

## ДО ПИТАННЯ ПРО РОЗРАХУНОК МЕМБРАННИХ ПНЕВМАТИЧНИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Застосування спеціальних зрівноважувальних пристроїв може сприяти значному збільшенню продуктивності виробничих машин-автоматів шляхом підвищення їх швидкодійності.

Ця робота є продовженням наукових досліджень [4, 5, 6, 7, 8] кафедри поліграфічних машин УПІ ім. Івана Федорова, направлених на створення раціональних методів зрівноважування з застосуванням нових типів навантажувачів і має на меті дальшу розробку та уточнення методики їх розрахунку з використанням методів теорії подібності і аналізу розмірностей.

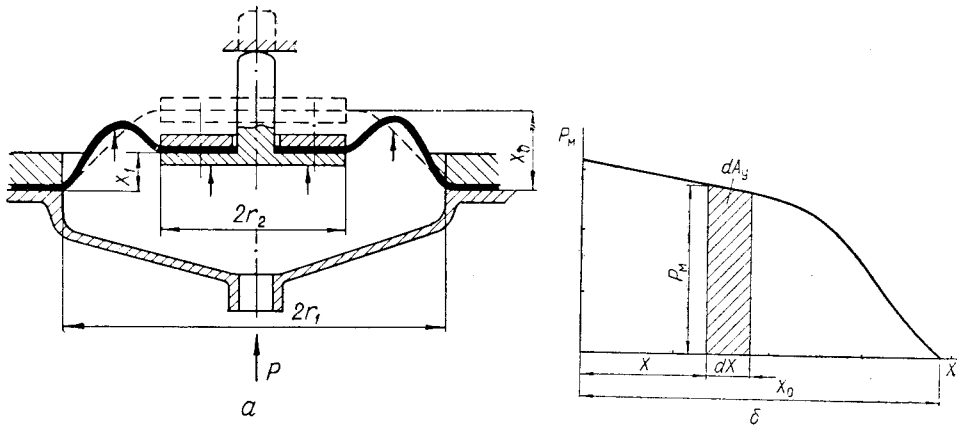


Рис. 1. *a* — схема мембранного пневматичного навантажувача зрівноважувального кулачкового механізму; *б* — графік зміни робочого зусилля МПН.

Задачею нашої пошукової роботи було виявлення можливості використання мембранних пневматичних пристроїв (рис. 1, *a*) як навантажувачів зрівноважувальних кулачкових механізмів (ЗКМ) та розробка методики аналітичного розрахунку ЗКМ з мембранними пневматичними навантажувачами (МПН).

Відмітимо, що пристрої з використанням стисненого повітря, як швидкодіючі, та внаслідок їх надійності в роботі, простоти конструкції і регулювання, останнім часом знаходять широке застосування в машинах-автоматах і автоматичних лініях. Наявність майже на кожному підприємстві джерела стисненого повітря та широка можливість вибору місця для розташування пневматичних пристроїв створюють передумови для доцільного використання МПН як навантажувачів ЗКМ.

МПН в порівнянні з поршневыми пневматичними навантажувачами мають суттєві переваги: меншу металоємність, більшу чутливість до зміни тиску повітря, майже повну герметичність, простоту виготовлення, експлуатації і ремонту, високий механічний к.к.д., відсутність механічного тертя в ущільненні, а тому й потреби в змащенні.

Розглянемо розрахунок зрівноважувального кулачкового механізму з МПН при умові, що виконавчий кулачковий механізм (ВКМ) навантажений тільки силами інерції ведених мас, а сили тертя в порівнянні з ними незначні. При дальшому теоретичному дослідженні МПН прийнято квазістаціонарний характер процесів, що протікають в камері МПН, відсутність теплообміну між повітрям в камері і її стінками, а манометричний к.к.д. навантажувача не враховувався.

Розрахунок профілю кулачка зрівноважувального механізму ведеться з загальної умови зрівноважування надлишкових робіт:

$$A_n = -A_{up}. \quad (1)$$

Енергія, що накопичується виконавчим механізмом з початку кінематичного циклу в кожній його фазі, виразиться залежністю

а) для механізму, ведена маса якого здійснює зворотно-поступальний рух:

$$A_n = b_k^2 \frac{m_{np} \cdot S^2}{2 T^2}; \quad (2)$$

б) для механізму з веденою масою, що здійснює коливальний рух:

$$A_n = b_k^2 \frac{\gamma_2^2 \cdot I_{np}}{2 T^2}, \quad (3)$$

де  $S$  — лінійний і  $\gamma_2$  — кутовий розмах веденої маси;

$m_{np}$  — маса рухомих ланок, приведена до веденої ланки механізму;

$I_{np}$  — приведений момент інерції ведених мас;

$T$  — тривалість періоду циклу однозначних переміщень;

$b_k$  — позиційний інваріант подібності швидкостей веденої маси.

Енергія, що накопичується або віддається МПН за той же період, є функцією переміщення металевго центра і визначається площею діаграми навантажувача, побудованої в координатах робоче зусилля—переміщення мембрани (рис. 1, б). Для її визначення необхідно попередньо зробити статичний розрахунок МПН.

І. Ліктан (I. Lichtens) розглядає просторову задачу (мембрана розглядається як гнучка оболонка обертання) і дає формулу, що встановлює залежність між робочим зусиллям плоскої мембрани, її прогином і конструктивними параметрами:

$$P_m = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p}{3} \left( 1 - \frac{Vb \cdot x}{V(5a^2 - b)x_0^2 - 5a^2x^2} \right), \quad (4)$$

де (див. рис. 1)  $p$  — надлишковий тиск повітря ( $\text{кгс/см}^2$ ) в камері мембранного пристрою;

$x_0$  — максимальний прогин ненавантаженої зусиллям мембрани при заданому тиску повітря;

$x$  — поточна координата металевго центра, яка відраховується від площини защемлення мембрани;

$$a = 1 + \rho_2 + \rho_2^2, \quad b = (1 - \rho_2)^2 (4 + 7\rho_2 + 4\rho_2^2),$$

$$\rho_2 = \frac{r_2}{r_1};$$

$r_1$  — радіус мембрани по місцю її защемлення;

$r_2$  — радіус металевго центра (грибка);

$P_m$  — робоче зусилля, яке розвиває мембрана в даному положенні металевого центра.

Вводячи позначення  $L = 1 + \frac{b}{5a^2}$ , формулу Ліктана приведемо до вигляду:

$$P_m = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p}{3} \left( 1 - \frac{\sqrt{L-1} \cdot x}{\sqrt{L \cdot x_0^2 - x^2}} \right). \quad (5)$$

Елементарна робота МПН запишеться:

$$dA_{yp} = P_m \cdot dx. \quad (6)$$

Інтегруючи рівняння (6) в границях переміщення металевого центра  $S_y = x_2 - x_1$ , знайдемо вираз роботи навантажувача:

$$A_{yp} = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p}{3} \int_{x_1}^{x_2} \left( 1 - \frac{\sqrt{L-1} \cdot x}{\sqrt{L \cdot x_0^2 - x^2}} \right) dx.$$

Пропускаючи ряд математичних перетворень, одержимо

$$A_{yp} = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p \cdot S_y}{3} \left[ a_{ky} + \sqrt{L-1} \left( \sqrt{L \cdot \chi_0^2 - \chi_1^2} - 2\chi_1 a_{ky} - a_{ky}^2 - \sqrt{L \cdot \chi_0^2 - \chi_1^2} \right) \right], \quad (7)$$

де  $a_{ky} = \frac{s_y}{S_y} = \frac{x_2 - x_1}{S_y}$  — позиційний інваріант подібності переміщень металевого центра МПН;

$\chi_0 = \frac{x_0}{S_y}$  — коефіцієнт відносного використання вільного прогину мембрани;

$\chi_1 = \frac{x_1}{S_y}$  — коефіцієнти зміщення початку руху металевого центра від площини защемлення мембрани.

Максимальна акумуляційна здатність МПН виразиться при підставці в рівняння (7) граничних умов  $s_y = S_y = x_0$ ,  $\chi_0 = 1$ ;  $\chi_1 = 0$ .

Тоді рівняння (7) набере вигляду:

$$A_{yp, \max} = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p \cdot x_0 \cdot L}{3} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{L}} \right). \quad (8)$$

Як видно з виразів (7), (8), акумуляційна здатність МПН визначається статичною характеристикою мембрани  $x_0 = f(p)$  і конструктивними його параметрами.

З метою перевірки можливості використання мембранних пневматичних пристроїв як навантажувачів ЗКМ були проведені експериментальні дослідження МПН з плоскими резиновими маложорсткими мембранами. Конструкція корпусу МПН була запозичена з гальмівної системи вантажного автомобіля марки ЗІЛ з незначними конструктивними змінами. При цьому  $D_1 = 135$  мм, тиск повітря в камері МПН змінювався в границях  $p = 0,2 \div 1$  атн.

Принципова схема установки для запису статичної характеристики МПН і робочого зусилля у функції переміщення металевого центра навантажувача наведена на рис. 2.

Стиснене повітря з магістралі через запірний вентиль 1 і регулятор тиску 2 поступало в ресівер 3, де його тиск контролювався взірцевим манометром 4. Під дією стисненого повітря в робочій ємкості МПН мембрана 5 прогинається і намагається перемістити металевий центр 6. Навантаження мембрани і переміщення металевого центра здійснюються гвинтовим пресом 9. Контроль переміщення центра здійснюється датчиком переміщень 7 (індикатор годинникового типу), а робочого зу-

силля МПН — датчиком зусиль  $\delta$ , встановленим між штоком МПН і пресом (динамометр ДС-1). Вільний прогин ( $x_0$ ) мембрани записувався при відсутності навантажуючого пристрою 9 і датчика зусиль  $\delta$ .

На рис. 3, а, як приклад, наведені експериментальні залежності робочого зусилля МПН в функції переміщення мембрани при різних тисках повітря. Зіставлення теоретичних і експериментальних залежностей показує, що формула Ліктана дає можливість визначити з достатньою точністю робоче зусилля МПН з плоскою резиновою мембраною при ході штока, рівним половині максимального прогину мембрани. Тому зрозуміло, що значення коефіцієнтів  $\chi_0$  і  $\chi_1$  необхідно вибирати близькими  $\chi_0 \geq 2$ ,  $\chi_1 = 0$ .

Розглянемо кінематичні інваріанти подібності металевго центра ЗКМ з мембранним пневматичним навантажувачем.

З урахуванням (3) і (7) умова повного зрівноважування (1) виконавчого механізму при  $a_{ку} = 1$  запишеться:

$$B^2 \frac{\gamma_2^2 \cdot I_{пр}}{2T^2} = \frac{\pi \cdot a \cdot r_1^2 \cdot p \cdot S_y}{3} \cdot N, \quad (9)$$

де

$$N = 1 + \sqrt{L-1} (\sqrt{L\chi_0^2 - \chi_1^2 - 2\chi_1 - 1} - \sqrt{L\chi_0^2 - \chi_1^2}). \quad (10)$$

При сумісному рішенні рівнянь (1) і (9) з урахуванням (3) і (7) одержимо вираз для визначення позиційних інваріантів переміщень штока ЗКМ з мембранним пневматичним навантажувачем:

$$a_{ку} = \frac{N}{L} \left[ \frac{b_K^2}{B^2} - C_1 + C_2 - \sqrt{\left( \frac{b_K^2}{B^2} - C_1 + C_2 \right)^2 - L \left( \frac{b_K^4}{B^4} + 2C_2 \frac{b_K^2}{B^2} \right)} \right], \quad (11)$$

де  $C_1 = \frac{\chi_1(L-1)}{N}$ ;  $C_2 = \frac{\sqrt{(L^2-L)\chi_0^2 - \frac{1}{L}\chi_1^2}}{N}$  — постійні для даної конструкції навантажувача.

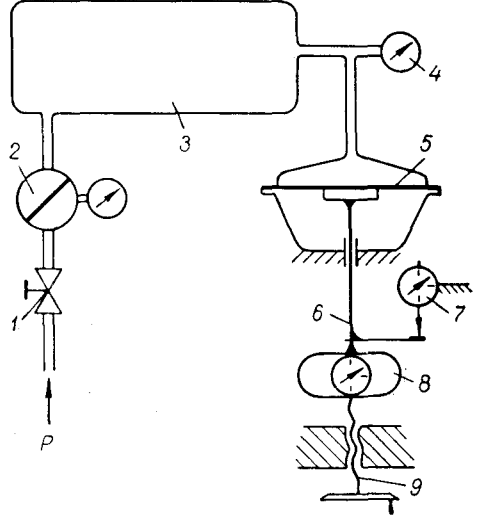


Рис. 2. Принципова схема установки для запису залежності робочого зусилля МПН і його статичної характеристики.

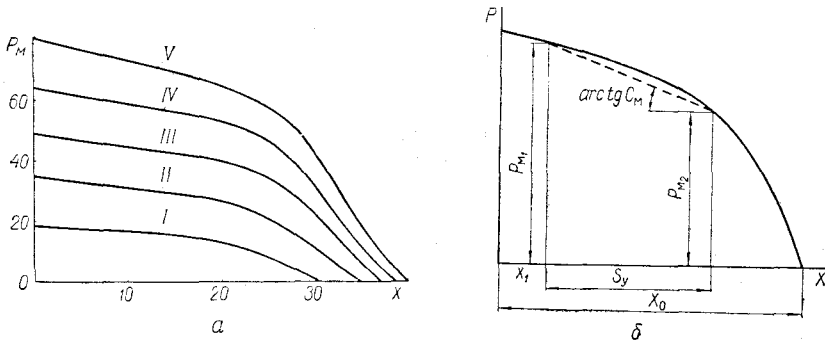


Рис. 3. Залежності робочого зусилля навантажувача ЗКМ:

а — експериментальні для МПН при  $p$  рівному I — 0,2; II — 0,4; III — 0,6; IV — 0,8; V — 1,0 атм.; б — для МПН і еквівалентної пружини.

Для визначення позиційних інваріантів подібності швидкостей штока МПН продиференціюємо рівняння (11) за відносним часом  $k$ :

$$b_{ky} = \frac{2N^2 \cdot d_k}{L \cdot B^2} \left[ 1 + \frac{\frac{b_k^2}{B^2} + C_1 - C_2(L-1)}{\sqrt{\left(\frac{b_k^2}{B^2} - C_1 + C_2\right)^2 - L\left(\frac{b_k^4}{B^4} + 2C_2 \frac{b_k^2}{B^2}\right)}} \right], \quad (12)$$

де  $d_k = b_k \cdot c_k$  — позиційний інваріант подібності кінетичної енергії виконавчого механізму.

Позиційний інваріант подібності прискорень штока МПН визначиться диференціюванням рівняння (12),

$$c_{ky} = \frac{d(b_{ky})}{dk}. \quad (13)$$

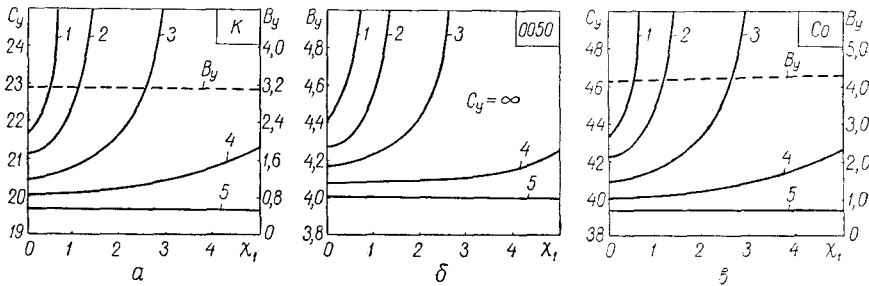


Рис. 4. Номограми для визначення  $V_y(\chi_0, \chi_1)$  і  $C_y(\chi_0, \chi_1)$  зрівноважувального кулачкового механізму з МПН.

1 —  $x_0 = 2$ ; 2 —  $x_0 = 2,67$ ; 3 —  $x_0 = 4$ ; 4 —  $x_0 = 3$ ; 5 —  $x_0 = \infty$ .

З рівнянь (11), (12), (13) видно, що кінематичні позиційні інваріанти  $a_{ky}$ ,  $b_{ky}$ ,  $c_{ky}$ , залежать від інваріантів подібності закону періодичного руху веденої ланки виконавчого механізму, коефіцієнтів зміщення початку руху штока ЗКМ відносно площини защемлення мембрани, відносного використання вільного прогину мембрани та конструктивних параметрів МПН.

Для дослідження піків кінематичних інваріантів швидкостей ( $V_y$  та прискорень ( $C_y$ ) при зміні названих параметрів необхідно дослідити рівняння (12), (13) на екстремум. Через складність наведених рівнянь таке дослідження є надто затрудненим. Нижче наводиться наближений метод аналітичного дослідження, суть якого полягає в заміні криволінійних ділянок залежності  $P_M = f(x)$  прямолінійними (рис. 3,б). Останні відображають зміну робочого зусилля пружинного навантажувача, еквівалентного МПН деякої жорсткості  $c_m$  і з коефіцієнтом попереднього натягу  $\psi_m$ .

Оскільки в границі точності формула Ліктана виражає залежність, близьку до прямолінійної, то розрахунок кінематичних інваріантів ЗКМ з мембранним пневматичним навантажувачем з деяким наближенням можна проводити по аналітичних залежностях [5, 7] для ЗКМ з пружинним навантажувачем, визначивши перед тим коефіцієнт попереднього натягу еквівалентної пружини:

$$\psi_m = \frac{P_{M_2}}{P_{M_1} - P_{M_2}}, \quad (14)$$

де  $P_{M_1}$  і  $P_{M_2}$  — робочі зусилля МПН в крайніх положеннях ЗКМ.

На рис. 4, а, б, в відображені результати наближеного аналітичного дослідження констант піків швидкостей та прискорень веденої ланки ЗКМ з МПН для трьох традиційних законів періодичного руху веденої ланки виконавчих механізмів K, C0 і 0050 [8].

На основі проведених досліджень та аналізу номограм можна зроби такі висновки:

а) формула Ліктана може бути використана при проектуванні мембранних пневматичних навантажувачів ЗКМ; область її застосування повинна бути встановлена експериментальною перевіркою МПН;

б) при виборі максимального ходу штока ВКМ, враховуючи границю точності формули Ліктана, слід додержуватись умови

$$(\chi_1 + 1) \leq 0,5\chi_0,$$

в границях якої забезпечується необхідна точність наближеного аналітичного розрахунку МПН; при збільшенні  $\chi_1$  і зменшенні  $\chi_0$  точність наближеного аналітичного розрахунку і ефект зрівноважування зменшується, бо характер зміни робочого зусилля мембрани значно відрізняється від прямолінійної залежності;

в) при збільшенні  $\chi_1$  і зменшенні  $\chi_0$  константи піків прискорень ЗКМ для законів періодичного руху веденої ланки виконавчого механізму  $K$  і  $C_0$  та константи піків швидкостей ЗКМ для закону 0050 інтенсивно наростають; незалежно від значення  $\chi_0$  і  $\chi_1$  для закону періодичного руху ВКМ 0050  $C_y = \infty$ , а константи піків швидкостей  $B_y$  для законів ВКМ  $K$  і  $C_0$  лишаються практично незмінними;

г) наведені залежності і номограми для визначення констант швидкостей ( $B_y$ ) і прискорень ( $C_y$ ) веденої ланки ЗКМ дають можливість провести оптимальний синтез ЗКМ з мембранним пневматичним навантажувачем, вибравши параметри МПН таким чином, щоб піки швидкостей і прискорень були мінімальними.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Б. Н. Бежанов. Пневматические механизмы. Машгиз, 1957.
2. Е. В. Герц. Статические характеристики мембранных пневматических устройств. Труды ИМАШ, семинар ТММ. Изд-во АН СССР, 1958.
3. Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. Теория и расчет силовых пневматических устройств. Изд-во АН СССР, 1960.
4. А. І. Петрук. Проблема повного зрівноважування надлишкових сил у поліграфічних машинах-автоматах. «Поліграфія і видавнича справа», № 2, Львів, 1966.
5. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореферат кандидатской диссертации, Львов, 1964.
6. А. Н. Полюдов, К. В. Тир, Я. И. Чехман. Программное уравновешивание избыточных сил в цикловых машинах-автоматах. Сб. «Теория машин-автоматов и пневмоприводов», вып. 1. Изд-во «Машиностроение», 1964.
7. К. В. Тир. Приближенный аналитический расчет механизмов привода машин-автоматов. Научные записки УПИ им. Ивана Федорова, т. XII, ч. 1, 1958.
8. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. Изд-во «Книга», 1965.

E. KOTOLUZ

#### ABOUT CALCULATION OF MEMBRANE PNEUMATIC LOADERS OF BALANCING CAM MECHANISMS

#### Summary

A possibility of use of the membrane pneumatic mechanisms as loaders of the balancing cam mechanisms is elucidated. Relations for determining of cinematic similarity invariants of the pusher of the balancing mechanism, are deduced.

Results of the theoretical investigation of balancing cam mechanisms with membrane pneumatic loaders, are pointed out.