

дятся посредством устройств активной виброзащиты, актюаторов, которые обеспечивают управляемое изменение инерционных, жесткостных и диссипативных характеристики как отдельных элементов, так и системы в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Лончих, П.А. Динамическое моделирование сложных механических систем // Вестник ИрГТУ. – 2002. № 12. – С. 128 – 134.
2. Кудинов, В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1969. – 359 с.
3. Лончих, П.А. Обеспечение качества, анализ динамических параметров и диагностика технического состояния оборудования технологических систем // Вестник ИрГТУ. – 2003. № 3. – С. 30 – 35 с.
4. Аршанский, М.М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках. – М.: Машиностроение, 1988. – 136 с.
5. Барков, И.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования. Учебн. Пособие, Спб.: изд-во ЦЕНТР СПб МТУ, 2003. – 160 с.
6. Вавилов, А.А., Солодовников, А.И. Экспериментальное определение частотных характеристик. – М.: Госэнергоиздат, 1963. – 252 с.
7. Виброанализатор СД-21. Руководство по эксплуатации КНТЮ.411711.035.РЭ. – СПб.: ООО Ассоциация ВАСТ, 2012 – 113 с.
8. Айзенберг, Я.М. Адаптивные системы сейсмической защиты сооружений. – М.: Наука, 1978. – 248 с. Расчеты и испытания на прочность. Метод расчета колебаний сложных пространственных конструкций в области низших форм колебаний. Методические рекомендации МРН-82. – М.: ВНИИНМАШ, 1982. – 144 с.

УДК 539.3/8

Хмелев А.А., Реут Л.Е., Сидоров В.А.

### СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ДЕФОРМАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ТРУБ ИЗ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ПЛОСКОГО И ЛИНЕЙНОГО НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

*Белорусский национальный технический университет*

*Минск, Беларусь*

Тонкостенные трубы как элементы инженерных конструкций в зависимости от своего назначения изготавливаются из различных материалов и работают в условиях как линейного, так и плоского напряженного состояния, что определяется схемой нагружения, а также конструкцией и жесткостью трубы. Если тонкостенная труба рассматривается как пустотелый стержень, она работает, в основном, на растяжение или сжатия и находится в одноосном напряженном состоянии. Если труба служит для транспортировки сжатых жидкостей и газов, она испытывает продольные и окружные деформации и работает в условиях двухосного напряженного состояния. Часто в конструкциях используются гибкие трубопроводы, выполненные из эластичных материалов с текстильным или нитяным каркасом и служащие для подачи под давлением жидкостей или газов (резиновые рукава, шланги и т.д.). Стенки этих сосудов работают только в условиях плоского напряженного состояния.

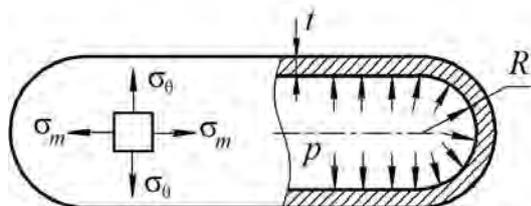


Рис. 1. Расчетная схема трубы как сосуда давления

Рассмотрим условия работы тонкостенного сосуда, представленного на рис. 1, и исследуем напряженное и деформированное состояние его стенок для данной схемы нагружения. Проведем сравнительный анализ полученных результатов для двух вариантов изготовления – для металлической и резиновой трубы.

Данная расчетная схема соответствует условиям работы водопровода, газопровода, парового котла, шины автомобиля и т.д.

По мере роста внутреннего давления  $p$  (рис. 1) конструкция может выйти из строя по одному из двух вариантов разрушения: либо в результате образования продольной трещины, либо путем отрыва по поперечному кольцевому сечению, хотя последнее возможно только в случае стыкового соединения двух труб (например, сварным швом или другим способом) при недостаточной прочности самого соединения. Исследуем варианты разрушений для металлических и резиновых тонкостенных оболочек.

Вырежем в стенке трубы бесконечно малый плоский элемент, по граням которого в соответствии с расчетной схемой действуют следующие напряжения (рис. 1): растягивающее окружное  $\sigma_{\Theta}$  и растягивающее осевое (меридиональное)  $\sigma_m$ . Напряжение, перпендикулярное к стенке сосуда, изменяющееся от нуля на внешней поверхности до значения  $p$  на внутренней, весьма мало и в расчетах на прочность не рассматривается [1].

Из механики материалов известно [1,2], что в цилиндрических оболочках окружное и осевое и, как видно из выражений (1), напряжение  $\sigma_{\Theta}$  по величине в два раза больше  $\sigma_m$ :

$$\sigma_{\Theta} = pR/t. \quad (1)$$

Согласно теории напряженного состояния эти напряжения являются главными нормальными напряжениями и, являясь оба растягивающими, обозначаются как  $\sigma_1 = \sigma_{\Theta}$  и  $\sigma_2 = \sigma_m$ , при этом  $\sigma_1 = 2\sigma_2$ . Так как  $\sigma_3 = 0$ , в точках цилиндрической оболочки имеет место плоское напряженное состояние.

Исследуем особенности этого состояния и проведем сравнительный анализ для стальной и резиновой трубы, используя обобщенный закон Гука:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2); \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1), \end{cases} \quad (2)$$

где  $\varepsilon_1$  и  $\varepsilon_2$  – относительные удлинения стенки трубы по направлению действия главных напряжений  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  соответственно;  $E$  – модуль Юнга, МПа;  $\mu$  – коэффициент Пуассона материала.

Принимая для стального материала  $\mu = 0,3$  и учитывая, что  $\sigma_1 = 2\sigma_2$ , на основании уравнений (2) получаем деформации, равные:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2) = \frac{1}{E}(\sigma_1 - 0,3 \cdot 0,5\sigma_1) = \frac{0,85\sigma_1}{E}; \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1) = \frac{1}{E}(0,5\sigma_1 - 0,3 \cdot \sigma_1) = \frac{0,2\sigma_1}{E}. \end{cases} \quad (3)$$

Из уравнений (3) следует, что при действующем внутреннем давлении  $p$  окружная деформация  $\varepsilon_1$  в 4,25 раза больше продольной  $\varepsilon_2$ , что и определяет характер разрушения в виде продольной трещины. Поэтому именно окружное напряжение представляет опасность для прочности элемента и выступает как предельное. На основании III-ей теории прочности условием прочности для металлической трубы является выражение

$$\sigma_{ЭКВ}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 = p \frac{R}{t} \leq [\sigma]. \quad (4)$$

В случае, если бы данная труба выполняла роль пустотелого стержня, работающего на растяжение, тогда опасным для нее являлось бы осевое напряжение по направлению силы, и возникающая продольная деформации определялась бы по закону Гука как для линейного напряженного состояния:

$$\varepsilon = \frac{[\sigma]}{E}. \quad (5)$$

Рассмотрим деформации, возникающие в резиновой трубе. Резиновые материалы по своей реологии относятся к эластомерам, основной особенностью которых является их несжимаемость, т.е. способность при упругом деформировании сохранять свой объем. По сути, они ведут себя как высоковязкие жидкости и имеют коэффициент Пуассона, равный 0,5. На основании выражений (2) определяем деформации резиновой трубы:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2) = \frac{1}{E}(\sigma_1 - 0,5 \cdot 0,5\sigma_1) = \frac{0,75\sigma_1}{E}; \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1) = \frac{1}{E}(0,5\sigma_1 - 0,3 \cdot \sigma_1) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Полученные выражения (6) показывают, что под действием внутреннего давления резиновая оболочка не получает продольных деформаций ( $\varepsilon_2 = 0$ ) и для нее, также как и для металлической трубы, опасными являются окружные деформации, приводящие к появлению продольных трещин и возможному их раскрытию.

Таким образом, общей проблемой для тонкостенных труб, работающих в условиях заданной схемы (рис. 1), является разрушение стенок вдоль оси, т.е. появление и развитие продольных трещин. Для сохранения целостности оболочки и обеспечения безопасности ее работы необходимо применять конструктивные меры для укрепления ее стенок, например, радиальное армирование. Так, для предупреждения предельного деформирования и разрушения резиновых труб их стенки укрепляют спирально расположенным ниточным или тканевым каркасом. В то же время, отсутствие продольного удлинения в резиновых оболочках от действующего внутреннего давления позволяет, например, применять бескамерные шины для автомобилей, в которых окружные деформации, способные привести к разрушению, ограничиваются жесткой ступицей диска, к которому внутреннее давление плотно прижимает стенку шины.

Рассмотренные выше принципы работы тонкостенных сосудов сохраняются и для природных конструкций. Так, например, кровеносные сосуды человека и животных работают по той же силовой схеме, находясь под действием внутреннего кровяного давления. Как любые эластичные материалы, сосуды имеют  $\mu = 0,5$ . Поэтому если бы кровеносный сосуд, расположенный, например, в ноге человека и имеющий диаметр 8 мм, под действием внутреннего давления получал продольные деформации, он удлинился бы, как показывают расчеты, примерно на 10 мм, стремясь «выйти» за пределы тела. Но так как сосуд работает в условиях плоского напряженного состояния, то на основании уравнений (6) при повышении кровяного давления он увеличивает только свой диаметр, не изменяя длину и оставаясь внутри тела, хотя и для него сохраняется опасность продольного разрыва. Таким образом, природные конструкции также работают по законам механики материалов.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Татур Г.К. Общий курс сопротивления материалов. – Мн., Вышэйшая школа, 1974. – 462 с.
2. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. – М., Высшая школа, 1989. – 623 с.