

УДК 620.172.2.084

А.Ф. Дащенко, д-р техн. наук, проф.,
Ю.А. Козинская, специалист,
Одес. нац. политехн. ун-т,
А.С. Лимаренко, бакалавр,
Одес. гос. акад. техн. регулирования и качества

МЕТОДИКА РАСЧЕТА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА СИЛОИЗМЕРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА

О.Ф. Дащенко, Ю.А. Козинская, А.С. Лимаренко. Методика розрахунку пружного елемента сило-вимірювального пристрою. Розглянуто основні питання проектування пружних елементів силовимірювальних датчиків для вимірювання механічних величин. Розроблено структуру та зроблено висновки щодо раціональної форми пружного елемента на підставі аналізу його напружено-деформованого стану. Запропоновано методику розрахунку пружних елементів, яка дозволяє проектувати конструкції силовимірювальних пристроїв при зміні навантажень в широкому діапазоні.

Ключові слова: датчик, пружний елемент, напружено-деформований стан, теорія пружності.

А.Ф. Дащенко, Ю.А. Козинская, А.С. Лимаренко. Методика расчета упругого элемента силоизмерительного устройства. Рассмотрены основные вопросы проектирования упругих элементов силоизмерительных датчиков для измерения механических величин. Разработана структура и сделаны выводы о рациональной форме упругого элемента на основании анализа его напряженно-деформированного состояния. Предложена методика расчета упругих элементов, позволяющая проектировать конструкции силоизмерительных устройств при изменении нагрузок в широком диапазоне.

Ключевые слова: датчик, упругий элемент, напряженно-деформированное состояние, теория упругости.

A.F. Dashchenko, Ju.A. Kozinskaya, A.S. Limarenko. Methods of calculating the resilient element of a force measure device. The paper describes the main design issues of the elastic elements of force measuring sensors for mechanical quantities. The structure is developed and conclusions on the rational form of the elastic element are drawn based on the analysis of its stress-strain state. The methods of calculating the elastic elements for the design of structures of force measuring devices, when changing loads in a wide range, are proposed.

Keywords: sensor, elastic element, stress-strain state, theory of elasticity.

Широкая автоматизация и повышение эффективности производственных процессов неуклонно ведут к росту технических требований к силоизмерительным приборам, ответственную роль в которых выполняют упругие чувствительные элементы, воспринимающие измеряемую величину. Область применения силоизмерительных устройств определяется чувствительностью и точностью преобразования упругим элементом деформации в электрический сигнал. Рост требований к силоизмерителям и, в первую очередь, к их метрологическим характеристикам, делает актуальной проблему повышения качества, снижения материалоемкости, обеспечения необходимых прочности, жесткости и точности для вновь разрабатываемых упругих элементов систем силоизмерения.

Трудность решения такой задачи заключается в том, что упругий элемент имеет сложную геометрическую форму, а это требует особого подхода к оценке напряженно-деформированного состояния [1]. Поэтому разработка методики расчета напряженного и деформированного состояния упругих элементов для широкого диапазона измеряемых нагрузок является актуальной задачей.

Упругий элемент силоизмерительных датчиков в общем виде состоит из кольцевой плиты 1 линейно-переменной толщины, сочлененной по внутреннему контуру с кольцевым ребром 2 и цилиндрической оболочкой 3 (рис. 1). Опираение упругого элемента в корпусе силоизмерителя

производится свободно по наружному контуру. Свобода перемещения этого контура при деформации достигается за счет требуемых конструктивных и технологических решений.

Ребро служит для осуществления возможности расположения винтовых преобразователей в зоне высоких относительных тангенциальных деформаций. В результате повышается чувствительность датчика и снижается его погрешность. Оболочка служит для передачи плите измеряемого усилия.

Соотношение размеров составных частей упругого элемента совершенно естественно влияет на ряд метрологических параметров и их прочность. Так, меняя размеры даже в пределах одного габарита, оказывается возможным получить упругие элементы различной чувствительности. Однако, как показывают исследования, принципиально возможно изготовить множество датчиков равной чувствительности с равными габаритными размерами, варьируя местом расположения тензорезисторов и соотношениями некоторых внутренних размеров.

В ходе исследований был решен вопрос о месте расположения тензорезисторов — в зоне наиболее высоких относительных деформаций. Такое расположение дает возможность сконструировать упругий элемент, в котором напряжения будут наибольшими под тензопреобразователями. Величина этих напряжений лимитируется метрологическими характеристиками датчика и допускается относительно небольшой. В результате обеспечивается прочность упругого элемента, а также отсутствие в его теле перенапряжений, влекущих за собой проявления упругих несовершенств металла, которые определяют дополнительные составляющие основной погрешности.

Зона высоких деформаций в теле упругого элемента находится в области сочленения внутреннего контура с оболочкой и может несколько перемещаться в зависимости от жесткости последней. Здесь следует расположить концентрическое ребро для навивки преобразователей. Однако, учитывая технологические соображения, приходится исполнять ребро слитно с оболочкой, принося в жертву симметрию его деформации относительно нейтральной плоскости.

Исходя из указанных рассуждений и была разработана структура упругого элемента, схематически изображенного на рисунке 1.

Некоторые выводы о рациональной форме упругого элемента удалось сделать, рассматривая качественно его напряженное состояние.

Прочность упругого элемента определяется совокупным действием трех главных нормальных напряжений σ_z , σ_t , и σ_r (рис. 2).

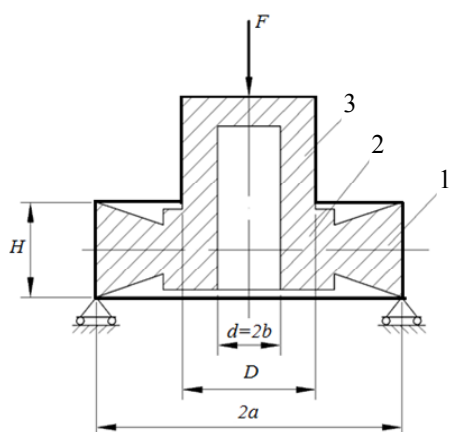


Рис. 1. Расчетная схема упругого элемента сило-измерительного датчика

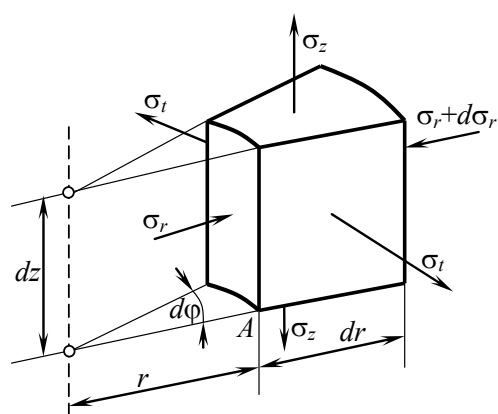


Рис. 2. Напряженное состояние толстостенного цилиндрического элемента

Поскольку упругий элемент изготавливается из пластичного материала, то для оценки его прочности воспользуемся теорией наибольших касательных напряжений, согласно которой эквивалентные (расчетные) напряжения

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3,$$

где σ_1 и σ_3 — наибольшее и наименьшее главные напряжения, соответственно.

Упругий элемент является фигурой сложного очертания, и в местах перехода одного сечения в другое возникают большие местные напряжения. Следует при этом иметь в виду, что увеличиваться будут, главным образом, нормальные напряжения σ в силу того, что именно они действуют в плоскости расположения концентраторов, каковыми являются места перехода.

Наличие значительных концентраторов приводит к тому, что радиальные напряжения могут достигать таких величин, которые приближаются к пределу текучести материала. Поэтому для получения максимально надежных датчиков следует конструировать упругие элементы так, чтобы их внутренние контуры имели возможно более податливую заделку. Жесткость ребра обычно определяется уровнем выходного сигнала. Что же касается жесткости цилиндрической оболочки, то ее следует назначать возможно меньшей. Применение толстых оболочек с целью получения оптимальной чувствительности при больших нагрузках, по-видимому, нецелесообразно. В данном случае рациональнее повысить жесткость упругого элемента за счет увеличения толщины его плиты или за счет увеличения внутреннего отверстия в кольце. Таким путем можно получить упругий элемент необходимой чувствительности при высокой прочности.

На основании всего изложенного был сделан вывод, что упругие элементы силоизмерителей целесообразно выполнять сочлененными с тонкими оболочками. В них расчетными являются тангенциальные напряжения, значения которых, исходя из оптимальной чувствительности, находятся в пределах 200...500 МПа. Учитывая, что предел текучести сталей, идущих на изготовление упругих элементов, не менее 1000 МПа, можно заключить, что запас прочности упругого элемента окажется в пределах $n = 2...5$. Поэтому, специальный расчет на прочность в данном случае не имеет смысла.

Для того, чтобы номинально небольшие напряжения не возросли за счет концентрации, следует очерчивать переходные кривые большими радиусами и с особой тщательностью обрабатывать эти участки упругих элементов.

Ряд размеров упругого элемента тесно связан между собой в зависимости от нужной чувствительности. Для датчиков с такими оболочками коэффициент передачи прямо зависит от составляющей перемещений упругого элемента — угла поворота [2], который равен

$$\theta = \frac{8F}{3\pi E H^2 c} \left(\frac{\Psi_2 + \Psi_1 \frac{\omega_1^3}{\omega_2}}{\Psi_3 + \Psi_4 \frac{\omega_1^3}{\omega_2}} \right), \quad (1)$$

где F — номинальная нагрузка;

H — габаритная толщина плиты упругого элемента;

$c = H/a$ — отношение габаритной толщины к внешнему радиусу плиты;

$\omega_1 = H/h_p$ — отношения толщины плиты к высоте концентрического ребра;

$\omega_2 = \Delta/a$ — отношения толщины ребра к внешнему радиусу плиты.

Функции Чебышева ψ_n , входящие в состав уравнения (1), имеют вид

$$\Psi_1 = \frac{135\psi^4(1-k^2)}{8k^2(1+8\psi^3)}; \quad \Psi_2 = \frac{5\psi^2+k^2}{\psi^2k^2};$$

$$\Psi_3 = \frac{8\psi^3+k^3}{\psi^3}; \quad \Psi_4 = \frac{27\psi^4(1-k^3)}{1-8\psi^3},$$

где $k = \frac{b}{a}$ — отношение внутреннего и внешнего радиуса кольцевой плиты;

$\psi = \frac{r_k}{a}$ — отношение радиуса концентрического ребра к наружному радиусу плиты.

Значительно сильно влияет на конфигурацию упругого элемента выбор параметров k и c . Последний обычно является величиной, определяемой расчетным путем при всех прочих заданных.

Что же касается значения k , то его выбор зависит от противоречивых факторов. С одной стороны, желательнее иметь его большим, т.к. в этом случае облегчается размещение на ребре тензопреобразователей, допускается применение проволоки с меньшим удельным сопротивлением и пр. С другой стороны, k желательнее выбрать меньшим с точки зрения меньших значений нелинейности. Опыт расчетов показывает, что удастся более или менее примирить эти тенденции при значении $k = 0,4$.

Предложенный упругий элемент имеет ступенчатую цилиндрическую периферию. Опирается он производится по торцу этой ступеньки, который расположен в зоне нейтральной поверхности.

Такое опирание позволяет, во-первых, исключить торцевое трение, искажающее достоверность показания датчика, во-вторых, улучшить линейность характеристики.

В целях максимальной унификации датчиков различных номинальных нагрузок было принято решение об исполнении максимально возможного числа упругих элементов ряда в одних и тех же габаритах. Наиболее существенным фактором, лимитирующим проектирование большегрузных датчиков в малых габаритах, является толщина оболочки, определяемая ее прочностью при заданной нагрузке. Во всех случаях необходимо было стремиться к тому, чтобы оболочка при надлежащей прочности являлась бы тонкой согласно известной классификации упругих элементов [1].

Предлагается следующая методика расчета упругих элементов на примере силоизмерителя номинальной нагрузкой 5 т.

Материал упругого элемента — сталь 40х, с пределом текучести $\sigma_T = 1000$ МПа, коэффициент тензочувствительности константановой проволоки равен двум, необходимый коэффициент передачи $\phi = 2$ мВ/В, наружный диаметр диска упругого элемента $2a = 70$ мм, отношение внутреннего и внешнего радиуса кольцевой плиты принимаем $k = 0,45$, тогда $2b = 31,5$ мм (см. рисунок 1)

Коэффициент c вычисляем по формуле

$$c = \sqrt{-\frac{4Fs}{3\pi Ea^2\phi} \left(\frac{\Psi_1}{k^3} - \frac{1}{k^2} - \Psi_2 \right)}$$

$$\Psi_1 = \frac{5(1-k^2) \cdot k}{8(1-k^3)} = 0,246, \quad \Psi_2 = \frac{5(1-k)}{1-k^3} = 3, \quad \frac{\Psi_1}{k^3} = 2,7.$$

$$c = \sqrt{-\frac{4 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 2}{3 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 35^2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} (2,7 - 4,9 - 3)} = 0,67.$$

Толщина плиты $H = ac$, $H = 0,67 \cdot 35 = 23,4$ мм, принимаем $H = 23$ мм.

Толщина ребра в большинстве случаев определяется конструктивно. В случае его выполнения слитно с оболочкой

$$\Delta = \delta + \left(\frac{2}{3} \right), \text{ мм,}$$

где δ — толщина оболочки, которая определяется, как

$$\delta = \frac{F}{2\pi[\sigma]_{\text{сж}}} = \frac{5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 31,5 \cdot 40} = 1,25 \text{ мм,}$$

при этом принимается допустимое напряжение $[\sigma]_{\text{сж}} = 400$ МПа.

Толщина ребра в месте навивки тензочувствительной проволоки

$$\Delta = 1,25 + 2,5 = 3,75 \text{ мм, принимаем } \Delta = 3,5 \text{ мм.}$$

Угол поворота ребра упругого элемента определяем по формуле (1), при этом принимаем $\omega_1 = 0,9$,

$$\omega_2 = \frac{\Delta}{a} = 0,107,$$

$$\psi_1 = \frac{135k^2(1-k^2)}{8(1+8k^3)} = 1,58,$$

$$\psi_2 = \frac{6}{k^2} = 29,7,$$

$$\psi_4 = \frac{27k^4(1-k^3)}{1+8k^3} = 0,576.$$

$$\theta = \frac{8 \cdot 5 \cdot 10^3}{3 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 23^2 \cdot 0,67} \left(\frac{29,7 + 1,53 \frac{0,9^3}{0,107}}{9 + 0,576 \frac{0,9^3}{0,107}} \right) = 1,26 \cdot 10^{-3}.$$

Относительная деформация тензопреобразователей

$$\varepsilon = \frac{2h\theta}{2b + \Delta},$$

где $h = \frac{H}{2\omega_1} - 2,5 = 10;$

$$2r_k = 2b + \Delta = 31,5 + 3,5 = 35 \text{ мм};$$

$$\varepsilon = \frac{8 \cdot 1,26 \cdot 10^{-3}}{17,5} = 0,57.$$

Коэффициент передачи датчика определяется при полученных размерах упругого элемента по формуле

$$\varphi_1 = \varepsilon s 10^{-3},$$

где ε — относительная деформация тензопреобразователя;

s — коэффициент тензочувствительности константановой проволоки.

$$\varphi_1 = 0,575 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^3 = 1,15 \text{ мВ/В}.$$

Производим корректировку толщины пластины диска упругого элемента по формуле

$$H_k = \sqrt{H^2 \frac{\varphi_1}{\varphi} - 1,5} = \sqrt{23^2 \cdot \frac{1,15}{2} - 1,5} = 16 \text{ мм}.$$

Согласно представленной методике можно рассчитать упругие элементы датчиков на другие грузоподъемности.

Предложенная методика расчета упругих элементов позволяет проектировать конструкции силоизмерительных устройств при изменении нагрузок в широком диапазоне.

Литература

1. Кавалеров, Г.И. Первичные измерительные преобразователи (датчики), выпускаемые фирмами США / Г.И. Кавалеров, В.В. Ковалевская // Приборостроение, 1986. — № 10 — С. 13 — 21.
2. Феликсон, Е.И. Упругие элементы силоизмерительных приборов / Е.И. Феликсон. — М.: Машиностроение, 1977. — 160 с.
3. Тимошенко, С.П. Пластины и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Критяр. — М.: Физматгиз, 1963. — 635 с.

References

1. Kavalero, G.I. Pervichnye izmeritel'nye preobrazovateli (datchiki), vypuskaemye firmami SSHA [Transducers (sensors) made in USA] / G.I. Kavalero, V.V. Kovalevskaya // Priborostroenie [Instrument Making], 1986. — #10 — pp. 13 — 21.
2. Felikson, E.I. Uprugie elementy siloizmeritelnykh priborov [Elastic elements of force measuring devices]. — Moscow, 1977. — 160 p.
3. Timoshenko, S.P. Plastinki i obolochki [Plates and Shells] / S.P. Timoshenko, S. Voynovsky-Krityar. — Moscow, 1963. — 635 p.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Оробей В.Ф.

Поступила в редакцию 18 марта 2013 г.

УДК 539.377

В.П. Белоус, магистр, Одес. нац. политехн. ун-т

ОСОБЕННОСТИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПАНЕЛЕЙ ПРИ ВНЕШНЕМ ДАВЛЕНИИ ПОСЛЕ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ

В.П. Білоус. Особливості деформування циліндричних панелей при зовнішньому тиску після втрати стійкості. Розглянута циліндрична панель при зовнішньому тиску з боку випуклості її поверхні. На базі теорії гнучких оболонок у залежності від кривизни поверхні одержані вирази для критичних тисків і прогинів після втрати стійкості.

Ключові слова: циліндрична панель, кривизна поверхні, втрата стійкості, прогін, критичний тиск.

В.П. Белоус. Особенности деформирования цилиндрических панелей при внешнем давлении после потери устойчивости. Рассмотрена цилиндрическая панель при внешнем давлении со стороны выпуклости ее поверхности. На базе теории гибких оболочек в зависимости от кривизны поверхности получены выражения для критических давлений и прогибов после потери устойчивости.

Ключевые слова: цилиндрическая панель, кривизна поверхности, потеря устойчивости, прогиб, критическое давление.

V.P. Belous. Features of deformation of cylindrical panels at external pressure after the loss of stability. A cylindrical panel is considered at external pressure on the side of its surface convex. On the basis of the theory of flexible shells in dependence on the curvature of the surface, the expressions for critical pressures and the deflections after the loss of stability, are obtained.

Keywords: cylindrical panel, curvature of a surface, loss of stability, deflection, critical pressure.

Корпусные элементы многих машиностроительных конструкций представляют собой тонкостенные оболочки, обычно подкрепленные системой продольных и кольцевых ребер жесткости. Части оболочки, ограниченные этими ребрами (так называемые панели обшивки), при работе конструкции, как правило, подвергаются действию той или иной “местной” нагрузки, а также воспринимают “основные” нагрузки вместе с другими элементами конструкции, например, от общего сжатия корпуса при резком торможении транспортных средств. Особенности