

К РАСЧЕТУ

ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРУБ

КОРСИС ПЛЮС

Илья Ермолаев, Игорь Гвоздев
НТЦ «Пластик»

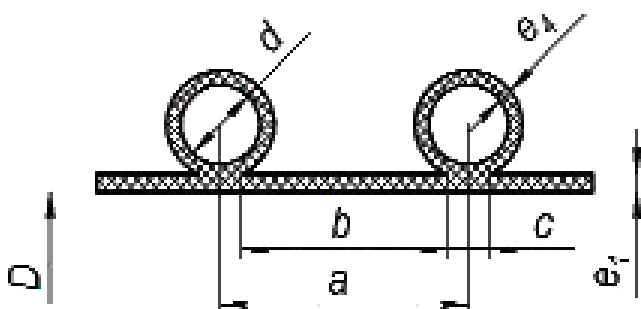
Основное назначение труб КОРСИС ПЛЮС – строительство безнапорных подземных сетей хозяйственно-бытовой канализации и систем водоотведения (безнапорной и ливневой канализации, водостоков). Расчет прочностных характеристик этих труб осуществляется в первую очередь с целью определения кольцевой жесткости и классификации по нормированному значению SN, ответственных за способность труб выдерживать внешние нагрузки, воздействующие на трубу при ее укладке в траншею.

Однако в ряде случаев канализационные трубы могут работать при условии нагружения внутренним давлением, возникающим под действием гидростатического давления в безнапорных системах канализации или при использовании их в малонапорной канализации. В этих случаях необходимо проводить расчет с целью определения допустимого рабочего давления.

Расчетная схема

В нижеприведенных расчетах рассматривается профиль стенки трубы, показанный на рис. 1.

Рис. 1



Принятые обозначения:

D – внутренний диаметр трубы;

e_1 – толщина оболочки трубы;

d – внутренний диаметр ребра (средний диаметр опорного шланга);

e_4 – толщина стенки ребра;

a – шаг между ребрами;

b – длина оболочки между ребрами.

Величину b примем равную:

$$b = a - \frac{d + 2 \cdot d_4}{2}$$

отсюда длина места приварки ребра к оболочке будет равна:

$$c = a - b.$$

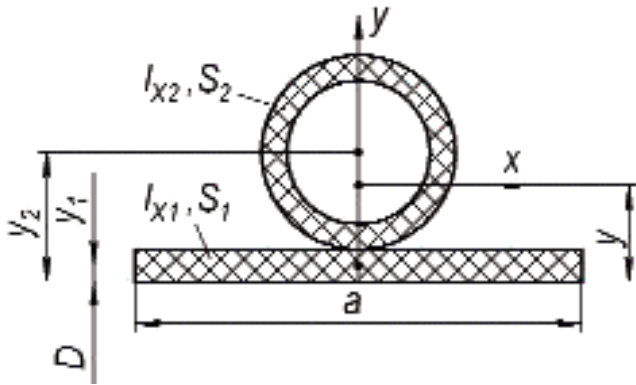
Указанный профиль не учитывает возможные отклонения в форме и геометрии. Однако проведенный предварительный анализ показал, что реальные отклонения от него, возникающие в процессе производства, не оказывают существенного влияния на прочностные характеристики труб.

Определение кольцевой жесткости труб

При расчете кольцевой жесткости трубы необходимо знание некоторых характеристик поперечного сечения, зависящих от его размеров, конфигурации и упругих свойств материала.

К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения, кроме площади, относится также момент инерции. Кроме знания самих величин геометрических характеристик поперечного сечения, в расчетах обычно требуется отыскать положение осей поперечного сечения, относительно которых осевые моменты инерции принимают экстремальные значения (так называемые главные оси инерции и

Рис. 2



соответствующие им главные моменты инерции). В случае, когда главные оси проходят через центр тяжести, они называются главными центральными осями. Рассмотрим элемент стенки трубы шириной a (рис. 2):

Данный элемент имеет сложное очертание, состоящее из двух простых фигур (прямоугольник и кольцо). Поэтому определение кольцевой жесткости данного профиля предусматривает несколько этапов:

1) Вычисление моментов инерции I_{xi} и площадей S_i простых фигур относительно их центра тяжести и положение самих центров тяжести y_i :

– для прямоугольника:

$$I_{x1} = \frac{a \cdot e_1^3}{12};$$

$$S_1 = a \cdot e_1;$$

$$y_1 = \frac{e_1}{2};$$

– для кольца:

$$I_{x2} = \frac{\pi \cdot ((d + 2 \cdot e_1)^4 - d^4)}{64};$$

$$S_2 = \pi \cdot (d + e_1) \cdot e_1;$$

$$y_2 = e_1 + \frac{d}{2} + e_1.$$

2) Определение положения центра тяжести сложной фигуры:

$$y = \frac{1}{\sum S_i} \cdot \sum S_i \cdot y_i = \frac{S_1 \cdot y_1 + S_2 \cdot y_2}{S_1 + S_2}$$

3) Нахождение момента инерции сложной фигуры относительно центра тяжести y :

$$I_x = \sum_{i=1}^n (I_{xi} + (y - y_i)^2 \cdot S_i) = (I_{x1} + (y - y_1)^2 \cdot S_1) + (I_{x2} + (y - y_2)^2 \cdot S_2);$$

4) Определение кольцевой жесткости трубы

$$SN = \frac{E_s \cdot I_x}{a \cdot (D + 2 \cdot y)^3};$$

Расчет допускаемого внутреннего давления

Так как данная конструкция трубы отличается от гладкой наличием ребра жесткости, то при расчете рабочего давления необходимо учитывать влияние ребра. Исходя из этого, можно выделить два предельных случая:

1) Когда жесткость ребра меньше или равна жесткости оболочки, то есть под действием внутреннего давления происходит согласованная деформация оболочки и ребра. В этом случае рабочее давление можно определить по формуле:

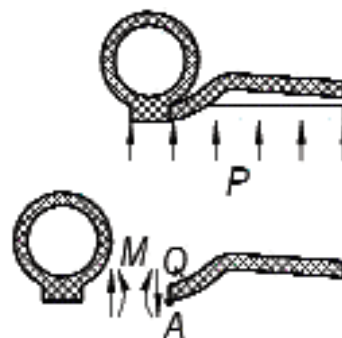
$$P_1 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot e_1}{D + e_1} + \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot S_2}{a \cdot (D + 2 \cdot y_2)} \tag{1}$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Первое слагаемое в формуле – это давление, воспринимаемое оболочкой трубы, второе слагаемое – давление, воспринимаемое ребром.

2) В случае большей жесткости ребра или соответственно большего шага между ребрами, под действием внутреннего давления радиус трубы увеличится везде, кроме зоны под ребром с. И в этом случае при расчете должны быть учтены момент и сдвиговые усилия, возникающие в месте приварки оболочки к ребру – точке А (рис. 3).

Рис. 3



Для этого случая рабочее давление рассчитывается по формуле:

$$P_2 = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot e_1}{D + e_1} \cdot \frac{2 + \frac{b^2}{D \cdot e_1}}{1 + \frac{b^2}{D \cdot e_1}} \tag{2}$$

Минимальное давление из этих двух можно считать рабочим.

Также при малых толщинах оболочки могут возникнуть большие осевые напряжения, превышающие допустимые, проверка которых должна быть проведена по формуле:

$$\sigma = \frac{D^2 \cdot P}{4 \cdot (D + e_1) \cdot e_1} \leq [\sigma] \tag{3}$$

Рассмотрим пример.

Труба D = 600 мм ПЭ 100.

e₄ = 5 мм, d = 50,8 мм, a = 140 мм.

Рабочие давления для данной трубы в зависимости от толщины оболочки e₁ показаны на графике (рис. 4).

На графике видно, что при малых толщинах стенок жесткость ребра будет оказывать воздействие на прочность оболочки. При возрастании толщины оболочки происходит согласованная деформация оболочки и ребра.

На основе изложенного принципа расчета разработана компьютерная программа, позволяющая производить необходимые расчеты и оптимизировать конструкцию профиля трубы по весу погонного метра с выбором оптимальных значений SN и рабочего давления.

Проверка расчетов кольцевой жесткости в сопоставлении с полученной в процессе испытания дает достаточно хорошее совпадение (табл. 1).

Рабочее давление может быть рассчитано исходя из допускаемого напряжения 8,0 МПа для ПЭ 100 и 6,3 МПа для ПЭ 80.

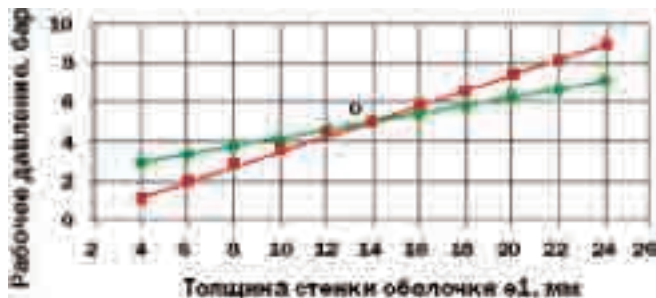
До получения надежных данных по длительной прочности напорных труб оценка рабочего давления может быть выполнена по разрывному давлению с использованием в качестве допускаемого напряжения предела текучести, скорректированного по скорости роста давления.

Одновременно такие испытания дадут ответ по надежности прочностных характеристик отдельных

Табл. 1. Сопоставление расчетных и экспериментальных величин кольцевой жесткости труб КОРСИС ПЛЮС диаметром 1400 мм

| d x a | e ₁ | e ₄ | SN | |
|----------|----------------|----------------|--------|--------|
| | | | Расчет | Экспер |
| 70 x 140 | 8 | 5 | 4,1 | 4,3 |
| 70 x 140 | 10 | 6 | 5,3 | 5,7 |
| 70 x 140 | 11 | 7 | 6,4 | 6,5 |
| 70 x 140 | 9 | 8 | 6,6 | 6,7 |
| 70 x 120 | 10 | 9 | 8,5 | 8,4 |

Рис. 4. Влияние толщины оболочки трубы на рабочее давление труб КОРСИС ПЛЮС.



элементов трубы (сварка профилей) и соединительных деталей трубопровода.

