

з'єднання труби і муфти, і відповідні параметри (переміщення, повороти, моменти, сили), які викликає цей тиск у їх стінках. В сукупності це дає повний опис пружно-деформованого стану стінок труби і муфти у з'єднанні.

Література

1. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. – М.: Недра, 1970. – 136 с.

сили тертя у першому наближенні. Відтак послідовно вносять поправки в попередньо знайдені

2. Билик С.Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента. – М.: Недра, 1981. – 362 с.

3. Флюгге В. Статика и динамика оболочек. – М.: Госстройиздат, 1961. – 326 с.

4. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 636 с.

УДК 622.276

МЕТОДИКА УТОЧНЕНОГО РОЗРАХУНКУ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ КОМПРЕСОРІВ І НАСОСІВ

М.С.Воробйов, В.М.Воробйов

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: public@nung.edu.ua

Приводится процедура силового расчёта кривошипно-ползунных механизмов привода компрессоров и насосов с прямым учётом сил Кулонова трения. Показаны достоинства предлагаемой методики.

The procedure of calculation of crank-slider mechanisms of a compressors and pumps gear with the direct account of the Kulonov friction forces is resulted. The advantages of an offered method are shown.

При аналізі та синтезі механічної частини компресорів і поршневих насосів за традиційною методикою беруться до уваги лише сумарні поршневі сили та сили інерції, а сили тертя в кращому випадку побічно враховуються механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Останній вважається постійним (у вигляді добутку 0.95×0.92 , де 0.95 – ККД кривошипно-індикаторного механізму [1], а 0.92 – ККД поршнів і сальників). Однак відомо [2], що ККД таких механізмів є функцією положення колінчастого вала, оскільки сили, що діють на елементи кінематичних пар, є функціями положення механізму.

Нехтування змінним впливом сил тертя при розрахунках зумовлює невпевненість конструктора при виборі параметрів кривошипно-повзунного механізму для вказаних типів машин, а тому і використання на стадії проектування великих запасів міцності, приймаючи напруги пониженого рівня. Внаслідок цього конструкції вказаних машин створюються громіздкими та дорогими, які до того ще й потребують в процесі експлуатації завищених витрат на підтримку їх працездатного стану.

Загальна механіка машин пропонує, як правило, проводити силовий розрахунок таких механізмів наближеним методом [3], який базується на послідовному визначенні реакцій у кінематичних парах, а вже по них сил Кулонова тертя. Спочатку визначають тиски в кінематичних парах та величини зрівноважуючих сил без врахування сил тертя, а за ними – знаходять

значення реакцій та зрівноважуючих сил, а за ними уточнюють сили тертя. Цей процес здійснюється ітераційно доти, поки не будуть отримані практично сталі їх значення. Такий метод не завжди дає позитивні результати. Наприклад, він повністю непридатний при кінестатичному аналізі механізму в положеннях, близьких до самозаклинювання.

У даній роботі пропонується методика прямого врахування сил тертя у рівняннях кінестатики поршневих насосів і компресорів. Причому з метою досягнення найбільшого узагальнення розглядається їх привод на базі дезаксіальних кривошипно-повзунних механізмів.

Приймаємо, що:

– лінія дії сили корисного опору проходить через точку В (рис. 1);

– центр мас повзуна співпадає з точкою В;

– коефіцієнти тертя ковзання в кінематичних парах O_1, A, B та C різні ($f_0 \neq f_A \neq f_B \neq f_C$) та не залежать як від відносних швидкостей ковзання елементів кінематичних пар, так і питомих тисків на ці елементи;

– пружність ланок та зазори в кінематичних парах не враховуються;

– розподіл питомих тисків на поверхнях кінематичних пар є лінійним.

Кінестатичний розрахунок проводимо у такій послідовності.

Для структурної групи ланок 2-3 (рис. 2) складаємо систему з п'яти рівнянь

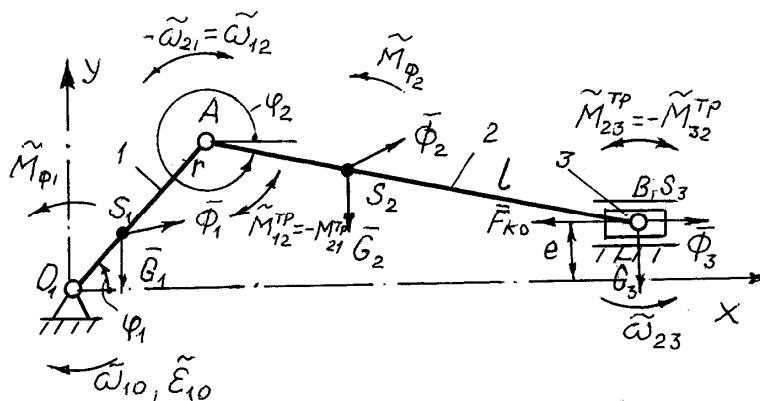


Рисунок 1

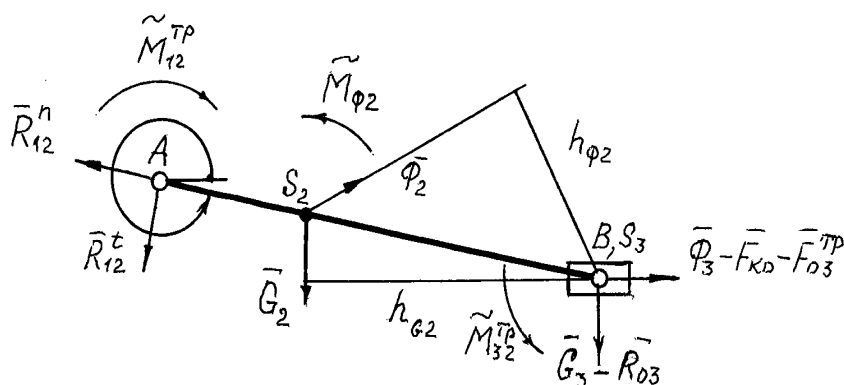


Рисунок 2

$$R_{12}^t \times l_{AB} - r_A \sqrt{(R_{12}^t)^2 + (R_{12}^n)^2} \times f_A \times \text{sign}(\omega_2 - \omega_1) - \Phi_2 \times h_{\phi 2} + M_{\phi 2} + G_2 \times h_{G2} - r_B \sqrt{(R_{32}^t)^2 + (R_{32}^n)^2} \times f_B \times \text{sign}(\omega_2) = 0; \quad (1)$$

$$R_{23} \times f_B \times r_B = R_{03} \times f_C \times b; \quad (2)$$

$$\Phi + F_{\kappa o} - R_{23}^n \times \cos \varphi_2 - R_{23}^t \times \sin \varphi_2 - R_{03} \times f_C \times \text{sign}(v_C) = 0; \quad (3)$$

$$-R_{12}^n \times \cos \varphi_2 - R_{12}^t \times \sin \varphi_2 + \Phi_2 \times \cos \gamma_2 + R_{32}^n \times \cos \varphi_2 + R_{32}^t \times \sin \varphi_2 = 0; \quad (4)$$

$$R_{03} - G_3 - R_{23}^n \times \sin \varphi_2 - R_{23}^t \times \cos \varphi_2 = 0. \quad (5)$$

Для початкової ланки механізму, силове навантаження якої подано на рис. 3, складаємо систему з трьох таких рівнянь

$$r_o \times f_o \left[(R_{01}^n)^2 + (R_{01}^t)^2 \right] \times \text{sign}(\omega_1) - G_1 \times l_{O_1 S_1} \times \cos \varphi_1 - R_{21}^t \times \cos(\varphi_2 - \varphi_1) - R_{21}^n \times r_1 \times \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + f_A \left[(R_{12}^n)^2 + (R_{12}^t)^2 \right] \times \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) - M_{3p} + M_{\phi 1} - \Phi_1 \times h_{\phi 1} = 0;$$

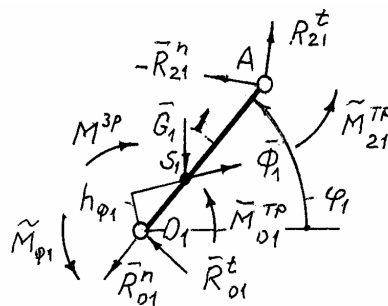


Рисунок 3

$$R_{12}^n \times \cos \varphi_2 + R_{12}^t \times \sin \varphi_2 - R_{01}^n \cos \varphi_1 - R_{01}^t \times \sin \varphi_1 + \Phi_1 \times \cos \gamma_1 = 0; \quad (7)$$

$$-R_{12}^n \times \sin \varphi_2 + R_{12}^t \times \cos \varphi_2 - R_{01}^n \times \cos \varphi_1 - R_{01}^t \times \sin \varphi_1 - G_1 + \Phi_1 \times \sin \varphi_1 = 0. \quad (8)$$

У цих рівняннях

$$\varphi_2 = 2\pi + \arcsin \left[\left(\lambda_e - \frac{\sin \varphi_1}{\lambda_e} \right) \right],$$

якщо $\text{sign}(\sin \varphi_1 - \lambda_e) = 1$;

$$\varphi_2 = \arcsin \left[\left(\lambda_e - \frac{\sin \varphi_1}{\lambda_e} \right) \right],$$

якщо $\text{sign}(\sin \varphi_1 - \lambda_e) = -1$;

$$\Phi_2 = -m_2 \times r \times \left\{ \left[\omega_1^2 \times (\cos \varphi_1 + \right. \right. \\ \left. \left. + \lambda_s (\sin \varphi_1 \times tg \varphi_2 + \cos \varphi_1 \times \cos^{-2} \varphi_2) + \right. \right. \\ \left. \left. + \lambda_s (\sin \varphi_1 \times tg \varphi_2 + \cos \varphi_1 \times \cos^{-2} \varphi_2) \right]^2 + \right. \\ \left. + \left[\varepsilon_1 (1 + \lambda_s) \cos \varphi_1 - \omega_1^2 (1 + \lambda_s) \sin \varphi_1 \right]^2 \right\}^{0,5};$$

$$\Phi_3 = -m_3 \left[\varepsilon_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1) + \omega_1^2 \times \right. \\ \left. \times (\cos(\varphi_1 - \varphi_2) + \lambda_s^{-2} \times \cos^2 \varphi_1 \times \cos^{-2} \varphi_2) \right] \times \\ \times r \times \cos^{-1} \varphi_2;$$

$$\Phi_1 = -m_1 \times r \times (\omega_1^4 + \varepsilon_1^2)^{0,5};$$

$$M_{\Phi_2} = J_{s_2} \times \lambda_2^{-1} \times \left[\omega_1^2 (\sin \varphi_1 + \sin \varphi_2 \times \right. \\ \left. \cos^2 \varphi_1 \cos^{-2} \varphi_2) - \varepsilon_1 \cos \varphi_1 \right] \times \cos^{-0,5} \varphi_2;$$

$$\gamma_2 = \arctg \left\{ \left[\varepsilon_1 (1 + \lambda_s) \cos \varphi_1 - \omega_1^2 (1 + \lambda_s) \sin \varphi_1 \right] \times \right. \\ \left. \left[\omega_1^2 (\lambda_s \cos \varphi_1 \times \cos^2 \varphi_2 - \sin \varphi_1 \times tg \varphi_2) - \right. \right. \\ \left. \left. - \varepsilon_1 (\sin \varphi_1 - \lambda_s tg \varphi_2 \cos \varphi_1) \right]^{-1} \right\};$$

$\gamma_1 = \varphi_1 - \arctg \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}$ при збіжності напрямків ω_1 та ε_1 ;

$\gamma_1 = 90^\circ + \varphi_1 + \arctg \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}$ при зворотному напрямку ε_1 ;

$$\lambda_2 = \frac{l_{AB}}{r}; \quad \lambda_s = \frac{l_{AS_2}}{l_{AB}}; \quad \lambda_e = \frac{e}{r};$$

$$h_{\Phi_2} = l_{AS_2} \times \cos(\varphi_2 - \gamma_2),$$

якщо $[\varepsilon_1 (1 + \lambda_s) \cos \varphi_1 - \omega_1^2 (1 + \lambda_s) \sin \varphi_1] > 0$;

$$h_{\Phi_2} = l_{AS_2} \times \cos(\varphi_2 + \gamma_2),$$

якщо $[\varepsilon_1 (1 + \lambda_s) \cos \varphi_1 - \omega_1^2 (1 + \lambda_s) \sin \varphi_1] < 0$;

$$h_{\Phi_1} = l_{O_1S_2} \times \varepsilon_1^{-1} \sqrt{\omega_1^4 - \varepsilon_1^2};$$

$$\omega_2 = -\omega_1 \times \lambda_2^{-1} \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2};$$

$$v_C = \frac{\omega_1 \times r \times (\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos \varphi_2}.$$

Системи рівнянь (1)-(8) є алгебраїчними та нелінійними відносно реакцій у кінематичних парах. Послідовність знаходження реакцій у кінематичних парах та зрівноважувального моменту сил залежить від виду розв'язку: символічного чи числового.

При символічному розв'язку вказаної системи рівнянь невідомі знаходяться так

З рівняння рівноваги моментів усіх сил по ланці 2

$$R_{12}^t \times l_{AB} - r_A \sqrt{(R_{12}^t)^2 + (R_{12}^n)^2} \times f_A \times \\ \times \text{sign}(\omega_2 - \omega_1) - \Phi_2 \times h_{\Phi_2} + M_{\Phi_2} + G_2 \times h_{G_2} = 0$$

виразимо R_{12}^n через R_{12}^t .

З рівняння (1) виразимо R_{32}^t в функції R_{12}^t .

З рівняння (2) виразимо R_{03} через R_{12}^t , вра-

ховуючи, що $R_{23} = R_{32} = \sqrt{(R_{32}^t)^2 + (R_{32}^n)^2}$.

Підставляючи в формулу (3) вирази для реакцій $R_{32}^t = R_{23}^t, R_{32}^n = R_{23}^n$ та R_{03} , знайдемо R_{12}^t .

З рівняння рівноваги моментів усіх сил (6) знайдемо $M_{зп}$.

З рівнянь (7) і (8) знайдемо складові реакції $R_{12}^t : R_{12}^t$ та R_{12}^n .

При чисельному методі розв'язку задачі на ЕОМ, наприклад, у системі Mathcad потрібно використати обчислювальний блок, який відкривається директивою Given. Початкові значення реакцій у кінематичних парах та зрівноважувального моменту сил при цьому рекомендується визначити кінетостатичним аналізом без врахування сил тертя та задати у вигляді операції var := value. У блоці Given можна застосувати функцію Find($R_{12}^n, R_{12}^t, \dots, R_{01}^t$). Оскільки кінетостатичний аналіз повинен охопити ряд значень аргументу φ_1 за повний оберт кривошипа, то їх потрібно задати з використанням ранжированої змінної наступним чином:

$$\varphi_1 := \varphi_1 \text{ start}, \varphi_1 \text{ start} + d.. \varphi_1 \text{ end},$$

де: $\varphi_1 \text{ start}$ – початкове значення кута φ_1 ;

d – крок зміни кута φ_1 при кінетостатичному аналізі;

$$\varphi_1 \text{ end} = 2\pi - \text{кінцеве значення кута } \varphi_1.$$

Висновки

1 Безпосереднє врахування сил тертя дасть змогу більш обґрунтовано визначити конструктивні параметри поршневіх насосів і компресорів та зменшити матеріальні витрати при їх експлуатації.

2 Запропонована методика силового розрахунку даного класу машин придатна як при нерівномірному, так і рівномірному русі кривошипа (приймаючи $\varepsilon_1 = \text{const}$), як при дезаксіальній, так і аксіальній схемі виконання (приймаючи $\lambda_e = 0$).

Література

1 Молчанов А.Г., Чичеров В.Л. Нефтепроектировальные машины и механизмы. – М.: Недра, 1983.

2 Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002.

3 Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975.