

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

- ділительний діаметр $d_2 = m \cdot z_2$;
- діаметр вершин зубців $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$;
- діаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$.

Ширина вінця b_2 та найбільший діаметр черв'ячного колеса d_{aM2} , які відповідають куту обхвату черв'яка $2\delta = 90 \dots 110^\circ$.

Черв'ячна передача. Для черв'ячної передачі без зміщення міжосьова відстань визначається як півсума ділительних діаметрів черв'яка та черв'ячного колеса (див. рис.4):

$$a_w = a = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2).$$

Інколи черв'ячну передачу виготовляють із зміщенням (коригованою) для того, щоб вписати її у задану або стандартну міжосьову відстань.

Для нарізування черв'ячних коліс із зміщенням і без зміщення на практиці використовують один і той же інструмент (черв'ячні фрези). Тому черв'як (аналог інструмента) завжди нарізають без зміщення.

При заданій міжосьовій відстані a_w коефіцієнт зміщення

$$x = (a_w - a)/m = a_w/m - 0,5 \cdot (q + z_2).$$

Відповідно міжосьова відстань черв'ячної передачі зі зміщенням

$$a_w = 0,5m \cdot (q + z_2 + 2x),$$

а діаметри вершин та впадин черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cdot (1 + x); \quad d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,2 - x).$$

За умовою не підрізання зубців коефіцієнт зміщення x у більшості випадків беруть $-1 < x < +1$.

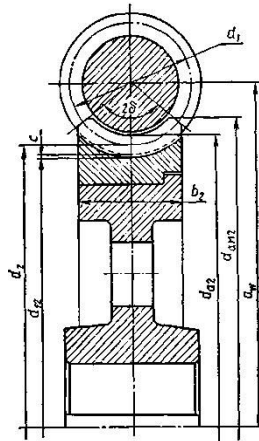


Рис.4 Параметри черв'ячної передачі

Інформаційні джерела

1. Детали и механизмы приборов: Справочник / Б.М. Уваров, В.А. Бойко, В.Б. Подаревский, Л.И. Власенко. – К.: Техніка, 1987. – 343 с.
2. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков и др.; Под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.П. Тимофеева, Е.Е. Чаадаевой. – Л.: Машиностроение, 1989. – 792 с.
3. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.

УДК 622.232

В.М.Стасюк

Луцький національний технічний університет

ТЕПЛООБМІН ПРИВОДІВ ІЗ ПНЕМОМЕХАНІЧНИМИ СИСТЕМАМИ КЕРУВАННЯ: РОБОЧИЙ ХІД

Для пневматичних приводів (у тому числі з пневмомеханічними системами керування) властивий високий рівень надійності в несприятливих умовах експлуатації. Однак у випадку тривалої безперервної роботи в зазначених умовах (особливо це стосується високочастотних приводів) їх

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

робочі характеристики часто істотно погіршуються внаслідок нагрівання основних складових частин. Причиною цього є, зазвичай, неврахування термодинамічних процесів у робочих камерах приводів під час їх створення (проектування) з метою спрощення розрахунків.

У статті наведено результати досліджень теплообміну приводів із пневмомеханічними системами керування для етапу робочого ходу. В основу запропонованої методики покладено окремі положення термодинаміки процесів при змінній масі газу, рівняння стану Клайперона, виражене в диференціальній формі, методику розрахунку теплообміну пневмоприводів із навколишнім середовищем для загального випадку [1, с. 81-84], результати досліджень робочого циклу приводів із пневмомеханічними системами керування, наведені в роботах [2, с. 207-212; 3, с. 43-124] та врахування їх конструктивних особливостей [3, с. 33-42].

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.

Ключові слова: приводи із пневмомеханічним керуванням, теплообмін, характерна фаза.

Pneumatic drives (including drives with pneumo-mechanic control systems) possess high level of reliability in adverse conditions of their operation. However, in the case of long continuous work in these conditions (especially high-frequency drives) their working characteristics are often significantly deteriorate due to heating of the main components. The reason for this is usually defiance of thermodynamic processes in the working chambers during their creation (design) in order to simplify the calculations.

The article presents the results of studies of heat exchange of the drives with pneumo-mechanic control systems for the working stage. The basis of the proposed methods contains certain statements of thermodynamic processes with variable gas mass, equation of state by Cliperon, which is expressed in differential form, the generalized method of calculation of heat exchange between the pneumatic drives and the environment for the general case [1, p. 81-84], results of studies of the working cycle of the drives with pneumo-mechanic control systems, presented in [2, p. 207-212; 3, p. 43-124], and taking into account their structural features [3, p. 33-42].

Полученные зависимости позволяют оценить температурные воздействия на динамику приводов с пневмомеханическими системами управления на каждой из характерных фаз движения поршня. Их целесообразно использовать в расчетах (при проектировании) указанных приводов.

Ключевые слова: приводы с пневмомеханическим управлением, теплообмен, характерная фаза.

Pneumatic drives (including drives with pneumo-mechanic control systems) possess high level of reliability in adverse conditions of their operation. However, in the case of long continuous work in these conditions (especially high-frequency drives) their working characteristics are often significantly deteriorate due to heating of the main components. The reason for this is usually defiance of thermodynamic processes in the working chambers during their creation (design) in order to simplify the calculations.

The article presents the results of studies of heat exchange of the drives with pneumo-mechanic control systems for the working stage. The basis of the proposed methods contains certain statements of thermodynamic processes with variable gas mass, equation of state by Cliperon, which is expressed in differential form, the generalized method of calculation of heat exchange between the pneumatic drives and the environment for the general case [1, p. 81-84], results of studies of the working cycle of the drives with pneumo-mechanic control systems, presented in [2, p. 207-212; 3, p. 43-124] and taking into account their structural features [3, p. 33-42].

These dependencies allow us to estimate the temperature effects on the dynamics of the drives with pneumo-mechanic control system in each specific phase of the piston moving. They should be used in the calculations / design of these drives.

Keywords: drives with pneumo-mechanic control, heat exchange, specific phase.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Для більшості випадків експлуатації приводів із пневмомеханічним керуванням теплообмін із навколишнім середовищем не має істотного значення. Однак у окремих випадках (під час їх експлуатації в умовах високих температур, при значному пиловому забрудненні тощо) забезпечення належного повітрообміну із навколишнім середовищем для забезпечення належного рівня надійності та безпечності експлуатації постає актуальним завданням. Тому під час

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

розрахунку таких приводів необхідно враховувати процес теплообміну або хоча б наближено оцінювати його вплив на динаміку робочого процесу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Загальні залежності, які описують теплообмін пневматичних приводів із навколишнім середовищем, наведені в роботі [1, с. 81-84]. Однак результатів досліджень термодинаміки приводів із пневмомеханічними системами керування в згаданій і в інших роботах виявити не вдалося.

Постановка завдання: отримати залежності, які описують теплообмін приводів із пневмомеханічним керуванням із навколишнім середовищем.

За узагальненою методикою розрахунку теплообміну пневматичних приводів [1, с. 81-84] для оцінки кількості тепла, яке передається порожниною пневмоциліндра навколишньому середовищу, доцільно використовувати формулу Ньютона:

$$dQ = \alpha F^T (T - T_c) dt,$$

де α - коефіцієнт теплопередачі; F^T - поверхня теплообміну; T і T_c - відповідно температура повітря в порожнині пневмоциліндра та температура її стінок.

Станом на сьогоднішній день теплообмін пневмоприводів досліджений недостатньо, тому конкретних даних оцінки коефіцієнта теплопередачі як функції багатьох величин немає, так само як немає і чітких, обґрунтованих тверджень щодо його розгляду як параметра змінного чи постійного. Безумовно, останній варіант істотно спрощує розрахунки та дослідження, тому використовується значно частіше.

У даному випадку вважатимемо коефіцієнт теплопередачі величиною постійною: $\alpha = const$, величина якого залежить від питомої ваги газу:

$$\alpha = \alpha_0 \gamma = \frac{\alpha_0}{RT} P,$$

де α_0 - коефіцієнт пропорційності; γ - питома вага газу; R - газова стала; P - тиск в порожнині пневмоциліндра.

Поверхня теплообміну F^T складається із постійної поверхні F^K кришки компенсаційної камери та змінної (внаслідок руху поршня) поверхні порожнини пневмоциліндра:

$$F^T = F^K + \pi D x,$$

де D - діаметр поршня; x - координата переміщення поршня.

У процесі наповнення порожнини стисненим магістральним повітрям та під час випуску відпрацьованого повітря температура в ній безперервно змінюється. При цьому частина тепла передається стінкам робочої камери та навколишньому середовищу, тому температура стінок також змінюється. Для спрощення розрахунків ці зміни температури вважатимемо постійними, тобто приймемо температуру стінок постійною: $T_c = const$.

Підставивши вирази для коефіцієнта теплопередачі α та для визначення величини поверхні теплообміну F^T у формулу для визначення кількості тепла dQ , отримаємо:

$$dQ = \frac{\alpha_0 P}{R} \left(1 - \frac{T_c}{T} \right) (F^K + \pi D x) dt.$$

Використавши отримані Герц Є.В. та Крейніном Г.В. (на основі першого закону термодинаміки) вирази для визначення кількості тепла в порожнині пневмоциліндра для випадку наповнення її стисненим магістральним повітрям [1, с. 26-29, 38-40] та рівняння динаміки приводів із пневмомеханічними системами керування для етапу робочого ходу їх циклу [2, с. 208-209], а також виконавши ряд відповідних перетворень, отримуємо залежності, які описують вплив теплообміну на зміну тиску в робочій камері на кожній із характерних фаз руху поршня:

- для першої фази, на якій поршень рухається з крайньої точки камери робочого ходу до випускних отворів у пневмоциліндрі:

$$\frac{dp_I}{dt} = \frac{np_M}{x_{01} + x} \left(\frac{f_{p,x}^e K \sqrt{RT_M}}{F} - \frac{dx}{dt} \right) - \frac{\alpha_0 (n-1) p_1}{ARF (x_{01} + x)} (F^K + \pi D x) \times \left(1 - \frac{T_c}{T} \right);$$

- для другої фази, яка триває з моменту закривання поршнем випускних отворів до втрати ним контакту із клапаном пневморозподільника камери робочого ходу:

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$\frac{dp_{II}}{dt} = \frac{np_M}{x_{01} + l_1 + x} \left(\frac{f_{p,x}^e K \sqrt{RT_M}}{F} - \frac{dx}{dt} \right) - \frac{\alpha_0 (n-1) p_2}{ARF(x_{01} + l_1 + x)} [F^K + \pi D(l_1 + x)] \times \left(1 - \frac{T_c}{T} \right);$$

- для третьої фази, яка триває з моменту припинення контактної взаємодії між поршнем та клапаном пневморозподільника до початку відкривання випускних отворів:

$$\frac{dp_{III}}{dt} = p_3 \left[\left(1 + \frac{x}{x_{01} + l_1 + l_2 + x} \right)^{-k} - \frac{dx}{dt} \right] - \frac{\alpha_0 (k-1) p_3}{ARF(x_{01} + l_1 + l_2 + x)} [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + x)] \times \left(1 - \frac{T_c}{T} \right);$$

- для четвертої фази, яка розпочинається відкриванням випускних отворів і закінчується початком контактної взаємодії поршня з торцем клапана пневморозподільника камери холостого ходу:

$$\frac{dp_{IV}}{dt} = \frac{kp_a}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3 + x} \left(-\frac{f_{e,o}^e K p_M \sqrt{RT_M}}{F} - \frac{dx}{dt} \right) - \frac{\alpha_0 (k-1) p_4}{ARF(x_{01} + l_1 + l_2 + l_3 + x)} [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + l_3 + x)] \times \left(1 - \frac{T_c}{T} \right);$$

- для п'ятої (завершальної) фази, яка триває з моменту повного відкривання клапана пневморозподільника камери холостого ходу до закінчення робочого ходу поршня:

$$\frac{dp_V}{dt} = \frac{kp_a}{x_{01} + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x} \left(-\frac{f_{e,o}^e K \sqrt{RT_a}}{F} - \frac{dx}{dt} \right) - \frac{\alpha_0 (k-1) p_5}{ARF(x_{01} + x + l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x)} \times [F^K + \pi D(l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + x)] \times \left(1 - \frac{T_c}{T} \right).$$

У наведених формулах: n - показник політропи; p_M - абсолютний тиск у напірній магістралі; x_{01} - довжина компенсаційної камери робочого ходу; $f_{p,x}^e$ - ефективна площа прохідного перерізу

робочих вікон випускних елементів камери робочого ходу; $K = \sqrt{\frac{2gk}{k-1}}$ [1, с. 33], де k - коефіцієнт адіабати); T_M - температура магістрального повітря; F - площа поперечного перерізу поршня; p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 - усереднені значення тисків у робочій камері відповідно на 1, 2, 3, 4, 5 фазах; p_a - атмосферний тиск; A - термічний еквівалент; l_1, l_2, l_3, l_4 - величина переміщення поршня відповідно на 1, 2, 3, 4 фази.

Довжину компенсаційної камери x_{01} робочого ходу для пневмоприводів із пневмомеханічним керуванням із достатньою для розрахунків точністю можна визначити за виразом [3, с. 165]:

$$x_{01} = \Psi_{px} S,$$

де Ψ_{px} - коефіцієнт компенсаційної камери робочого ходу.

Величину ходу поршня S для пневмоприводів із пневмомеханічним керуванням можна визначити за формулою [3, с. 164]:

$$S = \frac{0,5 k_u k_n \Psi_t v_y}{v},$$

де k_u - коефіцієнт швидкості поршня; k_n - коефіцієнт підсилення руху поршня; Ψ_t - доля робочого ходу в загальній тривалості циклу; v_y - прикінцева швидкість поршня; v - частота ходів поршня.

Тобто залежність для визначення довжини компенсаційної камери x_{01} робочого ходу набуває вигляду:

$$x_{01} = \frac{0,5 \Psi_{px} k_u k_n \Psi_t v_y}{v}.$$

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