

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Усереднені значення тисків у робочій камері у отриманих вище рівняннях динаміки доцільно вибирати наступними:

- для I фази:  $P_1 = P_M$  (оскільки на протязі фази в камеру надходить магістральне повітря);

- для II фази [3, с. 118]:  $P_2 = 0,95 P_M$ ;

$$P_3 = 0,45 P_M \left[ 1 + \left( 1 + \frac{l_3}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} \right];$$

- для III фази [3, с. 119]:

- для IV фази [3, с. 120]:

$$P_4 = 0,45 P_M \left( 1 + \frac{l_3}{x_{01} + l_1 + l_2} \right)^{-k} + 0,5 P_a;$$

- для V фази [3, с. 121]:  $P_5 = P_a$  (оскільки на протязі фази випускні отвори в пневмоциліндрі відкриті).

Висновки. Отримані залежності дозволяють оцінити температурні впливи на динаміку приводів із пневмомеханічними системами керування на кожній із характерних фаз руху поршня. Їх доцільно використовувати під час розрахунків/проектування зазначених приводів.

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у дослідженні термодинамічних процесів у робочих камерах приводів із пневмомеханічними системами керування на протязі холостого ходу поршня та на протязі робочого циклу в цілому.

### Інформаційні джерела

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. - М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
2. Стасюк В.М., Ліщук М.С. Динаміка робочого ходу приводів ударних машин із пневмомеханічними системами керування // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2008. - №4 (44). Частина 1. – С. 207 – 212.
3. Стасюк В.М. Пневматичний привод виконавчих органів ударних машин із механічним зв'язком поршня-ударника з впускними елементами: Дис...канд. техн. наук: 050203. – Вінниця, 2003. – 296 с.

УДК 681.325

Б.І. Тарас

Національний університет водного господарства та природокористування

### ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ЧИННИКІВ НА ЧУТЛИВІСТЬ МЕТАЛЕВИХ МЕМБРАН У ПЕРЕТВОРЮВАЧАХ ТИСКУ

*Достовірність вимірювальної інформації найбільше залежить від метрологічних характеристик первинних вимірювальних перетворювачів. Розглядається вплив конструктивних параметрів на чутливість мембранних вимірювальних перетворювачів тиску рідин та газів*

*Подлинность измерительной информации наиболее зависит от метрологических характеристик первичных измерительных преобразователей. Рассматривается влияние конструктивных параметров на чувствительность мембранных измерительных преобразователей давления жидкостей и газов*

*The authenticity of measurable data most depends on the metrological characteristics of primary measuring converters. The influence of design parameters on the sensitivity of the diaphragm measuring pressure transducers of liquids and gases is examined*

*Ключові слова: тиск, мембрана, деформація, форма, чутливість, перетворення*

Для вимірювального перетворення тиску рідин і газів в інформаційний сигнал часто використовуються мембрани у поєднанні з електричними чутливими елементами. Тиск з об'єкта

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

вимірювання діє на мембрану, що приводить до її пружної деформації. Величина деформації у вигляді лінійного зміщення передається на чутливий елемент де і виникає пропорційний електричний сигнал вимірювальної інформації.

До вимірювальних перетворювачів висуваються підвищені вимоги щодо точності перетворення, а саме: висока чутливість, забезпечення лінійності статичної характеристики у всьому діапазоні вимірювання, захист від дії зовнішніх факторів, надійність у роботі. Отже, виникає необхідність у аналізі конструктивного виконання мембранних перетворювачів для повного забезпечення необхідних метрологічних характеристик.

Дослідження виконуються для виявлення характеру зміни чутливості від виду виконання кінематичної схеми передач у перетворювачі та способу закріплення мембрани у корпусі.

Механізм передачі прогину мембрани. У перетворювачах для вимірювання тиску з гофрованими мембранами використовується консольна пружна планка з наклеєними чутливими елементами. Вільний кінець планки зв'язаний з центром мембрани. У цьому випадку можливі дві конструктивні схеми зв'язку (рис. 1).

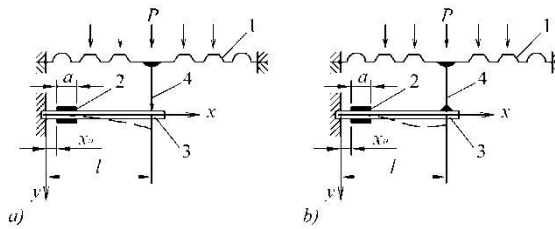


Рис. 1. Кінематичні схеми передачі прогину центру мембрани на чутливі елементи: а) з рухомим (ковзним) зв'язком; б) з нерухомих зв'язком; 1 – мембрана; 2 – чутливі елементи; 3 – пружна планка; 4 – штифт

На схемі, показаній на рис. 1,а, пружна планка 3 затиснута з одного кінця і навантажена зосередженою силою на вільному кінці. На схемі, приведеній на рис. 1,б, пружна планка 3 затиснута з одного кінця і навантажена силою та моментом на рухомому кінці, з'єднаному з центром мембрани. У першій схемі відсутній нерухомий зв'язок між центром мембрани 1 і вільним кінцем планки 3. Це приводить до додаткових похибок перетворювача, викликаних ковзанням штифта 4 по вільному кінці планки 3.

У другій схемі (рис. 1,б) такий недолік відсутній. Розглядаємо обидві схеми щодо їх чутливості.

Форма прогину планок 3 у обох конструкціях буде різною. Введемо позначення, присвоївши величинам на схемах, показаних на рис. 1,а індекс 1, а на рис. 1,б – індекс 2:  $l$  – довжина пружної планки;  $b$  – ширина планки;  $h$  – товщина планки;  $\rho$  – густина;  $EI$  – модуль пружності на згин;  $t$  – маса.

Відносна лінійна деформація чутливих елементів, закріплених на пружній планці, визначається із залежності

$$\varepsilon = \frac{h}{2a} \int_{x_0}^{x_0+a} y^n(x) dx \quad (1)$$

Обчислення дають:

$$\varepsilon_1 = \frac{3h}{2l^3} \left( l - x_0 - \frac{a}{2} \right) y_1(l) \quad ; \quad \varepsilon_2 = \frac{3h}{l^3} (l - 2x_0 - a) y_2(l). \quad (2)$$

Очевидно, що для першої схеми величина  $\varepsilon$  не може приймати значення рівне нулю. У другій схемі  $\varepsilon$  буде рівне нулю, якщо чутливі елементи розташовані посередині планки. Зі зменшенням величин  $a$  і  $x_0$  відносна деформація і чутливість перетворювача зростають.

Якщо у елементі зв'язку (штифті 4) між мембраною 1 і планкою 3 діє статична сила  $P_0$ , то прогини кінця планки визначаються відомими залежностями

$$y_1(l) = \frac{P_0 l^3}{3EI} \quad ; \quad y_2(l) = \frac{P_0 l^3}{12EI} \quad (3)$$

і лінійні відносні деформації чутливих елементів

$$\varepsilon_1 = \frac{3h}{2l^3} \left( l - x_0 - \frac{a}{2} \right) \frac{P_0 l^3}{3EI} \quad ; \quad \varepsilon_2 = \frac{3h}{l^3} (l - 2x_0 - a) \frac{P_0 l^3}{12EI}. \quad (4)$$

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

У реальних конструкціях величину  $x_0$  роблять мінімальною. База чутливого елементу  $a$  у сучасних конструкціях прийнята рівною 2 мм. Довжина пружної планки складає не менше 10-12 мм. Таким чином, наближено чутливість першої схеми до сили  $P_0$  за інших рівних умов, у два рази вища ніж другої схеми.

Дослідження частотних властивостей розглянутих схем дають наступні залежності для динамічних прогинів від дії на центр мембрани і штифт маси  $M$  гармонічної сили  $P = P_0 \sin \omega t$ :

$$y_1(l) \approx y_2(l) \approx \frac{P_0 l^3}{EI n \gamma^4} = \frac{P_0}{M \omega^2}, \quad (5)$$

де  $n = \frac{M}{m}$ ;  $\gamma^2 = \omega l^2 \sqrt{\frac{\rho b h}{EI}}$ .

Таким чином, обидві схеми за частотними характеристиками близькі одна до одної.

Вплив градієнта температур між мембраною та корпусом на чутливість. У деяких випадках за умовами експлуатації можлива різниця температур між центром мембрани та корпусом. Від цього виникають температурні напруження у мембрані і її чутливість змінюється. Якщо різниця температур між центром мембрани і корпусом позитивна, то чутливість зростає; якщо різниця негативна – чутливість зменшується.

Розглядаємо вплив температури на мембрану закріплену по периметру. Припускаємо, що розподіл температури по радіусу мембрани є рівномірним.

Прогин центру мембрани

$$\lambda_0 = \frac{p R^4}{\frac{16}{3} R^2 T_r + 64 D}, \quad (6)$$

де  $p$  – розподілений тиск, що діє на мембрану;  $R$  – радіус затискання мембрани;  $T_r$  – сила

розтягування на одиницю параметра;  $D = \frac{E h^3}{12(1-\mu)^2}$  – циліндрична жорсткість.

Якщо відносне видовження мембрани становить:

$$\varepsilon = \frac{T_r(1-\mu)}{hE},$$

$$\frac{\lambda_0}{h} = \frac{1}{E} \frac{a^4 p}{6 \left( 1 + \frac{4}{6} \frac{\varepsilon a^2}{(1-\mu)} \right)}, \quad (7)$$

то

де  $a = R/h$  – конструктивний параметр.

За відсутності натягу  $\varepsilon = 0$  і

$$\frac{\lambda_0}{h} = \frac{a^4 p}{6E}.$$

Якщо натяг мембрани викликаний тільки коефіцієнтом лінійного розширення  $\alpha_t$ , то  $\varepsilon = \varepsilon_t = \alpha_t \Delta t$  і відносна зміна чутливості мембрани

$$\frac{S}{S_0} = \frac{1}{1 \pm \frac{4}{6} \frac{1}{1-\mu} \alpha_t \Delta t a^2}. \quad (8)$$

Від нагрівання мембрани чутливість зростає і у знаменнику відповідно має знак «-». Для невеликих величин перегріву ( $\Delta t \approx 10 - 20$  °C) відносна зміна чутливості на 1°C становить

$$\eta_t^{Grad} \Big|_{\Delta t=1} \frac{\Delta S}{S_0} 100\% = \frac{4}{6} \frac{a^2}{1-\mu} \alpha_t \cdot 100\% \quad (9)$$

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

На рис. 2 подана залежність  $\eta_t^{Gradt}$  для плоских тонких мембран за різних значень  $\alpha t$  матеріалу мембрани і конструктивного параметра  $a = R/h$ . Якщо мембрана закріплена в корпусі з попереднім натягом, то відносне видовження мембрани від нагрівання:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_t,$$

де  $\varepsilon_0$  – відносне видовження мембрани, викликане попереднім натягом.

У цьому випадку можна записати

$$\frac{\lambda_0}{h} = \frac{1}{E} \frac{1}{6 \left( 1 + \frac{4a^2}{6(1-\mu)} \varepsilon_0 - \frac{4}{6} \frac{a^2}{(1-\mu)} \alpha_t \Delta t \right)}. \quad (10)$$

Якщо  $\sigma_{or}$  – напруження в мембрані після її закріплення у корпусі, то

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_{or}(1-\mu)}{E}$$

$$\eta_t^{Gradt} \Big|_{\Delta t=1} = \frac{\Delta S'}{S_0} 100\% = \frac{1}{1 + \frac{4 \sigma_{or}}{6 E} a^2} \frac{4a^2 \alpha t}{6(1-\mu)} 100\%.$$

і, відповідно,

(11)

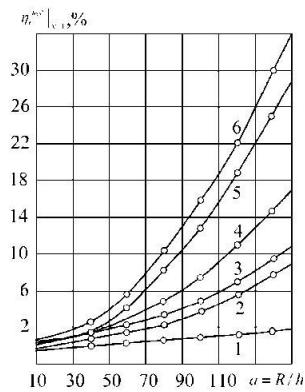


Рис. 2. Графік залежності відносної зміни чутливості на 1°C плоских мембран без натягу для різних значень  $\alpha t$  матеріалу мембрани та конструктивного параметру  $a = R/h$ :  
 1 –  $\alpha t = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ; 2 –  $\alpha t = 4 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ; 3 –  $\alpha t = 5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ; 4 –  $\alpha t = 8 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ;  
 5 –  $\alpha t = 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ; 6 –  $\alpha t = 16 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$

Величина  $1 + \frac{4 \sigma_{or}}{6 E} a^2$  визначає зниження температурної чутливості плоскої мембрани за рахунок попереднього натягу.

Наприклад, якщо  $\sigma_{or} = 60 \text{ Н/мм}^2$ ,  $E = 100\,000 \text{ Н/мм}^2$  і  $a = 50$ , то

$$1 + \frac{4 \cdot 60}{6 \cdot 100000} 50^2 = 2.$$

Таким чином, попередній натяг суттєво знижує температурну чутливість.

На рис. 3 подано графік залежності відносної зміни чутливості на 1°C плоских мембран з натягом для різних сплавів від конструктивного параметру  $a = R/h$ .

Висновки: 1. Якщо у вимірювальному перетворювачі використано чутливі елементи типу "лінійне переміщення – електричний сигнал", закріплені на пружному проміжному елементі (консольній планці), то передатна характеристика перетворювача буде нелінійною.

2. Чутливість буде залежати від конструктивного виконання ланки механічної передачі величини прогину мембрани на чутливі елементи.

3. Температурна похибка перетворення залежить від матеріалу, з якого виготовлена мембрана і способу її закріплення у корпусі.

## ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

4. Мембрана, закріплена у корпусі без попереднього натягу, і виконана з матеріалу зі значним коефіцієнтом температурного розширення, може мати значну похибку вимірювального перетворення. Значно кращі характеристики має конструкція, у якій мембрана з'єднана з корпусом нерухомо, наприклад, зварюванням.

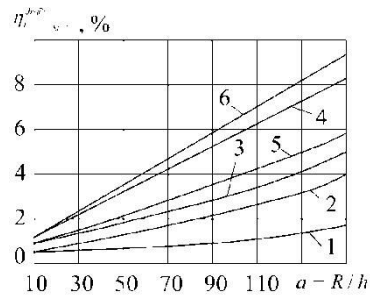


Рис. 3. Графік залежності відносної зміни чутливості на 1°C плоских мембран з натягом для різних сплавів від конструктивного параметру  $a = R/h$ : 1 – сплав 55ВТЮ;  $\sigma_{0r} = 60$  МПа; 2 – сплав 55ВТЮ;  $\sigma_{0r} = 30$  МПа; 3 – бронза Бр.Б2,5;  $\sigma_{0r} = 60$  МПа; 4 – бронза Бр.Б2,5;  $\sigma_{0r} = 30$  МПа; 5 – сплав 36НХТЮ;  $\sigma_{0r} = 60$  МПа; 6 – сплав 36НХТЮ;  $\sigma_{0r} = 30$  МПа

### Інформаційні джерела

1. Осипович Л.А. Датчики физических величин. – М.: Машиностроение, 1979. – 159 с.
2. Проектирование датчиков для измерения механических величин / Под ред. Е.П. Осадчего. – М.: Машиностроение, 1979. – 480 с.

УДК 621.3.019.34

Т.В.Терлецький, О.Л.Кайдик

Луцький національний технічний університет

### ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗНАЧЕНЬ ПАРАМЕТРІВ НАДІЙНОСТІ ПРОЕКТОВНИХ СИСТЕМ

*У статті розглянуто питання паралельного застосування технічних рішень із рішеннями, спрямованими на визначення оптимальних значень показників надійності технічних систем. Подано аналітичні залежності, які описують зв'язок між цими показниками і заходами, спрямованими на досягнення потрібного рівня надійності.*

*Ключові слова: технічне рішення, резервування, техніко-економічний аналіз, рівень надійності, ціна надійності, ймовірність відмови, інтенсивність відмови.*

*В статье рассмотрено вопросы параллельного применения технических решений с решениями, направленными на определение оптимальных значений показателей надежности технических систем. Подано аналитические зависимости, которые описывают связь между этими показателями и мероприятиями, направленными на достижение нужного уровня надежности.*

*Ключевые слова: техническое решение, резервирование, технико-экономический анализ, цена надежности, вероятность отказа, интенсивность отказа.*

*There are considered the questions of technical solutions with received solutions in effective technical system parallel using. The author has described statistical dependences which confirm connect between those indicators and measures for the need dependence level.*

*Kew words: technical decision, reservation, techno-economical analysis, dependence level, price of dependence, trust rejection, intensity of rejection.*

Статистика відмов, яка довгий час була основним джерелом інформації про надійність виробів, є сигналом зворотного зв'язку, що дає уяву про те, наскільки конструкція, технологія і умови експлуатації забезпечили бажані показники надійності. Але не статистичні дані, а розрахунок і прогнозування можливої поведінки технічних систем в передбачених умовах експлуатації, технологічне забезпечення заданих показників якості, спеціальні випробування і регламентація умов їх експлуатації повинно бути основою для керування надійністю і забезпечення її потрібного рівня.