

DOI: 10.15593/2224-9877/2015.3.02

УДК 621.7-4

А.В. Кулагин

Удмуртский государственный университет, г. Ижевск, Россия

НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГАБАРИТНО-МАССОВОГО ПОДХОДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРУБ НЕКРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

Предлагается графоаналитический способ оценки габаритно-массовых характеристик труб по назначению в зависимости от прикладываемой внешней сосредоточенной периодически неповторяющейся нагрузки – силы изгибающего или крутящего момента. Рассматриваются некоторые аспекты предварительной оценки прочности толстостенной и тонкостенной труб на основе предлагаемого подхода. Используется метод оценки сопротивления материала сечения трубы некруглого внешнего профиля из условия прочности в опасном сечении. По результатам расчета построена графическая зависимость относительного момента сопротивления сечения изгибу от относительной толщины как круглого, так и некруглого поперечного сечения, которую можно применить для дальнейшего проектирования или технологической обработки переменного профиля по длине труб. Предлагаются некоторые рекомендации для дальнейшего исследования конструктивной прочности труб, работающих в тяжелых условиях нагружения или испытывающих резкое однократное повышение внутреннего давления, с использованием данных о габаритно-массовых характеристиках. Проводится сравнительный анализ оценки действия внутреннего давления на стенку трубы по нормали к ее продольной оси по наиболее часто применяемым для расчетов теориям наибольших линейных деформаций, наибольших касательных напряжений, удельной энергии формоизменения относительно коэффициента запаса прочности.

Ключевые слова: толстостенная труба, тонкостенная труба, габаритно-массовые характеристики, внешняя нагрузка, балка, грузоподъемность, запас прочности, надежность.

A.V. Kulagin

Udmurt State University, Izhevsk, Russian Federation

SOME FEATURES DIMENSIONS AND MASS APPROACH FOR THE STUDY OF NONCIRCULAR PIPE CROSS-SECTIONAL

Proposed graph-analytical method for evaluating overall and mass characteristics of pipes intended, depending on the applied external periodically recurring concentrated load-bending forces or torque. Some aspects of a preliminary assessment of the strength of thick-walled and thin-walled pipes on the basis of the proposed approach. Used method for assessing the resistance of the material of non-circular section of the pipe, the external profile of the conditions of strength in the dangerous section. According to the calculation results constructed a graph of the relative section modulus to bending of the relative thickness of both circular and noncircular cross section that can be applied for further design or processing variable profile along the length of the tubes. We offer some suggestions for further study the structural strength of the pipe, heavy duty load or experiencing a sharp increase in internal pressure once using data on the dimensions and weight characteristics. A comparative analysis

of the evaluation of the effect of the internal pressure in the pipe wall is normal to the longitudinal axis of the most frequently used for the calculation of the greatest theories of linear deformation, the largest shear stresses, the specific energy of forming relative safety factor.

Keywords: thick-walled pipe, thin-walled pipe, weight-dimension characteristics, external loading, beam, loading capacity, margin of safety, reliability.

Оценка напряженно-деформированного состояния труб некруглого поперечного сечения для различных условий нагружения и режимов эксплуатации достаточно точно решается при помощи метода конечных элементов [1, 2]. Однако для толстостенных с переменной по длине толщиной (стволы артиллерийского вооружения) [3, 4] и тонкостенных (трубы для транспортировки газа или нефти) труб нет единого подхода при определении их геометрии во взаимосвязи с внешними нагрузками и массой [5].

Попытаемся вывести такую закономерность в первом приближении, учитывая, что труба испытывает преимущественно изгиб, что характерно для работы балки на плоский поперечный изгиб при следующих допущениях:

- 1) материал балки однороден и изотропен;
- 2) внутреннее давление постоянно, поэтому для упрощения решения считаем сечение сплошным;
- 3) вес трубы не учитываем;
- 4) требования по обеспечению ресурса не учитываем;
- 5) задача решается в статической постановке;
- 6) труба при нагружении не испытывает нагрева.

Рассмотрим типичную схему нагружения, когда балка закреплена одним концом, а к другому приложена вертикальная сила P . Сечение балки – квадрат, диагональ которого расположена вертикально (рис. 1). На какую величину нужно срезать вершины квадрата, расположенные вертикально, чтобы балка выдержала как можно большее значение силы P ? Ответ необходимо дать в виде диаграммы изменения размеров $U = f(a)$.

Для опасного сечения в заделке балки изгибающий момент имеет максимальное значение $M_{\max} = Pl$, а условие прочности запишется следующим образом:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma].$$

При расчете на грузоподъемность с учетом приведенного выше выражения для момента получим формулу для силы P :

$$P \leq \frac{W_x [\sigma]}{l}.$$

Из формулы следует, что сила P прямо пропорциональна моменту сопротивления изгибу W_x . Следовательно, наибольшее значение силы будет при наибольшем моменте сопротивления (для постоянных $[\sigma]$ и l). В общем случае момент сопротивления изгибу

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}},$$

где $y_{\max} = \frac{a}{\sqrt{2}} - U$ – максимальное расстояние от нейтральной линии (оси x) до наиболее удаленной точки сечения (рис. 2).

Момент инерции сечения балки найдем как разность между моментом инерции квадрата и моментами инерции двух треугольников, представляющих срезанные вершины квадрата:

$$I_x = I_{x \text{ кв}} - 2I_{x \text{ тр}},$$

где $I_{x \text{ кв}} = \frac{a^4}{12}$ – табличный момент инерции квадрата, поставленного на ребро, относительно оси x ; $I_{x \text{ тр}} = I_{x_1 \text{ тр}} + A_{\text{тр}} y_{C \text{ тр}}^2$ – момент инерции треугольника относительно оси x , $I_{x_1 \text{ тр}} = \frac{2U \cdot U^3}{36}$ – табличный момент инерции треугольника относительно оси x_1 , $A_{\text{тр}} = \frac{2U \cdot U}{2} = U^2$ – требуемая площадь треугольника, $y_{C \text{ тр}} = \frac{a}{\sqrt{2}} - \frac{2}{3}U$ – расстояние от центра тяжести треугольника до оси x .

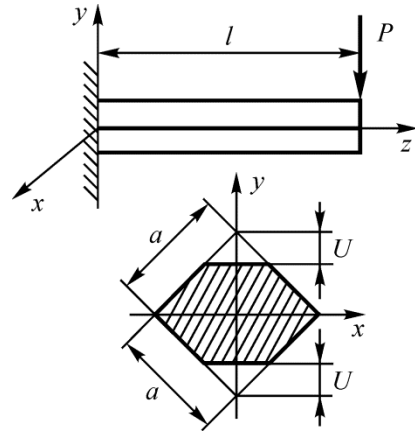


Рис. 1. Расчетная схема профилированной балки

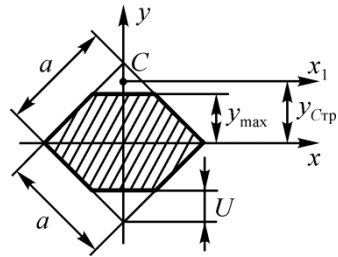


Рис. 2. Поперечное сечение профилированной балки

Следовательно, момент инерции сечения балки и момент сопротивления изгибу составят

$$I_x = \frac{a^4}{12} - 2 \left[\frac{U^4}{18} + U^2 \left(\frac{a}{\sqrt{2}} - \frac{2}{3}U \right)^2 \right],$$

$$W_x = \frac{\frac{a^4}{12} - 2 \left[\frac{U^4}{18} + U^2 \left(\frac{a}{\sqrt{2}} - \frac{2}{3}U \right)^2 \right]}{\frac{a}{\sqrt{2}} - U}.$$

Для нескольких фиксированных значений ($a = 1; 5; 10$ см) на основе полученной формулы W_x построим графики зависимостей $W_x(U/a)$ (рис. 3).

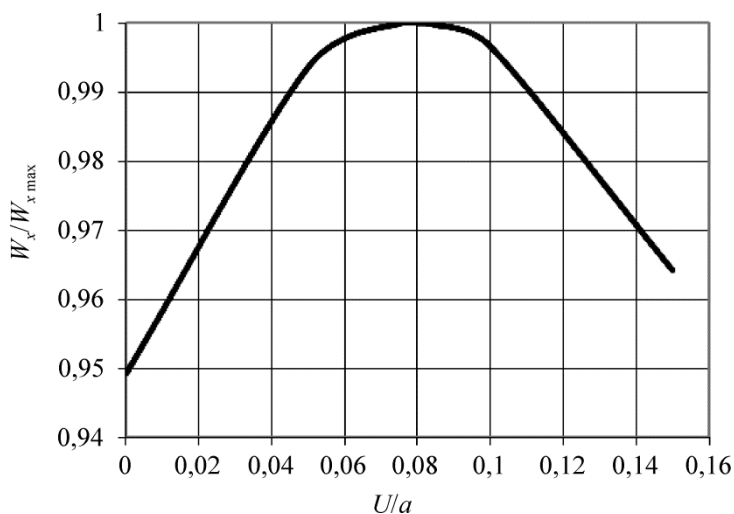


Рис. 3. Графическая интерпретация относительного момента сопротивления сечения изгибу в зависимости от относительной толщины сечения

Как следует из рис. 3, графики совпадают и имеют максимум при относительном значении $U/a = 0,08$ независимо от конкретного значения размера a .

Далее можно перейти, например, к вопросу о подборе весовых характеристик труб, что очень важно для толстостенной трубы, учитывая, что масса трубы определяется: начальной скоростью движения газа или жидкости, максимальным давлением в трубе, прочностью стали

и коэффициентом запаса прочности. Стандартные требования по скорости, давлению и прочности позволяют конструктору варьировать лишь запас прочности [3, 6].

Сравним результаты вычислений допустимых давлений по работе [3]:

$$\begin{aligned}n\bar{p}_{II} &= \frac{2}{3} \frac{(a_r^2 - 1)}{(2a_r^2 + 1)}, \\n\bar{p}_{III} &= \frac{a_r^2 - 1}{2a_r^2 - 1}, \\n\bar{p}_{IV} &= \frac{a_r^2 - 1}{\sqrt{3a_r^2 + 1}},\end{aligned}\tag{1}$$

где n – коэффициент запаса прочности к соответствующей теории прочности (наибольших линейных деформаций, наибольших касательных напряжений, удельной энергии формоизменения); $\bar{p} = \frac{p}{\sigma_s}$ – без-

размерные давления; $a_r = \frac{r_2}{r_1}$ – безразмерный радиус трубы.

Для тонкостенной трубы вопрос весовых характеристик не столь важен, как в предыдущем случае, поэтому здесь можно воспользоваться основным уравнением безмоментной теории оболочек – уравнением Лапласа, которое имеет следующий вид:

$$\sigma_t + \frac{\sigma_s}{a} = \frac{p}{\delta/r_1},\tag{2}$$

где σ_t – окружные напряжения; σ_s – меридиональные напряжения; δ – толщина оболочки.

Используя зависимости (1) или (2), по рис. 3 уточняем некруглый профиль трубы, и если внешний контур отличается от рассматриваемого случая, то необходимо пересчитать экстремум на графике, т.е. вероятно некоторое смещение по оси абсцисс.

Однако этот график принципиально отличаться от приведенного выше не будет. Параллельно решают и задачу обеспечения прочности, жесткости [7], надежности труб, работающих на инженерных объектах в различных нагрузочных режимах [8–10].

Таким образом, предлагаемый способ оценки габаритно-массовых характеристик труб сложной конфигурации с учетом действия внешней нагрузки можно использовать как базовый, но необходима экспериментальная проверка на опытных образцах.

Список литературы

1. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 318 с.
2. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
3. Ларман Э.К. Курс артиллерии. Т. I. Основания устройства артиллерийских орудий. – М.: Оборонгиз, 1956. – 540 с.
4. Орлов Б.В., Ларман Э.К., Маликов В.Г. Устройство и проектирование стволов артиллерийских орудий. – М.: Машиностроение, 1976. – 432 с.
5. Коршак А.А., Нечваль А.М. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов. – СПб.: Недра, 2008. – 488 с.
6. Кулагин А.В., Дородов П.В. О запасе прочности и оценке надежности узлов металлоконструкций [Электронный ресурс] // Инженерный вестник Дона. – 2012. – № 2. – URL: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2012/810> (дата обращения: 15.05.2015).
7. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 561 с.
8. Кубарев А.И. Надежность в машиностроении. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 264 с.
9. Надежность технических систем и техногенный риск: учеб. пособие / В.А. Акимов, В.Л. Лапин, В.М. Попов [и др.]. – М.: Деловой экспресс, 2002. – 367 с.
10. Лисунов Е.А. Практикум по надежности технических систем: учеб. пособие. – М.: Лань, 2015. – 240 с.

References

1. Zenkevich O. Metod konechnykh elementov v tekhnike [The finite element method in the art]. Moscow: Mir, 1975. 318 p.
2. Segerlind L. Primenenie metoda konechnykh elementov [Application of Finite Element Method]. Moscow: Mir, 1979. 392 p.

3. Larman E.K. Kurs artillerii. Osnovaniia ustroystva artilleriyskikh orudiy [Course of artillery. Grounds for artillery unit]. Moscow: Oborongiz, 1956. Vol. 1. 540 p.

4. Orlov B.V., Larman E.K., Malikov V.G. Ustroistvo i proektirovanie stvolov artilleriiskikh orudii [Design and engineering trunks artillery]. Moscow: Mashinostroenie, 1976. 432 p.

5. Korshak A.A., Nechval' A.M. Proektirovanie i ekspluatatsiia gazonefteprovodov [Design and operation of oil and gas pipelines]. Saint Petersburg: Nedra, 2008. 488 p.

6. Kulagin A.V., Dorodov P.V. O zapase prochnosti i otsenke nadezhnosti uzlov metallokonstruktsii [On the margin of safety and reliability assessment of steel structures knots]. *Inzhenernyi vestnik Dona*, 2012, no. 2, available at: <http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n2y2012/810> (accessed 15 May 2015).

7. Birger I.A., Mavliutov R.R. Soprotivlenie materialov [Strength of Materials]. Moscow: Nauka, 1986. 561 p.

8. Kubarev A.I. Nadezhnost' v mashinostroenii [Reliability engineering]. Moscow: Izdatel'stvo standartov, 1989. 264 p.

9. Akimov V.A., Lapin V.L., Popov V.M. Nadezhnost' tekhnicheskikh sistem i tekhnogennyi risk [The reliability of technical systems and technological risks]. Moscow: Delovoi ekspres, 2002. 367 p.

10. Lisunov E.A. Praktikum po nadezhnosti tekhnicheskikh sistem: uchebnoe posobie [Workshop on the reliability of technical systems 6 tutorial.]. Moscow: Lan', 2015. 240 p.

Получено 29.06.2015

Об авторе

Кулагин Андрей Владимирович (Ижевск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Защита в чрезвычайных ситуациях и управление рисками» Удмуртского государственного университета; e-mail: rekfuby2@rambler.ru.

About the author

Andrei V. Kulagin (Izhevsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department “Protection in Emergency Situations and Risk Management”, Udmurt State University; e-mail: rekfuby2@rambler.ru.