $t$ , нагруженную равномерным давлением  $q$  (рис. 3). Для ее расчета применим уравнения теории осесимметричного изгиба с учетом деформаций поперечного сдвига. Для линейно-упругого тела при малых перемещениях среднее значение прогиба  $\Delta$ , определяемое в соответствии с равенством

$$\Delta = \frac{1}{b-a} \int_a^b v(r) dr,$$



**Рис. 3.** Расчетная схема кольцевого ребра

где  $v$  — прогиб;  $b$  и  $a$  — наибольший и наименьший радиусы пластины, связано с результирующей осевой силой  $P$ , действующей на ребро, линейной зависимостью

$$P = K_p \Delta. \quad (12)$$

Здесь  $K_p$  — коэффициент упругой жесткости кольцевого ребра. Для его определения воспользуемся следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d(\vartheta r)}{dr} \right] \right\} &= \frac{qr}{D}, \\ \frac{dv}{dr} &= \vartheta - c \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d(\vartheta r)}{dr} \right], \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где  $\vartheta$  — угол поворота сечения;  $D = Et^3/[12(1 - \nu^2)]$  — цилиндрическая жесткость. Для изотропного материала величина  $c$  рассчитывается по формуле  $c = t^2/[6(1 - \nu)]$ . Коэффициент  $K_p$  определим для граничных условий  $r = a$ :  $v = 0$ ,  $\vartheta = 0$ ;  $r = b$ :  $Q = 0$ ,  $M_r = 0$ , где  $Q$  и  $M_r$  — погонная перерезывающая сила и погонный радиальный изгибающий момент в цилиндрическом сечении пластины. В рассматриваемом случае  $a = R$ , размер  $b$  определяется при проектировании. Учитывая, что  $q = P/[\pi(b^2 - a^2)]$ , после решения системы уравнений (13) для искомой величины можно получить выражение

$$K_p = Et \frac{\pi \rho^2 (\xi - 1)^2 (\xi + 1)}{(1 + \nu) \varphi(\xi)}, \quad (14)$$

где

$$\varphi(\xi) = \left( \frac{109}{180} - \frac{2}{3} \ln \xi \right) \xi^5 - \frac{7\xi^3}{6} + \frac{4\xi^2}{9} + \frac{\xi}{4} - \frac{2}{15} +$$

$$+ \frac{\beta}{\alpha} \xi^2 \left[ \frac{\xi^3}{6} + \frac{\xi}{2} (1 - 2 \ln \xi) - \frac{2}{3} \right] - \rho^2 \left[ \left( \frac{7}{6} - \ln \xi \right) \xi^3 - \xi^2 - \frac{\xi}{2} + \frac{1}{3} \right];$$

$$\alpha = 1 + \frac{1 - \nu}{1 + \nu} \frac{1}{\xi^2}; \quad \beta = 4 \ln \xi + \frac{1}{\xi^2} + \frac{1 - \nu}{1 + \nu}; \quad \xi = \frac{b}{a}; \quad \rho^2 = \frac{4t^2}{3a^2} \frac{1}{1 - \nu}.$$

Для наиболее опасного сечения  $r = a$  максимальное эквивалентное напряжение определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(1 - \nu + \nu^2)\sigma_r^2 + 3\tau_{rz}^2}. \quad (15)$$

Здесь радиальное и касательное напряжения  $\sigma_r, \tau_{rz}$  рассчитываются так

$$\sigma_r = \frac{3qb^2}{4t^2} \left( 2 - \frac{1}{\xi^2} - \frac{\beta}{\alpha} \right); \quad \tau_{rz} = \frac{qa(\xi^2 - 1)}{2t}.$$

Можно показать, что для рассматриваемых конструктивных размеров  $a, b$  и  $t$  учет деформаций поперечного сдвига вносит существенные поправки в значение коэффициента  $K_p$ , определяемого по классической теории изгиба, основанной на гипотезах Кирхгофа–Лява.

При расчете напряженно-деформированного состояния композитной силовой оболочки и патрубка на основании формулы (12) для  $i$ -го ребра можно записать следующее равенство:

$$\Delta_i = \frac{N_{i+1} - N_i}{K_p^{(i)}}. \quad (16)$$

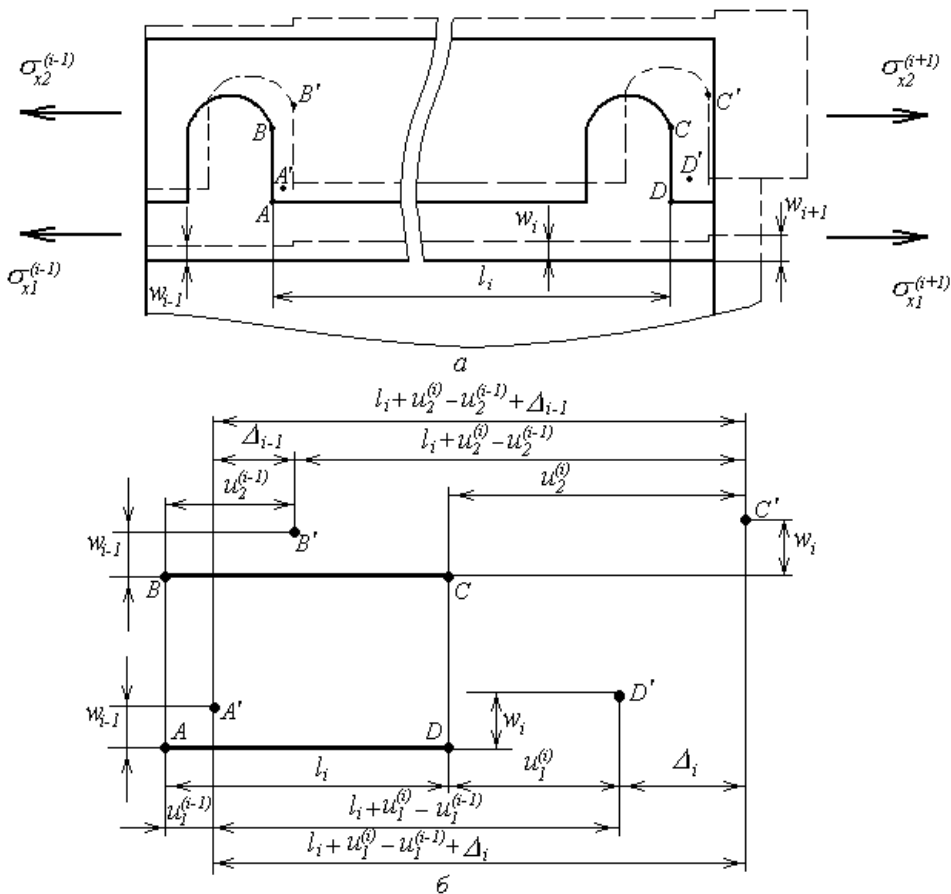
В формуле (16)  $N_i$  — осевая сила, действующая на  $i$ -м участке композитной силовой оболочки. При выводе уравнения совместности деформаций патрубка, силовой оболочки и кольцевых ребер полагаем, что прогибы  $w_i$ , осевые перемещения  $u_i$  и  $\Delta_i$  существенно меньше толщины стенки силовой оболочки. В данной расчетной схеме при переходе от одного участка к другому прогиб  $w_i$  изменяется скачком. В соответствии с рис. 4 можно записать

$$l_i + u_1^{(i)} - u_1^{(i-1)} + \Delta_i = l_i + u_2^{(i)} - u_2^{(i-1)} + \Delta_{i-1}.$$

Здесь  $u_1^{(i-1)}, u_1^{(i)}$  и  $u_2^{(i-1)}, u_2^{(i)}$  — осевые перемещения начального и конечного сечений патрубка и силовой оболочки на  $i$ -м участке (см. рис. 4, б). Отсюда следует равенство

$$\bar{u}_2^{(i)} - \bar{u}_1^{(i)} = \Delta_i - \Delta_{i-1}, \quad (17)$$





**Рис. 4. К выводу уравнения совместности деформаций силовой оболочки, патрубка и кольцевых ребер**

где  $\bar{u}_1^{(i)} = u_1^{(i)} - u_1^{(i-1)}$  и  $\bar{u}_2^{(i)} = u_2^{(i)} - u_2^{(i-1)}$  — изменения длины патрубка и силовой оболочки. Заметим, что аналогичные по смыслу соотношения применяются при расчете резьбовых и заклепочных соединений [8, 9].

В силу принятых допущений на основании формул (11) для  $i$ -го участка можно записать

$$\left. \begin{aligned} \frac{\bar{u}_1^{(i)}}{l_i} &= c_{11}^{(i)} \sigma_{x1}^{(i)} + c_{12}^{(i)} \sigma_{x2}^{(i)} + b_1^{(i)} p R_o, \\ \frac{\bar{u}_2^{(i)}}{l_i} &= c_{21}^{(i)} \sigma_{x1}^{(i)} + c_{22}^{(i)} \sigma_{x2}^{(i)} + b_2^{(i)} p R_o. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

При этом осевые напряжения в патрубке и силовой оболочке определяются по формулам

$$\sigma_{x1}^{(i)} = \frac{T - N_i}{F_1}; \quad \sigma_{x2}^{(i)} = \frac{N_i}{F_2^{(i)}}. \quad (19)$$

Исключив в выражениях (16)–(19) перемещения и напряжения, после преобразований получим зависимость

$$N_{i-1} - \alpha_i N_i + \beta_i N_{i+1} = Q_i. \quad (20)$$

В формуле (20) приняты следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \alpha_i &= 1 + \beta_i + K_p^{(i-1)} l_i \left( \frac{\kappa_1^{(i)}}{F_1} + \frac{\kappa_2^{(i)}}{F_2} \right); & \beta_i &= \frac{K_p^{(i-1)}}{K_p^{(i)}}; \\ Q_i &= -K_p^{(i-1)} l_i \left( \kappa_1^{(i)} \frac{T}{F_1} + \kappa_3^{(i)} p R_o \right); \\ \kappa_1^{(i)} &= c_{11}^{(i)} - c_{21}^{(i)}; & \kappa_2^{(i)} &= c_{22}^{(i)} - c_{12}^{(i)}; & \kappa_3^{(i)} &= b_1^{(i)} - b_2^{(i)}. \end{aligned} \quad (21)$$

На основании зависимости (20) составим систему уравнений для практически важного случая, когда  $n = 3$ . Учитывая, что  $N_1 = T$ ,  $N_4 = 0$ , будем иметь

$$\left. \begin{aligned} -\alpha_2 N_2 + \beta_2 N_3 &= Q_2; \\ N_2 - \alpha_3 N_3 &= Q_3 - \beta_3 T. \end{aligned} \right\}$$

Решив эту систему уравнений, получим

$$N_2 = \frac{Q_2 \alpha_3 + \beta_2 (Q_3 - \beta_3 T)}{\beta_2 - \alpha_2 \alpha_3}; \quad N_3 = \frac{Q_2 + \alpha_2 (Q_3 - \beta_3 T)}{\beta_2 - \alpha_2 \alpha_3}. \quad (22)$$

Силы, действующие на кольцевые ребра, будут равны

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= N_2; \\ P_2 &= N_3 - N_2 = \frac{(1 - \alpha_3) Q_2 + (\alpha_2 - \beta_2) (Q_3 - \beta_3 T)}{\beta_2 - \alpha_2 \alpha_3}; \\ P_3 &= \frac{(\beta_2 - \alpha_2 \alpha_3) T - Q_2 - \alpha_2 (Q_3 - \beta_3 T)}{\beta_2 - \alpha_2 \alpha_3}. \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

С помощью формул (19), (22) и (23) можно рассчитать на прочность композитную ЭИВ. Для материалов металлического патрубка и кольцевых ребер в качестве условия начала пластического деформирования целесообразно использовать критерий Хубера–Мизеса. При анализе деформирования тонкостенной силовой оболочки из волокнистого КМ с полимерным связующим удовлетворительные результаты можно получить, воспользовавшись критерием максимальных напряжений [5]. Такой подход позволяет прогнозировать нагрузку, при которой образуются пластические деформации в металлических элементах

конструкции и начинается разрушение силовой оболочки, обусловленное растрескиванием полимерного связующего волокнистого КМ.

Полученные формулы (23) позволяют рассчитывать оптимальные геометрические и механические параметры ЭИВ. Рассмотрим вариант конструкции, для которой осевые силы, действующие на кольцевые ребра, одинаковы, т.е.  $P_1 = P_2 = P_3$ . Тогда из формул (23) можно получить следующую систему уравнений относительно параметров  $Q_2$  и  $Q_3$ :

$$\left. \begin{aligned} (2\alpha_3 - 1)Q_2 + (2\beta_2 - \alpha_2)Q_3 &= \beta_3(2\beta_2 - \alpha_2)T; \\ (2 - \alpha_3)Q_2 + (2\alpha_2 - \beta_2)Q_3 &= [\beta_3(2\beta_2 - \alpha_2) + (\beta_2 - \alpha_2\alpha_3)] T. \end{aligned} \right\}$$

Решив ее, получим равенства

$$Q_2 = \frac{2\beta_2 - \alpha_2}{3}T; \quad Q_3 = \frac{3\beta_3 - 2\alpha_2 + 1}{3}T.$$

В итоге с учетом формул (21) будем иметь такие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} K_p^{(1)}l_2 \left[ \left( \frac{\kappa_2^{(2)}}{F_2^{(2)}} - \frac{2\kappa_1^{(2)}}{F_1} \right) \frac{T}{3} - \kappa_3^{(2)}pR_o \right] &= \frac{(\beta_2 - 1)T}{3}; \\ K_p^{(2)}l_3 \left[ \left( \frac{2\kappa_2^{(3)}}{F_2^{(3)}} - \frac{\kappa_1^{(3)}}{F_1} \right) \frac{T}{3} - \kappa_3^{(3)}pR_o \right] &= \frac{(\beta_3 - 1)T}{3}. \end{aligned} \right\}.$$

Отсюда видно, что в случае заданных геометрических параметров и физико-механических характеристик материалов патрубка и силовой оболочки, для одинаковых ребер, т.е. при  $\beta_2 = \beta_3 = 1$ , оптимальных размеров  $l_2$  и  $l_3$ , обеспечивающих равенство осевых сил, не существует. Однако, назначив размеры  $l_2$  и  $l_3$  и задав величину  $K_p^{(1)}$ , можно рассчитать такие жесткости кольцевых ребер  $K_p^{(2)}$ ,  $K_p^{(3)}$ , при которых нагрузка на все три ребра будет одинаковой. В этом случае справедливы следующие расчетные соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \beta_2 &= 1 + K_p^{(1)}l_2 \left( \frac{\kappa_2^{(2)}}{F_2^{(2)}} - \frac{2\kappa_1^{(2)}}{F_1} - \frac{3\kappa_3^{(2)}pR_o}{T} \right); & K_p^{(2)} &= \frac{K_p^{(1)}}{\beta_2}; \\ \beta_3 &= 1 + K_p^{(2)}l_3 \left( \frac{2\kappa_2^{(3)}}{F_2^{(3)}} - \frac{\kappa_1^{(3)}}{F_1} - \frac{3\kappa_3^{(3)}pR_o}{T} \right); & K_p^{(3)} &= \frac{K_p^{(2)}}{\beta_3}. \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

В качестве примера рассмотрим расчет на прочность композитной ЭИВ с размерами  $2R = 219$  мм,  $h_1 = 10$  мм,  $L = 810$  мм,  $B = 520$  мм

при расчетном давлении  $p = 2p_3$ , где  $p_3$  — эксплуатационное давление, равное 9,8 МПа [3, 6]. Предположим, что  $T = \pi R_o^2 p$ , что соответствует одному из видов испытания вставки [3]. Композитная оболочка изготовлена из стеклопластика на основе стекловолокна РВМПН и эпоксидного связующего ЭДТ-10. Толщина двойного спирального слоя равна 1,2 мм. Жесткостные и прочностные характеристики стеклопластикового монослоя таковы:  $E_1 = 50$  ГПа,  $E_2 = 10$  ГПа,  $G_{12} = 2$  ГПа,  $\nu_{12} = 0,25$ , пределы прочности при растяжении вдоль и поперек волокон соответственно равны  $F_{+1} = 1500$  МПа,  $F_{+2} = 30$  МПа. Для стали патрубков и кольцевых ребер примем такие значения:  $E = 200$  ГПа,  $\nu = 0,3$ , предел текучести  $\sigma_{0,2} \approx 250$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 450$  МПа.

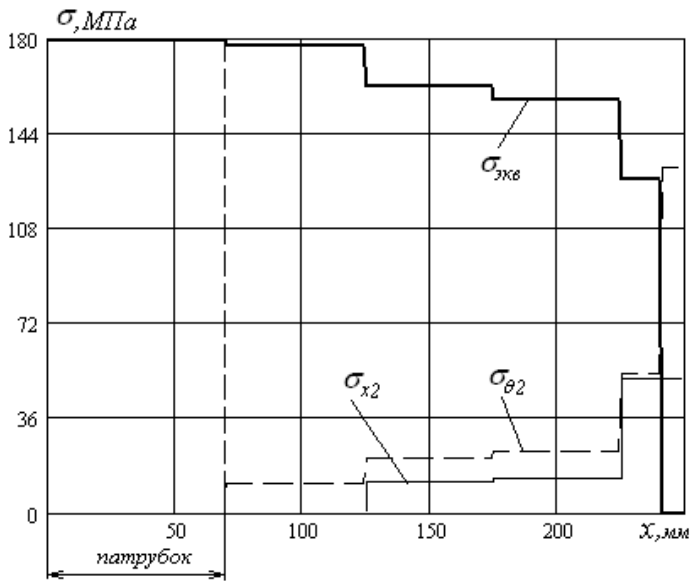
Для конструкции ЭИВ, содержащей три кольцевых ребра, в процессе намотки формируются четыре участка. В табл. 1 приведены основные геометрические характеристики участков, а также характеристики упругости многослойного КМ, рассчитанные для реализованной схемы армирования. Характер изменения напряжений по длине ЭИВ, определенных по вычислительной программе в Mathcad с помощью формул (19) и (23), показан на рис. 5. Как видно, основную нагрузку воспринимает металлический патрубок, при этом эквивалентное напряжение не превышает предела текучести. Напряжения в силовой оболочке сравнительно невелики.

Таблица 1

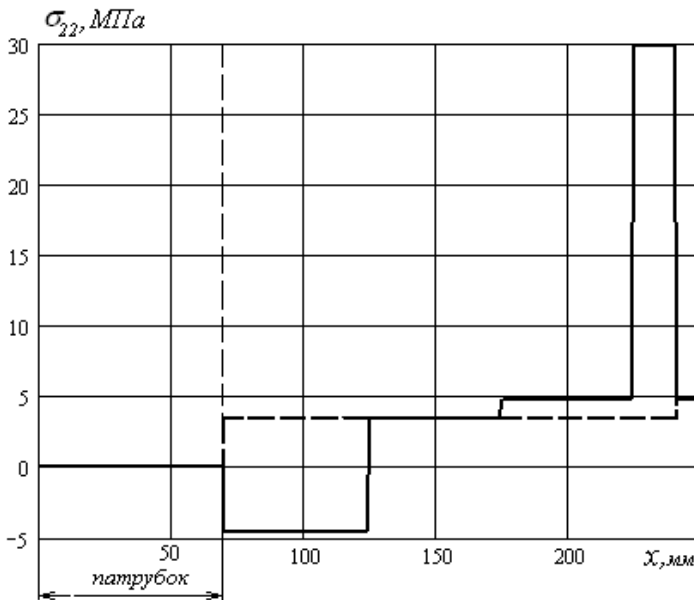
**Основные геометрические характеристики и характеристики упругости многослойного КМ**

№ участка	$h_2^{(i)}$ , мм	$l_i$ , мм	$E_x^{(i)}$ , МПа	$E_y^{(i)}$ , МПа	$\nu_{xy}^{(i)}$
1	15,6	55	8163	13030	0,539
2	16,8	50	8053	13090	0,535
3	18,0	50	8839	15710	0,475
4	18,0	15	8839	15710	0,475

Результаты расчета напряжений в монослоях многослойного КМ показывают, что напряжения, действующие вдоль волокон, существенно меньше предела прочности  $F_{+1}$ . Однако напряжения, ориентированные в направлении поперек волокон, в некоторых монослоях превосходят предел прочности  $F_{+2}$ . Например, в силовой оболочке на четвертом участке в монослоях с углами армирования  $\varphi = \pm 85^\circ$  указанные напряжения достигают значения 31 МПа, что, согласно критерию максимальных напряжений свидетельствует о начале растрескивания полимерного связующего при заданной нагрузке. На рис. 6 приведен график



**Рис. 5.** Изменение напряжений в патрубке и силовой оболочке при расчетной нагрузке



**Рис. 6.** Напряжения, ориентированные в направлении поперек волокон в монослоях с углами армирования  $\varphi = \pm 75^\circ$  композитной силовой оболочки при расчетной нагрузке

зависимости напряжений, действующих в монослоях с углами армирования  $\varphi = \pm 75^\circ$  поперек волокон. Для сравнения штриховой линией показаны напряжения, рассчитанные по традиционной теории, в которой предполагается справедливость гипотезы о равенстве деформаций

всех слоев многослойного материала, включая слой металла. Как видно, существенное отличие в распределении напряжений имеет место по краям соединения силовой оболочки и патрубка.

В табл. 2 приведены размеры кольцевых ребер и параметры жесткости  $K_p^{(j)}$  ( $j$  — номер ребра), рассчитанные по формуле (14). Там же представлены определенные по формулам (23) осевые усилия, действующие на кольцевые ребра, а также значения эквивалентного напряжения в наиболее нагруженном сечении в соответствии с формулой (15). Следует отметить, что в данной конструкции ребра испытывают неравномерную нагрузку, причем максимальное значение величины  $\sigma_{\text{экв}}$  находится между значениями предела текучести  $\sigma_{0,2}$  и предела прочности  $\sigma_B$ .

Таблица 2

**Размеры кольцевых ребер и параметры жесткости**

№ ребра $j$	$b_j/a$	$t_j/a$	$K_p^{(j)}/(Et_j)$	$P_j/(\pi a^2 p)$	$\sigma_{\text{экв}}^{(j)}/p$
1	1,091	0,073	40,63	0,201	5,187
2	1,091	0,073	40,63	0,034	0,864
3	1,055	0,055	81,67	0,684	19,879

Из табл. 2 видно, что ребро, имеющее наибольшую жесткость, испытывает и наибольшие нагрузки. С помощью формул (24) для рассматриваемого варианта конструкции можно рассчитать оптимальное распределение коэффициентов жесткости  $K_p^{(j)}$ , при котором нагрузка на ребра будут одинаковой. Например, при  $K_p^{(1)} = 40,63Et_1$ ,  $K_p^{(2)} = 5,44Et_1$ ,  $K_p^{(3)} = 1,25Et_1$  можно получить  $P_1 = P_2 = P_3 = 0,308\pi a^2 p$ . Требуемое изменение жесткости кольцевых ребер может быть обеспечено соответствующими конструктивными и технологическими решениями.

Таким образом, предложенные относительно простые расчетные зависимости позволяют проводить анализ напряженно-деформированного состояния композитной ЭИВ. С их помощью можно определить нагрузки, при которых возникают пластические деформации в металлических элементах, начинается разрушение композитной силовой оболочки, обусловленное образованием микротрещин в полимерном связующем волокнистого КМ. Полученные соотношения позволяют также рассчитывать геометрические и жесткостные параметры конструктивных элементов, обосновывать рациональную схему армирования силовой оболочки. Показано, что для типичного варианта композитной ЭИВ при двукратном превышении эксплуатационной нагрузки изделие сохраняет несущую способность.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Б э к м а н В., Ш в е н к В. Катодная защита от коррозии: Справочник. – М.: Металлургия, 1984. – 496 с.
2. ГОСТ 9.602-89. Сооружения подземные. Общие требования к защите от коррозии. – М.: Издательство стандартов, 1989 г. – 51 с.
3. У к а з а н и я по применению вставок электроизолирующих для газопровода. ВСН 39-1.22-007-2002. – М.: ООО “ИРЦ Газпром”, 2002. – 13 с.
4. Т е х н и ч е с к и е свойства полимерных материалов: Справочник / В.К. Крыжановский, В.В. Бурлов, А.Д. Панيماتченко и др. – С.-Пб., Изд-во “Профессия”, 2003. – 240 с.
5. К о м п о з и ц и о н н ы е материалы: Справочник. Под общей ред. В.В. Васильева и Ю.М. Тарнопольского. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
6. К о м п о з и т н ы е электроизолирующие вставки для трубопроводов / В.А. Усошин, В.В. Семенюга, Б.Я. Фомин и др. // Газовая промышленность. – 1998. – № 11. – С. 30–31.
7. П а т е н т РФ на изобретение № 2084745. Электроизолированное соединение трубопроводов // Семенюга В.В., Усошин В.А., Седых А.Д. и др. – Опубл. 20.07.97. Бюллетень № 20.
8. Ф е о д о с ь е в В. И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. – М.: Наука, 1996. – 368 с.
9. Б и р г е р И. А., И о с и л е в и ч Г. Б. Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.

Статья поступила в редакцию 28.02.2005

Борис Сафиулович Сарбаев родился в 1954 г., окончил в 1977 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Космические аппараты и ракеты-носители” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области механики композитов, теории пластичности, нелинейного деформирования композитных материалов и конструкций, выполненных из них.



B.S. Sarbaev (b. 1954) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1977. D. Sc. (Eng.), professor of “Spacecrafts and Rocket Carriers” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of over 40 publications in the field of mechanics of composites, plasticity theory, nonlinear deformation of composites and composite structures.

Вячеслав Владимирович Семенюга родился в 1961 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1984 г. Заместитель Генерального директора ДООО “Оргэнергогаз” РАО “Газпром”. Автор 12 научных работ и изобретений в области электрохимической защиты трубопроводов, разработки конструкций из композиционных материалов для газовой промышленности, мониторинга напряженно-деформированного состояния магистральных трубопроводов.



V.V. Semeniouga, deputy general director of Joint-Stock Company ORGENERGOGAZ a Subsidiary of GAZPROM. Author of about 12 publications in the field of the electrochemical protection of the pipelines, development of constructions designed of composite materials for gas industry, monitoring of the stress-strain state of the main pipelines.