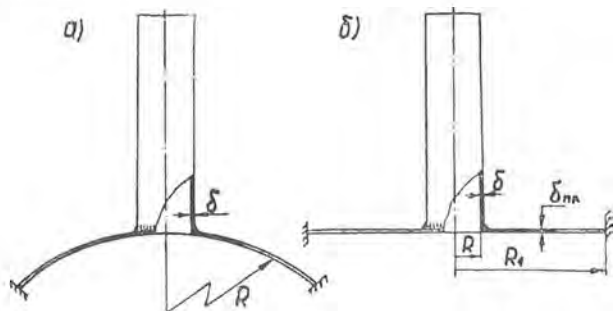


Ю. Л. ТАРАСОВ

О НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ МЕРОПРИЯТИЯХ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ РАВНОПРОЧНОСТИ СОЧЛЕНЕНИЙ ТРУБОК С ТОНКОСТЕННЫМИ КОРПУСНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

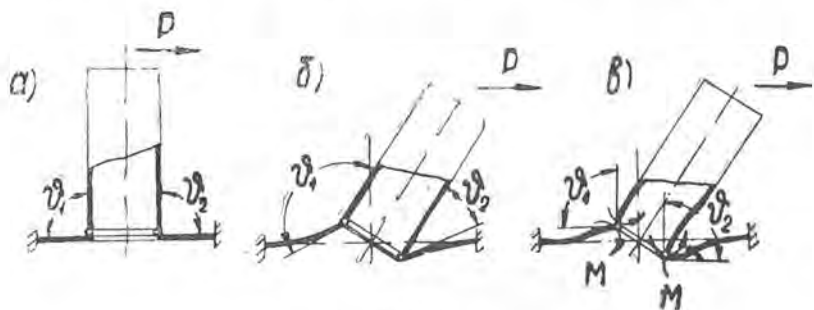
Распространенным способом сочленения трубок с тонкостенными корпусными элементами является непосредственное соединение их сварным швом (фиг. 1). Исследования показали, что в этом случае при нагружении трубки в сочленении вблизи сварного шва возникают значительные напряжения. Если конструкция работает в условиях вибрации, то высокий уровень напряжений, наблюдающийся вблизи сварного шва, быстро приводит к усталостным разрушениям и снижению ресурса изделия в целом.



фиг. 1.

Сравнительные экспериментальные исследования образцов, где трубки ($R=20$ мм, $\delta=1,5$ мм) приваривались к тонким цилиндрическим оболочкам ($R=500$ мм, $\delta=1,5$ мм) и к пластинам, показали, что при приложении к трубкам равных поперечных нагрузок в обоих случаях возникают одинаковые максимальные напряжения. Поэтому нами проводились теоретические и экспериментальные исследования простейших моделей, у которых трубки тем или иным способом соединялись с пластинами. Это позволило получить в первом приближении представление о напряженном состоянии указанных выше конструкций при относительно несложных расчетах и сделать ряд практических рекомендаций.

При вибрациях конструкции трубки будут нагружаться как вдоль образующих, так и в поперечных направлениях. Если бы трубка, нагруженная на свободном конце поперечной силой, соединялась по контуру сечения с пластиной шарнирно (фиг. 2а), то ее напряженное состояние можно было бы



Фиг. 2.

считать безмоментным, а деформированный характер имел бы вид, показанный на фиг. 2б. При этом углы φ_1 и φ_2 вместо прямых стали бы соответственно острым и тупым. Жесткое соединение, выполненное в виде сварного шва, препятствует изменению углов φ_1 и φ_2 , что приводит к возникновению по контуру сочленения трубки с пластиной изгибающего момента M (фиг. 2в). Это вызывает, в свою очередь, большие изгибные напряжения в трубке и пластине вблизи сварного шва. По мере удаления от сварного шва изгибные напряжения в трубке быстро убывают.

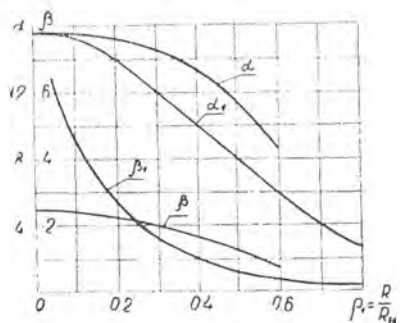
Теоретические исследования показали, что при изгибе

трубки максимальное значение погонного изгибающего момента в сочленении определяется по формуле

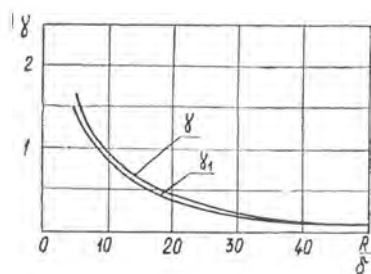
$$M_{\max} = \frac{Pl}{R} \frac{\beta}{\alpha + \left(\frac{\delta_{\text{пл}}}{\delta}\right)^{\gamma}}, \quad (1)$$

где P — величина силы, перпендикулярной оси трубки;
 l — длина трубки;
 R — радиус срединной поверхности трубки;
 $\delta, \delta_{\text{пл}}$ — соответственно толщина трубки и пластины.

Через α, β и γ обозначены безразмерные коэффициенты, графики которых представлены на фиг. 3 и 4.



Фиг. 3.



Фиг. 4.

Максимальные напряжения в трубке определяются по формуле

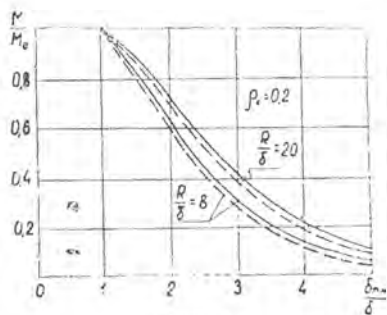
$$\sigma_{\max} = \frac{6 M_{\max}}{\delta^2} - \frac{1}{R\delta} \left(M_{\max} - \frac{Pl}{\Pi R} \right). \quad (2)$$

Если к трубке приложена осесимметричная нагрузка, то по контуру сочленения действует уже постоянный изгибающий момент. Его величина, приходящаяся на единицу длины сечения, равна

$$M = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 + \left(\frac{\delta_{\text{пл}}}{\delta}\right)^{\gamma_1}}. \quad (3)$$

Здесь P_1 — величина осевой силы, а безразмерные коэффициенты α_1, β_1 и γ_1 представлены также на фиг. 3 и 4.

Графики на фиг. 5, подсчитанные по формулам (1) и (3)

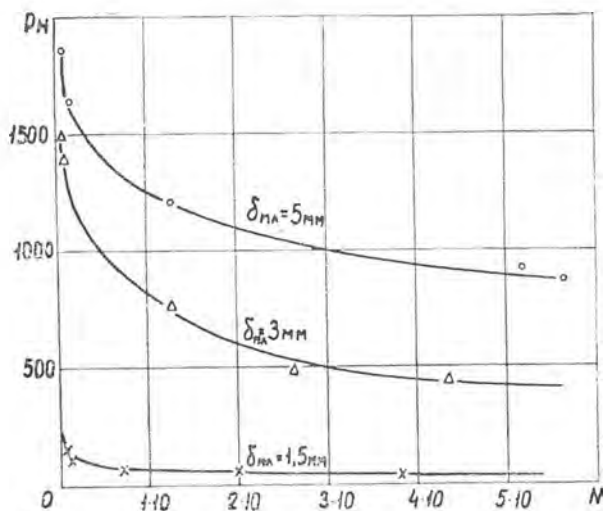


Фиг. 5.

показывают, что увеличение толщины пластины приводит к существенному уменьшению моментов в сочленениях (M_0 — максимальный изгибающий момент в сочленении при $\delta = \delta_{пл}$). Следствием уменьшения момента является повышение усталостной прочности конструкции. Для иллюстрации этого положения на фиг. 6 приведены экспериментальные кривые выносливости для трех образцов с различ-

ной толщиной пластины.

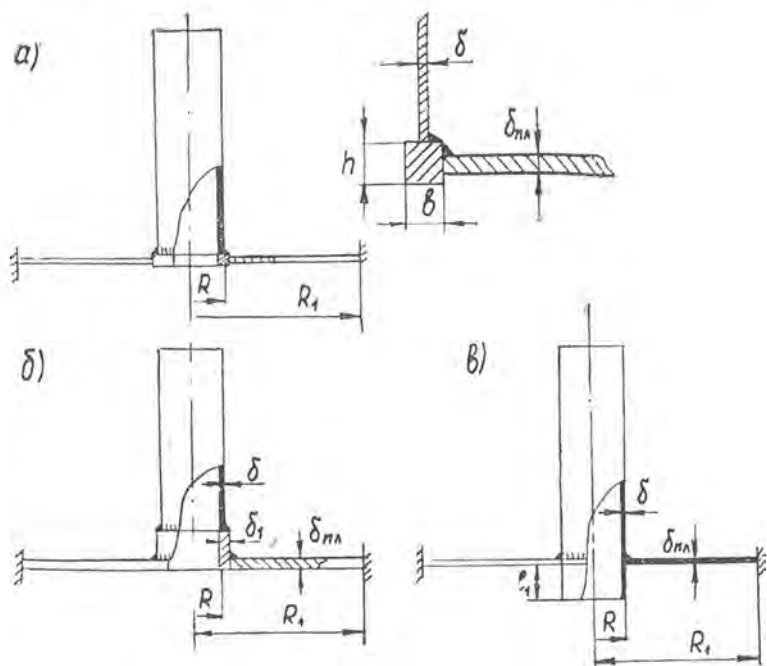
Из фиг. 5 видно, что изменение толщины пластины практически одинаково влияет на напряженное состояние сочленения в случае изгиба трубки (сплошные линии) и в случае ее



Фиг. 6.

осесимметричного нагружения (штриховые линии). Это позволяет при анализе работы более сложных конструктивных схем ограничиться рассмотрением лишь осесимметричной задачи.

Итак, при увеличении толщины пластины изгибающий момент падает, однако, соединение в этом случае оказывается неравнопрочным, так как напряжение в пластине уменьшается значительно быстрее, чем в трубке. Например, при $\delta_{пл} = 2\delta$ напряжения в трубке падают на 30÷40% по сравнению с их значениями для $\delta_{пл} = \delta$, а максимальные напряжения в пластине уменьшаются при этом в 6—7 раз. Можно рекомендовать ряд конструктивных мероприятий, обеспечивающих выравнивание максимальных напряжений в трубке и пластине. Выравнивания напряжений можно достигнуть, например, если трубку приварить к пластине через упругое кольцо (фиг. 7а).



Фиг. 7.

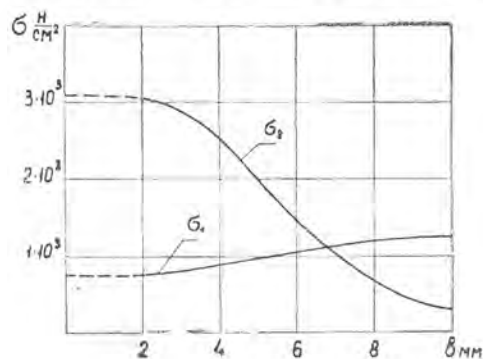
В этом случае при приложении к трубке осесимметричной нагрузки погонные изгибающие моменты, действующие со стороны кольца на пластину и трубку, определяются по формулам

$$M_1 = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 + \left(\frac{\delta_{пл}}{\delta}\right)^3 \gamma_1 \cdot \frac{1}{1 + \frac{I}{R} \frac{\gamma_1}{\delta^3}}}, \quad (4)$$

$$M_2 = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 \left(1 + \frac{I}{R} \frac{\gamma_1}{\delta^3}\right) + \left(\frac{\delta_{пл}}{\delta}\right)^3 \gamma_1}, \quad (5)$$

где $I = \frac{b h^3}{12}$ — момент инерции сечения кольца.

Наглядное представление о влиянии кольца на максимальные напряжения в трубке и пластине можно получить из графика на фиг. 8, построенного по результатам расчета образца с размерами $R=20$ мм, $R_1=105$ мм, $\delta=1,5$ мм, $\delta_{пл}=3$ мм, нагруженного силой $P_1=100$ Н. Из графика видно, что с увеличением сечения кольца максимальные напряжения в пластине несколько растут, а напряжения в трубке резко падают.



фиг. 8.

Если сечение кольца принять равным $6,7 \times 6,7$ мм², то напряжения в трубке и пластине оказываются одинаковыми и составляют около 40% от максимальных напряжений, возникающих в

аналогичном образце без кольца.

Другое контруктивное мероприятие, обеспечивающее выравнивание напряжений в пластине и трубке, показано на фиг. 7б. Здесь толщина трубки непосредственно у сочленения равна толщине пластины. Расчеты показали, что для обеспечения равнопрочности пластины и трубки длина утолщенной части может быть и не очень большой (приблизительно $0,5 R$). В этом случае изгибающий момент в зоне перехода от утолщенной части трубки к тонкой практически равен нулю, а в сочленении трубки с пластиной величина момента определяется по формуле (3), если вместо δ подставить δ_1 (см. фиг. 7б).

В конструкции, показанной на фиг. 7в, изгибающий момент, передающийся со стороны корпусного элемента на труб-

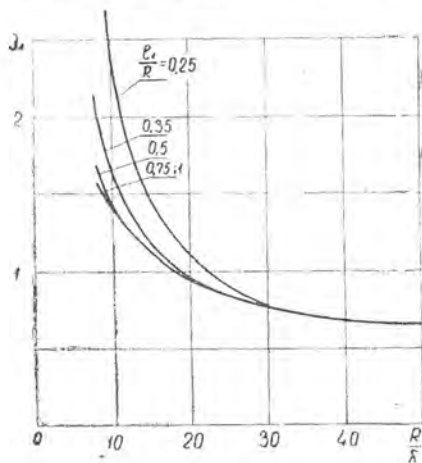
ку, распределяется между ее длинным M_1 и коротким M_2 участками. Величины этих моментов определяются по формулам

$$M_1 = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 \left(1 + \frac{\gamma_1}{\Theta_1}\right) + \left(\frac{\delta_{пл}}{\delta}\right)^3 \gamma_1}, \quad (6)$$

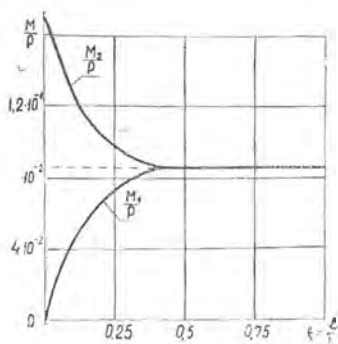
$$M_2 = \frac{\beta_1 P_1}{\alpha_1 \left(1 + \frac{\Theta_1}{\gamma_1}\right) + \left(\frac{\delta_{пл}}{\delta}\right)^3 \Theta_1}. \quad (7)$$

Безразмерные параметры α_1 , β_1 и γ_1 представлены на фиг. 3 и 4, а для определения величины Θ_1 можно воспользоваться графиком на фиг. 9.

Как показывают числовые расчеты, при $l_1 \geq 0,5 R$ моменты M_1 и M_2 практически одинаковы и равны половине вели-



Фиг. 9.



Фиг. 10.

чины, определяемой формулой (3). По мере уменьшения l_1 момент M_1 растет, а M_2 — уменьшается, как это видно из фиг. 10, где представлены результаты расчета для образца с размерами $\delta = \delta_{пл} = 1,5 \text{ мм}$, $R = 20 \text{ мм}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев, Н. Н. Макушин, В. И. Феодосьев, Расчеты на прочность в машиностроении, т. II, Машгиз, 1958.
 2. С. П. Тимошенко, Пластины и оболочки, Огиз, Гостехиздат, 1948.
 3. В. М. Даревский, К теории цилиндрических оболочек, Прикладная математика и механика, вып. 5, т. 5, 1951.
-