

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

РОБОТИ І МАНІПУЛЯТОРИ

**Методичні вказівки
до виконання практичних робіт для студентів
спеціальності 133 “Галузеве машинобудування”**

Київ 2017

ББК 34.41

М38

Укладачі: Д.О. Міщук, к.т.н. доцент, М.М. Балака, асистент

Рецензент: А.В. Фомін, к.т.н., професор, професор кафедри будівельних машин.

Відповідальний за випуск: Л.Є. Пелевін, к.т.н., професор

Затверджено на засіданні вченої ради факультету автоматизації і інформаційних технологій Київського національного університету будівництва і архітектури, протокол №1 від 22 лютого 2017 року

Роботи і маніпулятори:

М38 Методичні вказівки до виконання практичних робіт / Д. О. Міщук, М.М. Балака. – К.: КНУБА, 2017. – 52 с.

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з дисципліни «Роботи і маніпулятори» призначені для якісного освоєння матеріалу студентами технічних спеціальностей в галузі знань «Механічна інженерія».

В методичних вказівках розглянуто загальні принципи і підходи до проектування механічних важільних захоплювачів та планетарних механізмів робота, методики розрахунку геометрії положення маніпулятора, кінематики шарнірно-важільного механізму та параметрів пристрою керування.

Після виконання практичних робіт студенти освоюють підходи проектування приводів робота та зможуть здійснювати розробку структурних схем систем його автоматизованого керування.

ББК 34.41

© Д.О. Міщук , М.М. Балака

© КНУБА, 2017

ЗМІСТ

Загальні положення	4
Практична робота №1 Кінетостатичний розрахунок механічного захоплювача робота.....	5
Практична робота №2 Побудова геометрії положення маніпулятора.....	11
Практична робота №3 Кінематичний розрахунок шарнірно-важільного механізму.....	17
Практична робота №4 Розрахунок планетарного механізму.....	20
Практична робота №5 Розрахунок параметрів пристрою керування робота.....	25
Практична робота №6 Проектування приводу робота.....	31
Практична робота №7 Розробка структурної схеми автоматизованого приводу робота.....	38
Список літератури	48
Контрольні запитання	49
Теми рефератів	50

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Завдання дисципліни полягає у викладенні студентам основ робототехніки та вивченні загальних принципів дослідження і конструювання роботів та маніпуляторів у відповідності до заданих вимог експлуатації.

Дисципліна викладається на базі знань з фундаментальних та професійно-орієнтованих дисциплін: «Вища математика», «Нарисна геометрія, інженерна та комп'ютерна графіка», «Теоретична механіка», «Опір матеріалів», «Теорія машин і механізмів», «Деталі машин», «Гідравліка та приводи механотронних систем», «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка».

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен **знати:**

- загальну будову та принцип роботи промислових роботів і маніпуляторів;
- структурні схеми роботів;
- основні типи та функціональні можливості систем керування роботів;
- види та конструкції захоплювачів;
- конструкції, характеристики та схеми встановлення датчиків;
- загальну структуру гідро-, пневмо-, електроприводу роботів та конструкції їхніх механічних передач;
- методи опису та дослідження кінематики маніпуляційних систем роботів.

Повинен **вміти:**

- визначати ступені рухомості, кут сервісу роботів і маніпуляторів;
- описувати положення маніпулятора в просторі;
- складати розрахункові схеми захоплювальних пристроїв;
- компонувати структурні схеми приводу робота та визначати основні параметри механічних передач робототехнічних систем;
- складати загальні кінематичні схеми промислових роботів.

Практична робота №1
КІНЕТОСТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК
МЕХАНІЧНОГО ЗАХОПЛЮВАЧА РОБОТА

В даній практичній роботі необхідно виконати розрахунок механічного важільного захоплювача згідно даних табл. 1.1. Схема механічного захоплювача, що розраховується представлена на рис. 1.1.

Таблиця 1.1

Вихідні дані для розрахунку механічного захоплювача

Варіант	Параметри захоплювача					Розмір заготовки			Матеріал заготовки	Максимальна швидкість підймання, м/с	Максимальна швидкість горизонтального переміщення, м/с
	<i>l</i> , мм	<i>e</i> , мм	<i>c</i> , мм	<i>d</i> , мм	<i>α</i> , град	<i>D</i> , мм	<i>a</i> х <i>b</i> , мм	<i>L</i> , мм			
1	150	120	100	50	45	90	-	1000	С	0,7	0,2
2	180	140	50	20	0, 30	-	30х30	800	ДР	0,2	0,7
3	500	50	200	100	20	200	-	2000	Д	0,5	0,1
4	800	100	200	150	45	300	-	100	СК	1,5	1
5	500	400	150	80	20	-	50х50	2000	С	0,2	0,5
6	200	80	80	50	0, 45	-	30х30	1000	Д	0,5	0,3
7	300	80	120	60	45	-	50х50	800	Л	0,3	0,6
8	800	200	300	200	0	180	-	2800	Д	0,2	0,9
9	1000	350	300	180	10	180	-	3000	Д	0,3	1
10	250	20	80	50	45	35	-	100	Д	0,1	0,2
11	80	140	150	50	0	-	40х40	1800	С	0,1	0,5
12	100	40	600	500	0, 20	500	-	2000	Л	1,5	0,2
13	1000	100	450	250	45	500	-	100	СК	0,7	1,2
14	500	200	240	100	0	200	-	2000	С	1,8	0,2
15	800	80	270	150	0, 45	300	-	1000	Л	0,5	1
16	350	180	300	200	45	400	-	500	ДР	2,2	2,8
17	900	300	700	500	45	1000	-	2800	ДР	0,2	0,1
18	950	150	330	180	10	180	-	3000	Д	0,3	0,2
19	1000	500	300	250	40	500	-	3000	Д	0,09	1
20	450	450	310	90	0, 45	-	70х40	2000	Д	0,1	0,15
21	500	230	200	120	30	200	-	800	С	0,3	0,45
22	540	200	100	50	0	-	90х50	300	Л	0,2	0,09
23	300	200	200	100	0	-	30х90	400	ДР	0,9	1,9

Примітка: С – сталь; ДР – дюралюміній; Л – латунь; Д – дерево; СК – скло

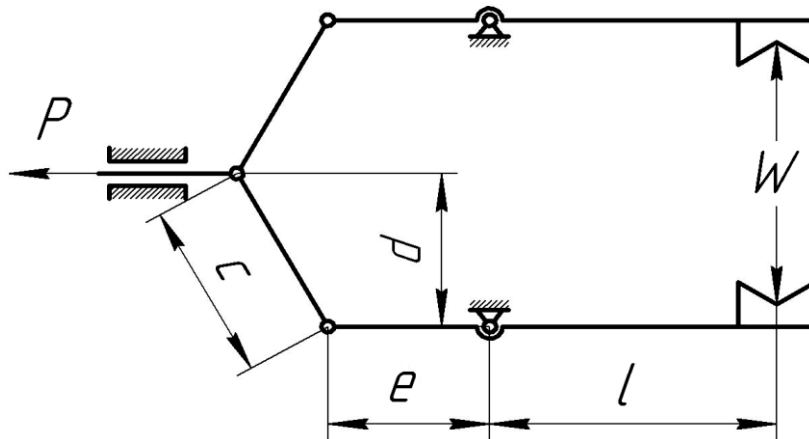


Рис. 1.1. Механічний захоплювач важільного типу

Механічні захоплювачі найчастіше використовують як засоби технологічного оснащення маніпуляторів роботів для виконання операцій транспортування, завантаження й складання. Принциповою відмінністю механічних захоплювачів є метод затискання деталей, який полягає у створенні утримуючих сил тертя між базовими поверхнями деталі та робочими губками захоплювача. У загальному випадку механічні захоплювачі складаються із привода, механізму передавання приводного зусилля та захоплювальних елементів.

Розрахунок механічного захоплювача передбачає визначення сил, що діють у місцях контакту об'єкта захоплювання та губок, зусиль привода, контактних навантажень та характеристик міцності елементів захоплювача.

Кінетостатичний розрахунок механічного захоплювача виконується в такій послідовності.

1. Визначаємо вагу вантажу, який буде переміщувати робот, Н:

$$Q = mg, \quad (1.1)$$

де $m = V\rho$ – маса вантажу, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; V – об'єм заготовки вантажу, м^3 ; ρ – щільність матеріалу заготовки, кг/м^3 ($\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$ для сталі; $\rho = 2640 \text{ кг/м}^3$ для дюралюмінію; $\rho = 8500 \text{ кг/м}^3$ для латуні; $\rho = 520 \text{ кг/м}^3$ для дерева; $\rho = 2500 \text{ кг/м}^3$ для скла).

Для заготовок суцільного круглого перерізу, об'єм буде, м^3 :

$$V = \frac{\pi D^2}{4} L, \quad (1.2)$$

де D – діаметр заготовки, м; L – довжина заготовки вантажу, м.

Для заготовок суцільного прямокутного перерізу, об'єм буде, м^3 :

$$V = abL, \quad (1.3)$$

де a, b – розміри перерізу заготовки, м; L – довжина заготовки вантажу, м.

2. Розраховується сила тертя, необхідна для затискання деталі.

При вертикальному лінійному переміщенні, Н:

$$F_1 = kQ\left(1 + \frac{a_\epsilon}{g}\right), \quad (1.4)$$

де k – коефіцієнт запасу ($k = 1,2$); Q – вага вантажу, Н; a_ϵ – найбільше прискорення вертикального руху, м/с^2 ; g – прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Максимальне прискорення вертикального руху, м/с^2 :

$$a_\epsilon = \frac{v_{B\max}}{\Delta t}, \quad (1.5)$$

де $v_{B\max}$ – максимальна швидкість підймання вантажу, м/с (табл. 1.1); Δt – час розгону, с ($\Delta t = 1,2$ с).

При горизонтальному лінійному переміщенні, Н:

$$F_2 = Q\left(k + f \frac{a_z}{g} \operatorname{tg}\alpha\right), \quad (1.6)$$

де a_z – прискорення горизонтального переміщення, м/с^2 ; α – найбільший кут скосу губок, град (табл. 1.1); f – коефіцієнт тертя між губками захоплювача та вантажем (табл. 1.2).

Таблиця 1.2

Коефіцієнти тертя губок захоплювача із заготівками

Поверхні, що дотикаються	Коефіцієнт тертя
Дерево по резині	0,8
Сталь по сталі: для негартованих без насічок із сталей 45, 50 для гартованих із насічками із сталей 65Г, 60С2, У10А	0,12...0,15 0,3...0,35
Латунь по сталі	0,12
Скло по резині	0,6
Дюралюміній по сталі	0,1

Максимальне прискорення горизонтального руху, м/с^2 :

$$a_z = \frac{v_{\Gamma\max}}{\Delta t}, \quad (1.7)$$

де $v_{\Gamma\max}$ – максимальна швидкість горизонтального переміщення вантажу, м/с (табл. 1.1).

При обертанні захоплювача в горизонтальній площині, Н:

$$F_3 = Q\left(k + f \frac{\omega^2}{g} R \cdot \operatorname{tg}\alpha + f \frac{\epsilon}{g} R\right), \quad (1.8)$$

де R – довжина вильоту руки робота, ($R = 1,8$ м); ω – кутова швидкість, ($\omega = 1,57$ с^{-1}); $\epsilon = \omega/\Delta t$ – кутове прискорення повороту захоплювача, с^{-2} .

При одночасному гальмуванні за всіма трьома рухами, Н:

$$F_4 = Q \left(k \left(1 + \frac{a_6}{g} \right) + \frac{f}{g} (a_2 \operatorname{tg} \alpha + \omega^2 R \operatorname{tg} \alpha + \varepsilon R) \right). \quad (1.9)$$

Приймаємо найбільше із розрахованих значень зусиль тертя.

3. Згідно із заданою схемою затискання відповідно до табл. 1.3. визначаємо контактні зусилля між губками захоплювача та заготівкою.

Таблиця 1.3

Схеми та розрахункові формули затискних пристроїв

№	Схема затискання заготівки	Зусилля контакту, Н
1		$N_j = \frac{Q(\sin \gamma - f \cos \gamma)}{2(\cos \gamma + f \sin \gamma)} \times$ $\times \frac{1}{(\sin \gamma + f \cos \gamma)};$ $\gamma = 90 - \alpha;$ $j = 1, 2, 3, 4.$
2		$N_1 = \frac{Q}{2f};$ $N_2 = N_3 = \frac{Q}{4f \sin \gamma};$ $\gamma = 90 - \alpha.$
3		$N_1 = N_2 = \frac{Q}{2f}.$

4. Максимальне значення коефіцієнта тертя між заготівкою та губками захоплювача:

$$\mu = \frac{F_{\max}}{\sum N}, \quad (1.10)$$

де F_{\max} – максимальне зусилля тертя, Н; $\sum N$ – сумарне значення контактних зусиль між губками захоплювача та заготівкою, Н.

5. Визначаємо зусилля затискання заготівки.

Для схеми затискання №1 (табл. 1.3), Н:

$$W = 2N_1(\sin \gamma + f \cos \gamma). \quad (1.11)$$

Для схем затискання №2 та №3 (табл. 1.3), Н:

$$W = N_1. \quad (1.12)$$

6. Відповідно до заданих розмірів захоплювача, схематично (аналогічно рис. 1.1) зображуємо його в положенні затискання вантажу.

7. Визначаємо передавальний коефіцієнт механізму захоплювача.

$$K_1 = \frac{l \cdot c \cdot \sqrt{1 - \frac{d^2}{c^2}}}{e \cdot d}, \quad (1.13)$$

де l, e, c, d – розміри ланок захоплювача, м (табл. 1.1).

8. Визначаємо тягове зусилля, яке необхідно створити привідним механізмом для утримання заготовки, Н:

$$P = \frac{K_1 2W}{\eta}, \quad (1.14)$$

де $\eta = 0,9$ – коефіцієнт корисної дії механізму; W – зусилля затискання, Н.

9. Визначаємо ширину зони контакту губки за допустимими контактними напруженнями на поверхні заготовки:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} \cdot E_{зв} \cdot 2}{b_1 d_{cp}}} \leq [\sigma], \quad (1.15)$$

де $E_{зв}$ – зведений модуль пружності, МПа ($E_{зв} = 2E_{Г}E_{Д} / (E_{Г} + E_{Д})$); $E_{Г}$, $E_{Д}$ – модулі пружності матеріалу з якого виготовлено губки захоплювача та деталь, МПа (табл. 1.4);

$N_{\max} = \sqrt{N_{MAX}^2 + \left(\frac{F_{\max}}{n}\right)^2}$ – максимальне зусилля контакту між деталлю та губкою, Н; N_{MAX}^2 – максимальне контактне зусилля, Н; d_{cp} – умовний середній діаметр деталі, мм; b_1 – ширина зони контакту губки, мм; $[\sigma]$ – допустиме напруження контакту на поверхні деталі, МПа; n – кількість точок контакту деталі з губками захоплювача.

Таблиця 1.4

Модулі пружності різних матеріалів, МПа

Сталь	Дюралюміній	Скло	Дерево	Латунь	Текстоліт	Каучук
$2,1 \cdot 10^5$	$0,71 \cdot 10^5$	$0,56 \cdot 10^5$	$0,1 \cdot 10^5$	$0,95 \cdot 10^5$	$0,08 \cdot 10^5$	$0,00008 \cdot 10^5$

Умовний середній діаметр деталі приймаємо рівним діаметру заготовки D – якщо деталь круглого перерізу, або діаметру кола в яке повинна бути вписана деталь прямокутного перерізу axb .

Допустиме напруження контакту на поверхні деталі, МПа:

$$[\sigma] = 0,459 \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{\max}}{(d_{cp})^2 \left(\frac{1-\mu_{\Gamma}^2}{E_{\Gamma}} + \frac{1-\mu_{Д}^2}{E_{Д}} \right)^2}}, \quad (1.16)$$

де μ_{Γ} та $\mu_{Д}$ – коефіцієнти Пуассона матеріалу губок захоплювача та деталі (табл. 1.5); d_{cp} – умовний середній діаметр, мм.

Таблиця 1.5

Коефіцієнти Пуассона різних матеріалів

Сталь	Дюралюміній	Скло	Дерево	Латунь	Текстоліт	Каучук
0,28	0,34	0,25	0,5	0,42	0,15	0,47

10. Розраховуємо губки захоплювача на міцність, МПа:

$$\frac{M_x}{W_x} \leq [\sigma_{32}], \quad (1.17)$$

де $M_x = W \cdot L_6$ – момент, що створюється силою затискання W , Н·мм, W_x – полярний момент опору, мм³; $[\sigma_{32}]$ – гранично допустиме напруження згину ($[\sigma_{32}] = 190$ МПа – для сталі 45).

Приймаючи, що переріз губки захоплювача має вид прямокутника із відношенням сторін $b_1/h = 3$, матимемо, мм³:

$$W_x = \frac{b_1^3}{54}. \quad (1.18)$$

Максимально допустиме зміщення вантажу при затисканні губками, мм:

$$L_6 = \frac{W_x [\sigma_{32}]}{W}. \quad (1.19)$$

У випадку якщо довжина L_6 перевищує розміри ланок захоплювача, товщину h можна збільшувати.

11. Розраховуємо момент опору згину поперечного перерізу важелів захоплювача в найбільш навантаженому місці, мм³:

$$W_y = \frac{W \cdot l}{0,5 \cdot \sigma_T}, \quad (1.20)$$

де l – задана довжина важеля (табл. 1.1), мм; σ_T – межа текучості матеріалу з якого буде виготовлено ланки захоплювача, МПа ($\sigma_T = 360$ МПа – для сталі 45; $\sigma_T = 410$ МПа – для сталі 60; $\sigma_T = 800$ МПа – для сталі 40Х).

12. Проектуємо геометрію поперечного перерізу прямокутної форми натискного важеля захоплювача виходячи із умови, що:

$$\frac{b_2 h_1^2}{6} \geq W_y, \quad (1.21)$$

де b_2 і h_1 – ширина та висота поперечного перерізу важеля прямокутної форми, мм. Розміри b_2 і h_1 вибираємо довільно.

13. Розраховуємо прогин натискних важелів захоплювача, мм:

$$\Delta = \frac{W \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_y}, \quad (1.22)$$

де W – зусилля затискання, Н; l – задана довжина важеля, мм; J_y – геометричний момент інерції поперечного перерізу важелів захоплювача, мм⁴ ($J_x = b_2 h_1^3 / 12$); $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

14. Перевіряємо виконання умови: $\Delta \leq 0,0001 \cdot l$, мм.

15. Визначаємо опорні реакції в шарнірах захоплювача, Н.

$$R_A = \frac{Wl}{e}; R_B = \frac{W(l+e)}{e}; R_C = P. \quad (1.23)$$

16. Виходячи із розрахунку на зріз, визначаємо діаметри шарнірів, мм:

$$d_{шA} = \sqrt{\frac{4R_A}{\pi[\tau_{зр}]}}, d_{шB} = \sqrt{\frac{4R_B}{\pi[\tau_{зр}]}}, d_{шC} = \sqrt{\frac{4R_C}{\pi[\tau_{зр}]}}, \quad (1.24)$$

де $[\tau_{зр}] = 120$ МПа – допустиме напруження на зріз для сталі 45.

17. Визначаємо хід важеля для надійного затискання заготовки вантажу, мм:

$$S = \sqrt{c^2 - d^2} - \sqrt{c^2 - \left(d + \frac{\Delta l \cdot e}{l}\right)^2}, \quad (1.25)$$

де $\Delta l = 20$ мм – додатковий хід, необхідний для виходу губок від поверхні заготовки.

Практична робота №2

ПОБУДОВА ГЕОМЕТРІЇ ПОЛОЖЕННЯ МАНІПУЛЯТОРА

Застосовуючи матриці переходу в даній практичній роботі необхідно побудувати геометрію положення маніпулятора (рис. 2.1 та рис. 2.2) у залежності від заданих в табл. 2.1 параметрів зміни узагальнених координат.

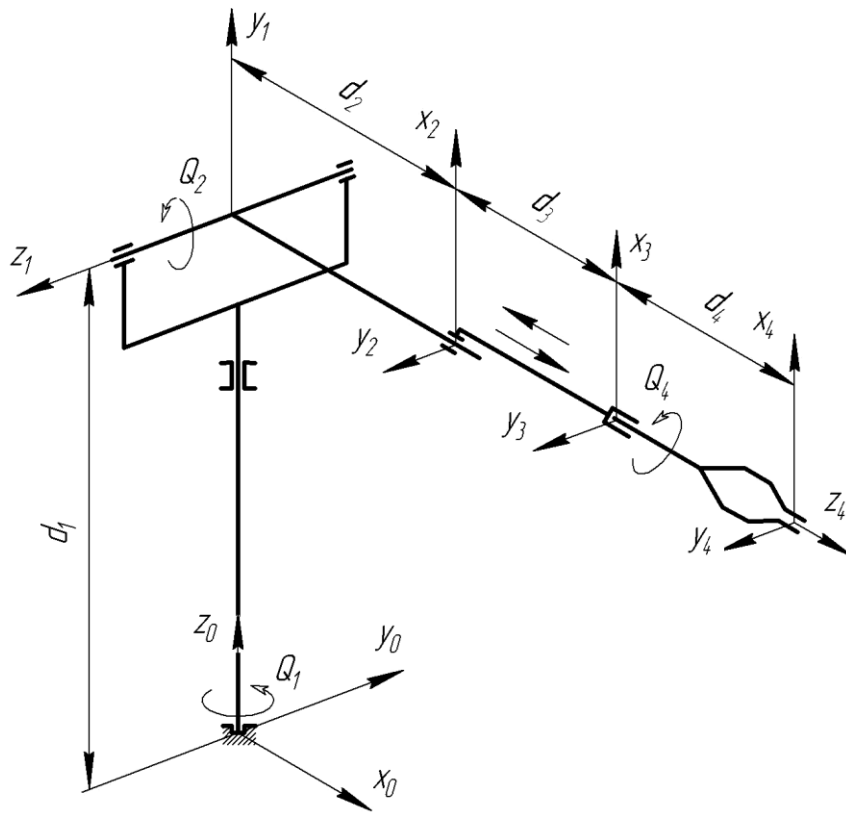


Рис. 2.1. Кінематична схема маніпулятора сферичного компонування

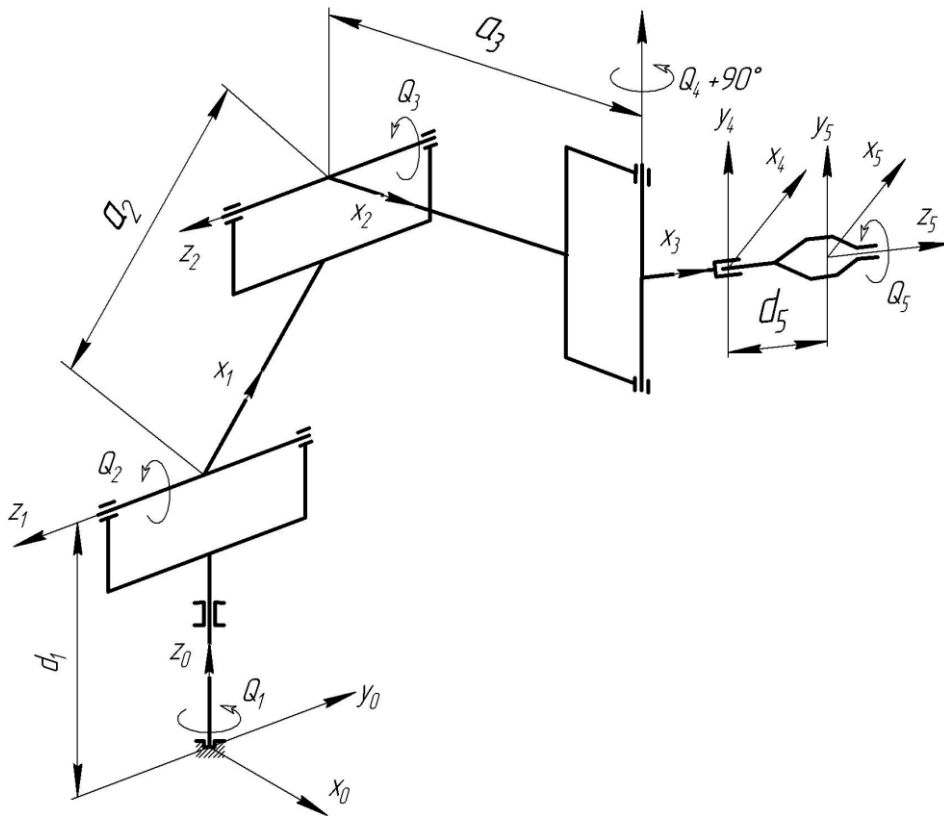


Рис. 2.2. Кінематична схема маніпулятора антропоморфного компонування

Таблиця 2.1

Вихідні дані для побудови геометрії положення маніпулятора

Варіант	Тип схеми	d_1 , мм	d_2 , a_2 , мм	a_3 , мм	d_4 , d_5 , мм	Q_1 , град	Q_2 , град	Q_3 , град	Q_4 , град	d_3 , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	Рис. 2.1	700	300	-	200	0-30-40-60-80	10-20-30-40-50	-	30-40-50-60-70	0-50-100-150-200
2	Рис. 2.1	500	500	-	300	0-10-20-30-40	10-20-30-40-50	-	30-40-50-60-70	0-10-20-30-40
3	Рис. 2.2	1000	1000	500	100	30-40-50-60	10-20-30-40-50	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
4	Рис. 2.2	2300	490	500	150	0-30-60-90-120	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
5	Рис. 2.2	1200	400	1000	550	5-10-15-20-25	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
6	Рис. 2.1	2000	250	-	300	15-30-45-50-65	30-40-50-60-70	-	30-40-50-60-70	0-10-20-30-40
7	Рис. 2.1	2200	1000	-	290	30-40-60-80-100	30-40-50-60-70	-	30-40-50-60-70	10-30-50-70-90
8	Рис. 2.2	800	390	900	250	30-40-60-80-100	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
9	Рис. 2.1	1800	490	-	300	0-30-40-60-80	35-45-55-65-75	-	30-40-50-60-70	10-20-30-40-50
10	Рис. 2.2	550	500	900	150	0-30-40-60-80	35-45-55-65-75	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
11	Рис. 2.2	600	900	1000	600	0-30-40-60-80	35-45-55-65-75	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
12	Рис. 2.1	2800	1500	-	500	30-40-50-60-70	35-45-55-65-75	-	30-40-50-60-70	0-10-20-30-40
13	Рис. 2.1	1400	400	-	700	40-50-60-70-80	20-30-40-50-60	-	30-40-50-60-70	20-50-80-110-140
14	Рис. 2.2	1540	2100	70	800	40-60-80-100-120	20-30-40-50-60	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
15	Рис. 2.1	1240	1000	-	800	40-60-80-100-120	20-30-40-50-60	-	30-40-50-60-70	50-100-150-200-250
16	Рис. 2.1	2300	3000	-	600	40-60-80-100-120	20-30-40-50-60	-	30-40-50-60-70	0-10-20-30-40
17	Рис. 2.1	2104	500	-	300	40-60-80-100-120	20-30-40-50-60	-	30-40-50-60-70	10-50-90-130-170
18	Рис. 2.1	2010	900	-	250	20-30-40-50-60	20-30-40-50-60	-	30-40-50-60-70	10-80-150-220-290
19	Рис. 2.1	3000	3000	-	900	0-10-20-30-40	30-40-50-60-70	-	30-40-50-60-70	0-40-80-120-160
20	Рис. 2.2	1450	2100	80	400	30-50-70-90-110	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-

Закінчення табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
21	Рис. 2.2	890	900	90	300	0-30-40-60-80	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
22	Рис. 2.2	950	1000	100	260	0-30-40-60-80	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-
23	Рис. 2.2	1930	1000	150	240	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	30-40-50-60-70	-

Примітка: $Q_5 = 0$ град для всіх варіантів

Суть матричного підходу полягає в тому, що кожну із ланок маніпулятора пов'язують із її власною локальною системою координат. Зв'язок переходу від однієї системи координат до іншої – сусідньої, записують у вигляді матриці розмірністю 4×4 . Тоді якщо, наприклад матриця A_1 описує положення та орієнтацію першої ланки відносно абсолютної системи координат, A_2 – положення та орієнтацію другої ланки відносно першої, а A_n – положення та орієнтацію n -ої ланки відносно $(n-1)$ -ої ланки, то їх добуток $T_n = A_1 A_2 \dots A_n$ дозволяє отримати матрицю, яка буде описувати положення n -ої ланки в абсолютній системі координат. За своєю структурою матриця T_n є блочна матриця розміром 4×4 наступного виду:

$$T_n = \begin{bmatrix} \tau_i & | & l_i \\ - & | & - \\ 0 & | & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.1)$$

де

$$\tau_i = \begin{bmatrix} c_i & -s_i \cos \alpha_i & s_i \sin \alpha_i \\ s_i & c_i \cos \alpha_i & -c_i \sin \alpha_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i \end{bmatrix} - \text{матриця, яка визначає орієнтацію } i\text{-ої}$$

системи координат в абсолютній системі координат; $l_i = [a_i c_i \quad a_i s_i \quad d_i]^T$ – вектор-стовбчик, який визначає положення i -ої системи координат в абсолютній системі координат; $c_i = \cos Q_i$; $s_i = \sin Q_i$; 0 – нульова матриця розміром 1×3 ; 1 – одинична матриця 1×1 .

Побудову геометрії положення маніпулятора виконують в наступній послідовності:

1. Відповідно до заданої кінематичної схеми маніпулятора визначається ступінь рухомості та встановлюються параметри маніпулятора, які будуть змінюватися та ті, які будуть залишатися без змін. Число ступенів вільності визначається за формулою Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (2.2)$$

де n – кількість рухомих ланок кінематичних ланцюгів маніпулятора; $p_1 \dots p_5$ – кількість кінематичних пар $I \dots V$ -го класів відповідно.

2. Використовуючи дані табл. 2.2 як довідкові, визначити матриці переходу A_i між ланками маніпулятора.

Таблиця 2.2

Параметри універсальних кінематичних схем

Номер матриці A_i ,	Узагальнена координата q_i	Кутова координата Q_i , град.	Лінійна координата d_i , м	Відстань переносу, a_i , м	Кут повороту, α_i , град
Сферична компоновка					
1	Q_1	Q_1	d_1	0	90
2	Q_2	Q_2+90	0	0	90
3	-	0	d_2	0	0
4	d_3	0	d_3	0	0
5	Q_4	Q_4	d_4	0	0
$A_1 = \begin{bmatrix} \cos Q_1 & 0 & \sin Q_1 & 0 \\ \sin Q_1 & 0 & -\cos Q_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad A_2 = \begin{bmatrix} -\sin Q_2 & 0 & \cos Q_2 & 0 \\ \cos Q_2 & 0 & \sin Q_2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$ $A_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_2 + d_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad A_4 = \begin{bmatrix} \cos Q_4 & -\sin Q_4 & 0 & 0 \\ \sin Q_4 & \cos Q_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & d_4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$					
Антропоморфна компоновка					
1	Q_1	Q_1	d_1	0	90
2	Q_2	Q_2	0	a_2	0
3	Q_3	Q_3	0	a_3	-90
4	Q_4	Q_4+90	0	0	90
5	Q_5	Q_5	d_5	0	0
$A_1 = \begin{bmatrix} \cos Q_1 & 0 & -\sin Q_1 & 0 \\ \sin Q_1 & 0 & \cos Q_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & d_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad A_2 = \begin{bmatrix} \cos Q_2 & -\sin Q_2 & 0 & a_2 \cos Q_2 \\ \sin Q_2 & \cos Q_2 & 0 & a_2 \sin Q_2 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$ $A_3 = \begin{bmatrix} \cos Q_3 & 0 & -\sin Q_3 & a_3 \cos Q_3 \\ \sin Q_3 & 0 & \cos Q_3 & a_3 \sin Q_3 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad A_4 = \begin{bmatrix} -\sin Q_4 & 0 & \cos Q_4 & 0 \\ \cos Q_4 & 0 & \sin Q_4 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$ $A_5 = \begin{bmatrix} \cos Q_5 & -\sin Q_5 & 0 & 0 \\ \sin Q_5 & \cos Q_5 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & d_5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$					

У загальному вигляді матриця переходу A_i , яка відображає однорідне перетворення локальних систем координат маніпулятора виглядає наступним чином:

$$A_i(Q_i, d_i, a_i, \alpha_i) = \begin{bmatrix} \cos Q_i & -\sin Q_i \cos \alpha_i & \sin Q_i \sin \alpha_i & a_i \cos Q_i \\ \sin Q_i & \cos Q_i \cos \alpha_i & -\cos Q_i \sin \alpha_i & a_i \sin Q_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.3)$$

Із чотирьох однорідних координат Q_i, d_i, a_i, α_i параметричні a_i та α_i завжди постійні, а їх значення визначаються конструктивними особливостями маніпуляторів. Для обертальної кінематичної пари змінною величиною є кут Q_i , а для поступальної пари – переміщення d_i . Величини Q_i та d_i вважаються узагальненими координатами маніпулятора, а кожна матриця A_i , яка записана окремо для однієї ланки маніпулятора буде містити лише одну змінну величину.

3. Знайти добуток отриманих матриць та визначити координати захоплювача маніпулятора в абсолютній системі координат.

Правило знаходження добутку матриць визначається наступним чином:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}b_{11} + a_{12}b_{21} & a_{11}b_{12} + a_{12}b_{22} \\ a_{21}b_{11} + a_{22}b_{21} & a_{21}b_{12} + a_{22}b_{22} \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

4. Побудувати графіки, де відобразити зміну координат захоплювача маніпулятора в системі координат пов'язаній із стійкою маніпулятора.

5. Відповідно до отриманих даних із табл. 2.3 підібрати стандартного робота та обґрунтувати його вибір.

Таблиця 2.3

Параметри робіт Fanuc

Серія	Модель	Максимальне навантаження на кисть, кг	Досяжність, мм	Керованих осей	Вага, кг	Кут повороту, град					
						J1	J2	J3	J4	J5	J6
M-410	185	185	3143	4	1600	360	144	136	720	-	-
LR 200	7WP	7	717	6	25	360	245	420	380	250	720
M-430	4FH	4	900	5	55	360	230	383	300	540	-
M-10	10MS	10	1422	6	130	340	250	441	380	280	720
M-20	12L	12	2009	6	250	370	260	460	400	360	900
M-20	20T	20	1662	6	185	370	300	586	400	360	900
M-20	25iA	25	1853	6	250	340	240	304	400	290	540
M-410	140H	140	2850	5	1200	360	155	112	20	720	-
M-710	70	70	2050	6	560	360	225	440	720	250	720
M-2000	900L	900	4683	6	9600	330	160	165	720	240	720
M-2000	2300	2300	3734	6	11000	330	165	720	240	240	720

Практична робота №3

КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ШАРНІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

Згідно заданих даних табл. 3.1, визначити кінематичні параметри маніпулятора, який представлений на рис. 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані до розрахунку

Параметр	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
l_1 , м	1	2	3	2,5	3,4	1,6	3,4	2,6	3	0,4	3,5
l_2 , м	1	2	2	2	1,5	1	2	0,6	2,3	0,8	1
l_3 , м	1	1	2	2,5	2	2	1,5	2	2	1,5	2
l_4 , м	0,4	0,8	1	0,5	0,5	1	1,2	1	0,4	0,4	0,9
l_5 , м	2	2	2	1,2	1	2	2	1	2	1	1
b , м	1	1	1	2	1	1	1	2	2	1	1
x_n , м	2,4	2,4	4,6	3,5	5,7	3,4	4,8	4,1	3,5	0,7	6,3
x_k , м	3,6	3,9	6,7	5,1	6,3	5,7	6,6	5,5	6,4	2,6	5,7
y_n , м	2	2,8	4,5	2,9	1,8	0,3	1	0,13	1,8	0,8	1,4
y_k , м	1,5	1	1,8	1,8	0,8	1	1,5	0,6	1,4	1	-0,6
Параметр	Варіант										
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
l_1 , м	3,4	4	4,4	2,4	3	1	1,2	2	2,2	5	1,5
l_2 , м	3	2,5	2,8	1,2	3	1,5	3,6	2	2	3	1,8
l_3 , м	2	2,1	2,5	2	1	1	2	1	2,2	2	1,8
l_4 , м	0,5	0,6	0,6	0,8	0,3	1	1	1,3	0,4	0,5	0,5
l_5 , м	1,3	2	2	3	2	3	1	1	2	4	2
b , м	1	1	2	1,5	1,5	1	1	0,5	2	1,5	1,2
x_n , м	2,8	7,6	6	4,5	5,7	1,7	3,9	3,5	5,3	3,1	2
x_k , м	6,3	5,6	7,9	7,1	2,4	4	0,9	1,5	3,8	9,5	4,5
y_n , м	3,4	2	-0,5	-1	0,5	3,5	1	-0,6	-0,8	0	2
y_k , м	2,1	2	3,5	0,5	5	-1,5	3,7	2	5	3,2	2,3

Метою даного кінематичного розрахунку є встановлення граничних швидкостей та прискорень ланок маніпулятора в наступній послідовності.

1. Для заданої на рис. 3.1 кінематичної схеми маніпулятора визначаємо граничні значення узагальнених координат q_1 та q_2 , м:

$$q_{1\max} = 0,7 \cdot (l_1 + l_2); \quad q_{2\max} = 0,7 \cdot (b + l_4); \quad (3.1)$$

$$q_{1\min} = \sqrt{|l_1^2 - l_2^2|}; \quad q_{2\min} = 1,3 \cdot |b - l_4|. \quad (3.2)$$

2. Розраховуємо мінімальні та максимальні значення кутів α і β повороту ланок маніпулятора, град.:

$$\alpha_{\max(\min)} = \arccos\left(\frac{q_{1\min(\max)}^2 + l_1^2 - l_2^2}{2q_{1\min(\max)}l_1}\right); \quad \beta_{\min(\max)} = \arccos\left(\frac{b^2 + l_4^2 - q_{2\min(\max)}^2}{2bl_4}\right). \quad (3.3)$$

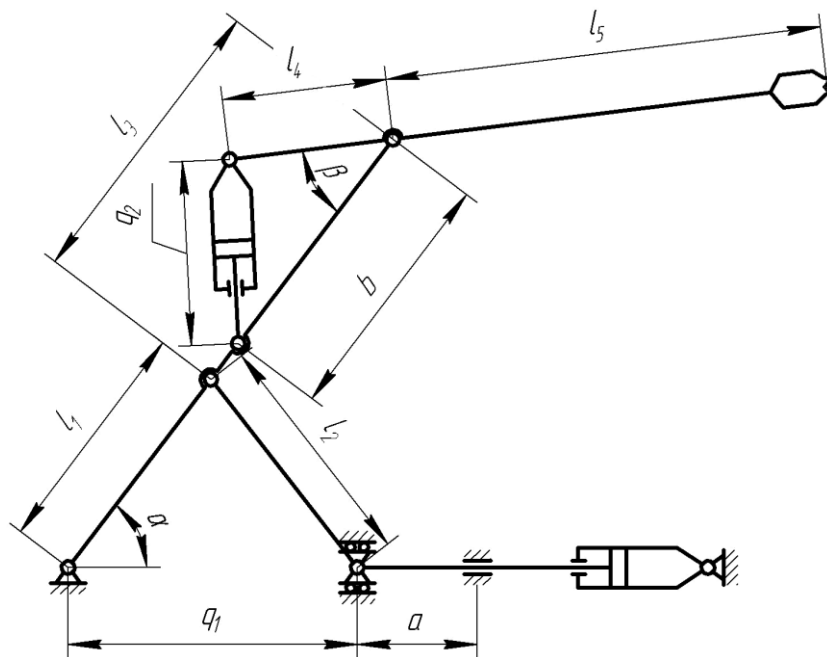


Рис. 3.1. Кінематична схема шарнірно-важільного механізму маніпулятора

3. Використовуючи дані табл. 3.1 та значення параметрів α і β побудувати робочу зону маніпулятора в масштабі (рис. 3.2). На робочій зоні необхідно помітити робочі точки переміщення вантажу – початкову та кінцеву, які необхідно з'єднати найкоротшою лінією. Побудована лінія переміщення вантажу повинна знаходитися всередині робочої зони, в протилежному випадку необхідно змінити просторове розміщення маніпулятора у відповідності до заданих параметрів переміщення вантажу.

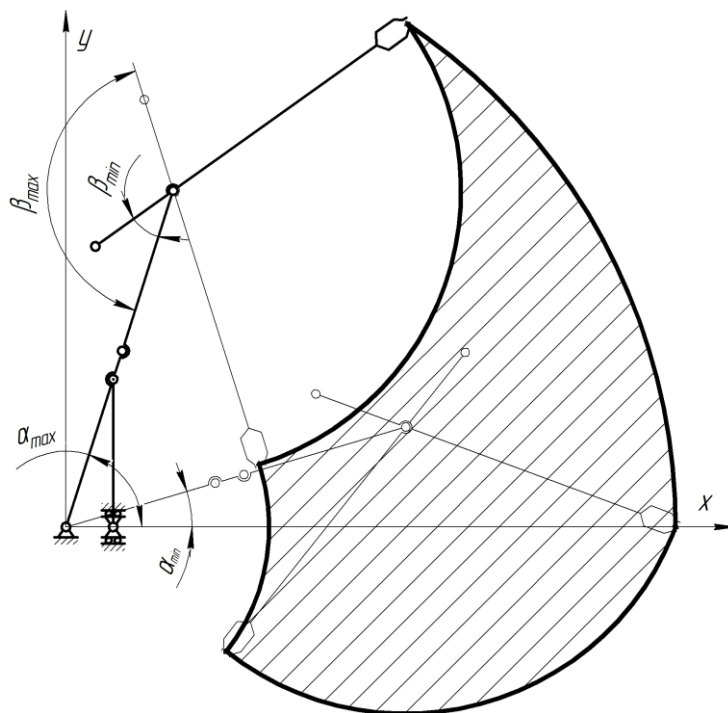


Рис. 3.2. Робоча зона шарнірно-важільного механізму маніпулятора

4. Визначаємо середнє прискорення переміщення вантажу, м/с²:

$$a_{cp} = \frac{[a_{\max}]}{K_a}, \quad (3.4)$$

де $K_a = 1,2 \dots 1,3$; $[a_{\max}] = 0,1$ м/с² – максимальнo допустиме прискорення вантажу.

5. Максимальна швидкiсть переміщення вантажу, м/с:

$$V_{\max} = a_{cp} t_p, \quad (3.5)$$

де $t_p = 0,15 \dots 1,3$ с – час розгону.

6. Визначаємо час гальмування, с:

$$t_z = t_p K_3, \quad (3.6)$$

де $K_3 = 1 \dots 1,5$ – коефіцієнт пропорційності часу гальмування.

7. Визначаємо довжину шляху переміщення вантажу, м:

$$S = \sqrt{(x_k - x_n)^2 + (y_k - y_n)^2}, \quad (3.7)$$

де x_n, x_k, y_n, y_k – початкові та кінцеві координати вантажу, м.

8. Визначаємо час усталеного руху, с:

$$t_y = \frac{1}{2} \left(\frac{2S}{V_{\max}} - t_p - t_z \right). \quad (3.8)$$

9. Тривалість часу циклу, с:

$$t_u = t_y + t_p + t_z. \quad (3.9)$$

10. Розраховуємо середню швидкiсть переміщення вантажу, м/с:

$$V_{cp} = \frac{V_{\max} (0,5K_2 + 0,5K_3)}{1 + K_2 + K_3}, \quad (3.10)$$

де $K_2 = t_y / t_p$ – коефіцієнт пропорційності для періоду сталого руху, який повинен знаходитися в межах від 0 до 5.

11. Розраховуємо початкове та кінцеве положення кутів α і β повороту ланок маніпулятора, град:

$$\alpha_{n(k)} = \arccos \left(\frac{1}{2(l_1 + l_3)^2 (x_{n(k)}^2 + y_{n(k)}^2)} \left((l_1 + l_3)^3 x_{n(k)} - (l_1 + l_3) l_5^2 x_{n(k)} + \right. \right. \\ \left. \left. + (l_1 + l_3) x_{n(k)}^3 + (l_1 + l_3) x_{n(k)} y_{n(k)}^2 - \sqrt{2(l_1 + l_3)^4 l_5^2 y_{n(k)}^2 - (l_1 + l_3)^6 y_{n(k)}^2} - \right. \right. \\ \left. \left. - (l_1 + l_3)^2 l_5^4 y_{n(k)}^2 + 2(l_1 + l_3)^4 x_{n(k)}^2 y_{n(k)}^2 + 2(l_1 + l_3)^2 l_5^2 x_{n(k)}^2 y_{n(k)}^2 - \right. \right. \\ \left. \left. - (l_1 + l_3)^2 x_{n(k)}^4 y_{n(k)}^2 + 2(l_1 + l_3)^4 y_{n(k)}^4 + 2(l_1 + l_3)^2 l_5^2 y_{n(k)}^4 - \right. \right. \\ \left. \left. - 2(l_1 + l_3)^2 x_{n(k)}^2 y_{n(k)}^4 - (l_1 + l_3)^2 y_{n(k)}^6 \right) \right); \quad (3.11)$$

$$\beta_{n(k)} = \arccos\left(\frac{x_{n(k)}^2 + y_{n(k)}^2 - (l_1 + l_3)^2 - l_5^2}{2(l_1 + l_3)l_5}\right). \quad (3.12)$$

12. Визначаємо зміну переміщення штоків гідроциліндрів на заданій ділянці переміщення вантажу, м:

$$q_{1n(k)} = \pm\sqrt{l_2^2 - l_1^2 + l_1^2 \cos^2(\alpha_{n(k)})} + l_1 \cos(\alpha_{n(k)}); \quad (3.13)$$

$$q_{2n(k)} = \sqrt{l_3^2 + l_4^2 - 2l_3l_4 \cos(\beta_{n(k)})}. \quad (3.14)$$

13. Середня швидкість руху штока гідроциліндра, м/с:

$$v_{1cp} = \frac{q_{1k} - q_{1n}}{t_u}; \quad (3.15)$$

$$v_{2cp} = \frac{q_{2k} - q_{2n}}{t_u}. \quad (3.16)$$

Практична робота №4

РОЗРАХУНОК ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ

Відповідно до заданих даних згідно варіанта табл. 4.1 визначити основні параметри планетарного механізму повороту робота кінематична схема якого представлена на рис. 4.1.

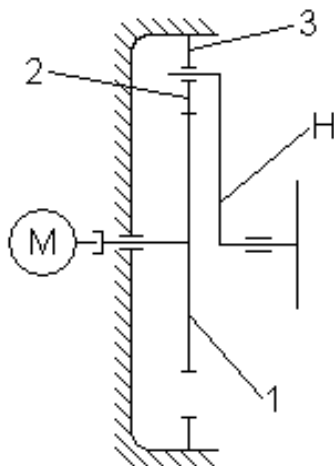


Рис. 4.1. Планетарна передача:
1 – центральне колесо; 2 – сателіти; 3 –
нерухоме колесо; H – водило

Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку

Параметр	Варіант										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$P_{вих}$, кВт	2	3	4	5,5	3,4	6	3,4	2,6	3	4	3,5
$n_{вих}$, хв ⁻¹	41	20	10	5	15	30	50	10	22	7	8

Закінчення табл. 4.1

Параметр	Варіант										
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
$P_{вих}$, кВт	3,4	4	4,4	6	7	8	1,2	2	2,2	5	1,5
$n_{вих}$, хв ⁻¹	30	25	15	12	30	6	36	42	32	11	18

Розрахунок планетарного механізму виконуємо в наступній послідовності.

1. Визначаємо момент опору на вихідній ланці Н·м:

$$T_H = \frac{P_{вих} \cdot 30000}{\pi \cdot n_{вих}}, \quad (4.1)$$

де $P_{вих}$ – потужність на вихідній ланці, кВт; $n_{вих}$ – частота обертання вихідної ланки, об/хв.

2. Потрібна потужність електродвигуна, Вт:

$$P = \frac{T_H \cdot n_{вих}}{9,55 \cdot \eta} K_{дин}, \quad (4.2)$$

де T_H – момент опору на вихідній ланці, Н·м; $n_{вих}$ – частота обертання вихідної ланки, об/хв; η – коефіцієнт корисної дії (приймаємо в межах $\eta = 0,87 \dots 0,92$); $K_{дин} = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу, який враховує вплив динамічних навантажень в період розгону та гальмування.

3. Передавальне відношення механізму:

$$i = \frac{n_1}{n_H}, \quad (4.3)$$

де n_1 – частота обертання валу електродвигуна, об/хв ($n_1 = 750; 1000; 1500; 3000$ об/хв); $n_H = n_{вих}$ – частота обертання водила, об/хв.

За ГОСТ 2185-66 приймаємо стандартне значення: 2; 2,5; 3,15; 4; 4,5; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 14; 16; 18; 20; 25; 32; 40; 45; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 250.

4. Визначаємо кількість зубці зубчастих коліс планетарної передачі із дотриманням наступних умов:

$$\frac{z_3}{z_1} = i - 1; \quad \frac{z_3}{z_2} = \frac{2(i-1)}{i-2}; \quad \frac{z_2}{z_1} = \frac{i-2}{2}. \quad (4.4)$$

Кількість зубців повинна бути вибрано таким чином, щоб не відбувалося підрізання та інтерференція зубців. Мінімально допустимі показники кількості зубців для передач зовнішнього та внутрішнього зачеплення представлено в табл. 4.2.

Мінімально допустима кількість зубців циліндричної зубчастої передачі

Зовнішнє зачеплення		Внутрішнє зачеплення			
z_1	z_2	z_2	z_3	z_2	z_3
13	<17	17	∞	23	>41
14	<27	18	>144	24	>38
15	<48	19	>81	25	>36
16	<112	20	>60	26	>35
17 і вище	будь-яке	21	>50	27-79	> $z_2 + 8$
		22	>44	≥ 80	> $z_2 + 7$

5. Визначаємо кількість сателітів із дотриманням умов сусідства та складання:

$$K < \frac{\pi}{\arcsin \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}}; \quad (4.5)$$

$$K = \frac{z_1 + z_3}{n_c}. \quad (4.6)$$

Кількість сателітів K та число n_c повинні бути цілими числами.

6. Визначаємо робоче число циклів зміни напружень для сонячного колеса за весь термін експлуатації:

$$N_H = 60Kn_1^{(H)}t, \quad (4.7)$$

де $n_1^{(H)} = n_1 - n_H$, об/хв; $t = 12000$ годин – термін експлуатації редуктора; K – кількість сателітів.

7. Визначаємо допустиме контактне напруження для зубчастого колеса, МПа:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (4.8)$$

де $\sigma_{H \lim b}$ – граничне значення контактної витривалості, МПа ($\sigma_{H \lim b} = 2HB + 70$, приймаємо $HB = 230 \dots 350$ МПа); K_{HL} – коефіцієнт довговічності ($K_{HL} = 1$ якщо $N_H > 2,3 \cdot 10^7$, $K_{HL} = 1,8$ якщо $N_H < 2,3 \cdot 10^7$); $[S_H]$ – коефіцієнт безпеки ($[S_H] = 1,1 \dots 1,2$ для коліс із покращеної сталі).

8. Визначаємо міжосьову відстань між сонячним колесом та сателітом, мм:

$$a_w \geq K_a (i_{1-2} + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} 10^3}{n_c [\sigma_H]^2 \psi_{ba}}}, \quad (4.9)$$

де $K_a = 49,5$; $i_{1-2} = z_2/z_1$ – передавальне відношення; T_2 – обертальний момент, Н·м ($T_2 = \frac{T_H}{i}$); $K_{H\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження ($K_{H\beta} = 1,2 \dots 1,3$); n_c' – розрахункова кількість сателітів $n_c' = K - 0,7$; ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчатого вінця сателіта ($\psi_{ba} = 0,4 \dots 0,8$).

9. Визначаємо модуль зачеплення, мм:

$$m = \frac{2a_{w12}}{z_1 + z_2} \quad (4.10)$$

10. За табл. 4.3 вибираємо стандартне значення модуля, мм.

Таблиця 4.3

Стандартні значення модулів

1-й ряд, мм
1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80

11. Визначаємо діаметри ділільних кіл коліс та їхню ширину, мм

$$d_1 = mz_1; d_2 = mz_2; d_3 = mz_3; b = \psi_{ba} a_{w12} \quad (4.11)$$

12. Допустиме напруження на згин, МПа:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b} K_{FL} K_{FC}}{[S_F]} \quad (4.12)$$

де $\sigma_{F\lim b}$ – межа витривалості зуба на згин, МПа ($\sigma_{F\lim b} = 1,8HВ$ МПа); K_{FL} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження на зуб ($K_{FL} = 0,7 \dots 0,8$); $K_{FC} = 1$ – коефіцієнт довговічності); $[S_F]$ – коефіцієнт безпеки ($[S_F] = 1,7 \dots 2,2$, більші значення приймають для литих заготовок).

13. Колова швидкість зубців сателітів, м/с:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_1}{60 i_{1-2} 10^3} \quad (4.13)$$

За табл. 4.4 призначаємо степінь точності передачі.

Таблиця 4.4

Залежність колової швидкості коліс від степені точності

Вид передачі	Форма зубців	Твердість поверхні зуба	Колова швидкість, м/с при степені точності			
			6	7	8	9
Циліндрична	Пряма	до 350	18	12	6	4

14. Перевіряємо умову міцності зуба на злам, МПа:

$$\sigma_F = 2Y_F \frac{T_2 K_{F\beta} K_{F\alpha} 10^3}{z_2^2 m^3 \psi_{ba}} \leq [\sigma_F] \quad (4.14)$$

де Y_F – коефіцієнт форми зуба (табл. 4.5); $K_{F\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження (табл. 4.6); K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4.7); m – стандартна величина модуля, мм .

Таблиця 4.5

Коефіцієнти форми зуба для зовнішнього зачеплення при $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$ ($X = 0$)

Кількість зубців	Y_F	Кількість зубців	Y_F	Кількість зубців	Y_F
17	4,26	28	3,81	50	3,65
20	4,07	30	3,79	65	3,63
22	3,98	35	3,75	80	3,62
24	3,92	40	3,70	100 і більше	3,60
26	3,88	45	3,66		

Таблиця 4.6

Коефіцієнт нерівномірності навантаження

Розташування шестерні відносно опор	Твердість поверхні зуба НВ	$K_{F\beta}$ при ψ_{ba}		
		0,4	0,6	0,8
Консольне: опора – кульковий підшипник	<350	1,37	1,64	-
Консольне: опора – роликівий підшипник		1,22	1,38	1,57
Симетричне		1,01	1,05	1,07
Несиметричне		1,10	1,17	1,25

Таблиця 4.7

Коефіцієнт динамічного навантаження

Степінь точності	Твердість поверхні зуба НВ	v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	<350	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
7		1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
8		1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
9		1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25

15. Визначаємо похибку позиціювання механізму, мм:

$$\Delta = \frac{60v_{\max}}{n_1}, \quad (4.15)$$

де $v_{\max} = R\pi n_{\text{вих}}/30$ – максимальна лінійна швидкість переміщення рукояті маніпулятора, мм/с; $R = 400$ мм – виліт рукояті.

16. Розраховуємо орієнтовний діаметр вихідного вала по допустимому напруженню кручення без впливу згину, мм:

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{16000T_H}{\pi[\tau_k]}}, \quad (4.16)$$

де T_H – крутний момент, Н·м; $[\tau_k]$ – допустиме напруження на кручення (для валів зі сталей 40, 45, Ст6 приймають $[\tau_k] = 15 \dots 20$ МПа).

17. Використовуючи дані табл. 4.8 вибирається масло для змащення планетарної передачі.

Таблиця 4.8

**Рекомендована кінематична в'язкість масла за температури 50°C
(в дужках – за 100°C) та способи подачі масла в зачеплення**

Швидкість ковзання, м/с	Кінематична в'язкість масла, мм ² /с	Тип мащення	Швидкість ковзання, м/с	Кінематична в'язкість масла, мм ² /с	Тип мащення
0...1 0...2,5 1...5	450(53) 270 (34) 180(28)	Вільне	10...15 15...25 більше 25	85 60 45	Розпилювання під тиском, МПа: 0,07 0,2 0,3
5...10	120(15)	Під тиском та вільне			
В'язкість масел, мм ² /с					
И-5А	4...5	И-20А	17...23	ВНИИ НП-401	16,5...30
И-8А	6...8	И-30А	28...33	132-24	220...300
И-12А	10...14	И-40А	35...45	Автотракторне	45

Для підшипникових вузлів застосовують пластичні мастильні матеріали марок ЦИАТИМ-201 або ЦИАТИМ-203 ГОСТ 6267-74 та ГОСТ 8773-73 з температурою експлуатації від -60 до +90°C.

Практична робота №5

**РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ
ПРИСТРОЮ КЕРУВАННЯ РОБОТА**

Розрахувати гідравлічний пристрій керування механізму лінійного переміщення портального робота відповідно до заданих умов роботи в табл. 5.1. На рис. 5.1 представлено схему модуля лінійного переміщення побудованого на основі рейкових напрямних Rexroth та гідроциліндра.

Для визначення параметрів пристрою керування переміщенням гідроциліндра пропонується застосувати метод динамічного керування.

Таблиця 5.1

Вихідні дані до розрахунку механізму лінійного переміщення

Варіант	Закон переміщення	q, кг/м	B, м	t ₁ , с	x ₁ , м
1	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	400	3	6	1
2	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	500	4,5	5	2
3	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	1600	5,5	7	3
4	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	400	6	4	1,5
5	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	3000	4	5	2,3
6	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	2000	5	4	4
7	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	1500	6,5	6	3,1
8	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	800	3,4	4	2
9	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	3000	3	4	2
10	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	2000	4	5	3,3
11	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	2400	3,5	6	2,3
12	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	1700	4	6	4
13	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	2700	2,5	5	3,5
14	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	3200	2	4	4,1
15	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	1340	3	6	3,2
16	$x = x_1(6\frac{t^2}{t_1^2} - 15\frac{t}{t_1} + 10)\frac{t^3}{t_1^3}$	590	9	5	2,5
17	$x = x_1(3 - 2\frac{t}{t_1})\frac{t^2}{t_1^2}$	700	10	5	3

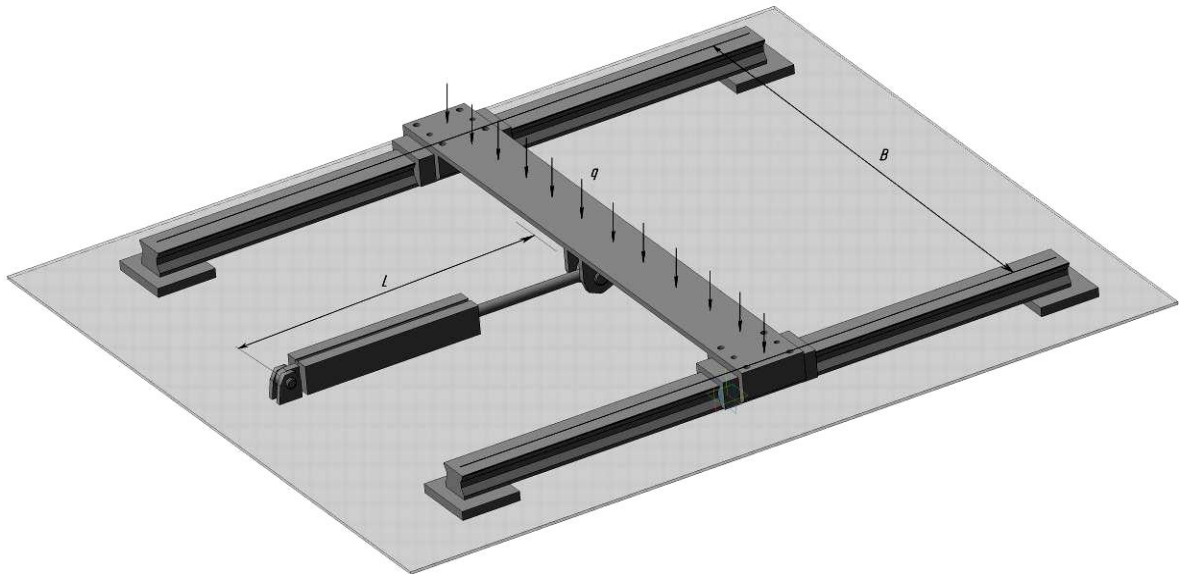


Рис. 5.1. Модуль лінійного переміщення робота

1. Визначасмо вертикальне навантаження на рейкові напрямні, Н:

$$Q = qgB, \quad (5.1)$$

де q – задане розподілене навантаження, кг/м; B – ширина колії, м.

За вертикальним навантаженням підбираємо рейкову напрямну (табл. 5.2).

Таблиця 5.2

Допустимі вертикальні навантаження для рейкових напрямних Rexroth, C (Н)

Серія	Типорозмір							
	25	35	45	55	65	55/85	65/100	125
Стандартна 1851	26900	56300	92300	128900	207000	-	-	-
Стандартна подовжена 1853	33300	69700	119200	163000	265300	-	-	-
Вузька висока 1821	26900	56300	92300	128900	-	-	-	-
Широка 1872	-	-	-	-	-	165000	265500	
Надширока 1861	-	-	-	-	-	-	-	603000

2. Навантаження на гідроциліндр від тертя в рейкових напрямних при найбільш несприятливих умовах роботи, Н:

$$F_{тер} = 2 \cdot C \cdot \mu, \quad (5.2)$$

де C – найбільше допустиме навантаження рейкової напрямної, Н (згідно табл. 5.2); $\mu = 0,001$ – коефіцієнт тертя в роликовій напрямній.

3. Навантаження від перекосу встановлення опор напрямних, Н:

$$F_{np} = Q \sin 10^\circ. \quad (5.3)$$

4. Потужність, що витрачається на переміщення модуля робота, Вт:

$$N = (F_{мер} + F_{np}) \cdot V_{max} / (\eta_{зм.н} \eta_{зм.ц}), \quad (5.4)$$

де V_{max} – максимальна швидкість переміщення, м/с; $\eta_{зм.н} = 0,9$ та $\eta_{зм.ц} = 0,95$ – відповідно гідромеханічний ККД насоса та гідроциліндра.

Максимальна швидкість переміщення визначається із наступних залежностей, м/с:

$$- V_{max} = \frac{3x_1}{2t_1}, \text{ для закону руху } x = x_1 \left(3 - 2 \frac{t}{t_1} \right) \frac{t^2}{t_1^2};$$

$$- V_{max} = \frac{15x_1}{8t_1}, \text{ для закону руху } x = x_1 \left(6 \frac{t^2}{t_1^2} - 15 \frac{t}{t_1} + 10 \right) \frac{t^3}{t_1^3},$$

де t_1 – заданий час переміщення, с; x_1 – задане переміщення, м.

За розрахованою потужністю із табл. 5.3 підбираємо номінальний тиск гідросистеми приводу модуля лінійного переміщення.

Таблиця 5.3

Залежність тиску від потужності приводу

Потужність, кВт	до 0,1	0,1...1,0	1,0...5,0	5,0...20,0	більше 20
Тиск, МПа	1,0	1,0...6,3	6,3...10	10...16	32

5. Визначаємо ефективну площу поршня привідного гідроциліндра, м²:

$$S_1 = \frac{1,2(F_{мер} + F_{np})}{p_n}, \quad (5.5)$$

де p_n – номінальний тиск гідросистеми, Па.

6. На основі рівняння руху заданого механізму лінійного переміщення визначаємо робочий тиск гідроциліндра, Па:

$$p_{1i} = \frac{1}{S_1} \left(\frac{d^2 x_i}{dt^2} m_{np} + b \frac{dx_i}{dt} + F_{мер} + F_{np} + p_2 S_2 \right), \quad (5.6)$$

де $S_2 = 0,5 S_1$ – ефективна площа поршня в штоковій порожнині, м²; b – коефіцієнт в'язкого тертя, Н/(м/с) ($b = 1000$ Н/(м/с)); $p_2 = p_1/320$ Па; $d^2 x_i / dt^2$, dx_i / dt – закони зміни прискорення та швидкості, м/с² та м/с; m_{np} – приведена маса робочого обладнання, кг ($m_{np} = qB$).

Для закону руху $x = x_1 \left(3 - 2 \frac{t}{t_1} \right) \frac{t^2}{t_1^2}$ маємо:

$$\frac{dx_i}{dt} = 6x_1 \left(1 - \frac{t_i}{t_1}\right) \frac{t_i}{t_1^2}; \quad \frac{d^2x_i}{dt^2} = 6x_1 \left(1 - 2\frac{t_i}{t_1}\right) \frac{1}{t_1^2}. \quad (5.7)$$

Для закону руху $x = x_1 \left(6 \frac{t^2}{t_1^2} - 15 \frac{t}{t_1} + 10\right) \frac{t^3}{t_1^3}$ маємо:

$$\frac{dx_i}{dt} = 30x_1 \left(\frac{t_i^2}{t_1^2} - 2\frac{t_i}{t_1} + 1\right) \frac{t_i^2}{t_1^3}; \quad \frac{d^2x_i}{dt^2} = 60x_1 \left(2\frac{t_i^2}{t_1^2} - 3\frac{t_i}{t_1} + 1\right) \frac{t_i}{t_1^3}. \quad (5.8)$$

Робочий тиск в гідроциліндрі визначається для чотирьох характерних точок, а саме для: $t_i = 0$; $t_i = 0,3 \cdot t_1$; $t_i = 0,6 \cdot t_1$; $t_i = t_1$, с.

7. Закон зміни площі прохідного отвору дроселя, м²:

$$f_i = \frac{\frac{dx_i}{dt} S_1}{\mu \sqrt{2|p_n - p_{li}|} / \rho}, \quad (5.9)$$

де $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ – густина робочої рідини; $\mu = 0,7$ – коефіцієнт витрат.

8. Визначаємо робочий хід золотника для характерних точок, мм:

$$\chi_i = \frac{1000 f_i}{\pi d_z \sin \alpha}, \quad (5.10)$$

де $\alpha = 10 \dots 30^\circ$ – кут утворення конуса на золотнику; d_z – діаметр золотника, мм ($d_z = 0,025 \dots 0,030$ м).

9. Заповнюємо таблицю 5.4 з розрахованими даними.

Таблиця 5.4

Розраховані параметри гідравлічної системи керування модуля робота

t_i , с	dx_i/dt , м/с	d^2x_i/dt^2 , м/с ²	p_{li} , Па	f_i , м ²	χ_i , мм
0					
$0,3 \cdot t_1$					
$0,6 \cdot t_1$					
t_1					

10. Визначаємо закон руху золотника шляхом апроксимації отриманих точок найпростішим кубічним сплайном:

$$\chi(t) = at + bt^2 + ct^3, \quad (5.11)$$

де a , b та c – коефіцієнти сплайн-функції.

Коефіцієнти сплайн-функції визначаються наступним чином із застосуванням табл. 5.5:

$$a = \frac{-(\Sigma t^5)^2 \Sigma \chi t + \Sigma t^4 \Sigma t^6 \Sigma \chi t + \Sigma t^4 \Sigma t^5 \Sigma \chi t^2 - \Sigma t^3 \Sigma t^6 \Sigma \chi t^2 - (\Sigma t^4)^2 \Sigma \chi t^3 + \Sigma t^3 \Sigma t^5 \Sigma \chi t^3}{(\Sigma t^4)^3 - 2 \Sigma t^3 \Sigma t^4 \Sigma t^5 + \Sigma t^2 (\Sigma t^5)^2 + (\Sigma t^3)^2 \Sigma t^6 - \Sigma t^2 \Sigma t^4 \Sigma t^6};$$

$$b = \frac{\Sigma t^4 \Sigma t^5 \Sigma \chi t - \Sigma t^3 \Sigma t^6 \Sigma \chi t - (\Sigma t^4)^2 \Sigma \chi t^2 + \Sigma t^2 \Sigma t^6 \Sigma \chi t^2 + \Sigma t^3 \Sigma t^4 \Sigma \chi t^3 - \Sigma t^2 \Sigma t^5 \Sigma \chi t^3}{(\Sigma t^4)^3 - 2 \Sigma t^3 \Sigma t^4 \Sigma t^5 + \Sigma t^2 (\Sigma t^5)^2 + (\Sigma t^3)^2 \Sigma t^6 - \Sigma t^2 \Sigma t^4 \Sigma t^6};$$

$$c = \frac{-(\Sigma t^4)^2 \Sigma \chi t + \Sigma t^3 \Sigma t^5 \Sigma \chi t + \Sigma t^3 \Sigma t^4 \Sigma \chi t^2 - \Sigma t^2 \Sigma t^5 \Sigma \chi t^2 - (\Sigma t^3)^2 \Sigma \chi t^3 + \Sigma t^2 \Sigma t^4 \Sigma \chi t^3}{(\Sigma t^4)^3 - 2 \Sigma t^3 \Sigma t^4 \Sigma t^5 + \Sigma t^2 (\Sigma t^5)^2 + (\Sigma t^3)^2 \Sigma t^6 - \Sigma t^2 \Sigma t^4 \Sigma t^6}.$$

Таблиця 5.5

Розрахунок коефіцієнтів сплайн-функції

t, c	$\chi_i, \text{ мм}$	χt	χt^2	χt^3	t^2	t^3	t^4	t^5	t^6
0	χ_1								
0,3 t_1	χ_2								
0,6 t_1	χ_3								
t_1	χ_4								
Σt	-	$\Sigma \chi t$	$\Sigma \chi t^2$	$\Sigma \chi t^3$	Σt^2	Σt^3	Σt^4	Σt^5	Σt^6

11. Переміщення золотника може бути реалізований за допомогою кулачкового приводу. Мінімальний радіус кулачка визначається із наступної залежності, мм:

$$r_K = 1,6 \chi_{\max}, \quad (5.12)$$

де χ_{\max} – найбільше значення робочого ходу золотника, мм.

12. Мінімальний радіус кулачка повинен бути більший за допустимий радіус із найгірших умов, мм:

$$r_K \geq \frac{2 \chi_{\max}}{\varphi_{\max} \operatorname{tg} \delta_0}, \quad (5.13)$$

де $\delta_0 = 20 \dots 30^\circ$ – допустимі значення кута тиску; $\varphi_{\max} = 3,14 \dots 4,71$ рад. – кут повороту кулачка.

13. Кутова швидкість повороту кулачка, рад/с:

$$\omega = \frac{\varphi_{\max}}{t_1}. \quad (5.14)$$

14. Закон зміни теоретичного робочого профілю кулачка в полярній системі координат:

$$R(\varphi) = r_k + a \frac{\varphi}{\omega} + b \frac{\varphi^2}{\omega^2} + c \frac{\varphi^3}{\omega^3}. \quad (5.15)$$

15. Частота обертання кулачка, об/хв.:

$$n_k = \frac{30 \omega}{\pi}. \quad (5.16)$$

16. Передаточне число механічної передачі приводу кулачка:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n_k}, \quad (5.17)$$

де $n_{\text{дв}}$ – стандартна частота обертання двигуна (1000; 750 або 600 об/хв).

Практична робота №6
ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ РОБОТА

Розрахувати параметри пневматичної системи приводу виконавчого механізму (рис. 6.1) маніпулятора промислового робота відповідно до заданих даних табл. 6.1.

Розрахунок приводу напрямних осевого переміщення виконавчого механізму виконується із умови відсутності заклинювання в опорах. Основними видами навантаження в даній конструкції механізму робота є сили тертя та зовнішнє корисне навантаження. Величина сил тертя залежить від величини нормальних реакцій, які визначаються вагою рухомих частин, схемою прикладання зовнішніх сил та конструкцією напрямних. При розрахунках також слід враховувати сили опору переміщення виконавчого механізму.

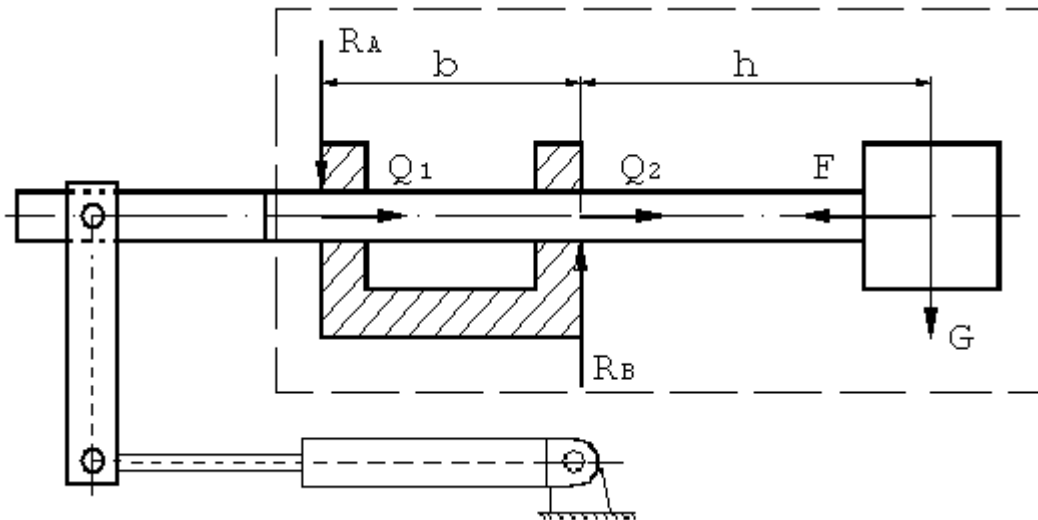


Рис. 6.1. Конструкція приводу механізму осевого переміщення

Таблиця 6.1

Вихідні дані до розрахунку

Варіант	1	2	3	4	5	6	7
Переміщення робочого органу h , м	0,2	0,4	0,7	0,6	1,0	0,4	0,3
Довжина супорта b , м	0,5	2,5	0,2	0,1	0,2	0,1	0,1
Маса вантажу m , кг	80	200	300	400	100	150	80
Маса направляючої m_1 , кг	30	60	90	100	50	80	50
Технологічне зусилля F , Н	1000	1500	900	700	800	300	100
Час перехідного процесу t_{np} , с	2	1	1,5	1,6	2,7	3,8	2,8
Максимальне прискорення W , м/с ²	0,08	0,09	0,1	0,15	0,1	0,05	0,07
Максимальна швидкість V , м/с	0,1	0,2	0,28	0,35	0,3	0,1	0,1
Точність позиціонування Δ , мм	0,01	0,01	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02
Еквівалентна довжина трубопроводу L_{mp} , м	3	5	6	2	3	4	3

Закінчення табл. 6.1

Варіант	8	9	10	11	12	13	14
Переміщення робочого органу h , м	0,9	1,2	1,5	1,3	1,4	0,35	2,5
Довжина супорта b , м	0,9	0,9	1,0	0,9	2,0	0,5	2,0
Маса вантажу m , кг	90	240	400	230	380	400	500
Маса направляючої m_1 , кг	45	90	100	90	120	50	60
Технологічне зусилля F , Н	100	500	900	400	80	90	90
Час перехідного процесу t_{np} , с	2,2	4,0	2	3,5	2,4	2,1	1,5
Максимальне прискорення W , м/с ²	0,2	0,12	0,25	0,15	0,29	0,09	0,8
Максимальна швидкість V , м/с	0,4	0,3	0,5	0,3	0,6	0,15	1
Точність позиціонування Δ , мм	0,01	0,03	0,04	0,01	0,01	0,02	0,04
Еквівалентна довжина трубопроводу L_{mp} , м	3	4	3	4	5	4	5
Варіант	15	16	17	18	19	20	21
Переміщення робочого органу h , м	1,5	1,5	1,7	1,6	0,2	0,4	2,6
Довжина супорта b , м	2,5	2,5	2,0	3,0	0,3	0,3	2,0
Маса вантажу m , кг	90	120	150	200	300	500	100
Маса направляючої m_1 , кг	40	40	50	60	100	100	30
Технологічне зусилля F , Н	100	1000	90	80	100	90	50
Час перехідного процесу t_{np} , с	2,4	3,3	2,1	2	3,8	1,3	3,0
Максимальне прискорення W , м/с ²	0,25	0,7	0,45	0,45	0,06	0,04	0,54
Максимальна швидкість V , м/с	0,6	1,2	0,8	0,8	0,1	0,08	0,8
Точність позиціонування Δ , мм	0,04	0,03	0,05	0,07	0,06	0,07	0,05
Еквівалентна довжина трубопроводу L_{mp} , м	3	5	6	7	8	5	8

Розрахунок виконується у наступній послідовності.

1. Складаємо розрахункову схему напрямної виконавчого механізму та визначаємо реакції в опорах.

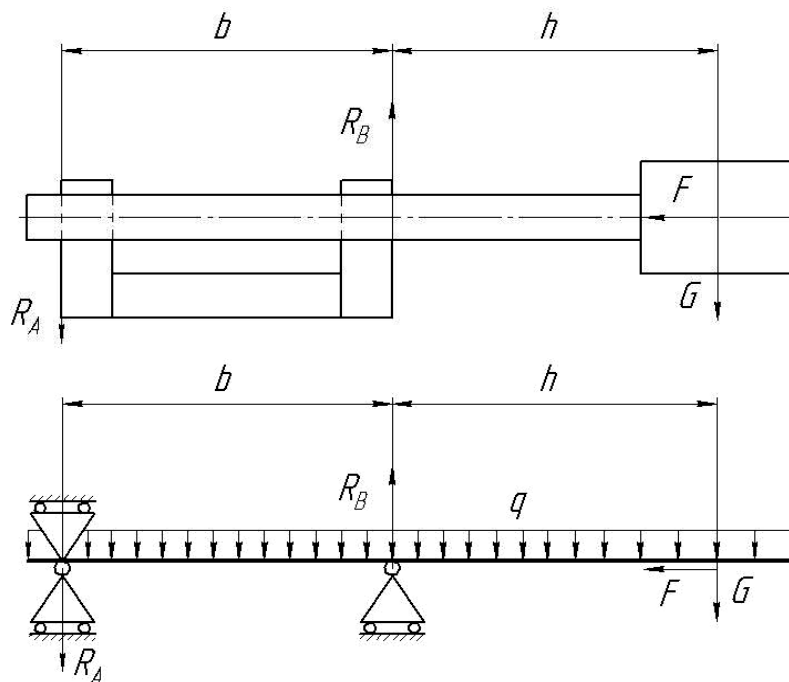


Рис. 6.2. Розрахункові схеми осьових опор

Із рівняння рівноваги виконавчого органу, реакції в опорах будуть, Н:

$$R_B = R_A + G + q \cdot (b + h); \quad (6.1)$$

$$R_A = \left(G \cdot h + q \cdot \left(\frac{h^2 - b^2}{2} \right) \right) \frac{1}{b}, \quad (6.2)$$

де G – вага вантажу, Н ($G = mg$); q – розподілене навантаження, що створюється вагою напрямної, Н ($q = m_1 g / (h+b)$); $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

2. Визначаємо орієнтовний діаметр вісі напрямної, м:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(Gh + qh^2/2)}{\pi[\sigma]}}, \quad (6.3)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження на згин ($[\sigma] = 190 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

3. Перевіряємо вісь напрямної на допустимий прогин, м:

$$f = \frac{Gh^3}{0,3Ed^3} \leq \Delta, \quad (6.4)$$

де $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ – модуль пружності для сталі; Δ – похибка позиціювання, м.

Із табл. 6.2 за найбільшим зі значень опорних реакцій та діаметру вісі визначаємо допустиме навантаження для кулькової втулки направляючої та вибираємо втулку.

Таблиця 6.2

Технічні параметри кулькових напрямних Rexroth

Типорозмір кулькових втулок, $\varnothing d$, мм	Компактні кулькові втулки, С, Н	Кулькові втулки «Супер» А, В, С, Н	Стандартні кулькові втулки, С, Н	Сегментні кулькові втулки, С, Н	Кулькові втулки «Супер» Н ¹ , SH ¹ , С, Н	
1	2	3	4	5	6	
3	-	-	55	-	-	-
4	-	-	70	-	-	-
5	-	-	180	-	-	-
8	500	-	320	-	-	-
10	600	600	300	-	-	-
12	730	830	420	-	480	-
14	760	-	-	-	-	-
16	950	1020	580	-	720	-
20	1120	2020	1170	1020	2520	3530
25	2330	3950	2080	1630	4430	6190
30	3060	4800	2820	2390	6300	8800
40	5040	8240	5170	3870	9680	13500
50	5680	12060	8260	-	16000	22300
60	-	-	11500	-	23500	-
80	-	-	21000	-	-	-

4. Визначаємо номінальний термін роботи вибраної кулькової втулки, м:

$$L_H = \left(\frac{C}{\text{MAX}(R_{A(B)})} f_H f_t \right)^3 \cdot 10^5, \quad (6.5)$$

де $f_H = 1$ – коефіцієнт твердості; $f_t = 1$ – температурний коефіцієнт; C – допустиме динамічне навантаження вибраної втулки, Н (табл. 6.2); $\text{MAX}(R_{A(B)})$ – максимум зі значень опорних реакцій, Н.

5. Найбільше осьове навантаження на пневмоциліндр, Н:

$$F_1 > F_T + F, \quad (6.6)$$

де $F_T = (R_A + R_B) \cdot \mu$ – сила тертя, Н; $\mu = 0,18 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя; F – технологічне зусилля, Н (табл. 6.1).

6. Перевіряємо умову відсутності заклинювання:

$$\frac{1 - \mu \cdot \text{tg}\alpha}{(2 + k) \cdot \mu \cdot \text{tg}\alpha} > \frac{h}{b}, \quad (6.7)$$

де $\text{tg}\alpha = G/F_T$; $k = (m_T g/G)$.

7. Потрібна потужність привідного двигуна, Вт:

$$N_B = K_{\text{зан}} \cdot V \cdot (F_1 + (m + m_1) \cdot W) / \eta_{\text{пр}}, \quad (6.8)$$

де $K_{\text{зан}}$ – коефіцієнт запасу, який враховує можливе збільшення потужності внаслідок недосконалості конструкції ($K_{\text{зан}} = 1,2$); V та W – відповідно максимальна лінійна швидкість переміщення (м/с) та прискорення ланки маніпулятора (м/с²); m та m_1 – задані маси вантажу та ланки переміщення, кг; $\eta_{\text{пр}} = 0,85$ – загальний ККД приводу.

8. Визначаємо корисну площу поршня пневмоциліндра, м²:

$$S = \frac{F_1}{p_y \eta}, \quad (6.9)$$

де p_y – тиск повітря у вузлу, Па (попередньо приймаємо $0,56 \cdot 10^6$ Па); $\eta = 0,9$ – загальний ККД пневмоциліндра.

9. Внутрішній діаметр циліндра, м:

$$d_y = \sqrt{\frac{4S}{\pi}}. \quad (6.10)$$

Діаметр циліндра приймаємо у відповідності до стандартних розмірів: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200 мм.

10. Масова витрата повітря для виконання робочого ходу, кг/с:

$$Q = SV\rho_y, \quad (6.11)$$

де V – задана максимальна швидкість переміщення, м/с; ρ_y – густина

повітря в пневмоциліндрі, кг/м³.

$$\rho_{\text{ц}} = \frac{P_{\text{ц}} + P_{\text{А}}}{R_{\text{нов}} T}, \quad (6.12)$$

де $R_{\text{нов}}$ – газова стала повітря, $R_{\text{нов}} = 287 \text{ Н}\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot\text{°К})$; T – температура повітря, К (приймаємо $T = 288 \text{ К}$); $p_{\text{А}}$ – атмосферний тиск повітря ($p_{\text{А}} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$).

11. Згідно діаграм на рис. 6.3 уточнюємо діаметр циліндра, визначаємо діаметр штока пневмоциліндра та узгоджуємо його довжину.

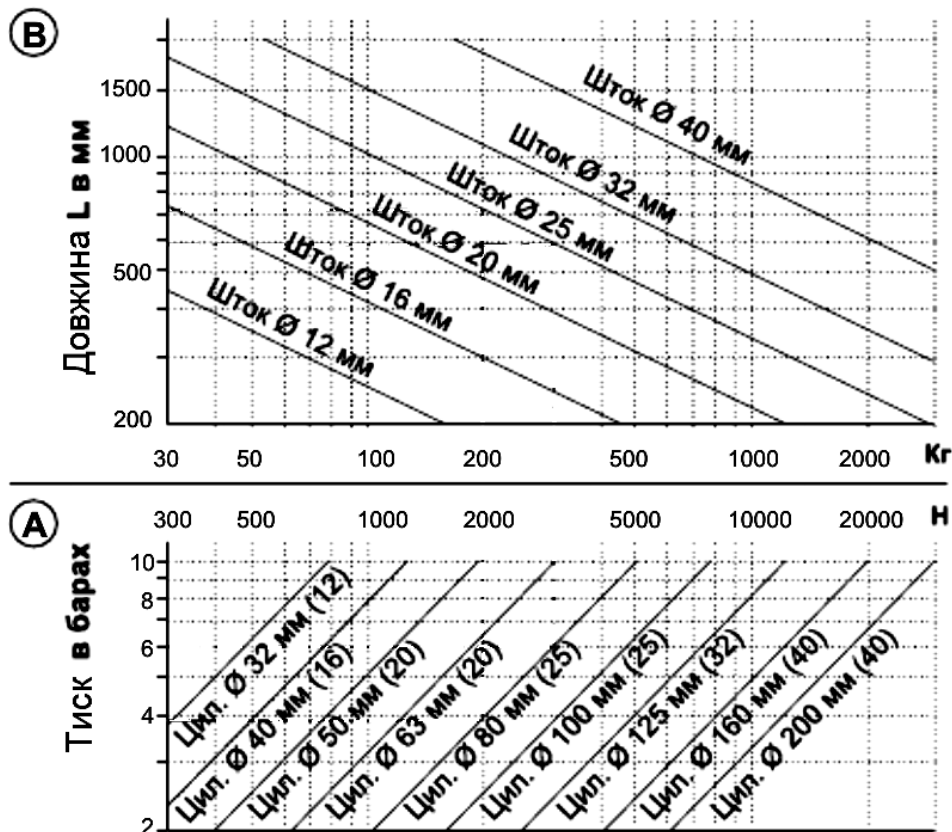


Рис. 6.3. Діаграми вибору пневмоциліндрів Camozzi

На діаграмі А (рис. 6.3) по горизонталі відкладено зусилля F_s (Н), а по вертикалі – тиск p (бар) (1 бар = 0,1 МПа). За допомогою даної діаграми можна уточнити діаметр циліндра та вибрати рекомендований діаметр штока (вказаний в дужках).

На діаграмі В (рис. 6.3) по горизонталі відкладено зусилля F_s (кг), а по вертикалі – значення максимальної допустимої довжини штока L (мм) для способу закріплення пневмоциліндра зображеного на рис. 6.4, А.

У разі потреби можна скоригувати величину тиску в системі.

12. За рис. 6.4 визначаємо схему кріплення пневмоциліндра у відповідності до заданого вильоту.

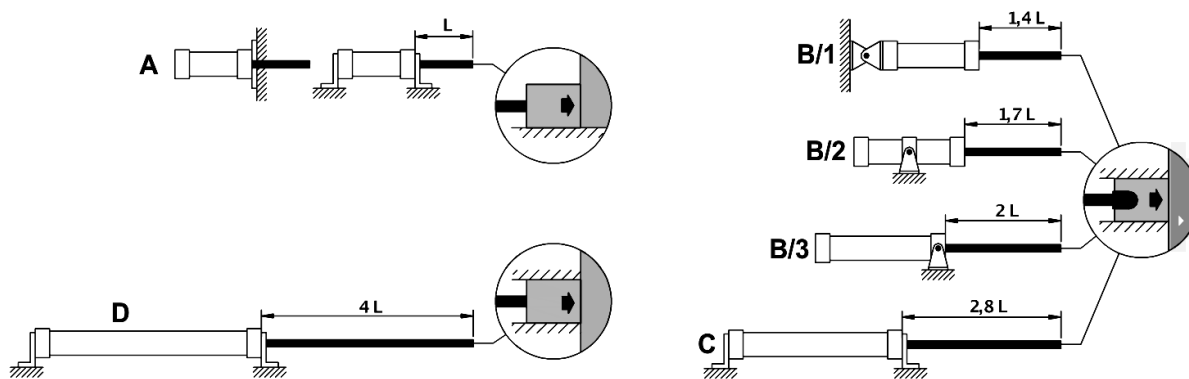


Рис. 6.4. Схеми кріплення пневмоциліндрів Samozzi

13. Визначаємо час необхідний для виконання робочого ходу, с:

$$t_{\text{ц}} = \frac{Sh\rho_{\text{у}}}{Q}. \quad (6.13)$$

Порівнюючи час виконання робочого ходу із заданим часом перехідного процесу зробити висновки стосовно роботи механізму.

14. Визначаємо діаметр повітропроводу, м:

$$d_{mp} = 5,33 \sqrt{\frac{0,017L_{mp}Q^2}{\rho_{\text{у}}(p_{\text{у}} + p_A)}}. \quad (6.14)$$

де L_{mp} – задана довжина трубопроводу, м.

15. Товщина стінки трубопроводу, мм:

$$\delta = \frac{1500p_{\text{у}}d_{mp}}{2[\sigma_p]}, \quad (6.15)$$

де $[\sigma_p]$ – напруження розтягу для пластикової труби, МПа ($[\sigma_p] = 16 \dots 18 \cdot 10^6$ Па).

Відповідно до розрахованого діаметру підбираємо стандартний трубопровід (2×0,4; 3×0,5; 4×0,75; 6×1; 8×1,25; 10×1,5; 12×1,75; 12×2; 14×2).

16. Визначаємо об'ємні витрат повітря, які повинен пропускати розподільник за нормальних умов, Нл/хв:





$$Q_N = \frac{6Sh \cdot (p_{\text{у}} + p_A)}{t_{\text{ц}}}, \quad (6.16)$$

де S та h – відповідно корисна площа поршня (м^2) та його хід (м); $t_{\text{ц}}$ – час переміщення поршня, с; $p_{\text{у}}, p_A$ - тиски повітря в пневмосистемі, Па.

З табл. 6.3 відповідно до розрахованих параметрів підібрати пневматичний розподільник.

Технічні параметри пневматичних розподільників

Стандартні розподільники FESTO	
Розподільники з електромагнітним керуванням VSNC	
	<p>Під'єднання: G1/4, NPT 1/4; Витрата: 900...1000 л/хв; Робочий тиск: 2,5...10 бар; Напруга 12, 24, 48 V DC або 24, 48, 120, 230 V AC; Стикова поверхня за NAMUR, VDE/VDI 3845; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Механічне пружинне повернення; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний) або 5/3.</p>
Стандартні розподільники VSVA з центральним роз'ємом	
	<p>Під'єднання: G1/8, G1/4 (монтажні плити); Витрата: 400...1400 л/хв; Робочий тиск: до 6 бар; Напруга 24 V DC; Розподільник стикового монтажу; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3; 3/2 або 2/2.</p>
Стандартні розподільники VSVA з індивідуальним підключенням	
	<p>Під'єднання: монтажні колектори; Витрата: 400...1400 л/хв; Робочий тиск: 2,5...10 бар; Напруга 12, 24 V DC або 24, 110, 230 V AC; Розподільник стикового монтажу; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3; 3/2 або 2/2.</p>
Стандартні розподільники VSVA, стикові	
	<p>Під'єднання: G1/8, G1/4 (монтажні плити); Витрата: 500...2900 л/хв; Робочий тиск: 0,9...10 бар; Напруга 24 V DC або 110 V AC; Розподільники стикового монтажу; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Додаткові функції: регулятори тиску та дроселювання; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3; 3/2 або 2/2.</p>
Стандартні розподільники VSPA	
	<p>Під'єднання: G1/8, G1/4 (монтажні плити або монтажні колектори); Витрата: 500...1000 л/хв; Робочий тиск: 2,5...10 бар; Розподільники стикового монтажу; 3 пневматичним керуванням; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3 або 3/2.</p>
Стандартні розподільники за ISO 5599-1	
	<p>Під'єднання: G1/4, G3/8, G1/2, G3/4 (стикові плити, колекторні плити, дросельні плити); Витрата: 1200...6000 л/хв; Робочий тиск: 2,5...10 бар; Напруга 12, 24, 42 V DC або 24, 42, 120, 230 V AC; Стиковий розподільник з електричним пілотним керуванням або з пневматичним керуванням; Плити з проміжними регуляторами тиску; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний) або 5/3.</p>

Універсальні розподільники FESTO	
Розподільники VTUG, для індивідуального підключення	
	<p>Під'єднання: M5, M7, G1/8; Витрата: 195...660 л/хв; Робочий тиск: 1,5...7 бар; Діапазон температури: -5...+60 °C; Напруга: 24 V DC; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Пневматичний повернення; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3 або 3/2.</p>
Розподільники VTUG-VG, для індивідуального підключення	
	<p>Під'єднання: M3, M5, M7, G1/8, G1/4; Цангові штуцери: 3, 4, 6, 8, 10 мм; Витрата: 90...1380 л/хв; Робочий тиск: 0,9 ...10 бар; Діапазон температури: -5 ... + 60 °C; Напруга: 5, 12, 24 V DC; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Пневматичний або пружинний повернення; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3 або 3/2.</p>
Розподільники VUVS, для індивідуального підключення	
	<p>Під'єднання: G1/8, G1/4; Витрата: 500...2400 л/хв; Робочий тиск: 1,5...8 бар; Діапазон температури: -5...+50 °C; Напруга: 24 V DC; 3 електромагнітним керуванням, пілотний; Пневматичний або пружинний повернення; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний); 5/3 або 3/2.</p>
Розподільники Tiger Classic	
	<p>Під'єднання: G1/8, G1/4, G1/2, G3/4; Витрата: 500...7500 л/хв; Робочий тиск: 1,5...8 бар; Напруга: 12, 48 V DC або 12, 240 V AC; Клапанний розподільник з електромагнітним або пневматичним керуванням, пілотний; Стикового монтажу; Тип: 5/2 (бі- та моностабільний) або 3/2.</p>

Практична робота №7

РОЗРОБКА СТРУКТУРНОЇ СХЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИВОДУ РОБОТА

В даній практичній роботі необхідно спроектувати пневматичну систему керування робота із трьома лінійними та одним ротаційним двигуном (рис. 7.1), а також розробити дублюючу електронну контрольно-вимірювальну систему. Робот має циклове програмне керування та працює за однією із програм, діаграми кроку-переміщення яких зображено на рис. 7.2.

В табл. 7.1 надано вихідні дані до виконання практичної роботи.

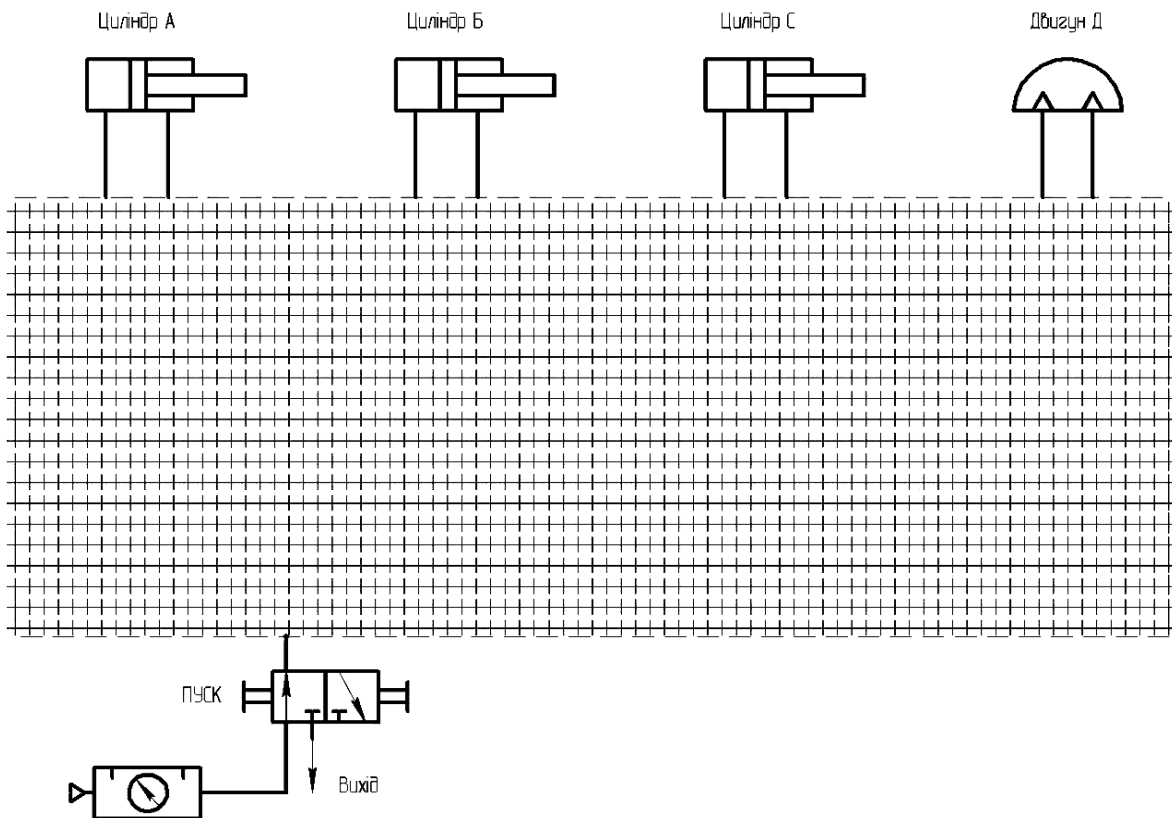


Рис. 7.1. Загальна структура привода робота

Таблиця 7.1

Вихідні дані до проектування

Варіант	Дискретність одного кроку T , с	Дискретність лінійного переміщення, м	Кут повороту двигуна, град.	Виліт маніпулятора, м	Похибка позиціонування, мм
1	2	0,4	300	2	± 1
2	3	0,3	300	3	$\pm 0,5$
3	1,5	0,5	200	3,3	$\pm 0,8$
4	2,5	0,8	350	4	± 1
5	3,5	0,6	100	2,5	± 2
6	1	0,2	200	5	± 3
7	1,2	0,4	90	4,5	$\pm 1,5$
8	1,8	0,8	120	3	$\pm 1,6$
9	2,2	1	360	3,5	$\pm 0,2$
10	2,8	1,2	260	4,5	$\pm 0,1$
11	2,5	1,4	200	1,5	$\pm 0,2$
12	3,2	0,6	250	6	$\pm 0,3$
13	3,4	0,7	140	8	$\pm 0,4$
14	2	1,2	100	2,2	$\pm 0,6$
15	3	1,5	200	1,8	$\pm 0,8$
16	1	2	300	2,4	± 2
17	2,5	2,1	200	3	± 1
18	3,5	1,8	360	5	± 1
19	2,2	1,4	290	5,5	± 2
20	3,2	0,9	200	7	± 1

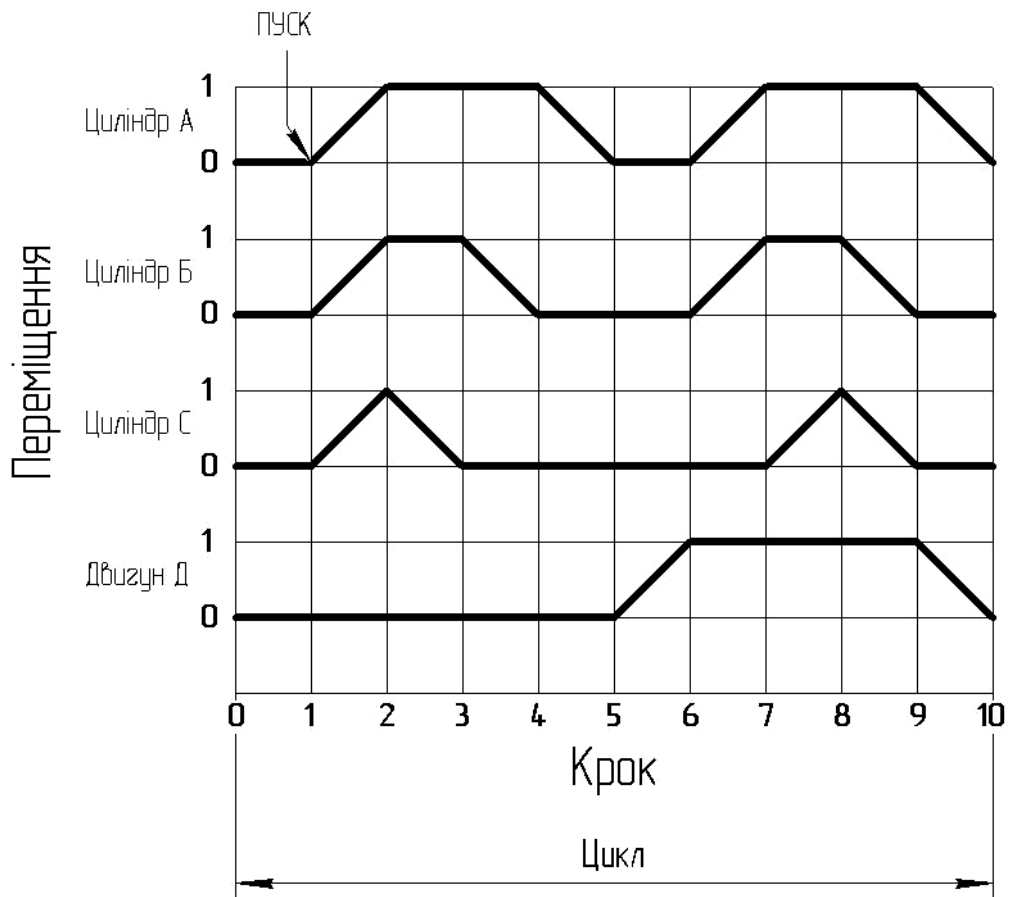


Рис. 7.2, а. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 2, 4, 6

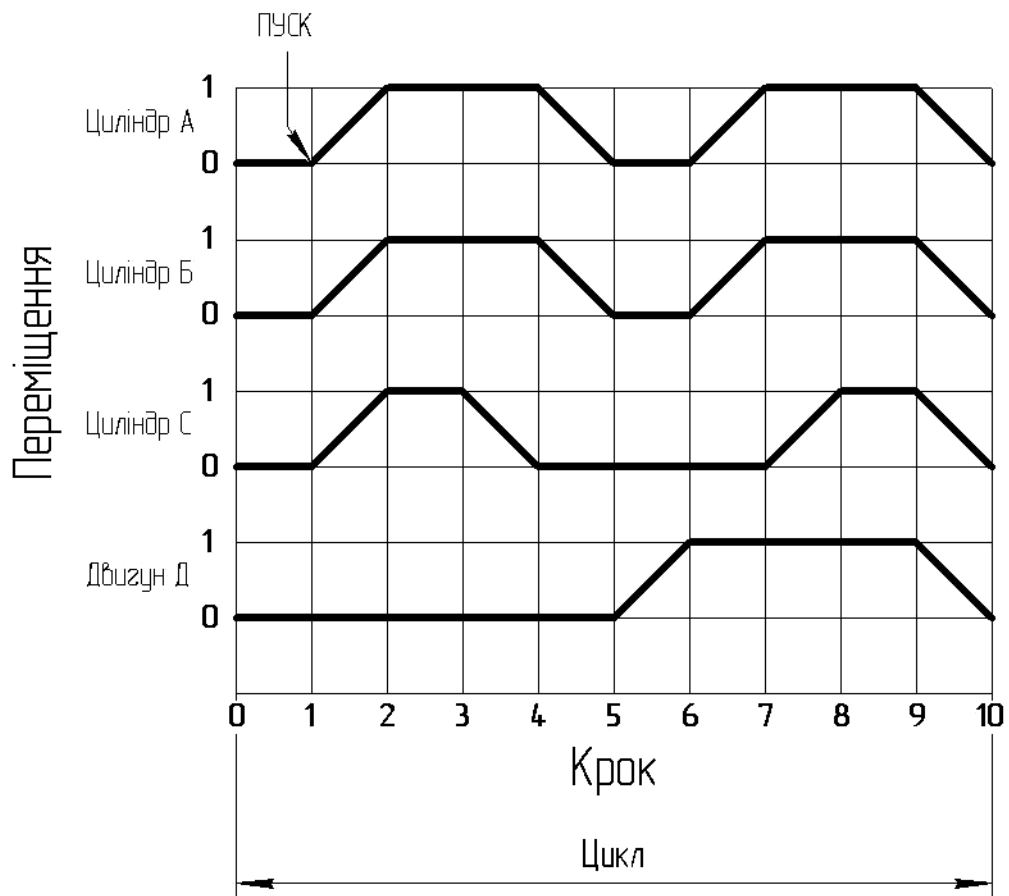


Рис. 7.2, б. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 1, 3, 5

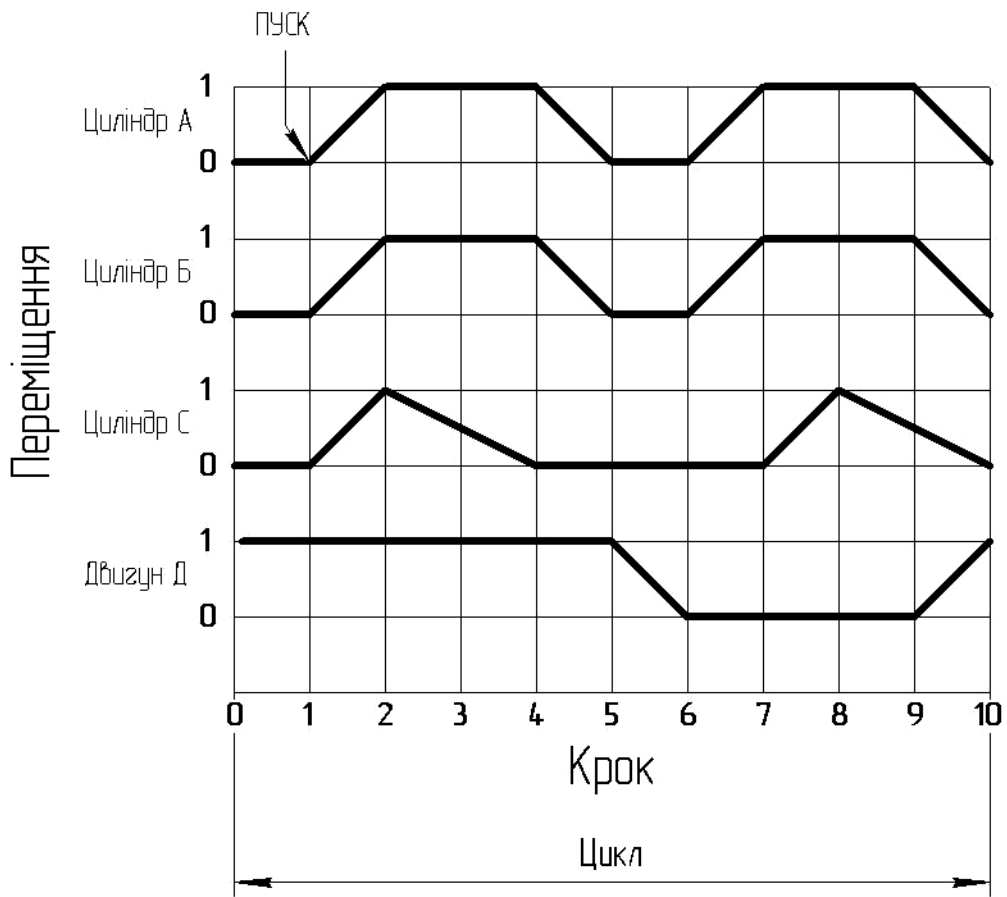


Рис. 7.2, в. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 7, 8, 9

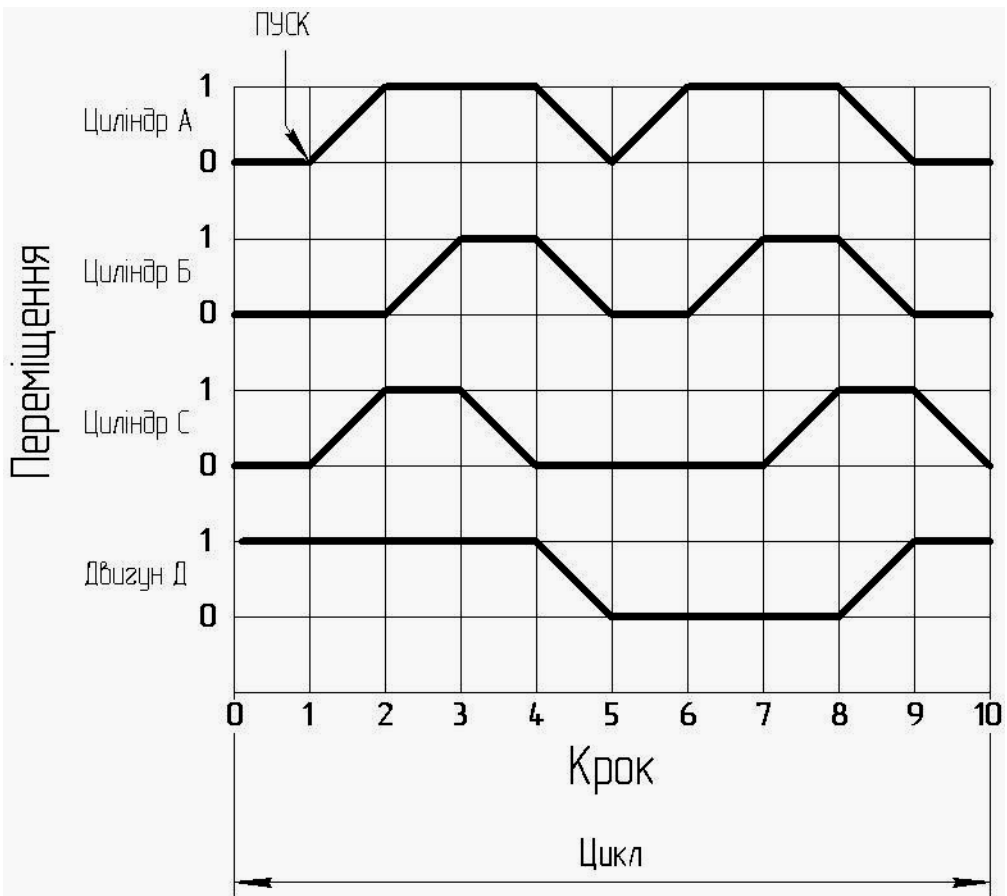


Рис. 7.2, г. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 10, 12, 14

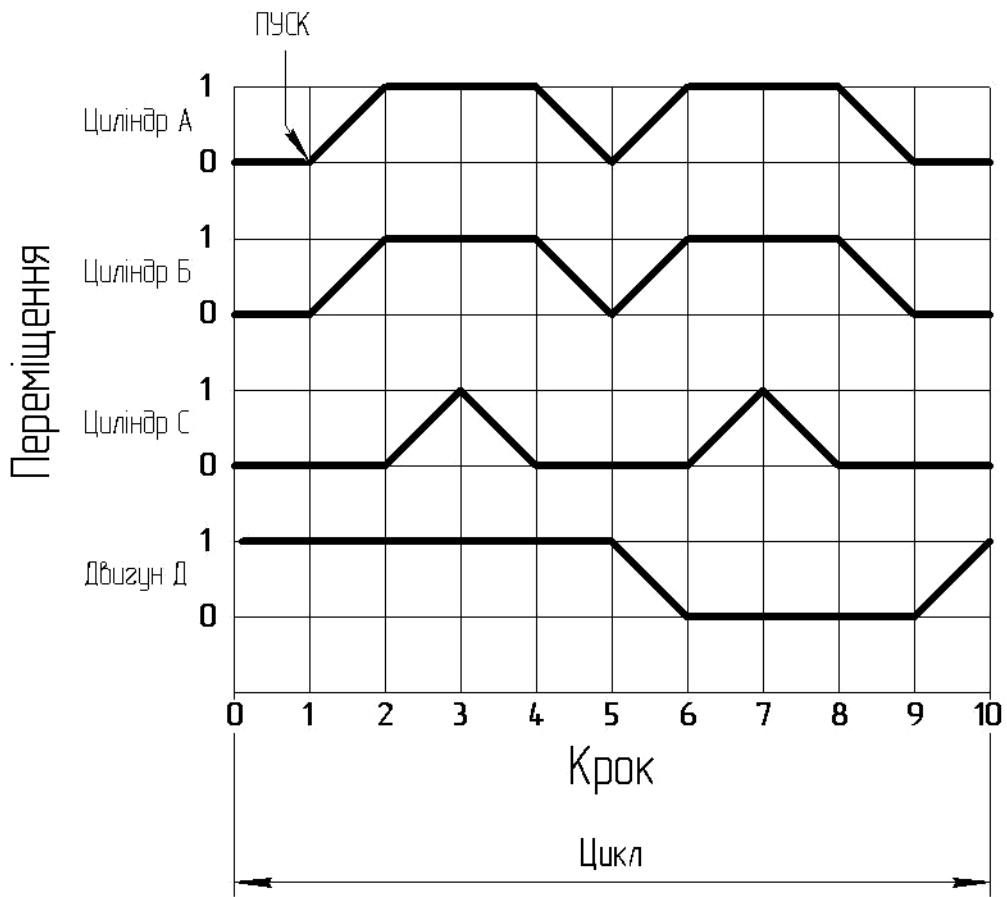


Рис. 7.2, д. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 11, 13

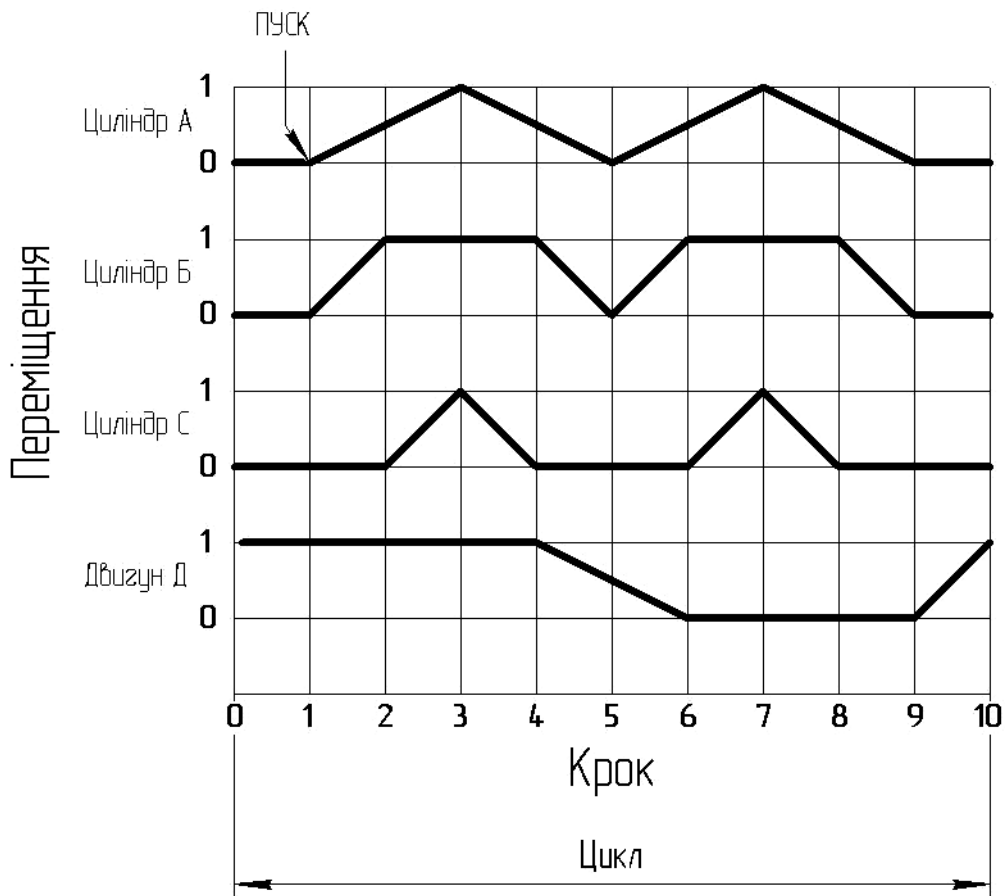


Рис. 7.2, е. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 16, 17

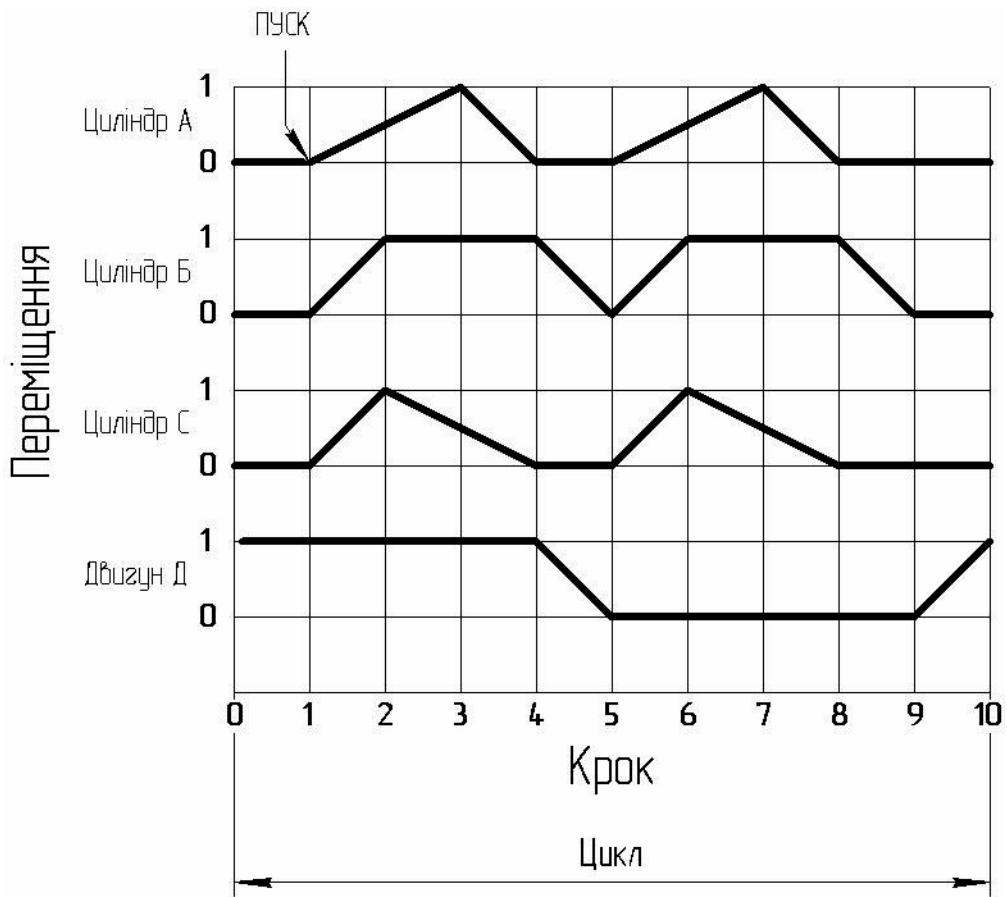


Рис. 7.2, е. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 18, 20

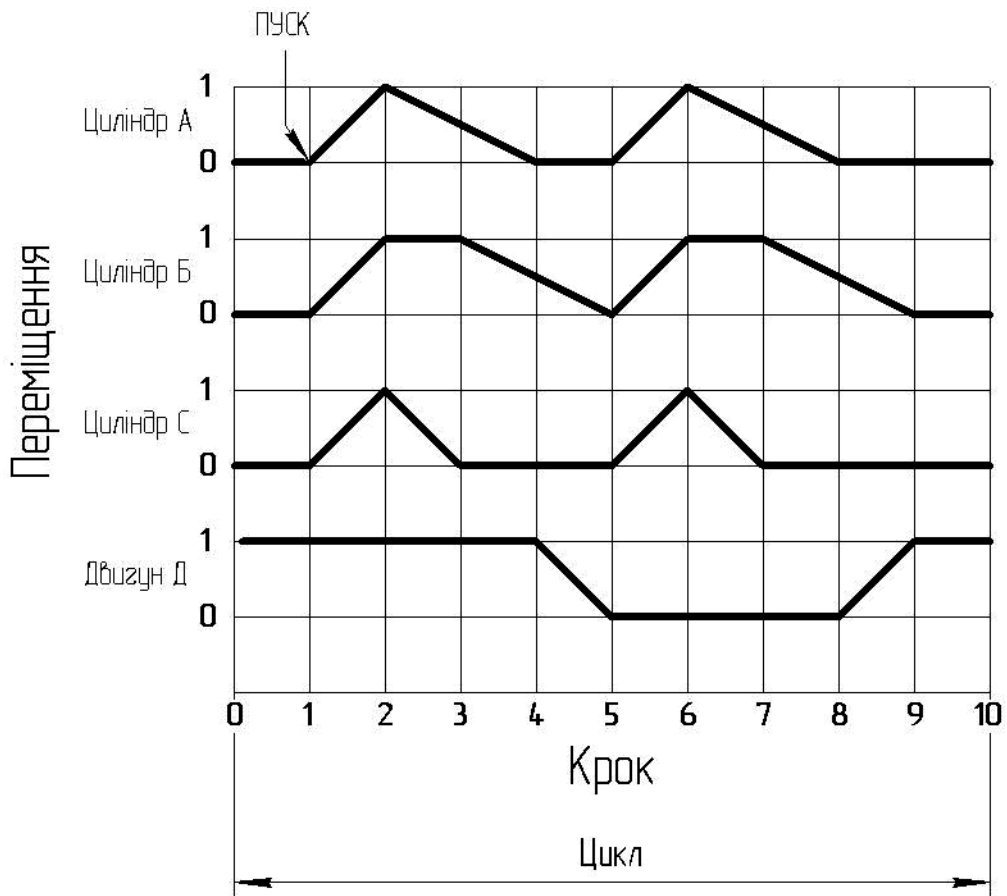


Рис. 7.2, ж. Діаграма «крок-переміщення» для варіантів 15, 19

Вибір датчика виконується в такій послідовності.

1. Визначається лінійне переміщення за ступенями рухомості для кутової координати, мм:

$$S = \frac{2\pi\varphi}{360^0} \cdot \frac{R}{1000}, \quad (7.1)$$

де R – виліт маніпулятора, м; φ – кут повороту двигуна, град (табл. 7.1).

2. Визначається похибка позиціювання датчика кутового переміщення, мм:

$$\Delta = \frac{SK_{\Delta}}{D_{\Delta}} \leq [\Delta], \quad (7.2)$$

де S – лінійне переміщення захоплювача за ступеню рухомості, мм; $K_{\Delta} = 1,3 \dots 3$ – коефіцієнт, що враховує якість вимірювальних ланцюгів (більші значення відповідають аналоговим системам керування); D_{Δ} – дискретність (розширення) датчика, імп/об.; $[\Delta]$ – задана допустима похибка позиціювання, мм.

3. З табл. 7.2 вибирається датчик кута повороту та визначається кількість обертів маніпулятора робота, об.:

$$z_m = \frac{\varphi}{360^0}. \quad (7.3)$$

Таблиця 7.2

Датчики кута повороту

Тип датчика	Розширення, імп./об.	Швидкість, хв ⁻¹	Діапазон переміщень датчика, об.	
Датчики Хола				
MIB36 MEGATRON	16; 32; 64; 128, 256, 512, 1024	6000	1	20 мА; 5 В
МOM18 MEGATRON	100; 160; 200; 300; 400; 500; 800; 1000; 1600	6000	Не обмежено	20 мА; 5; 12 В
MHL40 MEGATRON	100; 160; 200; 300; 400; 500; 800; 1000; 1600	5000	Не обмежено	50 мА; 5; 24 В
Потенціометри				
ППМЛ	10000	200	20	20 кОм
ПД	320	200	Не обмежено	5 В
Кодові				
АД-15В	2 ¹⁵	900	16	
ППК-15	2 ¹⁵			
ФЕП-15	2 ¹⁵			
Імпульсні				
ПИКП2-1Ф	1000; 2000; 5000	6000	Не обмежено	
ПИКП2-2Ф	1000; 2500	10000		
BE51M	1000; 1024; 5400	3000		

4. Визначаємо передавальне відношення редуктора до датчика кута повороту:

$$i_{\text{он}} = \frac{z_m i_{\text{нр}}}{z_D}, \quad (7.4)$$

де z_D – робочий діапазон переміщень датчика (табл. 7.2); $i_{\text{нр}}$ – передавальне відношення редуктора привода механізму обертання маніпулятора ($i_{\text{нр}} = 1; 2; 4; 8; 12,5; 25; 50; 100$).

5. Частота обертання вала датчика кута повороту, об/хв.:

$$n_m = \frac{60 z_m}{t_1}, \quad (7.5)$$

де $t_1 = T \cdot N_K$ – тривалість повороту маніпулятора, с; N_K – кількість кроків.

Перевіряємо вибраний датчик за допустимою частотою обертання.

6. Датчики для лінійних двигунів вибирають із табл. 7.3 за допустимими параметрами.

Таблиця 7.3

Датчики лінійного переміщення

Модель	MBW	MBH	MM10	REM13
Діапазон зміни, мм	50...200	50...500	8...15	50...1000
Опір, кОм	10	1.25...12.5	1...50	5...20
Розширення, мм	< 0,01	< 0,01	< 0,01	< 0,01
Макс. стум в повзуні, мА	1	1	1	10
Макс. швидкість вимірювань, м/с	0,5	2	2	5
Нелінійність, %	< 1	< 0,5	±0,5...±2	±0,05...±0,1

Для спрощення проектування пневматичної системи керування робота пропонується розбити діаграму «крок-переміщення» на фази, кожна з яких відповідатиме за переміщення окремого двигуна. Для таких фаз необхідно записати логіку її виконання та встановити причинно-наслідкові зв'язки розроблюваної системи керування.

Для контролю положення елементів виконавчої системи застосовуйте пневмоклапани «кінцеві вимикачі».

Побудова логіки роботи для кожного з виконавчих пневмодвигунів, значно спростить подальшу розробку пневматичної системи керування. Для спрощення побудови схеми керування, на рис. 7.3...7.6 також представлено принципові схеми пневматичних систем, що дозволяють виконувати деякі види логічних функцій.

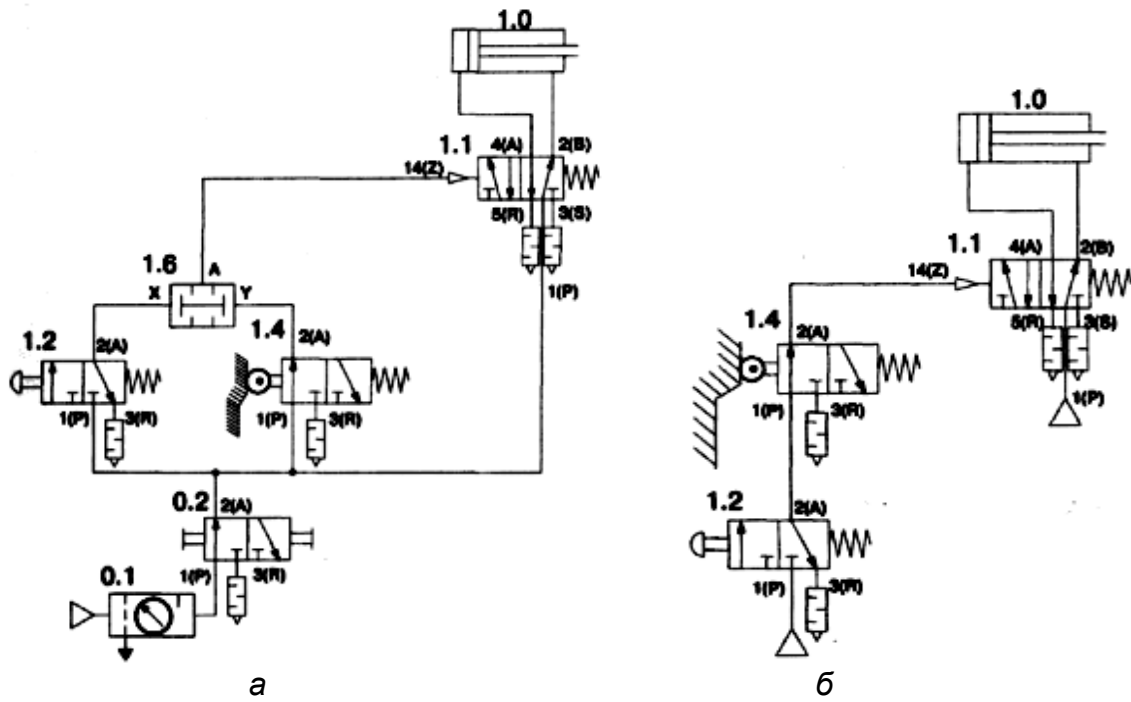


Рис. 7.3. Принципова схема пневмосистеми з реалізацією логіки «І» за допомогою клапана «І» (а) та за рахунок послідовного з'єднання розподільників (б)

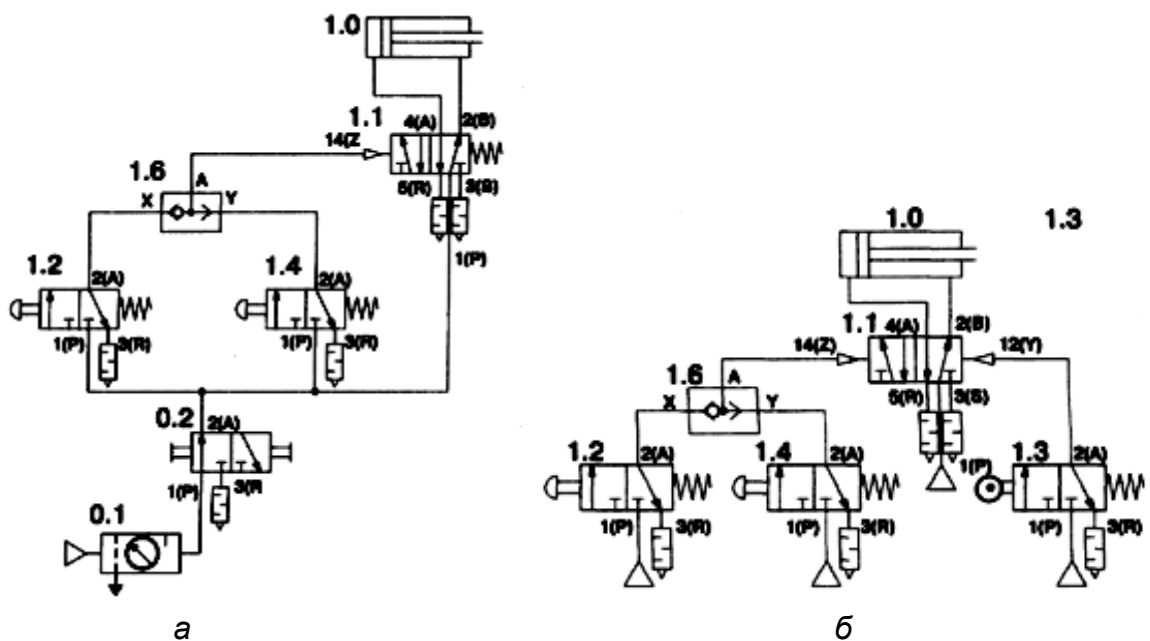


Рис. 7.4. Принципова схема пневмосистеми з реалізацією логіки «АБО» за допомогою клапана «АБО» (а) та за рахунок паралельного з'єднання розподільників (б)

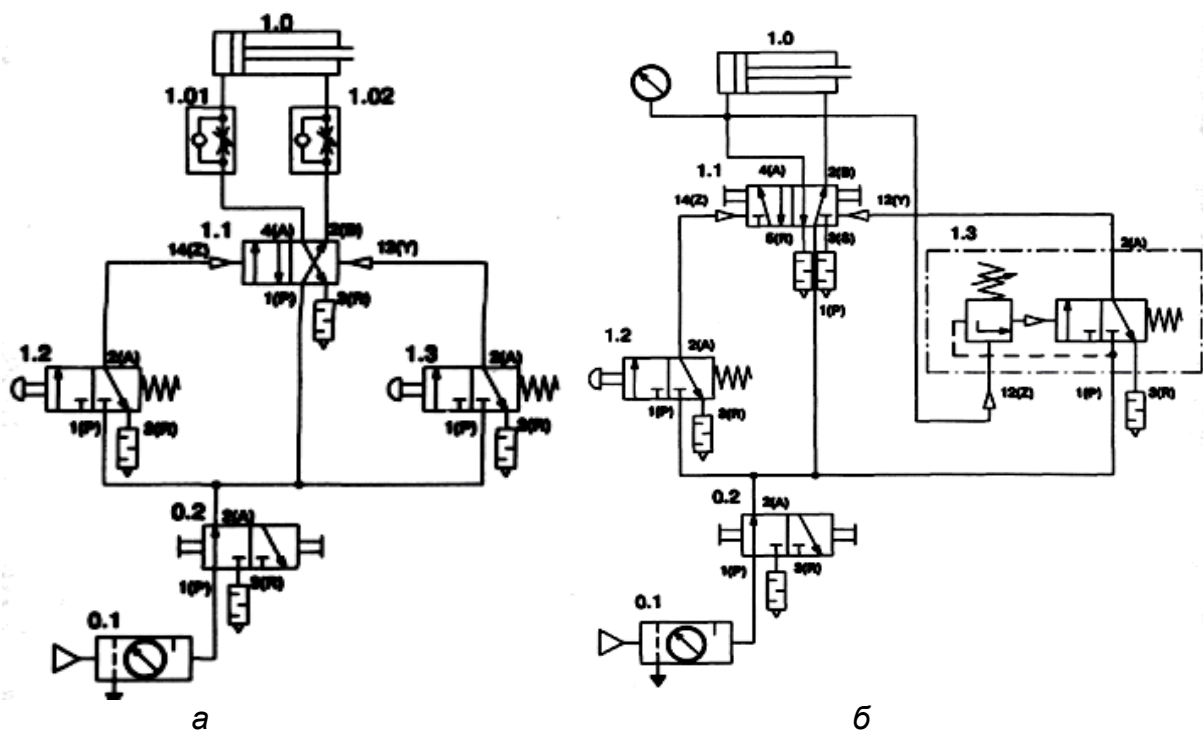


Рис. 7.5. Схема пневмосистеми з реалізацією запам'ятовування сигналу (а) та з керуванням по тиску (б)

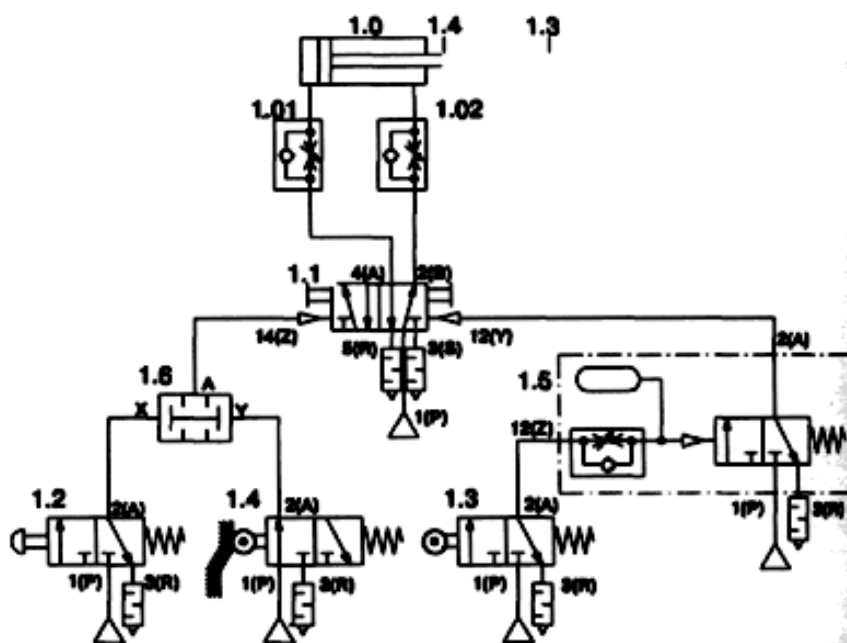


Рис. 7.6. Пневматична система із затримкою часу

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Пелевін Л.Є.* Синтез робото технічних систем в машинобудуванні: Підручник / Л.Є. Пелевін, К.І. Почка, О.М. Гаркавенко, Д.О. Міщук, І.В. Русан. – К.: ТОВ «НВП «Інтерсервіс»», 2016. – 258 с.
2. *Пелевін Л.Є.* Гідравліка, гідромашини та гідро пневмоавтоматика: Підручник / Л.Є. Пелевін, Д.О. Міщук, В.П. Рашківський, Є.В. Горбатюк, Г.О. Аржаєв, В.Ф. Красніков. – КНУБА, МОНУ. – Київ.: 2015. – 340 с.
3. *Ловейкін В.С.* Оптимізація режиму зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом: Монографія / В.С. Ловейкін, Д.О. Міщук. – К.: ЦП «Компринт», 2013. – 205 с.
4. *Ловейкин В.С.* Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие / В.С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. *Механика* промышленных роботов: Учеб. пособие: В 3 кн. / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. Кн. 3: Основы конструирования / Е.И. Воробьев, А.В. Бабич, К.П. Жуков и др. – М.: Высш. шк., 1989. – 383 с.
6. *Механика* промышленных роботов: Учеб. пособие: В 3 кн. / Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. Кн. 2: Расчет и проектирование механизмов / Е.И. Воробьев, О.Д. Егоров, С.А. Попов. – М.: Высш. шк., 1988. – 367 с.
7. *Спыну Г.А.* Промышленные роботы. Конструирование и применение: Учеб. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк., 1991. – 311 с.
8. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя в 3 томах. Т.3. М.: «Машиностроение», 1980. – 576 с.
9. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: «Высшая школа», 1985. – 285 с.
10. *Жуков К.П.* Проектирование деталей и узлов машин / К.П. Жуков, Ю.Е. Гуревич. - М.: «Изд-во Станкин», 1999. – 303 с.
11. *Киркач Н.Ф.* Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техн. вузов / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. 3-е изд., - Х.: Основа, 1991. – 276 с.
12. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
13. *Агейкин Д.И.* Датчики контроля и регулирования / Д.И. Агейкин, Е.Н. Костина, Н.Н. Кузнецов. Справочные материалы. – 2-е изд. М.: Машиностроение, 1965. – 928 с.
14. *Мехатроника* / Пер. с япон. Исин Т., Силюяма И., Иноуэ Х. м. др. – М.: Мир, 1988.-318с.

Контрольні запитання

1. Що називається мобільною робототехнічною системою?
2. Що таке автооператор?
3. Яке призначення має промисловий робот?
4. Що означає термін «позиційне керування промисловим роботом»?
5. Що означає термін «контурне керування промисловим роботом»?
6. Що таке робочий орган промислового робота?
7. Як класифікують роботи по типу системи основних координатних переміщень?
8. Як класифікують роботи по виду керування?
9. Як класифікують роботи по способу програмування?
10. Які основні показники промислових роботів?
11. Що називається маніпулятором?
12. Що таке робоча зона маніпулятора?
13. Як визначається кут сервісу маніпулятора?
14. Що означає «надлишкова рухливість маніпулятора»?
15. Які типи захоплювачів бувають?
16. Які класифікують механічні захоплювачі?
17. Які типи конструкцій маніпуляторів відносять до вантажних?
18. Для чого призначені вантажні маніпулятори?
19. Як класифікують маніпулятори для будівельно-монтажних робіт?
20. Які типи будівельних маніпуляторів забезпечують жорсткий зв'язок із елементом будівельної конструкції?
21. Яку умову зв'язку використовують для синтезу дволанкового розімкненого кінематичного ланцюга?
22. Яку умову зв'язку використовують для синтезу замкнутого чотириланковика?
23. Що таке куліса?
24. Які типи планетарних механізмів існують?
25. Для чого застосовують кулачкові механізми?
26. Що таке хвильова передача?
27. Які способи керування роботами бувають?
28. В чому суть програмного керування?
29. Що означає циклове керування?
30. Які типи датчиків застосовують в роботах?
31. Яка будова тензодатчика?
32. Який принцип потенціометра?
33. Який принцип роботи датчика Хола?

Теми рефератів

1. Будівельні 3D принтери.
2. Роботи FANUC.
3. Крокуючі системи роботів.
4. Роботи Kuka.
5. Роботизовані системи Brokk.
6. Роботи ABB.
7. Програмний комплекс Roboguide.
8. Сервоциліндри. Дискретні та пропорційні розподільники Rexroth.
9. Релейне та ШІМ керування.
10. Системи підготовки стиснутого повітря.
11. Компоненти пневмосистем Festo. Пневматичні м'язи.
12. Мікропроцесори, мікросенсори. Управління кроковим двигуном.
13. Синтез механізмів із гнучкими тяговими елементами. Хвильові зубчасті передачі.
14. Транспортно-орієнтувальні пристрої роботизованих потокових ліній
15. Роботи для зварювання.
16. Системи роботизації складальних робіт.
17. Програмні комплекси керування роботом.
18. Роботи для будівельного виробництва.
19. Робочі органи роботів.
20. Нейрона мережа робота.

