

ВЛИЯНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛА ТРУБЫ И ТРУБНОЙ РЕШЕТКИ НА КАЧЕСТВО ВАЛЬЦОВОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Д. К. НЕЧАЕВ

(Представлено кафедрой прикладной механики ТПИ)

Эффективность вальцовочного соединения, применяемого для закрепления тонкостенных труб в гнездах трубных решеток резервуаров, работающих под давлением, зависит от механических свойств материала трубы и решетки.

Прочность вальцовочного соединения для стальных деталей обеспечивается при соблюдении условия [4]

$$N \leq F_k f \sigma_r^o, \quad (1)$$

где N — осевое усилие, которым может быть нагружено соединение;

F_k — номинальная площадь контакта;

f — коэффициент (сцепления) трения при продольном смещении деталей;

σ_r^o — остаточное радиальное напряжение на контактной поверхности соединения.

В выражении (1) переменной величиной, зависящей от процесса развальцовки, является остаточное радиальное напряжение, которое и принято нами за критерий при оценке качества рассматриваемого соединения.

Для получения соединения наивысшей прочности материалы трубы и решетки (пластины) должны быть пластически деформированы так, чтобы на контактной поверхности соединения возникло наибольшее возможное остаточное радиальное напряжение. Исследования [4] показывают, что это может быть достигнуто, если давление на внутреннем контуре трубы будет доведено до значения $1,155 \sigma_T$, где σ_T — предел текучести материала трубы. При этом давление на внешнем контуре трубы не должно превысить значения $1,155 \sigma'_T$, где σ'_T — предел текучести материала решетки.

В начальной стадии процесса развальцовки пластически расширяется только труба. Этот случай радиально-пластической деформации трубы на незначительной длине (менее диаметра) можно рассматривать как пластическую деформацию плоского кольца под действием внутреннего давления (плоское напряженное состояние).

В теории пластичности показано [3], что пластическое равновесие кольца (диска) в условиях плоской схемы напряженного состояния возможно, если отношение наружного r_n и внутреннего r_b радиусов удовлетворяет условию $1 < \frac{r_n}{r_b} < 2,963$. При этом в плоском кольце, подвергнутом равномерному давлению p на внутренней поверхности $r = r_b$, максимальное значение радиального напряжения (давления) имеет место также на внутренней поверхности кольца и не может превзойти величины $\sigma_{r\max} = -p = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T = 1,155 \sigma_T$.

Таким образом, можно полагать, что пластически деформировать трубу внутренним радиальным давлением $1,155 \sigma_T$ по всему ее сечению возможно только при определенной толщине ее стенки. Так, если отношение $\frac{r_n}{r_b}$ наружного радиуса трубы к внутреннему превысит 2,963, чисто пластическое равновесие невозможно, т. е. наружная часть трубы будет оставаться упруго деформированной.

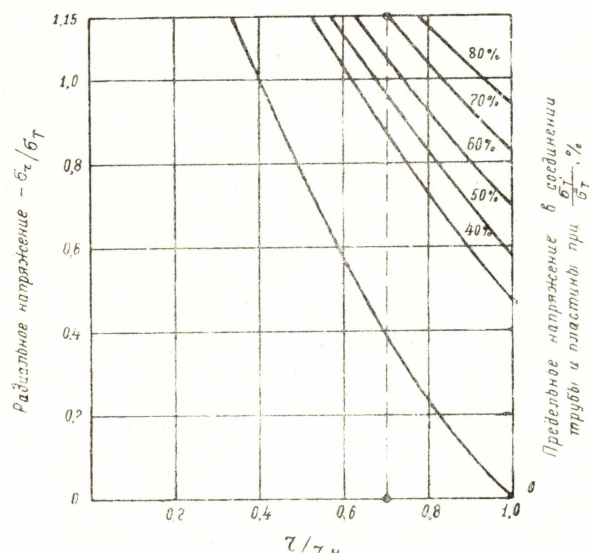


Рис. 1. Изменение радиального напряжения на внешнем контуре пластически деформированной трубы в зависимости от толщины ее стенки.

Зависимости, полученные для пластической деформации плоского кольца [3], использованы нами для определения напряжений в стенке трубы при ее радиально-пластическом расширении в гнезде трубной решетки. В наших обозначениях эти зависимости имеют вид:

$$\frac{r^2}{r_n^2} = \frac{\sqrt{3}}{2} e^{\sqrt{3}(\theta - \frac{\pi}{6})} \cdot \frac{1}{\cos \theta}; \quad (2)$$

$$\sigma_r = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_T \sin \left(\theta - \frac{\pi}{6} \right), \quad (3)$$

где r —текущий радиус произвольного элемента;

σ_r —радиальное напряжение;

θ —вспомогательный параметр (угол), позволяющий совместно решать уравнения (2), (3).

Изменение радиального напряжения (давления) по толщине стенки трубы при ее пластическом расширении в гнезде трубной решетки предельным давлением $1,155 \sigma_T$ показано кривыми на диаграмме (рис. 1). Из этой диаграммы следует, что величина давления на контактной поверхности соединения определяется толщиной стенки трубы. Следовательно, назначая давление на наружной поверхности трубы, мы всегда с помощью кривой радиальных напряжений можем найти соответствующий внутренний радиус трубы и наоборот. Например, при развальцовке трубы в стальной пластине, материал которой имеет предел текучести ниже на 30 %, чем материал трубы ($\sigma'_T = 0,7 \sigma_T$), предельное давление на внешнем контуре трубы не должно превышать 70 % от $1,155 \sigma_T$. Кривая на рис. 1 показывает, что это выполнимо при условии $\frac{r}{r_H} = \frac{r_v}{r_H} \approx 0,7$.

Полученная графическая зависимость между радиальным напряжением (давлением) на внешнем контуре пластически деформированной трубы и ее радиальными размерами позволяет рассмотреть вопрос влияния механических свойств материала трубы и решетки на величину остаточного радиального напряжения в соединении.

Случай I. Предел текучести материала трубной решетки более высок, чем предел текучести материала трубы

При одинаковых механических свойствах материалов трубы и решетки (пластины) наилучшее соединение достигается, если на внутреннем контуре трубы будет приложено давление, равное $1,155 \sigma_T$. Остаточное радиальное напряжение на контактной поверхности соединения в этом случае может быть найдено с помощью диаграммы (рис. 2), как разность между упруго-пластическим и упругим напряжением [4]. Последнее определяется из решения фиктивной задачи теории упругости [2].

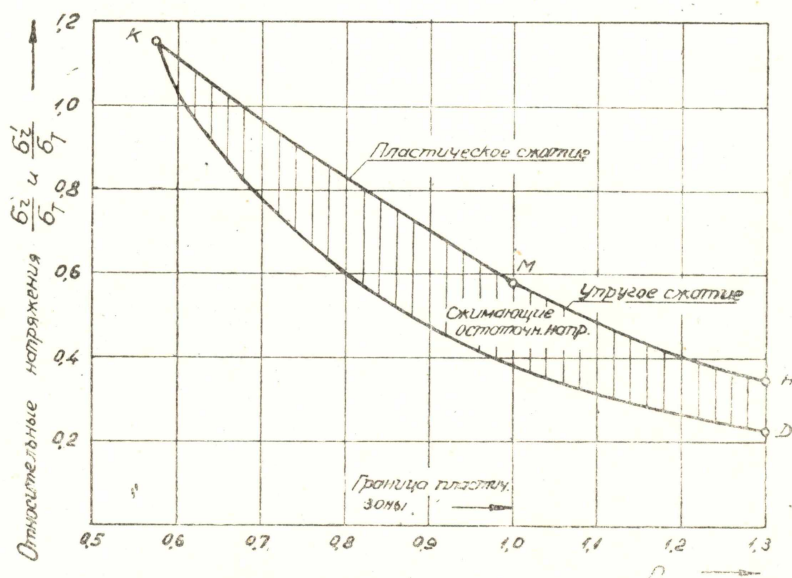


Рис. 2. Распределение радиальных остаточных напряжений в соединении трубы и пластины.

Если предел текучести материала стальной пластины будет выше, чем материала трубы, распределение напряжений в пластине будет

ным, чем в трубе [1]. Но кривая напряжений в границах толщины стенки трубы остается той же (верхняя кривая на рис. 2) и остаточное радиальное напряжение на контактной поверхности соединения может быть найдено также отмеченным выше способом.

В нашем случае эти напряжения определены графическим методом по отрезкам между кривой, показывающей изменение радиальных напряжений в соединении в первой фазе процесса развальцовки, и кривой упругих напряжений при разгрузке. Кривые остаточных радиальных напряжений, полученных этим способом, для пластин, имеющих предел текучести 125, 150 и 200 %, по сравнению с пределом текучести материала трубы, представлены на рис. 3.

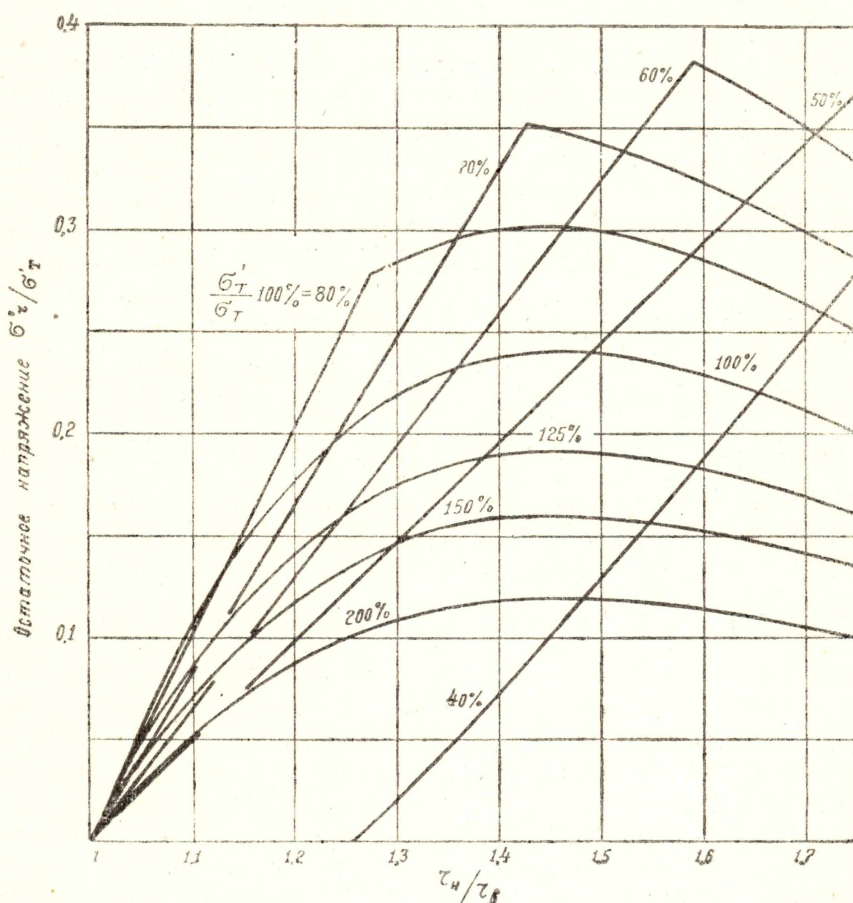


Рис. 3. Кривые остаточных радиальных напряжений на контактной поверхности соединения при различных соотношениях механических свойств у материала трубы и пластины (решетки).

Случай II. Предел текучести материала трубной решетки ниже, чем предел текучести материала трубы

Если материал решетки по прочности будет ниже, чем материал трубы, то предельное радиальное давление, которое может быть вызвано развальцовкой на внешнем контуре трубы, определяется пределом текучести материала решетки. С другой стороны, это давление будет зависеть от толщины стенки трубы.

Полученные кривые радиальных напряжений для труб с различной толщиной стенки (рис. 1) позволяют определить остаточное напряжение на контактной поверхности соединения указанным выше

методом. Эти напряжения находятся графически, как расстояние между кривой радиальных напряжений, соответствующей пластическому расширению трубы и кривой упругого разгрузки. Последняя берет свое начало на пластической кривой в точке, соответствующей внутреннему радиусу трубы, и остаточное радиальное напряжение находится при $\frac{r}{r_n} = 1$. Результаты по определению остаточных радиальных напряжений представлены кривыми, обозначенными 40, 50, 60, 70 и 80 % (рис. 3).

Для приведенного выше случая ($\sigma'_T = 0,7 \sigma_T$) остаточные радиальные напряжения определяются на этой диаграмме прямолинейным участком кривой, обозначенной 70 %. Если труба будет иметь толщину стенки большую, чем ее значение, определяемое с помощью кривой напряжений (рис. 1), то давление на внешнем контуре трубы при ее пластическом расширении не достигает предельного значения для пластины, у которой предел текучести составляет $0,7 \sigma_T$. Условие получения качественного соединения в этом случае определяется уже не предельным напряжением материала пластины σ'_T , а предельным напряжением материала трубы σ_T . Соответственно этому имеет место изменение в характере кривой остаточных напряжений для значений $\frac{r_n}{r_b}$ больших 1,42 (рис. 3).

Кривая, обозначенная 40 % (рис. 3), показывает, что, в соответствии с данной теорией, для сортаментов труб, применяемых в котлостроении ($1,1 < \frac{r_n}{r_b} < 1,2$), не может быть достигнуто соединение развальцовкой трубы, если у материала последней предел текучести много выше, чем у решетки. На практике это часто подтверждается при развальцовке неотожженных труб.

Рассмотрение кривых остаточных напряжений, представленных на рис. 2, позволяет сделать вывод, что использование для трубных решеток материала с более высокими механическими характеристиками, чем материала труб, не имеет особых преимуществ по сравнению с употреблением для труб и трубных решеток материала с одинаковыми механическими свойствами. В то же время, если материал трубной решетки по прочности значительно ниже, чем материал трубы, лучшие результаты можно получить, используя для трубной решетки материал с повышенной прочностью (твердостью). Так, например, при одинаковых механических свойствах материалов трубы и решетки и отношении $\frac{r_n}{r_b} = 1,2$ остаточное радиальное напряжение на контактной поверхности соединения равно $\sigma_r^0 = 0,175 \sigma_T$ (рис. 3); если предел текучести материала решетки будет в два раза меньше, чем материала трубы ($\sigma'_T = 0,5 \sigma_T$), то значение остаточного напряжения уменьшится до $\sigma_r^0 = 0,098 \sigma_T$. Таким образом, во втором случае мы имеем снижение остаточных радиальных напряжений более чем на 40 %.

Эти выводы подтверждены нами при экспериментальном определении прочности вальцовочных соединений котельных труб по отношению к аксиальным нагрузкам. Так, опыты, проводившиеся на образцах соединений „труба—диск“, в которых труба и диск были изготовлены из малоуглеродистой стали, показали, что увеличение предела текучести материала диска ведет к повышению прочности соеди-

нения. При этом повышение прочности заметно сказывается, пока разница в пределах текучести у материалов трубы и диска не превышает 20%; дальнейшее повышение предела текучести (твердости) материала диска не оказывает существенного влияния на прочность развальцовки.

Выводы

Наиболее высокую эффективность от вальцовочного соединения, выполненного из стальных деталей, можно получить, используя для трубной решетки материал с несколько большей прочностью, чем материал труб. Различие в механических свойствах у материалов элементов соединения в этом случае нецелесообразно иметь: по пределу текучести—более 20 %, по твердости—более 15 Нв.

Рекомендуемое сочетание механических свойств у материалов деталей соединения, наряду с обеспечением высокой прочности и эксплуатационной надежности развальцовки, предохраняет трубную решетку от повышенной пластической деформации (наклепа) при развальцовке труб.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гликман Л. А., Степанов В. А. Остаточные напряжения при развальцовке. "Советское котлотурбостроение". № 5, 1948.
2. Ильюшин А. А. Пластичность, М.-Л., Гостехиздат, 1943.
3. Надаи А. Пластичность, ОНТИ, НКТП, СССР, 1936.
4. Нечаев Д. К. Исследование прочности вальцовочных соединений стальных труб, Известия СОАН СССР, № 11, 1958.

