

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

Г. А. Крутіков, М. Г. Стрижак

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПНЕВМОПРИВОДУ

Навчальний посібник
для бакалаврів та магістрів
спеціальності
131 «Прикладна механіка»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано Вченою радою НТУ «ХПІ»

Харків
НТУ «ХПІ»
2024

УДК 62-82 (075)
К84

Рецензенти:

Г. І. Каноук, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри
«Автоматизації, метрології та енергозберігаючих технологій»,
Українська інженерно-педагогічна академія;
Ю. Л. Атаманов, канд. техн. наук, директор
ТОВ «Харківгазобладнання»

Рекомендовано Вченою радою НТУ «ХПІ» як навчальний
посібник для бакалаврів та магістрів спеціальності 131 «Прикладна
механіка» денної та заочної форм навчання,
протокол № 9 від 29.11.2024 р.

Крутіков Г.А.

К84 Основи теорії пневмоприводу : навчальний посібник для
бакалаврів та магістрів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
денної та заочної форм навчання

Г. А. Крутіков, М. Г. Стрижак. – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – 211 с.

ISBN 978-617-05-0515-6

Розглянуто питання математичного опису та комп'ютерного моделювання робочих процесів у виконавчих механізмах та комутаційних трактах пневмоприводів, спираючись на фундаментальні закони термодинаміки та газомеханіки. На цій основі представлені методи розрахунку пневмоприводу, викладені у вигляді розв'язання задач динамічного аналізу та синтезу. Наведено приклади побудови керуючих систем на базі регулюючої апаратури пневмоприводу з використанням як традиційних методів керування, так і інноваційних методів.

Призначено для студентів напряму підготовки «Прикладна механіка» денної та заочної форм навчання при курсовому та дипломному проєктуванні, а також може бути корисним аспірантам та студентам машинобудівних спеціальностей.

Лл. 112. Табл. 14. Бібліогр. 14 назв.

УДК 62-82 (075)

ISBN

© Г. А. Крутіков,
© М. Г. Стрижак,
© НТУ «ХПІ», 2024

ВСТУП

У промислово розвинених країнах частка пневматичних засобів керування в автоматизованих виробництвах неухильно зростає, і нині більше 50 % усіх виробничих процесів оснащено пневматичними пристроями. Щорічне збільшення споживання стисненого повітря складає близько 5 % і на його виробництво промисловими підприємствами країн з розвинутою індустрією витрачається близько 15 % електроенергії із загального енергетичного балансу. За приростом капіталовкладень цей сектор засобів автоматизації займає перше місце. За масштабами використання в промисловості пневматичні силові системи і системи укерування займають друге місце після електричних систем, обігнавши гідравлічний привод.

Успішному впровадженню пневматичних систем керування (ПСК) і різноманітних пневматичних виконавчих механізмів сприяють такі їх позитивні якості, як відносна дешевизна, простота конструкцій і експлуатаційного обслуговування, висока швидкість (до 150 000 об/хв і вище 10 000 коротких ходів/хв), надійність роботи, мала чутливість до температури оточуючого середовища, пожаро- й вибухобезпечність, тривалий термін служби, відсутність зворотних магістралей, необмежені запаси енергоносія, простота його транспортування (у тому числі і на великі відстані) і утилізації.

Поява в асортименті пневмообладнання довгоходових безштокових циліндрів (тросових, стрічкових, магнітопневматичних і т. д.) дозволило значно поліпшити масогабаритні показники пневмодвигунів.

Розроблено та успішно впроваджено концепцію *пневмоострова*, в якому десятки пневморозподільників за допомогою модульного монтажу вбудовані в єдиний компактний комутаційний блок, інтегрований з контролером, що керує електромагнітами розподільників за заданою технологічним процесом програмою. Все це значно підвищило конкурентоспроможність пневмопривода по відношенню до електропривода.

Основними споживачами пневматичних приводів є такі галузі промисловості, як вугільна, гірничодобувна, машинобудівна і харчова. У нафтовій, газовій, хімічній і деревообробній галузях пневмопривод і пневматичні системи керування є основними засобами автоматизації виробництва.

Широке застосування пневмоприводи знайшли в одній з найбільш сучасних галузей машинобудування – робототехніці. Пневматичні приводи застосовуються як основний тип приводу в найбільш масових промислових роботах з цикловим керуванням з вантажопідйомністю до 20–30 кг.

Основним недоліком пневмоприводів є складність забезпечення ними заданого закону руху робочого органу з огляду на стисливість повітря. Крім того, через порівняно низький рівень тиску (0,4–1,0 МПа) вони мають меншу питому потужність в порівнянні з гідроприводами. Однак за цим показником вони значно перевершують електроприводи. Нижче (таблиця 1) представлені дані за питомою потужністю для пневмомоторів пластинчастого типу з потужністю до 1 кВт, а також гидромоторів і електродвигунів тієї ж категорії потужностей.

При розгляді економічних причин, що стримують більш широке застосування силової пневматики, необхідно відзначити ту обставину, що стиснене повітря є одним з найбільш дорогих енергоносіїв, які використовуються в промисловості. Один кілоджоуль енергії, реалізо-

Таблиця 1 – Порівняння питомої потужності двигунів різного типу

Параметр	Тип двигуна		
	Пневматичний	Гідравлічний	Електричний
Потужність на одиницю маси, кВт/кг	0,3...0,4	0,5...1,0	0,02...0,1
Потужність на одиницю об'єму, кВт/дм ³	1,0...1,2	2,0	0,05...0,2

ваний за допомогою пневмодвигунів, коштує в 4–7 разів дорожче, ніж кілоджоуль, отриманий за допомогою електродвигунів. Правда, у багатьох випадках підвищення експлуатаційних витрат з великим запасом компенсується нижчими одноразовими витратами за рахунок більш низької вартості самого пневмопривода.

Найголовніший недолік пневмопривода – стисливість робочого тіла – до останнього часу стримував використання пневмопривода при реалізації складних законів руху робочого органу і обмежував його застосування другорядними операціями, де робочий орган спрацьовував від упору до упору.

Широке використання в промисловості швидкодіючих керуючих ЕОМ, здатних здійснювати складні обчислювальні операції в реальному масштабі часу, зняло це обмеження. Введення адаптивного керування з елементами самонавчання дозволило ефективно вирішити задачу створення вільнопрограмованих багатопозиційних пневмоприводів, що мають високу швидкість і точність позиціонування. Це забезпечило широкомасштабне впровадження пневматики в гнучкі автоматизовані системи і дозволило реалізувати всі переваги пневмоустаткування в нових галузях виробництва. При цьому найцікавішими видаються дискретно керовані пневмоприводи, що використовують недорогі релейні пневморозподільники і забезпечують гарне сполучення з контролером і керуючою ЕОМ.

Прийнято вважати, що поєднання дешевого і екологічно чистого пневмопривода в якості «м'язів» із сучасною мікроелектронікою в якості «мізків», є одним з найбільш перспективних шляхів розвитку мехатронних систем.

З огляду на суттєву відмінність робочих процесів у пневмоприводах від процесів у гідроприводах у цьому навчальному посібнику велику увагу приділено термодинамічним і газодинамічним процесам, які протікають як у замкнених так і у розімкнених порожнинах, а також процесам, що протікають у газі при його русі в проточних трактах.

РОЗДІЛ 1. ГАЗОДИНАМІЧНІ Й ТЕРМОДИНАМІЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ПНЕВМОПРИВОДА

У пневматичних системах в якості енергоносія застосовується повітря. Стиснене повітря через особливості його виробництва за допомогою поршневих компресорів містить певну кількість твердих домішок, масла та вологи. Одна з основних вимог, що пред'являються до стисненого повітря, використовуваного в пневматичних системах керування (ПСК), полягає в тому, що воно повинне бути очищене не тільки від механічних домішок (пилу), а й містити якомога менше вологи і домішок масла. Сучасні системи кондиціонування стисненого повітря в основному забезпечують ці вимоги. Тому при розрахунках будемо вважати, що повітря в усіх випадках має однорідний фізичний склад і його фізичні властивості підпорядковані одним і тим самим законам. При розрахунках стиснене повітря розглядається як ідеальний газ, тобто як такий газ, у якого відсутні сили зчеплення між молекулами, а самі молекули мають нехтовно малий об'єм порівняно з міжмолекулярним простором.

Стан газу визначається трьома параметрами: тиском p , щільністю ρ і температурою T . Параметри стану пов'язані між собою співвідношенням, яке називається *рівнянням стану*. Для ідеального газу цією залежністю є рівняння Клапейрона

$$\frac{p}{\rho} = RT, \text{ або } pV = RT, \quad (1.1)$$

де p – абсолютний тиск газу, Па; ρ – щільність газу, $\text{кг}/\text{м}^3$; $V = W/m$ – питомий об'єм, $\text{м}^3/\text{кг}$; T – абсолютна температура повітря, К; R – газова постійна ($R = 288 \text{ Дж}/\text{кг} \cdot \text{град.}$).

Рівняння (1.1) однозначно пов'язує параметри газу при будь-якому його стані. Однак газ може переходити з одного стану в інший, тобто розширюватися, стискатися, охолоджуватися, нагріватися і т.д.

Послідовність змін стану газу при такому переході називається *термодинамічним процесом*. Для опису термодинамічного процесу, крім рівняння стану, необхідно знати рівняння, що зв'язує параметри газу в процесі переходу з одного стану в інший.

1.1. Термодинамічні процеси при постійній кількості газу

Кожен термодинамічний процес характеризується величиною *теплоємності*, тобто відношенням кількості тепла, поглиненого речовиною в будь-якому процесі, до відповідного підвищення температури. Питома теплоємність c – це теплоємність одиниці маси або ваги речовини. В системі СІ питома масова теплоємність має розмірність $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{град}}$. У технічній системі питома вагова теплоємність

має розмірність $\frac{\text{ккал}}{\text{кгс} \cdot \text{град}}$. Питому теплоємність для повітря при

даному характері термодинамічного процесу в тому діапазоні температур, з яким доводиться мати справу на практиці, можна вважати постійною величиною.

Характер термодинамічного процесу визначається в залежності від того, яким чином підведене до газу тепло перерозподіляється між його внутрішньою енергією і роботою, виконаною газом.

Ізохоричний процес – це процес, що протікає в постійному об'ємі. Нехай в сосуді що, розташований зліва (рис. 1), знаходиться 1 кг газу. Все тепло dq , підведене через стінки посуду до газу, йде на збільшення його внутрішньої енергії du , яка складається з кінетичної енергії внутрішньомолекулярних коливань.

Зміна внутрішньої енергії газу проявляється в зміні його температури і тиску. Таким чином, для ізохоричного процесу

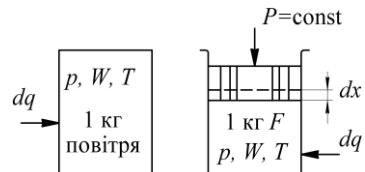


Рисунок 1.1 – Ізохоричний процес

$$dq_v = du. \quad (1.2)$$

Теплоємність газу при ізохоричному процесі $c_v = dq_v / dT$.
Відповідно,

$$dq_v = c_v dT = du \quad \text{або} \quad u = c_v T. \quad (1.3)$$

Записавши рівняння для двох станів з температурою T_1 і T_2 із врахуванням постійності об'єму ($V = \text{const}$), отримаємо закон Шарля:

$$V = RT_1 / p_1 = RT_2 / p_2 \quad \text{або} \quad p_1 / p_2 = T_1 / T_2.$$

Ізобаричний процес – це процес, що протікає при змінному обсязі, але при постійному тискові (правий посуд, рис. 1). Нехай 1 кг газу заповнює порожнину циліндра, поршень якого навантажений постійною силою P . На відміну від попереднього випадку, тепло dq_p , підведене до сосуда, йде не тільки на збільшення внутрішньої енергії du , але і на виконання роботи газом, що розширюється, $dl_p = pFdx = pdV$. Skorиставшись рівнянням стану (1.1), приріст питомої роботи можна записати у вигляді

$$dl_p = RdT. \quad (1.4)$$

При кінцевому прирості об'єму робота газу

$$l_p = \int_{V_1}^{V_2} pdV = p(V_2 - V_1) = R(T_2 - T_1). \quad (1.5)$$

Останній вираз відкриває можливість для досить простої фізичної інтерпретації газової постійної

$$R = \frac{l_p}{T_2 - T_1}. \quad (1.6)$$

Газова постійна являє собою зовнішню роботу 1 кг газу при нагріванні його на 1° при $p = \text{const}$. Записавши рівняння Клапейрона для двох станів при $pV_1 = RT_1$, $pV_2 = RT_2$, отримаємо закон Гей-Люсака::

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2}. \quad (1.7)$$

З останнього рівняння видно, що з підведенням тепла одночасно з ростом V зростає і T , тобто одночасно з виконанням роботи газом, що розширюється, збільшується і його внутрішня енергія. Отже, рівняння збереження енергії в даному випадку має вигляд

$$dq = du + dl. \quad (1.8)$$

Рівняння (1.8) називається *першим законом термодинаміки*. При записі виразу (1.8) в технічній системі одиниць перед останнім членом необхідно додавати A – термічний еквівалент роботи ($A = 1/427$ ккал/кгс·м). Незважаючи на те, що в системі СІ енергія, теплота і робота мають одну одиницю виміру, ці поняття не можна змішувати. Робота – це процес; енергія – запас нездійсненої роботи.

Теплоємність газу при ізобаричному процесі $c_p = dq_p/dT = (du + dl)/dT$. З урахуванням виразів (1.3) і (1.4) отримаємо

$$c_p = c_v + R. \quad (1.9)$$

Для повітря при температурі близько 20°C $c_v = 0,72 \cdot 10^3$, $c_p = 1,01 \cdot 10^3$ Дж/кг·град). В подальшому буде широко використовуватися співвідношення $c_p/c_v = k$ ($k = 1,41$ для повітря). Грунтуючись на рівнянні (1.9), с урахуванням останнього запису можна отримати

$$c_v = \frac{R}{k-1}; \quad c_p = \frac{Rk}{k-1}. \quad (1.10)$$

Якщо з підведенням тепла dq до порожнини циліндра розширення газу відбувається так, що температура його в ході розширення залишається постійною ($T = \text{const}$), то процес називається *ізотермічним*. При цьому $du = 0$, і рівняння збереження енергії для такого процесу буде мати вигляд $dq_T = dl = pdV$. Скориставшись рівнянням стану, можна показати, що рівняння такого процесу буде $pV = \text{const}$. Вираз для роботи газу при ізотермічному розширенні можна записати, якщо в вираз для роботи підставити з рівняння стану $p = RT/V$. При $T = \text{const}$ отримаємо

$$l_T = \int_{V_1}^{V_2} pdV = RT \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{V} = RT \ln \frac{V_2}{V_1}. \quad (1.11)$$

Процес, в якому зміна стану газу відбувається за відсутності теплообміну з зовнішнім середовищем, називається *адіабатичним*. Рівняння збереження енергії в цьому випадку має вигляд

$$dl = -du. \quad (1.12)$$

Робота при цьому процесі відбувається тільки за рахунок внутрішньої енергії газу. При здійсненні цієї роботи (при розширенні газу) температура газу падає. Переписавши рівняння (1.12) у вигляді $pdV = -c_v dT$ і скориставшись рівнянням стану (1.1) для виразу dT $\left(dT = \frac{1}{R} d(pV) \right)$, запишемо рівняння збереження енергії у вигляді

$$pdV + \frac{c_v}{R}(pdV + Vdp) = 0. \quad (1.13)$$

Перетворивши рівняння (1.13), отримаємо

$$(c_v + R)pdV + c_v Vdp = 0. \quad (1.14)$$

Розділивши обидва члени даного рівняння на pVc_v , маємо

$$k \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} = 0. \quad (1.15)$$

Інтегралом цього рівняння буде вираз

$$k \ln V + \ln p = \text{const.}$$

Потенціюючи останній вираз, отримаємо рівняння для адіабатичного процесу

$$pV^k = \text{const.} \quad (1.16)$$

Комбінуючи рівняння (1.16) з рівнянням стану (1.1), можна отримати залежності між параметрами газу при адіабатичному переході з одного стану в інший:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-k}; \quad \frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^k; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (1.17)$$

Питома робота газу при адіабатичному розширенні l_q

$$dl_q = -du = -c_v dT;$$

$$l_q = \int_{T_2}^{T_1} c_v dT = c_v (T_1 - T_2) = \frac{c_v}{R} (p_1 V_1 - p_2 V_2). \quad (1.18)$$

Перераховані вище процеси зручно характеризувати коефіцієнтом відносного теплообміну ψ , що виражає відношення між підведеним теплом і отриманою роботою:

$$\psi = \frac{dq}{dl}. \quad (1.19)$$

Залежно від процесу, коефіцієнт ψ набуває таких значень:

1) ізотермічний процес: $dq = dl$; $\psi = 1$.

2) адіабатичний процес: $dq = 0$; $\psi = 0$.

3) ізохоричний процес: $dl = 0$; $\psi = \pm\infty$.

4) ізобаричний процес: $dl = RdT$; $dq_p = c_p dT$; $c_p = \frac{kR}{k-1}$;

$$\psi = \frac{k}{k-1} = 3,5.$$

Звідси випливає, що ψ може змінюватися в межах від 0 до ∞ . Наведені вище значення є лише окремими випадками з незліченної безлічі можливих значень ψ . Якщо термодинамічний процес відрізняє лише сталість, то він називається *політропічним*. Теплоємність політропічного процесу $c = dq/dT$. Звідси $dq = cdT$; $dl = dq - du = (c - c_v)dT$, тоді

$$\psi = \frac{dq}{dl} = \frac{c}{c - c_v}, \text{ або } c = c_v \frac{\psi}{\psi - 1}. \quad (1.20)$$

З першого закону термодинаміки, прийнявши $dq = cdT$; $du = c_v dT$; $dl = pdV$, отримаємо

$$cdT = c_v dT + pdV.$$

З рівняння стану маємо $dT = \frac{1}{R}(pdV + Vdp)$. Отже, попереднє рівняння має вигляд

$$\frac{c}{R}(pdV + Vdp) = \frac{c_v}{R}(pdV + Vdp) + pdV.$$

Преутворюючи це рівняння, отримаємо

$$(c_v + R - c)pdV + (c_v - c)Vdp = 0.$$

З урахуванням залежності (1.9) будемо мати

$$\frac{c_p - c}{c_v - c} p dV + V dp = 0.$$

Ввівши позначення $(c_p - c)/(c_v - c) = n$ і розділивши обидва члени на pV , отримаємо

$$n \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} = 0 \quad \text{или} \quad n \ln V + \ln p = \text{const};$$
$$pV^n = \text{const}, \quad (1.21)$$

де $n = \frac{c_p - c}{c_v - c}$ – показник політропічного процесу.

Підставляючи в значення для n величину c з виразу (1.20), отримаємо

$$n = k - \psi(k - 1). \quad (1.22)$$

При постійному значенні ψ величина n також залишається постійною. Наведені вище типові термодинамічні процеси можна розглядати як окремі випадки політропічного процесу:

- 1) ізохоричний: $\psi = \pm\infty$, $n = \pm\infty$;
- 2) ізобаричний: $\psi = \frac{k}{k-1}$, $n = 0$;
- 3) ізотермічний: $\psi = 1$, $n = 1$;
- 4) адіабатичний: $\psi = 0$, $n = k$.

Аналогічно адіабатичному процесу можна знайти основні залежності між параметрами при політропічному переході газу з одного стану в інший:

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^n; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{1-n}; \quad \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Робота 1 кг газу при його політропічному розширенні визначається як

$$l_n = \frac{1}{n-1}(p_1V_1 - p_2V_2).$$

Після виконання заміни

$$V_2 = (p_1/p_2)^{1/n}V_1$$

отримаємо

$$l_n = \frac{p_1V_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right].$$

Введемо ще один параметр, що дуже зручний для характеристики стану газу – *питома тепломісткість або ентальпія*:

$$i = u + pV.$$

Рівняння першого закону термодинаміки з використанням i можна записати як

$$dq = d(i - pV) + pdV$$

Або

$$dq = di - Vdp. \quad (1.23)$$

Для ізобаричного процесу ($p = \text{const}$) маємо

$$dq_p = d_i = c_p dT.$$

З цього виразу з урахуванням рівняння (1.10) отримаємо вираз для ентальпії

$$i = c_p T = \frac{kRT}{k-1}. \quad (1.24)$$

1.2. Термодинамічні процеси при змінній кількості газу (термодинаміка тіла змінної маси)

Отримані вище залежності слушні для замкнених об'ємів, у яких термодинамічні процеси відбуваються при постійній кількості газу. Робочий процес у пневматичних приводах відбувається при яскраво вираженій змінній кількості газу за рахунок його постійного припливу або відтоку.

Відповідно до цих уявлень найбільш фундаментальними роботами в області термодинаміки незамкнених об'єктів є праці М. О. Мамонтова, який увів поняття *термодинаміки тіла змінної маси*.

У його роботах було показано, що якщо для процесів з постійною кількістю газу загальною залежністю для всіх типових термодинамічних процесів є $\frac{P}{\gamma^n} = \text{const}$, в якій показник ступеня n є постійною величиною, то показник політропи n для процесів зі змінною кількістю газу буде в загальному випадку змінним. Для показника політропи зі змінною кількістю газу вводиться вираз, що зв'язує його з величиною відносного теплообміну ψ (1.22):

$$n = k - \psi(k - 1), \quad (1.25)$$

де $\psi = \frac{dq}{dl}$ – коефіцієнт відносного теплообміну, що виражає співвідношення між підведеним теплом (dq) і отриманою роботою (dl). Для випадку типової проточної порожнини маємо

$$\psi = \frac{\frac{dQ}{dt} + (i_m - i)G_m}{\frac{dL}{dt} - RT_m(G_m - G_b)}, \quad (1.26)$$

де dQ/dt – швидкість протікання теплообміну з оточуючим середовищем; i_m, i – ентальпії газу, який знаходиться та відводиться

відповідно; $dL = pdW$ – робота, яку здійснює газ у порожнині; T_m – температура газу, який надходить у порожнину; G_m , G_b – масові витрати газу, який надходить та відводиться відповідно.

Надалі це головне положення термодинаміки тіла змінної маси привело до створення двох напрямків, фактично двох шкіл, при описі термодинамічних і газомеханічних процесів, що протікають у порожнинах пневмодвигуна й комутаційних трактах пневмоагрегата.

Прихильники першої школи, починаючи з О. Г. Холзунова, а потім С. Н. Кожевникова і М. М. Єсіна, воліли описувати процеси в порожнинах ПП у вигляді політропічних, узгоджуючи показник політропи n з характером внутрішнього й зовнішнього теплопритоку. У роботі О. В. Герц і Г. В. Крейнина у якості підтвердження такого підходу проведений аналіз зміни показника політропи зі зміною тиску при заповненні камери. Процес зміни стану повітря в порожнині починається при $n = k$, а потім по мірі заповнення порожнини прагне до ізотермічного процесу (рис. 1.2).

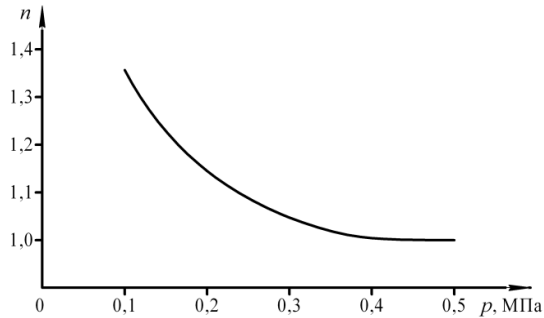


Рисунок 1.2 – Залежність показника політропи n від тиску повітря в порожнині наповнення p

Враховуючи змінність показника політропи n для порожнини зі змінною кількістю газу, отримуємо залежність між тиском p і питомою вагою γ , а також між температурою T й питомою вагою, яка прихильниками цієї школи виражається в диференційній формі

$$\frac{dp}{d\gamma} = n \frac{p}{\gamma}; \quad \frac{dT}{d\gamma} = (n-1) \frac{T}{\gamma}. \quad (1.27)$$

Помножуючи й ділячи ліві частини цих виразів на dt , отримуємо вираз для швидкості зміни тиску й температури в порожнинах, які в комбінації з виразами (1.25) і (1.26) дозволяють побудувати досить точну математичну модель для камер пневмодвигунів. Грунтуючись на цих міркуваннях, була отримана математична модель ПП, яку можна визнати однією з найбільш коректних. Наприклад, для робочої порожнини циліндра в процесі руху поршня складається модель у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{dp_2}{dt} = \frac{n_2}{W_{02} + F_1 \cdot x} (\dot{G}_1 RT_2 - p_2 F_1 \dot{x}); \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{n_2 - 1}{GR} (\dot{G}_1 RT_2 - p_2 F_1 \dot{x}); \\ n_2 = k - (k-1) \left[\frac{\frac{dQ}{dt} + (i_1 - i_2) \dot{G}_1}{p_2 F_1 \dot{x} - \dot{G}_1 RT_2} \right], \end{cases} \quad (1.28)$$

де p_2 , T_2 , i_2 – параметри повітря в робочій порожнині; G – маса повітря в робочій порожнині; i_1 – ентальпія газу, що надходить у порожнину; W_{02} , F_1 – відповідно мертвий об'єм і площа поршня з боку робочої порожнини; \dot{G}_1 – масова витрата в магістралі живлення.

Однак сам М. О. Мамонтов, а слідом за ним О. В. Герц і Г. В. Крейнін з Інституту машинобудування віддали перевагу іншому підходу в описі процесів у незамкнених об'ємах газу, створивши, таким чином, другу наукову школу. У роботах цих дослідників справедливо відзначалося, що оскільки під політропічними процесами прийнято розуміти процеси з постійним відносним теплообміном Ψ , то процеси зі змінною кількістю газу в загальному випадку не можуть бути віднесені до політропічних процесів, а повинні бути виділені

в особливий вид термодинамічних процесів. Тому в роботах обґрунтована побудова математичних моделей на основі рівнянь енергетичного (теплого) балансу. При цьому питання про характер термодинамічного процесу не вивчається.

Розглянемо енергетичний баланс газу, укладеного в робочому просторі теплової машини (рис. 1.3).

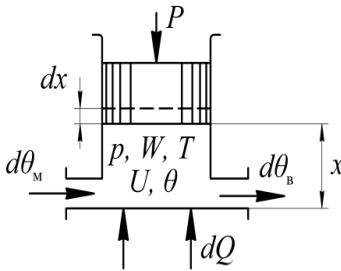


Рисунок 1.3 – Енергетичний баланс газу, замкненого в робочому просторі теплової машини

ємності; U – внутрішня енергія газу, замкненого в порожнині; dL – зовнішня робота, виконана газом; dQ – притік (відтік) тепла за рахунок зовнішнього теплообміну з оточуючим середовищем.

За законом збереження енергії для газу, замкненого в розглянутому робочому просторі, будемо мати

$$dU = (dQ + \Pi_M dQ_M) - (dL + \Pi_B dQ_B), \quad (1.29)$$

$$dQ + \Pi_M d\theta_M = dU + dL + \Pi_B d\theta_B.$$

Отриманий вираз називається енергетичним рівнянням змінної кількості газу або рівнянням теплового балансу для змінної кількості газу. Якщо

$$dQ + \Pi_M d\theta_M - \Pi_B d\theta_B = dQ^*,$$

то рівняння балансу енергії для змінної кількості газу буде схоже на рівняння першого закону термодинаміки:

$$dQ^* = dU + dL .$$

Однак подібність це суто зовнішня, тому що для змінної кількості газу існують якісні відмінності як у трактуванні деяких понять, так і у самих термодинамічних процесах. Наприклад, для процесів із змінною кількістю газу питома внутрішня робота $dl = pdV$ не має безпосереднього зв'язку із зовнішньою механічною роботою розширення (або стиснення) всього газу, тобто $\frac{dL}{\theta} \neq pdV$. При змінній кількості газу в порожнині внутрішня робота $dl = pdV$ складається із наступних компонентів: роботи розширення внаслідок збільшення обсягу робочої порожнини (переміщення поршня); роботи розширення внаслідок витіку частини газу; роботи стиснення внаслідок припливу газу до порожнини.

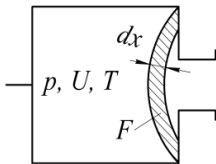


Рисунок 1.4 – Витік газу з ємності через малий отвір

Для визначення питомої витрати енергії розглянемо випадок витікання газу з ємності через малий отвір (рис. 1.4). Витрата енергії з цієї ємності за час dt буде, очевидно, складатися з двох частин: внутрішньої енергії витісненої кількості газу і роботи, витраченої на витіснення тієї ж кількості газу з ємності в отвір. Витіснений за час dt об'єм газу (заштрихований) складе $dW = Fdx$.

Маса витісненого газу визначатиметься як $d\theta_b = \frac{dW}{V}$.

Роботу сил тиску при переміщенні виділеної поверхні на відстань dx розраховуємо за формулою

$$dL = pFdx = pdW .$$

На підставі вищевикладеного кількість енергії в газі, що витікає з ємності, складе

$$\Pi_b d\theta_b = U + dL = u d\theta_b + p dW .$$

Після поділу цього виразу на $d\theta_b$ отримаємо

$$\Pi_b = u + pV = i , \quad (1.30)$$

де i – ентальпія газу у аналізованому об'ємі.

Для випадку наповнення об'єму газом із магістралі при визначенні Π_m треба виходити з параметрів газу у магістралі:

$$\Pi_m = u_m + p_m V_m = i_m . \quad (1.31)$$

Розділивши рівняння (1.29) на dt , отримаємо вираз першого закону термодинаміки у зручнішій для розрахунку формі:

$$\frac{dQ}{dt} + \Pi_m G_m = \frac{dU}{dt} + \frac{dL}{dt} + \Pi_b G_b , \quad (1.32)$$

де $G_m = \frac{d\theta_m}{dt}$, $G_b = \frac{d\theta_b}{dt}$ – масова витрата відповідно газу що поступає і витікає з порожнини.

З виразів (1.3) та (1.10) отримаємо вираз для внутрішньої енергії газу в порожнині U :

$$U = \theta \cdot u = \frac{\theta RT}{k-1} = \frac{pW}{k-1} ,$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{1}{k-1} \left[W \frac{dp}{dt} + p \frac{dW}{dt} \right] ,$$

звідки

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k-1}{W} \left[\frac{dU}{dt} - \frac{1}{k-1} p \frac{dW}{dt} \right] .$$

Підставляючи в останнє рівняння значення dU/dt з виразу (1.32) і пам'ятаючи, що $dL/dt = p \frac{dW}{dt}$, отримаємо

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k-1}{W} \left[\frac{dQ}{dt} + \Pi_m G_m - \Pi_b G_b - \frac{k}{k-1} p \frac{dW}{dt} \right]. \quad (1.33)$$

Даний вираз для швидкості зміни тиску є найбільш зручною формою рівняння теплового балансу для розрахунку та дослідження робочого процесу зі змінною кількістю газу в порожнинах пневмоприводу.

Це рівняння в ряді випадків необхідно доповнити рівнянням для швидкості зміни температури тіла змінної маси, що знаходиться з рівняння станів Клапейрона–Менделєєва, записаного в диференційній формі:

$$\theta dT + T d\theta = \frac{1}{R} (W dp + p dW). \quad (1.34)$$

Розділивши всі члени виразу (1.30) на dt , отримаємо

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T}{P} \frac{dp}{dt} + \frac{T}{W} \frac{dW}{dt} - \frac{RT^2}{pW} \frac{d\theta}{dt}, \quad (1.35)$$

де $\frac{d\theta}{dt} = G$ – масова витрата.

1.3. Рівняння руху газу в проточних трактах пневмоприводу

При русі стисненого повітря по повітрепроводу і через різні апарати, встановлені на трубопроводі, так само, як і при русі рідини, відбуваються втрати енергії стисненого повітря внаслідок тертя шарів повітря між собою і об стінки трубопроводу, а також втрати, пов'язані з вихроутворенням в місцевих опорах. На відміну від випадку руху рідини, це призводить не тільки до падіння тиску і підвищення температури, але і до зміни щільності робочого середовища, що

значною мірою ускладнює опис процесу руху повітря по повітропроводу.

При розрахунку пневмоприводу за основу беруть рівняння теплового балансу повітря в робочих і вихлопних порожнинах пневмопривода (1.33, 1.35). Для того щоб скористатися цим рівнянням, треба знати закономірності руху стисненого повітря у впускному та випускному трактах приводу у вигляді залежностей масової витрати G_m та G_b від відношення тиску на кінцях відповідних трактів.

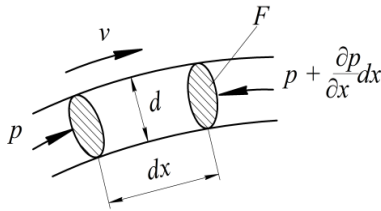


Рисунок 1.5 – Елементарний струмінь газу

Для елементарного струменя газу (рис. 1.5), розглядаючи сили, що діють у напрямі руху, ми можемо отримати залежність між зміною питомої зовнішньої кінетичної енергії потоку і роботою зовнішніх сил. Прирівнявши суму робіт рушійної сили тиску та сили

в'язкого опору зміні кінетичної енергії та розділивши рівність на масу газу в елементарному обсязі $dx F \rho$, отримаємо

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx - dl_r, \quad (1.36)$$

де $d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ – зміна зовнішньої питомої кінетичної енергії газу;

$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} dx$ – питома робота сил тиску на гранях елемента потоку;

$dl_r = \lambda \frac{dx}{d} \frac{v^2}{2}$ – питома робота сил тертя чи втрата напору на тертя.

Інтегрування рівняння (1.36) з урахуванням рівняння стану, рівняння суцільності потоку та рівняння першого закону термодинаміки дає можливість отримати шуканий вираз для масової

витрати в трубопроводі. При цьому істотним є характер термодинамічного процесу, що відбувається в газі, який рухається.

Розглянемо *ізотермічний процес* руху повітря трубопроводом (див. рис.1.5). Рівняння (1.36) помножимо на ρ^2 , замінивши $\frac{\partial p}{\partial x} dx$ на $d\rho$:

$$\rho dp + \rho^2 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \lambda \frac{dx}{d} \frac{\rho^2 v^2}{2} = 0. \quad (1.37)$$

При постійному перерізі трубопроводу рівняння нерозривності

$$\rho v = \text{const} \quad \text{або} \quad \rho^2 v^2 = \text{const}. \quad (1.38)$$

Диференціюючи останнє рівняння, отримаємо

$$\rho^2 dv^2 + v^2 d\rho^2 = 0 \quad \text{або} \quad \rho^2 dv^2 = -v^2 d\rho^2.$$

З урахуванням останнього виразу рівняння (1.37) можна записати так:

$$\rho dp - \frac{\rho^2 v^2}{2} \frac{d\rho^2}{\rho^2} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{\rho^2 v^2}{2} = 0. \quad (1.39)$$

Відповідно до рівняння стану $\rho = p/RT$ або з огляду на ізотермічний характер процесу $p/\rho = \text{const}$, маємо

$$\frac{p^2}{\rho^2} = \text{const}; \quad \frac{\rho^2 dp^2 - p^2 d\rho^2}{\rho^4} = 0; \quad \frac{d\rho^2}{\rho^2} = \frac{dp^2}{p^2}.$$

З урахуванням останнього запису рівняння (1.39) набуде наступного вигляду:

$$\frac{p dp}{RT} - \frac{\rho^2 v^2}{2} \frac{dp^2}{p^2} + \lambda \frac{dx}{d} \frac{\rho^2 v^2}{2} = 0.$$

Інтегруючи останнє рівняння, отримаємо

$$\frac{p^2}{2RT} - \frac{\rho^2 v^2}{2} \ln p^2 + \lambda \frac{x}{d} \frac{\rho^2 v^2}{2} = C. \quad (1.40)$$

Якщо в початковому перерізі ($x=0$) тиск p_0 , а в перерізі, що віддалений на довжину l , тиск p , то постійна інтегрування

$$C = \frac{p_0^2}{2RT} - \frac{\rho^2 v^2}{2} \ln p_0^2.$$

Рівняння, що зв'язує між собою тиск у двох перерізах, що віддалені один від одного на величину l , має вигляд

$$\frac{p_0^2}{2RT} - \frac{\rho^2 v^2}{2} \ln p_0^2 = \frac{p^2}{2RT} - \frac{\rho^2 v^2}{2} \ln p^2 + \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho^2 v^2}{2}.$$

Звідки

$$\rho v = \sqrt{\frac{1}{RT_0} \frac{p_0^2 - p^2}{\lambda \frac{l}{d} + 2 \ln \left(\frac{p_0}{p} \right)}}.$$

На підставі останнього виразу знайдемо рівняння масової витрати при ізотермічному процесі руху повітря:

$$G = \rho V f = f \sqrt{\frac{p_0^2}{RT} \cdot \frac{l - \sigma^2}{\lambda \frac{l}{d} - 2 \ln \sigma}}, \quad (1.41)$$

де $\sigma = p/p_0$ – відношення тисків на кінцях трубопроводу; p_0 – тиск у початковому перерізі трубопроводу.

У заводських умовах повітря рухається неізолюваними трубопроводами і зі швидкостями, як правило, значно меншими за швидкість звуку. Тому ізотермічний процес є найбільш наближеним до реального термодинамічного процесу руху газу в порівняно довгих трубопроводах.

Течія газу в трубах без теплообміну з навколишнім середовищем – *адиабатна течія*. Однак відсутність зовнішнього

теплоприпливу не означає, що процес зміни стану газу буде адіабатичним. Наявність тертя при русі газу трубою викликає появу внутрішнього теплопритоку, що призводить до зміни зовнішньої кінетичної енергії газу, тобто теплота, виділена при терті, частково чи цілком сприймається газом.

Запишемо вираз для зовнішньої питомої енергії газу (1.36) як

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} + dl_r = 0$$

або

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) = -Vdp - \xi d\left(\frac{v^2}{2}\right), \quad (1.42)$$

де ξ – коефіцієнт опору труби (для елементарної ділянки $\xi = \lambda \frac{dx}{d}$).

Рівняння першого закону термодинаміки запишемо у вигляді

$$dq = dq_r + dq_t = du + pdV,$$

де dq_r – тепло, воспринимаемое газом в результате перехода работы трения в тепловую энергию; dq_t – тепло, отримане (віддане) внаслідок теплообміну з довколишнім середовищем;

$$dq_r = \nu_r dl_r, \quad (1.43)$$

де ν_r – коефіцієнт, що показує відносну кількість роботи тертя, сприйняту газом.

Якщо щодо ізотермічного течії газу через постійну температуру ми враховували зміну внутрішньої енергії газу, то у цьому випадку змінюється і внутрішня енергія газу:

$$du = dq_r - pdV.$$

Повна енергія частинки газу складається із зовнішньої кінетичної енергії та внутрішньої (теплової) енергії:

$$d\left(u + \frac{v^2}{2}\right) = -Vdp - dl_r + dq_r - pdV;$$

$$du + d(pV) = dq_r - dl_r - d\left(\frac{v^2}{2}\right). \quad (1.44)$$

Відповідно до виразу (1.3) та (1.10)

$$u = \frac{RT}{k-1} = \frac{pV}{k-1};$$

$$du + d(pV) = d\left(\frac{pV}{k-1}\right) + d(pV) = d\left(\frac{k}{k-1} pV\right) = kdu.$$

Звідки

$$k du = kd\left(\frac{pV}{k-1}\right) = \frac{k}{k-1} pdV + \frac{k}{k-1} Vdp.$$

Повертаючись до рівняння (1.44), отримаємо

$$k pdV + k Vdp = (k-1) \left[dq_r - dl_r - d\left(\frac{v^2}{2}\right) \right]. \quad (1.45)$$

З виразу (1.42)

$$Vdp = -d\left(l_r + \frac{v^2}{2}\right). \quad (1.46)$$

З урахуванням формул (1.43) та (1.46) перепишемо вираз (1.45):

$$kpdV - d\left(kl_r + k\frac{v^2}{2}\right) = -(k-1)d\left[(1-v_r)l_r + \frac{v^2}{2}\right].$$

Враховуючи, що $l_r = \xi \frac{v^2}{2}$, отримаємо

$$kpdV = d \left[k\xi \frac{v^2}{2} + k \frac{v^2}{2} - (k-1) \frac{v^2}{2} - (k-1)(1-v_r) \frac{v^2}{2} \xi \right]$$

або

$$kpdV = d \left\{ \left[k - (k-1) \left(1 - \frac{v_r \xi}{1+\xi} \right) \right] (1+\xi) \frac{v^2}{2} \right\}.$$

Розділимо останній вираз на pV і проінтегруємо його від початкового перерізу (p_0, V_0, T_0) до деякого кінцевого перерізу (p, V, T) (рис. 1.6):

$$\frac{dV}{V} = \frac{d \left[\frac{1}{n} (1+\xi) \frac{v^2}{2} \right]}{pV};$$

$$\ln \frac{V}{V_0} = \int_{p_0}^p \frac{d \left[\frac{1}{n} (1+\xi) \frac{v^2}{2} \right]}{pV}; \quad (1.47)$$

$$n = \frac{k}{k - (k-1) \left(1 - \frac{v_r \xi}{1+\xi} \right)}; \quad (1.48)$$

$$n \ln \frac{V}{V_0} = \int_{p_0}^p \frac{d \left[(1+\xi) \frac{v^2}{2} \right]}{pV}. \quad (1.49)$$

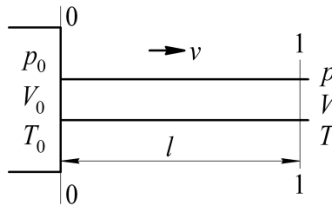


Рисунок 1.6 – Адіабатна течія газу в трубі

Повторно скориставшись виразом (1.46), відновимо колишній запис:

$$d\left[(1+\xi)\frac{v^2}{2}\right] = d\left(\frac{v^2}{2}\right) + dl_r = -V dp.$$

З урахуванням цього приведемо вираз (1.49) до зручнішого для інтегрування вигляду:

$$n \ln \frac{V}{V_0} = - \int_{p_0}^p \frac{dp}{p}, \quad \text{або} \quad n \ln \left(\frac{V}{V_0}\right) = - \ln \frac{p}{p_0}.$$

Звідси отримаємо вираз для термодинамічного процесу у трубопроводі:

$$pV^n = p_0V_0^n. \quad (1.50)$$

Величина n з виразу (1.48) являє собою *показник політропічного процесу*, якому підпорядкований газ у трубопроводі.

Для циліндричного каналу $\xi = \lambda \frac{l}{d}$. Якщо все тепло, виділене при дроселюванні, сприймається газом, що рухається ($\nu_r = 1$), то з виразу (1.48)

$$n = \frac{k(1+\xi)}{1+k\xi}. \quad (1.51)$$

Чим більший опір ξ (чим довша труба або чим менше її діаметр), тим більше політропічний процес наближається до *ізотермічного*:

$$\lim_{\xi \rightarrow \infty} n = \lim_{\xi \rightarrow \infty} \left(\frac{k+k\xi}{1+k\xi} \right) \rightarrow 1.$$

Якщо $\xi \rightarrow 0$, то $n \rightarrow k$. Чим менший опір труби, тим більше політропічний процес наближається до *адіабатичного*. Для визначення масової витрати перепишемо вираз (1.42), виразивши ξ з (1.51) і припускаючи, що $\nu_r = 1$:

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + Vdp + \frac{k-n}{k(n-1)} d\left(\frac{v^2}{2}\right) = 0.$$

Зробивши заміну з формули (1.50) $V = V_0 (p_0/p)^{1/n}$, отримаємо

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{V_0 p_0^{1/n} dp}{p^{1/n}} + \frac{k-n}{k(n-1)} d\left(\frac{v^2}{2}\right) = 0.$$

Нехтуючи швидкістю до входу в трубу v_0 (див. рис. 1.6), проінтегруємо останній вираз на ділянці $0 - 1$:

$$\frac{v^2}{2} \left[\frac{n(k-1)}{k(n-1)} \right] + V_0 p_0^{1/n} \int \frac{dp}{p^{1/n}} = C;$$

Через те, що в початковому перерізі $p = p_0$, то

$$C = V_0 p_0^{1/n} \frac{n}{n-1} p_0^{\frac{n-1}{n}};$$

$$\frac{v^2}{2} \left[\frac{n(k-1)}{k(n-1)} \right] + V_0 p_0^{1/n} p_0^{\frac{n-1}{n}} \cdot \frac{n}{n-1} = \frac{n}{n-1} V_0 p_0;$$

$$\frac{v^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(p_0 V_0 - p_0^{1/n} V_0 p_0^{\frac{n-1}{n}} \right).$$

З останнього рівняння отримаємо вираз для швидкості перебігу газу:

$$v = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}. \quad (1.52)$$

Перейдемо до масової витрати $G = f \rho v$, враховуючи, що

$$V_0 = 1/\rho_0 : \rho = \rho_0 \left(\frac{p}{p_0} \right)^{1/n}; \quad G = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\sigma^{2/n} - \sigma^{(n+1)/n} \right)} \quad (1.53)$$

де $n = \frac{k(1 + \lambda l/d)}{k \lambda l/d + 1}$ – показник політропи.

Таким чином, втрати на тертя обліковуються в даному випадку за допомогою показника політропи n . Течія газу, при якій відсутній не тільки зовнішній, а й внутрішній теплопритік ($v_r = 0$), відповідає випадку *ізоентропійної течії*. Підставивши у вираз (1.48) значення $v_r = 0$, отримуємо $n = k$ Рівняння для *масової витрати* у цьому випадку має вигляд (формула Сан-Венана і Ванцеля):

$$G = f \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 \rho_0 \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k} \right)}. \quad (1.54)$$

Назва цієї течії пов'язана з поняттям *ентропії*. Математично приріст ентропії dS визначається так:

$$dS = \frac{dq}{T}. \quad (1.55)$$

Відсутність зовнішнього і внутрішнього теплопритоків ($dq = 0$) означає, що ентропія S буде постійна вздовж потоку, тобто течія буде ізоентропійною. На практиці з течією, близькою до ізоентропійної, ми маємо справу при витіканні, наприклад, газу з резервуару через насадок, який звужується, коли внаслідок короточасного перебування в межах насадка можна знехтувати теплообміном з навколишнім середовищем, а також силами тертя.

При розрахунках врахування втрат на тертя за допомогою показника політропи n незручне, оскільки його визначення становить значні труднощі. Тому замість формули (1.53) віддають перевагу формулі для ізоентропійної течії (1.54), тобто вважають, що $n = k$, а втрати тертя (як і у гідравліці) враховують коефіцієнтом витрати μ_c . Рівняння витрати в даному випадку має вигляд

$$G = \mu_c f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_0} \left(\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k} \right)}. \quad (1.56)$$

Аналіз рівняння (1.56) показує, що витрата має максимум. Для отримання значення $\sigma_{кр}$, при якому досягається максимальне значення витрати, прирівнюємо нулю похідну від підкореного виразу в рівнянні витрати (1.56):

$$\frac{d}{d\sigma}(\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)/k}) = \frac{2}{k}\sigma^{\frac{2-k}{k}} \left(1 - \frac{k+1}{2}\sigma^{\frac{k-1}{k}}\right) = 0$$

Або $1 - \frac{k+1}{2}\sigma_{кр}^{\frac{k-1}{k}} = 0$,

Звідки
$$\sigma_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 0,528. \quad (1.57)$$

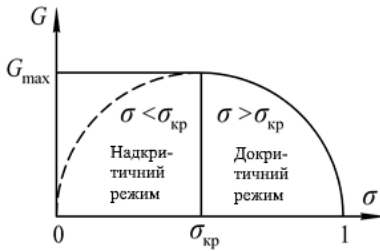


Рисунок 1.7 – Графік зміни витрати повітря

Якщо виходячи з (1.54) побудувати графік зміни витрати повітря, він матиме вигляд, наведений на рис. 1.7 (пунктирна лінія). При $\sigma = 0$ і при $\sigma = 1$ $G = 0$, при $\sigma = \sigma_{кр}$ $G = G_{max}$. Однак насправді вигляд залежності $G(\sigma)$ буде іншим. Якщо у вираз

(1.52) підставити $n = k$ і $\sigma = \sigma_{кр}$ з виразу (1.57), то отримаємо :

$$v = \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}, \quad (1.58)$$

$$\sigma_{кр} = \left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр}^{\frac{k}{k+1}} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad \frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{2}{k+1}; \quad T_0 = T \frac{k+1}{2}.$$

Підставляючи $\left(\frac{p}{p_0}\right)_{кр}$ та T_0 у вираз для швидкості потоку (1.58) отримаємо $v_{кр} = a = \sqrt{kRT}$. Відповідно до виразу (1.64) це є максимальна швидкість поширення малих збурень тобто швидкість звуку.

Тому подальше зменшення тиску p нижче по потоку (тобто коли $\frac{p}{p_0} < \left(\frac{p}{p_0}\right)_{\text{кр}}$) вже не призводить до зміни масової витрати. Збурення, викликане зниженням тиску, неспроможне у цьому випадку проникнути до зрізу сопла (a – максимальна швидкість поширення збурень у повітряному середовищі), оскільки воно зноситься вниз по потоку.

На рис. 1.7 реальна витратна характеристика показана суцільною лінією. Слід розрізнати два режими течії:

- докритичний, у якому витрата повітря залежить від тиску середовища, куди відбувається витікання;
- надкритичний, при якому витрата повітря залишається постійною та незалежною від тиску середовища, куди відбувається витікання.

З метою уніфікації запису виразу для масової витрати у всьому діапазоні σ його доцільно записувати у формі

$$G = \mu_c f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_0}} \varphi(\sigma), \quad (1.59)$$

$$\text{де } \varphi(\sigma) = \begin{cases} \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k}} & \text{при } 0,528 \leq \sigma \leq 1; \\ 0,259 & \text{при } 0 < \sigma < 0,528. \end{cases}$$

Функція $\varphi(\sigma)$ називається *витратною*, і її значення табульоване. Значення $\mu_c f = f^3$ називається *ефективною площею* пневмолінії.

При розрахунку течії повітря в трубопроводах часто користуються *параметрами загальмованого потоку*.

Рівняння енергетичного балансу для рухомого теплоізованого потоку (1.44) можна подати у вигляді

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + d\left(\frac{p}{\rho}\right) + du + dl_r = dq_r.$$

Якщо все тепло, обумовлене роботою тертя, сприймається газом, тобто у виразі (1.43) $\nu_r = 1$, то

$$d\left(u + \frac{p}{\rho}\right) + d\left(\frac{v^2}{2}\right) = 0$$

або

$$di + d\left(v^2/2\right) = 0. \quad (1.60)$$

Таким чином, робота сил тертя не зменшує повну енергію потоку, адже при цьому відбувається лише перетворення механічної роботи у внутрішню (теплову) енергію газу. З виразу (1.60) отримуємо

$$i + \frac{v^2}{2} = \text{const}, \quad (1.61)$$

тобто для теплоізоляованого потоку сума ентальпій і динамічного натиску є постійною величиною. Максимальне значення ентальпії має при швидкості течії, що дорівнює нулю:

$$i + \frac{v^2}{2} = i_0, \quad (1.62)$$

де i_0 – ентальпія гальмування.

Іншою формою запису рівняння енергетичного балансу з використанням формули (1.24) буде

$$c_p T + \frac{v^2}{2} = c_p T_o, \quad (1.63)$$

де T_o – температура гальмування.

Одним з основних параметрів в теорії течії стисливого середовища є швидкість звуку a . З теорії пружності відома залежність для швидкості звуку:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}.$$

Швидкість звуку – це швидкість поширення малих збурень у пружному середовищі. Процес поширення малих збурень дуже

швидкоплинний і практично не пов'язаний з масопереносом пружного середовища, тобто силами в'язкого тертя і зовнішнім теплообміном можна знехтувати і вважати процес поширення малих збурень ізоентропним: $p = c\rho^k$.

Звідки
$$\frac{dp}{d\rho} = kc\rho^{k-1} = k\frac{p}{\rho};$$

$$a = \sqrt{k\frac{p}{\rho}} = \sqrt{kRT}. \quad (1.64)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (1.63) на $c_p T$:

$$1 + \frac{v^2}{2c_p T} = \frac{T_0}{T},$$

де
$$T = \frac{a^2}{kR}.$$

Взявши до уваги, що $c_p T = i = \frac{c_p}{kR} a^2 = \frac{a^2}{k-1}$,

отримаємо
$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{v^2}{a^2}.$$

Відношення швидкості течії газу до місцевої швидкості звуку називається числом Маха і позначається буквою M . Тоді енергетичне рівняння для теплоізолизованого трубопроводу може бути представлено у вигляді

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2. \quad (1.65)$$

Отримані залежності масової витрати (1.41), (1.54) і (1.58), і навіть вираз (1.65) є основою розрахунку комунікаційних трактів пневмоприводу.

Запитання для самоконтролю

1. Які переваги, недоліки та сфера застосування пневмоприводу?

2. Напишіть рівняння витікання для газу (рівняння Клайперона).
3. Зв'язок між основними параметрами газу при ізобаричному та ізохоричному процесах.
4. Зв'язок між основними параметрами газу при ізотермічному, адіабатичному та політропічному процесах.
5. Рівняння теплового балансу при змінній кількості газу.
6. Сутність двох принципів (двох шкіл) при описі термодинамічних процесів тіла змінної маси.
7. Розрахунок масової витрати при ізотермічній течії газу.
8. Розрахунок масової витрати при адіабатичній течії газу.
9. Ізоентропний процес течії газу. Формула Сен-Венана та Ванцеля.
10. Докритичний та надкритичний режими течії газу.
11. Розрахунок течії газу з використанням параметрів загальмованого потоку.

РОЗДІЛ 2. РОЗІМКНЕНІ ДВОПОЗИЦІЙНІ ПНЕВМОПРИВОДИ

2.1. Типова схема пневмоприводу двосторонньої дії

Пневмопривод являє собою сукупність взаємозалежних пристроїв, призначених для приведення у рух робочих органів різноманітних машин і механізмів за рахунок енергії стисненого повітря.

До пневматичних пристроїв відносяться: пристрої для отримання енергії стисненого повітря, повітропроводи, контрольно-регулюючі пристрої, розподільні пристрої, виконавчі пристрої, допоміжні пристрої для кондиціонування стисненого повітря та система керування (СУ).

Схема типового привод двосторонньої дії для отримання поступального руху показана на рис. 2.1. Стиснене повітря виробляється в компресорі 1. Компресори бувають двох класів:

- а) вентиляторного типу, які перетворюють приводну механічну енергію на кінетичну енергію потоку повітря;
- б) поршневі та ротаційні, в яких приводна механічна енергія перетворюється на потенційну енергію стисненого повітря.

У промислових пневмоприводах використовуються переважно компресори другого типу.

Головне призначення ресивера 2 – вирівнювати (згладжувати) тиск після компресора. Фільтр-вологівідділювач 3 слугує для відділен-

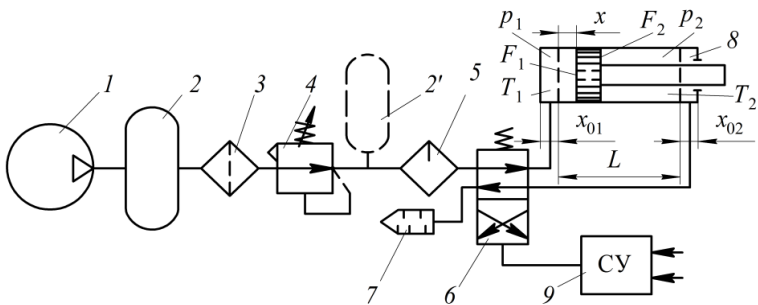


Рисунок 2.1 – Типова схема двостороннього пневмопривода

ня твердих частинок, води та компонентів масла, що знаходяться в стиснутому повітрі. Редукційний клапан (РК) 4 – для зміни тиску живлення і для стабілізації його в процесі роботи приводу. Ресивер 2', який часто встановлюють слідом за РК, призначений для пом'якшення збурюючих впливів на РК при перемиканні повітророзподільника і для поліпшення якості стабілізації тиску в перехідному режимі. Лублікатор (маслорозпилювач) 5 виробляє так званий масляний туман (дрібнорозпошене масло), необхідний для змащення частин виконавчого механізму (ВМ), які труться. Розподільник 6 призначений для зміни напрямку ходу (реверсування) робочого органу ВМ. Глушник 7 знижує рівень шуму при вихлопі відпрацьованого повітря. Пневмоциліндр 8 призначений для отримання поступального руху, тобто для перетворення енергії стисненого повітря на механічну роботу.

Сучасний пневмопривід включає в себе керуючі пристрої (системи керування) 9, призначені для забезпечення заданої послідовності руху робочих органів машин і включають кінцеві перемикачі (датчики положення), логічні елементи для реалізації елементарних логічних операцій, елементи пам'яті і т. д.

2.2. Циклограма роботи типового двостороннього пневмопривода

Початковим моментом циклограм для приводу (див. рис. 2.1) є момент подачі на вхід розподільника 6 сигналу від СУ. Розглянемо повний цикл руху поршня, наприклад, зліва направо. Порожнина, сполучена в цей період руху з магістраллю, називається робочою порожниною, а порожнина, що сполучена з атмосферою, – вихлопною. На циклограмі пневмоприводу (рис. 2.2) нанесені характерні інтервали часу: t_1 - час спрацювання повітророзподільника; $t_{\text{под}}$ – підготовчий період (час від початку заповнення робочої порожнини до моменту зрушення поршня); $t_{\text{дв}}$ – час руху поршня з однієї позиції до іншої; $t_{\text{тр}} = t_{\text{дв}} + t_{\text{под}}$ – транспортний час спрацювання; $t_{\text{зак}}$ – заключний період, тобто час після зупинки поршня, протягом якого зусилля на

штоці наростає до максимального значення; $t_{\text{пол}} = t_{\text{тр}} + t_{\text{зак}}$ – повний час спрацювання або час спрацювання по зусиллю.

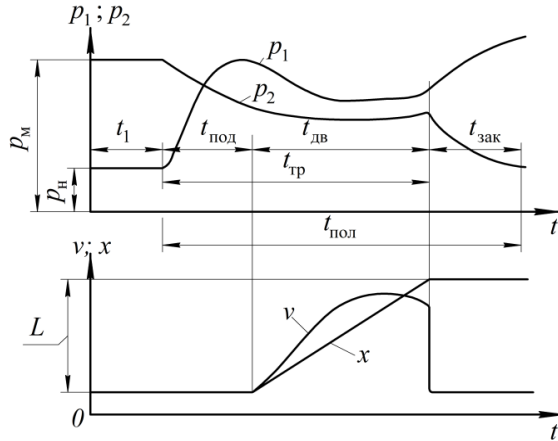


Рисунок 2.2 – Перехідний процес у типовому двосторонньому пневмоприводі

Для транспортуючих пневмоприводів за час спрацювання приймається час $t_1 + t_{\text{тр}}$ (час спрацювання по переміщенню), причому значення t_1 , як правило, несуттєве в порівнянні з $t_{\text{тр}}$. Для притискних пневмоприводів за час спрацювання приймається повний час $t_1 + t_{\text{пол}}$, тобто час спрацювання за зусиллям. Тут також зазвичай відкидають величину t_1 , як несуттєву. Для притискних пневмоприводів, як правило $t_{\text{под}} + t_{\text{зак}} > t_{\text{дв}}$, причому в ряді випадків підготовчий та заключний періоди настільки більші за період руху, що останнім нехтують.

2.3. Нелінійна математична модель двостороннього пневмопривода

Математична модель для типового двостороннього ПП (рис. 2.3) у випадку руху поршня зліва направо будується на основі рівняння

енергетичного балансу для повітря в робочій та вихлопній порожнині, записаного у вигляді залежності для швидкості зміни тиску в цих порожнинах $\frac{dp_1}{dt}$ та $\frac{dp_2}{dt}$ (1.33), рівняння стану газу Клапейрона–Менделєєва, записаного в диференціальній формі, а потім представленого у вигляді швидкості зміни температури в цих порожнинах $\frac{dT_1}{dt}$ і $\frac{dT_2}{dt}$ (1.35), а також рівняння рівноваги поршня.

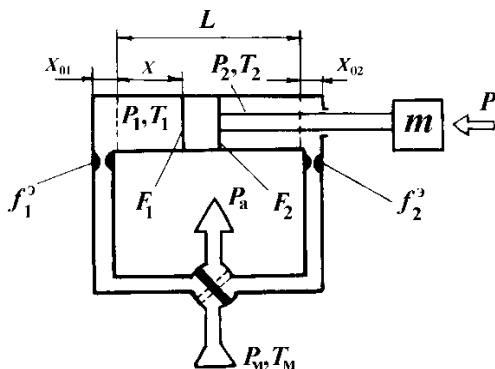


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема ПП

Запишемо рівняння енергетичного балансу у формі (1.33) для робочої площини, нехтуючи теплообміном ($dQ=0$) та витоками ($G_b=0$):

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{k-1}{W_1} \left[\Pi_M G_M - \frac{F}{k-1} p_1 \frac{dW_1}{dt} \right]. \quad (2.1)$$

Підставляючи в це рівняння значення Π_M з виразу (1.30), з урахуванням виразу (1.24), отримаємо

$$\Pi_M = c_p T_M = \frac{k R T_M}{k-1}; \quad (2.2)$$

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{1}{W_1} \left[kRT_M G_M - k p_1 \frac{dW_1}{dt} \right]. \quad (2.3)$$

Аналогічно для вихлопної порожнини при $dQ = 0$ і відсутності перетікань з робочої порожнини ($G_M = 0$) отримуємо

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{1}{W_2} \left(-kRT_2 G_B - k p_2 \frac{dW_2}{dt} \right). \quad (2.4)$$

Із розрахункової схеми на рис. 2.3 маємо

$$W_1 = (x_{01} + x)F_1, \quad W_2 = (x_{02} + L - x),$$

де $x_{01} = W_{01}/F_1$ – наведена початкова координата поршня зліва; W_{01} – початковий (мертвий) обсяг робочої порожнини з урахуванням частини об'єму трубопроводу, підключеного до порожнини; $x_{02} = W_{02}/F_2$ – приведена початкова координата поршня зправа.

Вирази для швидкості зміни температури в порожнинах циліндра на основі рівняння (1.35) подаються у вигляді

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} + \frac{T_1}{W_1} \frac{dW}{dt} - \frac{RT_1^2}{p_1 W_1} G_M; \quad (2.5)$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{dt} + \frac{T_2}{W_2} \frac{dW}{dt} - \frac{RT_2^2}{p_2 W_2} G_B. \quad (2.6)$$

Підставивши в ці рівняння вираз для масової витрати (1.58), розкриваючи при цьому його значення для W_1 і W_2 , і додавши рівняння рівноваги поршня, записане у формі Д'Аламбера, отримуємо замкнуту систему рівнянь у формі Коші (2.7):

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k \cdot f_1^3 \cdot p_M \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_M}}{F_1 \cdot (x_{01} + x)} \cdot \varphi\left(\frac{p_1}{p_M}\right) - \frac{k \cdot p_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dT_1}{dt} &= \frac{T_1}{p_1} \cdot \frac{dp_1}{dt} + \frac{T_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{T_1^2 \cdot f_1^3 \cdot p_M \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_M}}{p_1 \cdot F_1 \cdot (x_{01} + x) \cdot T_M} \cdot \varphi\left(\frac{p_1}{p_M}\right); \\
 \frac{dp_2}{dt} &= -\frac{k}{L + x_{02} - x} \cdot \left(\frac{f_2^3 \cdot p_2 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}{F_2} \cdot \varphi\left(\frac{p_a}{p_2}\right) - p_2 \cdot \frac{dx}{dt} \right); \\
 \frac{dT_2}{dt} &= \frac{T_2}{p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt} - \frac{T_2}{L + x_{02} - x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{T_2 \cdot f_2^3 \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_2}}{F_2 \cdot (L + x_{02} - x)} \cdot \varphi\left(\frac{p_a}{p_2}\right); \\
 \frac{dv}{dt} &= \frac{1}{m} \cdot (p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - P),
 \end{aligned} \right. \quad (2.7)$$

Форма запису для витратної функції обґрунтована у (2.16):

$$\begin{aligned}
 \varphi(I) &= \frac{1 + \text{sign}(I - 0,528)}{2} \sqrt{\frac{2}{k-1} (I^{2k} - I^{k+1/k})} + \\
 &+ 0,579 \frac{1 - \text{sign}(I - 0,528)}{2}.
 \end{aligned} \quad (2.8)$$

де $I_1 = \frac{p_1}{p_M}$; $I_2 = \frac{p_a}{p_2}$ для типового двостороннього пневмоприводу з дросельним гальмуванням. При гальмуванні робочого органу шляхом зміни структури комутаційних зв'язків витрати в живильній та вихлопній магістралях можуть носити знакозмінний характер і значення I вираховуватиметься за більш складнішими залежностями.

Застосовно до типової схеми двостороннього пневмопривода система рівнянь (2.7) спрощується за рахунок того, що диференціальні рівняння для визначення температур T_1 і T_2 можна не враховувати. Для робочої порожнини необхідно знати лише параметри p_M і T_M газу, який надходить, тобто параметри стисненого повітря у магістралі живлення,

які розглядаються як постійні величини. Значення p_2 і T_2 з правої частини третього рівняння системи (2.7) змінні.

При відсутності зовнішнього теплообміну і перетікань з робочої порожнини процес спустошення вихлопної порожнини можна вважати адіабатичним, адже тепло, виділене при дроселюванні повітря у вихлопному тракті, відноситься з порожнини разом з витікаючим повітрям. Враховуючи, що початковими параметрами стану повітря у вихлопній порожнині є параметри p_m і T_m (параметри магістрального повітря), отримаємо

$$\frac{T_2}{T_m} = \left(\frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_2 = T_m \left(\frac{p_2}{p_m} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (2.9)$$

Спрощена система рівнянь прийме вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k f_1^3 p_m \sqrt{kRT_m} \varphi \left(\frac{p_1}{p_m} \right)}{F_1(x_{01} + x)} - \frac{k p_1}{x_{01} + x} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dp_2}{dt} = - \frac{k f_2^3 p_2^{\frac{3k-1}{2k}} \sqrt{kRT_m} \varphi \left(\frac{p_2}{p_m} \right)}{F_2(L - x + x_{02}) p_m^{\frac{k-1}{2k}}} + \frac{k p_2}{L - x + x_{02}} \cdot \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dx}{dt} = v; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} (p_1 F_1 - p_2 F_2 - P). \end{array} \right. \quad (2.10)$$

2.4. Математична модель пневмоприводу у безрозмірній формі

У ряді робіт із проектування ПП ставиться і вирішується завдання нормування рівнянь, що описують ПП. Причому за такої нормалізації рівнянь зазвичай ставиться завдання максимального скорочення числа змінних, що визначають перехідний процес у ПП, а також виділення

критеріїв динамічної подібності III. Вперше таке завдання вирішувалося І. А. Вишнеградським, який привів лінійне однорідне диференційне рівняння третього порядку до форми, де безрозмірними є не лише фазові координати, а й час. Рівняння вийшло максимально простим і мало найменшу кількість незалежних коефіцієнтів. А. А. Воронов узагальнив та поширив цей спосіб на неоднорідне лінійне диференційне рівняння n -го порядку. М. А. Мамонтов розвинув і поширив метод нормалізації Вишнеградського – Воронова на прості нелінійні диференційні рівняння. В результаті застосування зазначеного способу форма рівнянь стає найпростішою, а число узагальнених параметрів (критеріїв подібності) – мінімальним. Нормалізація рівнянь за способом Вишнеградського-Воронова-Мамонтова застосовно до динамічних моделей тепломеханічних систем реалізується в наступному порядку:

1. Наводимо фазові координати x_i , зовнішні дії l_j та час t математичної моделі до безрозмірного вигляду:

$$\begin{aligned}x_i &= x_{i0} \cdot \varphi_i, & i &= 1, 2, 3, \dots, n; \\l_j &= l_{j0} \cdot \varphi_j, & j &= 1, 2, 3, \dots, m; \\t &= t_0 \cdot \tau,\end{aligned}$$

де x_{i0} , l_{j0} , t_0 – тимчасово невідомі масштаби; n – число фазових координат в системі; m – число зовнішніх впливів на систему.

2. Підставляємо безрозмірні координати у вихідну математичну модель тепломеханічної системи і перетворюємо кожне рівняння в безрозмірне, ділячи і помножуючи відповідну координату або вплив на один і той самий масштаб.

3. Вибираємо масштаби фазових координат, зовнішніх впливів та часу, виходячи з умови забезпечення найменшої кількості узагальнених параметрів, не рівних одиниці.

4. Отримуємо вираз для решти безрозмірних комплексів, що входять до нормалізованих рівнянь та початкових умов.

Для переходу до безрозмірної форми відповідно до принципів, викладених у роботах, введемо для всіх змінних базові значення. Також введемо позначення для безрозмірних змінних:

$$\sigma_1 = \frac{p_1}{p_{16}}; \sigma_2 = \frac{p_2}{p_{26}}; \xi = \frac{x}{x_6}; \tau = \frac{t}{t_6}; \theta_1 = \frac{T_1}{T_{16}}; \theta_2 = \frac{T_2}{T_{26}}; \xi_{01} = \frac{x_{01}}{x_6}; \xi_{02} = \frac{x_{02}}{x_6}.$$

Введемо в перше і друге рівняння системи (2.7) безрозмірні параметри, помножуючи і ділячи ліву та праву частини рівняння на одне й те саме базове значення:

$$\frac{dp_1}{dt} \frac{t_6}{p_{16}} = \frac{d\sigma_1}{d\tau} \frac{p_{16}}{t_6} = \frac{k f_1^3 p_m \sqrt{kRT_m}}{F_1 x_6 (\xi_{01} + \xi)} \varphi(\sigma_1) - \frac{k \sigma_1}{(\xi_{01} + \xi)} \frac{d\xi}{d\tau} \frac{p_{16}}{t_6}; \quad (2.11)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} \frac{T_{16}}{t_6} = \frac{T_1}{\sigma_1} \frac{T_{16}}{T_{16} t_6} \frac{d\sigma_1}{d\tau} + \frac{T_1}{T_{16}} \frac{T_{16}}{t_6} \frac{d\xi}{d\tau} - \frac{f_1^3 \sqrt{kRT_m} \sqrt{\frac{T_{16}}{T_{16}} p_m \frac{p_{16}}{p_{16}} T_1^2 \frac{T_{16}^2}{T_{16}^2}} \varphi(\sigma_1)}{\sigma_1 p_{16} F_1 x_6 (\xi_{01} + \xi) T_m \frac{T_{16}}{T_{16}}}.$$

Позначимо безрозмірні комплекси через A_i :

$$A_1 = \frac{p_m}{p_{16}}; A_2 = \frac{T_m}{T_{16}}; A_3 = \frac{f_1^3 \sqrt{kRT_{16}} t_6}{F_1 x_6}.$$

Отримаємо

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} + \xi} \left[A_1 \sqrt{A_2} A_3 \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \quad (2.12)$$

$$\frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{\theta_1}{\sigma_1} \frac{d\sigma_1}{d\tau} + \frac{\theta_1}{\xi_{01} + \xi} \frac{d\xi}{d\tau} - \frac{A_1}{\sqrt{A_2}} A_3 \frac{\theta_1^2}{(\xi_{01} + \xi)} \varphi(\sigma_1).$$

Аналогічно проведемо перехід до безрозмірної форми й для групи рівнянь, що описують стан вихлопної порожнини та рівноваги поршня:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{d\sigma_2}{d\tau} &= -\frac{k}{A_5 + \xi_{02} - \xi} \left[\frac{\Omega A_3 \sqrt{A_2} \sqrt{\theta} \sigma_2}{\Pi_{21}^F} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \\ \frac{d\theta_2}{d\tau} &= \frac{\theta_2}{\sigma_2} \frac{d\sigma_2}{d\tau} - \frac{\theta_2}{A_5 + \xi_{02} - \xi} \frac{d\xi}{d\tau} - \frac{\Omega A_3 \theta_2 \sqrt{\theta_2}}{\Pi_{21}^F (A_5 + \xi_{02} - \xi)} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right); \\ \frac{m x_6}{t_6^2 F_1 p_{16}} \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} &= \sigma_1 - A_6 \Pi_{21}^F \sigma_2 - \chi; \\ \beta \frac{d^2 \xi}{d\tau^2} &= \sigma_1 + A_6 \Pi_{21}^F \sigma_2 + \chi, \end{aligned} \right. \quad (2.13)$$

$$\Pi_{21}^F = \frac{F_2}{F_1}; \quad \Omega = \frac{f_2^3}{f_1^3}; \quad \chi = \frac{P}{p_{16} F_1}; \quad \beta = \frac{m x_6}{t_6^2 F_1 p_{16}}; \quad A_1 = \frac{P_M}{p_{16}};$$

$$A_2 = \frac{T_M}{T_{16}}; \quad A_3 = \frac{f_1^3 \sqrt{k R T_{16}} t_6}{F_1 x_6}; \quad A_4 = \frac{P_M}{p_{26}}; \quad A_5 = \frac{L}{x_6}; \quad A_6 = \frac{p_{26}}{p_{16}}.$$

Принцип формалізованого нормування рівнянь полягає у максимально можливому скороченні параметрів рівнянь у безрозмірній формі. На підставі принципу мінімізації числа безрозмірних комплексів методом Вишнеградського – Воронова – Мамонтова приймаємо

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A_5 = A_6 = 1. \quad (2.14)$$

Звідси отримуємо такі значення для базових змінних:

$$p_{16} = p_{26} = P_M; \quad T_{26} = T_M; \quad x_6 = L; \quad t_6 = \frac{F_1 L}{f_1^3 \sqrt{k R T_M}} = \frac{F_1 L}{f_1^3 a_m}. \quad (2.15)$$

Базова одиниця часу t_6 , як видно з виразу (2.15), чисельно дорівнює часу заповнення робочого об'єму пневмоциліндра $F_1 \cdot L$ нестисливим середовищем, що рухається зі швидкістю звуку a_m через отвір, що дорівнює ефективній площі впускного тракту f_1^3 . Внаслідок нормування отримуємо систему безрозмірних рівнянь (2.16).

Після нормування в якості незалежних залишаються параметри $\chi, \Omega, \beta, \Pi_{21}^F$. Основними критеріями динамічної подібності є перші три параметри:

- 1) $\chi = P / (p_m \cdot F_1)$ – відносне статичне навантаження;
- 2) $\Omega = f_2^3 / f_1^3$ – відносна ефективна площа вихлопного тракту;
- 3) $\beta = \frac{m \cdot L}{t_6^2 \cdot F_1 \cdot p_m}$ – критерій інерційності (безрозмірна маса),

чисельно рівний відношенню сили інерції при базовому прискоренні $\frac{L}{t_6^2}$ до максимальної (індикаторної) сили, що розвивається поршнем.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} + \xi} \left\{ \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right\}; \\ \frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{\theta_1}{\sigma_1} \frac{d\sigma_1}{d\tau} + \frac{\theta_1}{\xi_{01} + \xi} \frac{d\xi}{d\tau} - \frac{\theta_1^2}{\sigma_1} \frac{\varphi(\sigma_1)}{\xi_{01} + \xi}; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} = -\frac{k}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left\{ \Omega \sqrt{\theta_2} \sigma_2 \frac{\varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)}{\Pi_{21}^F} - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right\}, \\ \frac{d\theta_2}{d\tau} = \frac{\theta_2}{\sigma_2} \frac{d\sigma_2}{d\tau} + \frac{\theta_2}{\xi_{02} + 1 - \xi} \frac{d\xi}{d\tau} - \Omega \sqrt{\theta_2} \theta_2 \frac{\varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)}{\Pi_{21}^F} \frac{1}{(\xi_{02} + 1 - \xi)}; \\ \frac{d\xi}{d\tau} = \xi; \\ \frac{d\xi}{d\tau} = \frac{1}{\beta} (\sigma_1 - \sigma_2 \Pi_{21}^F - \chi). \end{array} \right. \quad (2.16)$$

При переході до безрозмірної форми з метою надання критерію подібності β та базової одиниці часу t_6 осмисленого фізичного сенсу вираз $\sqrt{\frac{2}{k-1}}$ у рівняннях внесено до витратної функції, яка внаслідок цього набуває:

$$\varphi(\sigma) = \frac{1 + \text{sign}(\sigma - 0,528)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot (\sigma^{2/k} - \sigma^{k+1/k})} + 0,579 \cdot \frac{1 - \text{sign}(\sigma - 0,528)}{2}.$$

2.5. Лінійна математична модель дискретного пневмоприводу

Математична модель (2.16) є системою нелінійних диференційних рівнянь, яку прийнято вирішувати чисельним методом. При розгляді слідкуючих гідропневоагрегатів часто використовують лінеаризовані математичні моделі, одержувані шляхом заміни реальних нелінійних залежностей першими членами їх розкладання в ряд Тейлора. Використання гіпотези малого відхилення змінних у такому випадку цілком припустиме, оскільки через наявність зворотного зв'язку відхилення реальних величин у фізичній моделі від ustalених значень, як правило, незначні. При розгляді дискретних (розімкнених) ПП цей підхід призводить до дуже великих похибок, адже при спрацьовуванні такого ПП тиск у порожнинах циліндра, швидкість і положення поршня змінюються в широких межах. При розв'язанні задач керування дискретним ПП найчастіше необхідно мати досить точні аналітичні рішення рівнянь ПП, які неможливо отримати на основі нелінійної моделі. Особливістю задачі, що розглядається і вирішення якої може призвести до отримання порівняно точного аналітичного рішення рівнянь ПП, є вибір оптимальної форми лінеаризації. Така форма лінеаризації має забезпечити досить точне вирішення рівнянь приводу при широкій зміні змінних станів ПП. Наслідком такої лінеаризації є перехід до системи лінійних неоднорідних рівнянь, що мають аналітичне рішення. Пропоновані в даному розділі шляхи вирішення задачі динамічного розрахунку ПП є компромісом між чисельними нелінійними рішеннями на ЕОМ, що потребує великих витрат часу, та загальноприйнятими лінійними рішеннями, які придатні лише для замкнених приводів та малоефективні для розімкнених (дискретних) приводів.

При проведенні лінеаризації за основу візьмемо систему нелінійних диференційних рівнянь ПП у безрозмірній формі (2.13), у якій відповідно до припущень, прийнятих у роботах, виключені рівняння для зміни температури θ_1 та θ_2 в порожнинах циліндра:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} + \xi} \left[\varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left[\frac{\Omega \sigma_2^{(3k-1)/2k}}{\Pi_{21}^F} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right) - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right]; \\ \frac{d^2\xi}{d\tau^2} = \frac{1}{\beta} (\sigma_1 - \Pi_{21}^F \sigma_2 - \chi). \end{cases} \quad (2.17)$$

2.5.1. Вибір раціонального способу лінеаризації нелінійних залежностей у математичній моделі пневмоприводу

Лінеаризації насамперед підлягають нелінійні функції у правих частинах перших двох рівнянь системи (2.17) $\varphi(\sigma_1)$ і $\psi(\sigma_2) = \sigma_2^{\frac{3k-1}{2k}} \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)$. При лінеаризації, прийнятній для широкого діапазону зміни σ , функції $\varphi(\sigma_1)$ і $\psi(\sigma_2)$ замінюються не дотичними, а січними (рис. 2.4, а, б) $\bar{\varphi}$ і $\bar{\psi}$:

$$\begin{aligned} \varphi(\sigma_1) &\approx \bar{\varphi} = \alpha_1 \sigma_1 + \beta_1, \\ \psi(\sigma_2) &\approx \bar{\psi} = \alpha_2 \sigma_2 + \beta_2. \end{aligned} \quad (2.18)$$

Вибираючи оптимальні коефіцієнти α і β , можна виходити з принципу рівності інтегральних оцінок реальної функціональної залежності та її апроксимації, при реалізації якої середня помилка по витраті в діапазоні зміни σ , що розглядається, дорівнює нулю. Наприклад, у першому випадку α_1 і β_1 можна визначити з наступного рівняння:

$$\int_{\sigma_n}^{\sigma_k} \Delta d\sigma_1 = 0. \quad (2.19)$$

У зв'язку зі складністю інтегрування функції витрати її можна замінити простішим виразом, пов'язаним з використанням спрощеної формули для масової витрати в докритичній області:

$$G = \mu f p_m \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \sqrt{\sigma_1(1-\sigma_1)}. \quad (2.20)$$

Це дозволяє спростити вираз для функції витрати $\varphi(\sigma_1)$:

$$\varphi(\sigma_1) = \sqrt{\frac{2}{k-1} (\sigma_1^{2/k} - \sigma_1^{(k+1)/k})} \approx \varphi_1(\sigma_1) = \sqrt{\frac{2}{k}} \sqrt{\sigma_1 - \sigma_1^2}. \quad (2.21)$$

Вираз, що стоїть у правій частині (2.21) є рівнянням кола з центром з координатами (0,5; 0) (рис. 2.4, а)

$$\begin{aligned} (\sigma_1 - 0,5)^2 + y^2 &= 0,25; \\ y &= \sqrt{0,25 - (\sigma^2 - \sigma + 0,25)} = \sqrt{\sigma - \sigma^2}. \end{aligned} \quad (2.22)$$

Як показано в роботі, максимальна помилка від такого спрощення становить 3,4 %. Надкритичний режим у цьому випадку буде при $\sigma_1 = 0,5; 0$:

$$\int_{0,528}^1 \varphi(\sigma) d\sigma \approx \sqrt{\frac{2}{k}} \int_{0,5}^1 \sqrt{\sigma - \sigma^2} d\sigma = 0,234.$$

Таким чином, умову рівності середньої помилки можна виразити у вигляді простого інтегрального рівняння

$$\int_{0,5}^{1,0} (\alpha_1 \sigma_1 + \beta_1) d\sigma_1 = 0,234.$$

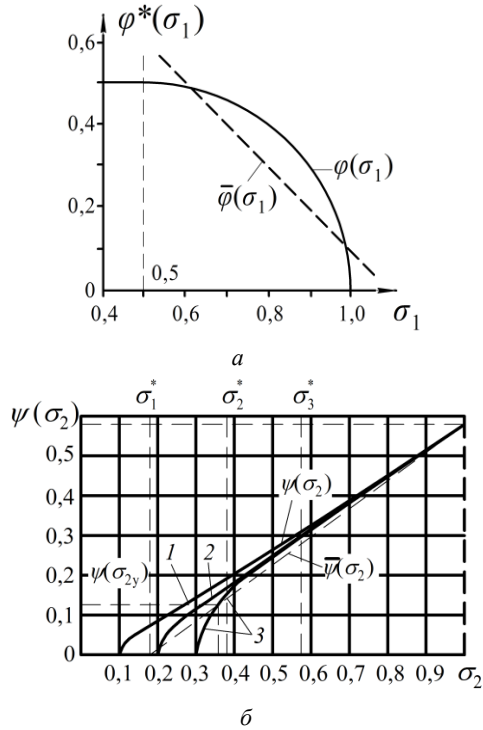
Як додаткову умову при виборі січної для апроксимації витратної функції $\varphi(\sigma_1)$ (рис. 2.4 а) доцільно використовувати два можливі варіанти.

Першим з них є умова, за якої поряд з рівністю інтегральних оцінок нелінійної та лінеаризованої витратних функцій використовуються умови рівності помилок на кінцях інтервалу σ_1 :

$$(\alpha_1 \sigma_1 + \beta_1) - \sqrt{\frac{2}{k}(\sigma_1 - \sigma_1^2)} \Big|_{0,5}^{1,0} = 0. \quad (2.23)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.22) та (2.23), отримаємо рівняння січної (пряма 1 на рис. 2.4, а)

$$\varphi = 1,36 - 1,19\sigma_1. \quad (2.24)$$



σ_1^* , σ_2^* , σ_3^* – критичні відношення тиску

Рисунок 2.4 – Залежність $\varphi(\sigma_1)$ при докритичному режимі (а) і залежність

$\psi(\sigma_2) = \sigma_2^{\frac{3k-1}{2k}} \varphi(\sigma_a/\sigma_2)$ при докритичному режимі (б) та їх лінійні апроксимації

Так само як і $\varphi(\sigma_1)$, значення $\psi(\sigma_2)$ у всій області зміни σ_2 можна з деяким зменшенням точності апроксимувати лінійною залежністю

$$\psi = 0,6\sigma_2 - 0,03. \quad (2.25)$$

Лінеаризації також підлягають члени рівнянь системи (2.17), складені із добутоків та частинних від поділу шуканих змінних:

$$\frac{k\sigma_1\dot{\xi}}{\xi_{01} + \xi} \approx \frac{k\sigma_{1y}}{\xi_{01} + \xi_c} \dot{\xi}; \quad \frac{k\sigma_2\dot{\xi}}{1 + \xi_{02} - \xi} \approx \frac{k\sigma_{2y}\dot{\xi}}{1 + \xi_{02} - \xi_c}. \quad (2.26)$$

Усталені значення σ_{1y} , σ_{2y} можна орієнтовно визначити на основі вихідних даних:

$$\sigma_{1y} = \frac{1}{1 + (\Omega/2)^2}; \quad \sigma_{2y} = (\sigma_{1y} - \chi) \frac{1}{\Pi_{21}^F}. \quad (2.27)$$

Суть наведеної заміни встановлюється з прикладу розгляду усіченого першого рівняння системи (2.17):

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} \cong -\frac{k\sigma_1\xi}{\xi_{01} + \xi} \frac{d\xi}{d\tau}; \quad (2.28)$$

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} \cong \frac{k\sigma_{1y}}{\xi_{01} + \xi_c} \frac{d\xi}{d\tau}.$$

Інтегрування першого рівняння системи (2.26) призводить до отримання рівняння адиабатичного процесу (рис. 2.5)

$$\sigma_1 (\xi_{01} + \xi)^k = \text{const}. \quad (2.29)$$

Інтегрування другого – до лінійної спадної функції, яка є дотичною до кривої $\sigma_1(\xi)$ в точці з координатами $\xi_{01} + \xi_c$, σ_{1y} :

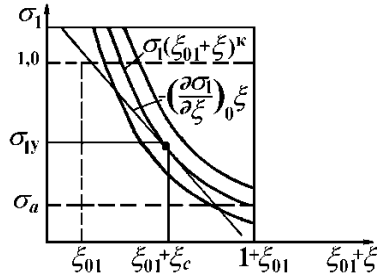


Рисунок 2.5 – До питання лінеаризації функції $\frac{k \sigma_1}{\xi_{01} + \xi} \xi$

$$\sigma_1 = - \left(\frac{\partial \sigma_1}{\partial \xi} \right) \xi + C = - \frac{k \sigma_{1y}}{\xi_{01} + \xi_c} \xi + C.$$

2.5.2. Лінійна модель 3-го порядку для дискретного пневмоприводу

Лінійна модель 3-го порядку для дискретного пневмоприводу:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k\alpha_1}{\xi_{01} + \xi_c} \sigma_1 - \frac{k\sigma_{1y}}{\xi_{01} + \xi_c} \dot{\xi} + \frac{k\beta_1}{\xi_{01} + \xi_c}; \\ \frac{d\sigma_2}{d\tau} = - \frac{k\Omega\alpha_2}{\Pi_{21}^F(1 + \xi_{02} - \xi_c)} \sigma_2 + \frac{k\sigma_{2y}}{1 + \xi_{02} - \xi_c} \dot{\xi} - \frac{k\Omega\beta_2}{\Pi_{21}^F(1 + \xi_{02} - \xi_c)}; \\ \beta \frac{d\xi}{d\tau} = \sigma_1 - \Pi_{21}^F \sigma_2 - \chi. \end{cases}$$

Отриману систему лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь третього порядку представимо у матричній формі:

$$\frac{d\mathbf{x}}{d\tau} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{b}, \quad (2.30)$$

де $\mathbf{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \xi \end{pmatrix}$ – вектор змінних стану ПП; $\mathbf{A} = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} \\ 0 & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & 0 \end{pmatrix}$ – квад-

ратна матриця постійних коефіцієнтів; $\mathbf{b} = \begin{pmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{pmatrix}$ – вектор задавальних

функцій. Загальне розв’язання неоднорідної системи має вигляд:

$$x = \bar{x} + x^*, \quad (2.31)$$

де \bar{x} – загальне рішення однорідної системи; x^* – частинне рішення неоднорідної системи.

Для знаходження загального рішення знайдемо корені λ_i характеристичного рівняння

$$\det(\lambda E - \mathbf{A}) = 0, \quad (2.31)$$

тобто

$$\begin{aligned} \lambda^3 - (a_{11} - a_{22})\lambda^2 + (a_{11}a_{22} - a_{13}a_{31} - a_{23}a_{32})\lambda + \\ + (a_{11}a_{23}a_{32} + a_{22}a_{13}a_{31}) = 0. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Корені $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ рівняння (2.32) можна визначити за точними формулами, чи (для випадку кратних коренів) чисельним способом.

Використовуючи матричну форму запису, загальне рішення неоднорідного рівняння (2.30) представимо у вигляді

$$\mathbf{x} = \mathbf{H}\mathbf{g}(\tau)\mathbf{H}^{-1}\mathbf{x}_0 + \mathbf{H}\mathbf{u}\mathbf{g}(\tau)\mathbf{H}^{-1}\mathbf{b} - \mathbf{H}\mathbf{u}\mathbf{H}^{-1}\mathbf{b}, \quad (2.33)$$

де $\mathbf{g}(\tau)$ і \mathbf{u} – діагональні матриці відповідно експоненційної функції $e^{\lambda_i\tau}$ і функції $1/\lambda_i$; \mathbf{H} – модальна матриця; \mathbf{H}^{-1} – матриця, зворотна модальній матриці \mathbf{H} ; \mathbf{x}_0 – вектор-стовпець початкових значень;

$$\mathbf{g}(\tau) = \begin{pmatrix} e^{\lambda_1\tau} & 0 & 0 \\ 0 & e^{\lambda_2\tau} & 0 \\ 0 & 0 & e^{\lambda_3\tau} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{x}_0 = \begin{pmatrix} x_{10} \\ x_{20} \\ x_{30} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{10} \\ \sigma_{20} \\ \xi_0 \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{u} = \begin{vmatrix} 1/\lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & 1/\lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/\lambda_3 \end{vmatrix}; \quad \mathbf{H} = \|h_1 \quad h_2 \quad h_3\|; \quad h_i = k_i \begin{vmatrix} \lambda_i^2 - a_{22}\lambda_i + a_{23}a_{32} \\ a_{23}a_{31} \\ a_{31}\lambda_i - a_{23}a_{31} \end{vmatrix}.$$

Для порівняння отриманих рішень (2.33) з чисельними рішеннями вихідної системи (2.16) було проведено розрахунки на ЕОМ 160 варіантів, що охоплюють широкую сферу існування ПП ($\beta=0,1 \div 10$; $\chi=0,1 \div 0,7$; $\xi_{01}=0,15 \div 1$; $\Omega=0,2 \div 5$ при $\xi_{02}=0,15$, $\Pi'=1$, $\sigma_a=0,2$).

На рис. 2.6, а, б, в, г зображені як приклад нелінійні та лінійні рішення для систем третього порядку.

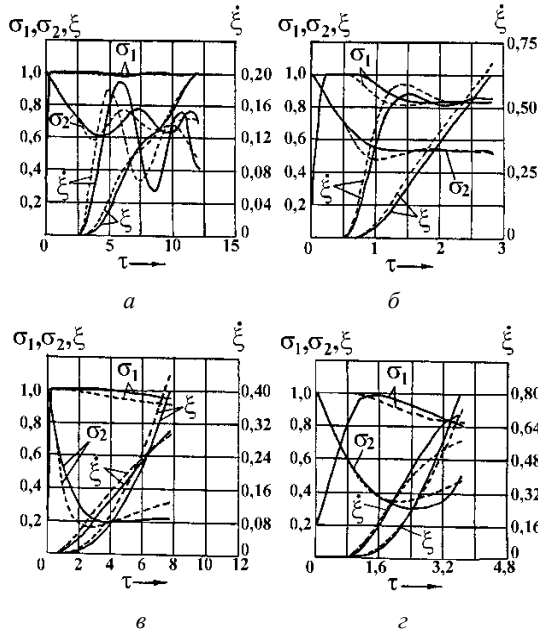


Рисунок 2.6 – Перехідні процеси, отримані на ЕОМ по нелінійній моделі (————) і по лінійній моделі третього порядку (-----):

а – $\beta=1$, $\chi=0,3$, $\Omega=0,2$, $\xi_{01}=0,15$; б – $\beta=0,2$, $\chi=0,3$, $\Omega=1$,
 $\xi_{01}=0,15$; в – $\beta=5$, $\chi=0,3$, $\Omega=1$, $\xi_{01}=0,15$; г – $\beta=1$, $\chi=0,3$, $\Omega=1$,

$$\xi_{01}=1$$

Отриманий в результаті порівняльних розрахунків гарний збіг якісної картини процесу, а також його кількісних показників за тією і іншою моделлю, свідчить про високу розрахункову точність представлені лінійної математичної моделі.

Однак для практичного використання цих рішень існують дві досить серйозні перешкоди. По-перше, отримані рішення лінійної неоднорідної системи третього порядку є досить громіздкими.

По-друге, відомі труднощі викликає знаходження коренів рівняння (2.32), які завжди можуть бути отримані суто аналітичним способом.

2.5.3. Лінійна модель 2-го порядку для дискретного пневмопривода

Завдання може бути значно спрощене лише за умови зниження порядку системи лінійних диференціальних рівнянь. Як свідчить досвід розрахункових робіт, така можливість існує. Можна без помітного погіршення точності розрахунку спростити лінійну модель, привівши її до системи другого порядку, якщо припустити, що тиск у робочій порожнині встановлюється досить швидко (значно швидше, ніж змінюється швидкість), тобто

$$\frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} + \xi_c} [(\alpha_1\sigma_1 + \beta_1) - \sigma_{1y}\dot{\xi}] \approx 0,$$

звідки

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_{1y}\dot{\xi} - \beta_1}{\alpha_1}. \quad (2.34)$$

В результаті чого система лінійних диференціальних рівнянь третього порядку перетворюється на систему другого порядку:

$$\begin{cases} \frac{d\sigma_2}{d\tau} = -\frac{k\alpha_2\Omega\sigma_2}{\Pi_{21}^F(1 + \xi_{02} - \xi_c)} + \frac{k\sigma_{2y}}{(1 + \xi_{02} - \xi_c)}; \\ \beta \frac{d\dot{\xi}}{d\tau} = -\Pi_{21}^F\sigma_2 + \frac{\sigma_{1y}}{\alpha_1}\dot{\xi} - \left(\frac{\beta_1}{\alpha_1} + \chi\right). \end{cases} \quad (2.35)$$

Відповідна матрична форма системи має вигляд

$$\frac{d\mathbf{x}}{d\tau} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{b}, \quad (2.36)$$

$$\text{де } \mathbf{A} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix}; \quad \mathbf{b} = \begin{vmatrix} b_1 \\ b_2 \end{vmatrix}; \quad a_{11} = -\frac{k\alpha_2\Omega}{\Pi_{21}^F(1+\xi_{02}-\xi_c)}; \quad a_{12} = \frac{k\sigma_{2y}}{1+\xi_{02}-\xi_c};$$

$$a_{21} = -\frac{\Pi_{21}^F}{\beta}; \quad a_{22} = \frac{\sigma_{1y}}{\beta\alpha_1}; \quad b_2 = -\frac{1}{\beta}\left(\frac{\beta_1}{\alpha_1} + \chi\right).$$

Значно спрощується весь процес відшукування рішення. Корені характеристичного рівняння визначаються в результаті розв'язання квадратного рівняння

$$\lambda_{1,2} = \frac{a_{11} + a_{22} \pm \sqrt{(a_{11} + a_{22})^2 + 4a_{12}a_{21}}}{2}. \quad (2.37)$$

Модальна матриця H і зворотна їй матриця H^{-1} мають вигляд

$$H = \begin{vmatrix} \lambda_1 - a_{22} & \lambda_2 - a_{22} \\ a_{21} & a \end{vmatrix}; \quad H^{-1} = \frac{1}{a_{21}(\lambda_1 - \lambda_2)} \cdot \begin{vmatrix} a_{21} & -(\lambda_2 - a_{22}) \\ -a_{22} & \lambda_1 - a_{22} \end{vmatrix}.$$

Загальне рішення знаходимо відповідно до виразу (2.31):

$$\bar{x} = \begin{vmatrix} \left((\lambda_1 - a_{22})x_{10} + a_{12}x_{20} \right) e^{\lambda_1\tau} - \left((\lambda_2 - a_{22})x_{10} + a_{12}x_2 \right) e^{\lambda_2\tau} \\ \lambda_1 - \lambda_2 \\ \left(a_{21}x_{10} - (\lambda_2 - a_{22})x_{20} \right) e^{\lambda_1\tau} - \left(a_{21}x_{10} - (\lambda_1 - a_{22})x_{20} \right) e^{\lambda_2\tau} \end{vmatrix}. \quad (2.38)$$

Частинне рішення x^* після алгебраїчних перетворень представляється у вигляді

$$x^* = \left\| \left\| \begin{aligned} & \left(b_1 - \frac{1}{\lambda_1} (a_{22}b_1 - a_{12}) \right) e^{\lambda_1 \tau} - \left(b_1 - \frac{1}{\lambda_1} (a_{22}b_1 - a_{12}b_2) \right) e^{\lambda_1 \tau} + C_1 \\ & \lambda_1 - \lambda_2 \\ & - \left(b_2 \frac{\lambda_2}{\lambda_1} - \frac{1}{\lambda_1} (a_{22}b_2 - a_{21}b_1) \right) e^{\lambda_1 \tau} + \left(b_2 \frac{\lambda_1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_2} (a_{22}b_{21} + a_{21}b_1) \right) e^{\lambda_2 \tau} + C_2 \end{aligned} \right\| \right\|, \quad (2.39)$$

де C_1 і C_2 – постійні інтегрування, які визначають з умови усталеного режиму $\frac{d\sigma_1}{d\tau}; \frac{d\xi}{d\tau} = 0$:

$$C_1 = \sigma_{2y} = -\frac{a_{22}b_1 - a_{12}b_2}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}; \quad C_2 = \xi_y = \frac{a_{11}b_2 - a_{21}b_1}{a_{11}a_{22} - a_{21} - a_{12}}.$$

Змінні стану ПП σ_2 і ξ є елементами вектора загального розв'язання системи неоднорідних рівнянь, які у свою чергу подаються у вигляді суми загального розв'язання однорідної системи (2.37) та частинного розв'язання неоднорідної системи (2.38):

$$\begin{aligned} \sigma_2 &= y^{\lambda_2 \tau} \left[\frac{a_{11} - a_{22} (x_{10} - x_{1y}) + 2a_{12} (x_{20} - x_{2y})}{2\lambda_i} sh(\lambda_i \tau) + \right. \\ & \left. + (x_{10} - x_{1y}) ch(\lambda_i \tau) \right] + x_{1y}; \\ \xi &= e^{\lambda_2 \tau} \left[\frac{(a_{22} - a_{11})(x_{20} - x_{2y}) + 2a_{11} (x_{10} - x_{1y})}{2\lambda_i} sh(\lambda_i \tau) + \right. \\ & \left. + (x_{20} - x_{2y}) ch(\lambda_i \tau) \right] + x_{2y}, \end{aligned} \quad (2.40)$$

Вираз (2.40) справедливий для дійсних коренів ($\Delta > 0$). У разі уявних коренів ($\Delta < 0$) у виразі (2.40) гіперболічні синус і косинус необхідно замінити на тригонометричні синус і косинус, тобто

$$sh(i \cdot \lambda_i) = i \cdot \sin(\lambda_i); \quad ch(i \cdot \lambda_i) = \cos(\lambda_i).$$

Установлені значення змінних положення x_{1y} і x_{2y} можна визначити з виразів

$$x_{1y} = \sigma_{2y} = \frac{-a_{22}b_1 + a_{12}b_2}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}; \quad x_{2y} = \dot{\xi}_y = \frac{a_{11}b_2 + a_{21}b_1}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}. \quad (2.41)$$

Третя змінна стану σ_1 визначається відповідно до виразу (2.34). Інтеграли від отриманих виразів $\dot{\xi}$, σ_1 і σ_2 є відповідно координатою поршня $\dot{\xi}$ й імпульсом тиску \bar{I}_1 і \bar{I}_2 у робочій та вихлопній порожнинах (2.43).

Аналогічно заміні, зробленій у виразі (2.40), у разі уявних коренів виконується заміна гіперболічних функцій на відповідні тригонометричні функції ξ_c мінімальної пневматичної жорсткості c_{Π} ПП, яка знаходиться з умови

$$dc_{\Pi}/d\xi = 0,$$

звідки

$$\begin{aligned} \xi_c &= \frac{\sqrt{\sigma_{1y}}(1 + \xi_{02}) - \sqrt{\Pi_{21}^F \sigma_{2y}} \xi_{01}}{\sqrt{\sigma_{1y}} + \sqrt{\Pi_{21}^F \sigma_{2y}}}. \quad (2.42) \\ \xi &= \int_0^{\tau} \dot{\xi} d\tau = e^{\lambda\tau} \left[\frac{x_{20} - x_{2y}}{\lambda_{\eta}} + \frac{(a_{11} + a_{22})(-a_{11}(x_{20} - x_{2y}) + a_{21}(x_{10} - x_{1y}))}{2\lambda_{\eta}(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \right] \times \\ &\quad \times sh(\lambda_{\eta}\tau) - \frac{a_{21}(x_{10} - x_{1y}) - a_{11}(x_{20} - x_{2y})}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} ch(\lambda_{\eta}\tau) \Big] + \\ &\quad + x_{2y}\tau + \frac{a_{21}(x_{10} - x_{1y}) - a_{11}(x_{20} - x_{2y})}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} + \xi_{00}; \\ \bar{I}_1 &= \int_0^{\tau} \sigma_1 d\tau = \frac{\sigma_{1y}}{\alpha_1} \int_0^{\tau} \xi d\tau - \frac{\beta_1}{\alpha_1} \tau + \bar{I}_{10} = \frac{\sigma_{1y}}{\alpha_1} \xi - \frac{\beta_1}{\alpha_1} \tau + \bar{I}_{10} = \\ &= \frac{\sigma_{1y}}{\alpha_1} \xi - \frac{\beta_1}{\alpha_1} \tau + \bar{I}_{10}; \end{aligned} \quad (2.43)$$

$$\bar{J}_2 = \int_c^{\tau} \sigma_2 d\tau = e^{\lambda_1 \tau} \left[\left(\frac{x_{10} - x_{1y}}{\lambda_1} + \frac{(a_{11} + a_{22})(-a_{22}(x_{10} - x_{1y}) + a_{12}(x_{20} - x_{2y}))}{2\lambda_1(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \right) \times \right. \\ \left. \times sh(\lambda_1 \tau) - \frac{a_{12}(x_{10} - x_{1y}) - a_{22}(x_{10} - x_{1y})}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} ch(\lambda_1 \tau) \right] + \\ + x_{1y} \tau + \frac{a_{12}(x_{10} - x_{1y}) - a_{22}(x_{10} - x_{1y})}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}} + \bar{I}_{20},$$

де ξ_0, \bar{I}_{10} і \bar{I}_{20} – початкові значення шуканих змінних.

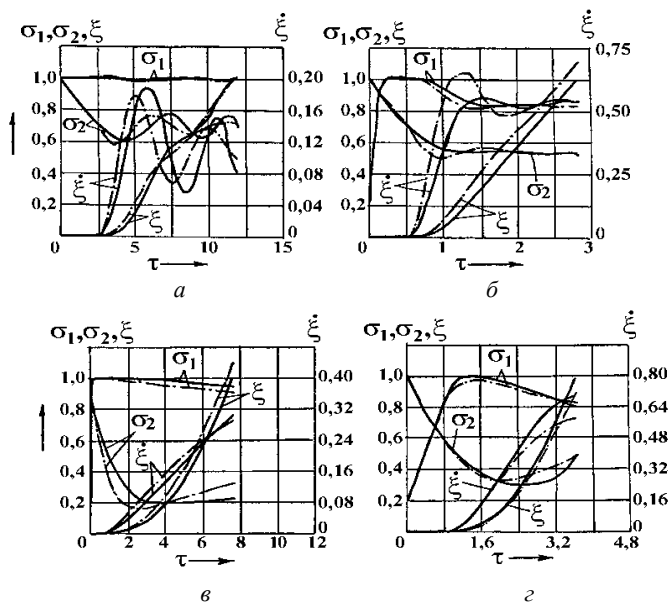


Рисунок 2.7 – Перехідні процеси, отримані на ЕОМ за нелінійною моделлю (—) і за лінійною моделлю (- - - -) другого порядку:

$a - \beta=1, \chi=0,3, \Omega=0,2, \xi_{01}=0,15$; $б - \beta=0,2, \chi=0,3, \Omega=1, \xi_{01}=0,15$; $в - \beta=5, \chi=0,3, \Omega=1, \xi_{01}=0,15$; $г - \beta=1, \chi=0,3, \Omega=1, \xi_{01}=1$

На рис. 2.7 *a, б, в, г* показані нелінійні рішення (суцільні лінії) і лінійні рішення (пунктирні лінії) для системи другого порядку при тих самих безрозмірних параметрах, що і на рис. 2.6, *a, б, в, г*. Область використання лінійної моделі другого порядку дещо вужче, ніж для моделі третього порядку. Якщо для моделі третього порядку не спостерігалось жодних істотних відхилень результатів розрахунку від нелінійної моделі у всьому зазначеному вище діапазоні безрозмірних параметрів, то для лінійної моделі другого порядку при великих значеннях $\xi_{01}=1$, $\beta=0,2$, $\chi=0,3$; $\Omega=5$ помилка у транспортному часі обробки становила лише 3%, а значення швидкості виявилось менше 11% проти нелінійних рішень. Проведені розрахунки за лінійною моделлю другого порядку переконливо свідчать про те, що вона повністю адекватна моделі третього порядку (див. рис. 2.7). У всьому діапазоні найімовірніших параметрів χ , Ω , β і ξ_{01} розрахункова точність математичної моделі другого порядку цілком достатня для практичного використання.

2.6. Енергетичні характеристики дискретних пневмоприводів

Оцінку ступеня енергетичної досконалості пневмопривода (ПП) здійснюватимемо з використанням поняття *ексергії* – питомої працездатності стисненого повітря (l_p) на вході в привод. Ексергія – це максимальна корисна робота, яку можна отримати від системи внаслідок конвертованого переходу її від даного стану до стану термічної та механічної рівноваги з навколишнім середовищем.

Застосовно до газу масою m з тиском p_1 і температурою T_1 конвертований перехід до рівноваги з оточуючим середовищем з параметрами T_a і p_a є здійсненим, якщо спочатку провести адіабатичний (ізоентропійний) процес, в результаті якого досягається термічна рівновага системи з навколишнім середовищем, а потім ізотермічно привести систему до механічної рівноваги з навколишнім середовищем.

Зображення питомої працездатності потоку газу в координатах $p-V$ наведено на рис. 2.8. Аналізуючи діаграму $p-V$, можна виділити дві частини, дві різні складові роботи, яку здійснює газ. Робота, яка визначається площею $C-I-D-A-C$ і дорівнює $V_1 \cdot (p_1 - p_2)$, характерна для потоку і відбувається не за рахунок зміни стану газу в ньому, а за рахунок енергії, що передається через газ у потоці від зовнішнього джерела (компресора), тобто стиснене повітря виступає тут як кінематичне ланка, що зв'язує компресор з робочою порожниною пневмодвигуна. Цю частину працездатності прийнято називати *транзитною*. Робота, що визначається площею $D-I-2-a-D$, являє собою роботу газу у стані спокою і її пов'язують з *потенційною енергією* стисненого газу, яку можна повністю реалізувати, якщо здійснити спочатку ізоентропійне (лінія 1-2), а потім ізотермічне розширення газу (лінія 2-а) до досягнення повної рівноваги з навколишнім середовищем.

Працездатність стисненого повітря на вході в ПП можна подати у досить простій формі, якщо проаналізувати систему "поршневий компресор – ресивер – ПП" (рис. 2.9) і прийняти ряд припущень.

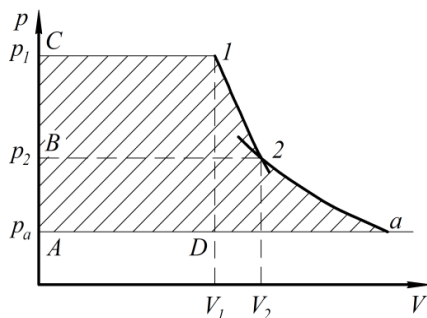


Рисунок 2.8 – Графік питомої працездатності потоку газу в координатах $p-V$

З теорії компресорних машин відомо, що надана газу робота та передане тепло q витрачаються на збільшення тепломісткості та кінетичної енергії газу:

$$l - q = c_p \cdot (T_k - T_a) + \frac{V_k^2 - V_a^2}{2}. \quad (2.44)$$

Для компресорів поршневого та ротаційного типів другий член справа несуттєвий. Під позитивним значенням q , як це прийнято в теорії компресорних машин, приймається відведене тепло.

З іншого боку, згідно з першим законом термодинаміки,

$$\begin{aligned} V \cdot dp &= di - dq \quad \text{або} \\ l &= \int_{P_a}^{P_k} V \cdot dp = c_p \cdot (T_k - T_n) - q. \end{aligned} \quad (2.45)$$

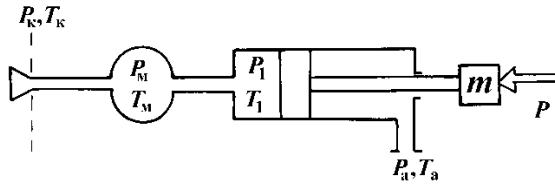


Рисунок 2.9 – Спрощена схема "компресор – ресивер – ПП"

Враховуючи, що при записі першого закону термодинаміки за позитивне значення q беруть підведене тепло, і інтегруючи вираз (2.44) і (2.45), отримаємо

$$l = \int_{P_a}^{P_k} V \cdot dp = c_p \cdot (T_k - T_n) - q. \quad (2.46)$$

Відведене у процесі стиснення тепло можна у вигляді [42]

$$q = + \int_{S_a}^{S_k} T \cdot dS. \quad (2.47)$$

Отже,
$$l = c_p \cdot (T_k - T_a) - \int_{S_a}^{S_k} T \cdot dS. \quad (2.48)$$

Згідно з однією з властивостей діаграми T - S (рис. 2.10) зміна тепломістку газу $c_p \cdot (T_k - T_a)$ еквівалентна площі фігури, розташованої під відрізком ізобари p_k в інтервалі температур $T_k - T_a \cdot c_p \cdot (T_k - T_a) \sim S_{233'12}$. Відведене тепло q еквівалентне площі $S_{3563'3}$. Питома робота стиснення в координатах T - S визначається сумою площ $S_{233'112} + S_{3'3563'}$, т. е. S_{123561} . Питому працездатність потоку газу l_p , тобто ту частину питомої роботи стискування в компресорі, яка надалі може бути використана для зовнішньої механічної роботи, визначимо, виходячи з того, що в холодильнику компресора і ресивері потік стисненого повітря приходить в термічну рівновагу з навколишнім середовищем. Відповідно до виразу (2.45) після ізобарного охолодження потоку стисненого повітря його питома працездатність визначатиметься площею 1-2-5-6-1 або 7-2-4-5-8-7 (рис. 2.10):

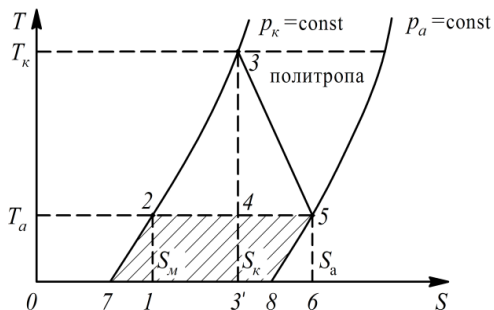


Рисунок 2.10 – Процес стиснення повітря в компресорі в координатах T - S

$$l_p = T_a \cdot (S_a - S_M) = c_p \cdot T_M \cdot \ln \left[\frac{T_a}{T_M} \cdot \left(\frac{p_M}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (2.49)$$

Через те, що після охолодження $T_M = T_a$ і що ентальпія газу

$$i = c_p \cdot T_M = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_M, \text{ отримуємо}$$

$$l_p = R \cdot T_M \cdot \ln \frac{P_M}{P_a}. \quad (2.50)$$

Таким чином, питома працездатність повітря на вході в ПП чисельно дорівнює питомій роботі розширення при ізотермічному процесі. Аналогічний підхід можна знайти у роботах низки дослідників стосовно пневмомашин іншого призначення.

При такому підході всі теплові втрати між компресором та входом у ПП відносяться до втрат компресора та враховуються його ККД, а питома працездатність розглядається як питома робота в ідеальному компресорі при ізотермічному стисканні.

$$E = R \cdot T_M \cdot \ln \frac{1}{\sigma_a} \cdot \int_0^{t_{cp}} G dt = f_1^3 \cdot p_M \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_M} \cdot \ln \frac{1}{\sigma_a} \cdot \int_0^{t_{cp}} \varphi(I) dt. \quad (2.51)$$

З виразу (2.51) можна визначити енергію стисненого повітря, спожиту в процесі спрацьовування (E).

Якщо проінтегрувати рівняння руху поршня, то отримаємо

$$F_1 \int_0^{t_{cp}} p_1 V dt = F_2 \int_0^{t_{cp}} p_2 V dt + \int_0^{t_{cp}} m V \frac{dV}{dt} dt + \int_0^{t_{cp}} P V dt. \quad (2.52)$$

Член, що стоїть зліва, являє собою повну зовнішню роботу, що здійснюється стислим повітрям у робочій порожнині. Перший член праворуч - зовнішня робота виштовхування повітря з вихлопної порожнини. За постійної сили опору (P) на поршні останній член у

виразі (2.52) дорівнює $P \cdot L$. Інтеграл $\int_0^{t_{cp}} m V \frac{dV}{dt} dt$, який ідентичний

кінетичній енергії для ПП з повним гальмуванням поршня до кінця ходу, дорівнює нулю. Але для оцінки ступеня енергетичної досконалості транспортного приводу, для якого переміщення транспортованої маси, з однієї точки простору в іншу є основною функцією, такий підхід не відображає повною мірою ефективності

використання енергії стисненого повітря в ПП. Оцінюватимемо ступінь енергетичної досконалості ПП за середнім значенням ККД ($\eta_{\text{сп}}$). Для цього в якості корисної роботи, крім величини $P \cdot L$, будемо враховувати середню за цикл кінетичну енергію рухомих частин приводу:

$$T_{\text{кин}}^{\text{сп}} = \frac{m}{2 \cdot t'_{\text{сп}}} \cdot \int_0^{t'_{\text{сп}}} V^2 dt; \quad (2.53)$$

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{\frac{m}{2 \cdot t'_{\text{сп}}} \cdot \int_0^{t'_{\text{сп}}} V^2 dt + P \cdot L}{f_1^3 \cdot p_m \cdot \sqrt{k \cdot R \cdot T_m} \cdot \ln \frac{1}{\sigma_a} \cdot \int_0^{\tau_{\text{сп}}} \varphi(I_1) dt} \quad (2.54)$$

або, з використанням безрозмірних параметрів, середнє значення ККД:

$$\eta_{\text{сп}} = \frac{\frac{\beta}{2 \cdot \tau'_{\text{сп}}} \cdot \int_0^{\tau'_{\text{сп}}} \xi^2 dt + \chi}{z_1 \cdot \ln \frac{1}{\sigma_a} \cdot \int_0^{\tau_{\text{сп}}} \varphi(I_1) dt}. \quad (2.55)$$

Таким чином, середнє значення ККД ПП можна розраховувати в ході загального процесу чисельного інтегрування системи рівнянь (2.57), розширеної за рахунок введення нового параметра y і \bar{M} :

$$\frac{dy}{d\tau} = \frac{\xi^2 \beta}{2}. \quad (2.56)$$

Масова кількість стисненого повітря спожитого ПП в результаті одного спрацьовування, розраховується шляхом чисельного

інтегрування всієї системи рівнянь залежно від схеми ПП та програми управління пневморозподільниками.

$$\begin{cases}
 \frac{d\sigma_1}{d\tau} = \frac{k}{\xi_{01} + \xi} \left\{ \varphi(\sigma_1) - \sigma_1 \frac{d\xi}{d\tau} \right\}; \\
 \frac{d\theta_1}{d\tau} = \frac{\theta_1 d\sigma_1}{\sigma_1 d\tau} + \frac{\theta_1 d\xi}{\xi_{01} + \xi d\tau} - \frac{\theta_1^2 \varphi(\sigma_1)}{\sigma_1 \xi_{01} + \xi}; \\
 \frac{d\sigma_2}{d\tau} = -\frac{k}{\xi_{02} + 1 - \xi} \left\{ \frac{\Omega \sqrt{\theta_2} \sigma_2 \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)}{\Pi_{21}^F} - \sigma_2 \frac{d\xi}{d\tau} \right\}, \\
 \frac{d\theta_2}{d\tau} = \frac{\theta_2 d\sigma_2}{\sigma_2 d\tau} + \frac{\theta_2 d\xi}{\xi_{02} + 1 - \xi d\tau} - \frac{\Omega \sqrt{\theta_2} \theta_2 \varphi\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_2}\right)}{\Pi_{21}^F} \frac{1}{(\xi_{02} + 1 - \xi)}; \\
 \frac{d\xi}{d\tau} = \dot{\xi}; \\
 \frac{d\dot{\xi}}{d\tau} = \frac{1}{\beta} (\sigma_1 - \sigma_2 \Pi_{21}^F - \chi); \\
 \frac{dy}{d\tau} = \frac{\xi^2 \beta}{2}; \\
 \frac{dM}{d\tau} = \varphi(\sigma_1).
 \end{cases} \quad (2.57)$$

Відносна масова кількість (\bar{M}) стисненого повітря є відношенням фактичної масової кількості, спожитої ПП у процесі спрацьовування з мережі, до масової кількості, необхідної для заповнення робочого об'єму приводу $F_1 \cdot L$ стисненим повітрям до тиску p_m :

$$\bar{M} = \frac{\int_0^{\tau_{\text{сп}}} G \cdot d\tau}{F_1 \cdot L \cdot \rho_m} = \int_0^{\tau_{\text{сп}}} \varphi(\sigma_1) \cdot d\tau. \quad (2.58)$$

Шість рівнянь (2.57) є замкнутою системою двостороннього ПП.

Вони дозволяють знайти такі параметри стану ПП, як безрозмірний тиск у порожнинах σ_2 і σ_1 , безрозмірні температури θ_1 і θ_2 ,

безрозмірний шлях ξ і швидкість $\dot{\xi}$ поршня. Рівняння (2.56) та (2.58), додані до системи (2.57), записуються з метою визначення ККД. Після завершення ПП циклу спрацювання та отримання на основі чисельного інтегрування значень τ'_{cp} , y і \bar{M} підраховують ККД (η_{cp}) ПП:

$$\eta_{cp} = \frac{y/\tau'_{cp} + \chi}{\bar{M} \cdot \ln 1/\sigma_a}. \quad (2.59)$$

Запитання для самоконтролю:

1. Які пневмоапарати використовують для забезпечення функціонування типового пневмоприводу?
2. Які припущення приймаються при математичному моделюванні робочих процесів у пневмоприводі?
3. В якій формі записуються диференціальні рівняння математичної моделі пневмоприводу і з якою метою використовується саме така форма?
4. Які переваги дає перехід до безрозмірної математичної моделі пневмоприводу?
5. Напишіть вирази для основних критеріїв динамічної подібності.
6. Які нелінійні залежності підлягають лінаризації під час переходу до лінійної математичної моделі пневмоприводу?
7. Який принцип лежить в основі лінаризації нелінійних залежностей математичної моделі дискретного пневмоприводу?
8. Що таке ексергія стисненого повітря і як вона використовується для розрахунку працездатності стисненого повітря, спожитого пневмоприводом у процесі його спрацювання?
9. Напишіть вираз для середнього за цикл ККД дискретного пневмопривода.
10. Які додаткові члени вводяться у систему диференціальних рівнянь, які є математичною моделлю пневмопривода?

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНОК (ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ) РОЗІМКНЕНИХ ПНЕВМОПРИВОДІВ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ

Завдання динамічного аналізу полягає у визначенні основних характеристик перехідного процесу за відомими конструктивними параметрами та умовами функціонування двостороннього пневмопривода. Найбільш повно таке завдання вирішується внаслідок чисельного інтегрування диференціальних рівнянь вихідної математичної моделі (2.7, 2.57). Однак для оперативного визначення однієї з найважливіших характеристик перехідного процесу – часу спрацювання приводу – розроблено інженерну методику розрахунку, засновану на використанні безрозмірних критеріїв динамічної подібності.

3.1. Розрахунок комунікаційних ліній пневмопривода

З числа незалежних параметрів, що входять до математичної моделі (2.7) пневмоприводу, слід особливо виділити ефективні площі впускної та впускної ліній f_1^3 і f_2^3 . Ці параметри значною мірою визначають характер перехідного процесу в пневмоприводі і його швидкодню в цілому, але саме при розрахунку цих параметрів проектувальник стикається з певними труднощами, пов'язаними з недостатньою інформацією про пневмоситему. Навіть якщо є можливість продути весь пневмотракт на випробувальному стенді, виникають складнощі в узагальненні та введенні в математичну модель дослідних даних. Це пов'язано з тим, що оцінка пропускної спроможності лінії за допомогою ефективної площі лінії f^3 є зручною при переході до безрозмірної форми запису рівнянь, але в реальних пневмосистемах f^3 виявляється змінною величиною, залежною від перепаду тиску лінії.

Як зазначалося раніше, найближчим до реального режиму течії у трубопроводі буде ізотермічний процес течії повітря. При цьому витрата повітря визначається за виразом (1.41), в якому опір лінії

враховується коефіцієнтом опору лінії $\xi_c = \lambda \frac{l}{d}$. У математичній моделі з міркувань зручності узагальнення динамічних властивостей пневмоприводів використовується формула для масової витрати при ізоентропійному витіканні (1.56), в якій опір лінії враховується за допомогою сумарного коефіцієнта витрати лінії μ_c або ефективної площі $\mu_c \cdot f$. Прирівнявши праві частини виразів (1.41) і (1.56), отримаємо

$$f \sqrt{\frac{p_0^2}{RT_0} \frac{1-\sigma^2}{\xi_c - 2 \ln \sigma}} = \mu_c f p_0 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_0}} \varphi(\sigma).$$

Звідси

$$\mu_c = \frac{1}{\varphi(\sigma)} \sqrt{\frac{k-1}{2k} \frac{1-\sigma^2}{\xi_c - 2 \ln \sigma}}. \quad (3.1)$$

При розрахунку на ЕОМ системи (2.7) у розмірній формі за відомого значення ξ_c на кожному кроці після обчислення нового значення відношення тиску σ_i на трубопроводі необхідно перераховувати і нові значення $f^3 = \mu_c \cdot f$ із використанням формули (3.1). Для полегшення такого розрахунку можна користуватися графіками залежності коефіцієнта витрати μ_c системи від відносного тиску σ при різних коефіцієнтах опору системи ξ_c (рис. 3.1).

Якщо досліджувати рівняння (1.41) на екстремум шляхом прирівнювання похідної $dG/d\sigma$ до нуля, то можна знайти критичне відношення тисків σ^* , яке буде пов'язаним з ξ_c співвідношенням

$$\xi_c = 2 \ln \sigma^* + \frac{1}{\sigma^{*2}} - 1. \quad (3.2)$$

Для зручності використання останній вираз представлений у вигляді графіка на рис. 3.2.

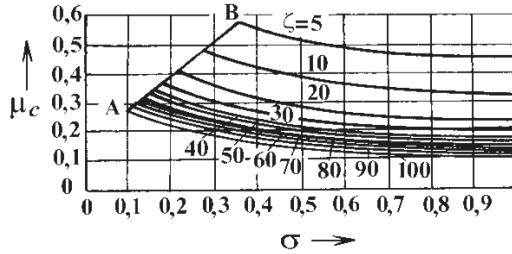


Рисунок 3.1 – Залежність коефіцієнта витрати системи μ_c від відношення тисків σ при різних значеннях коефіцієнта опору системи ξ

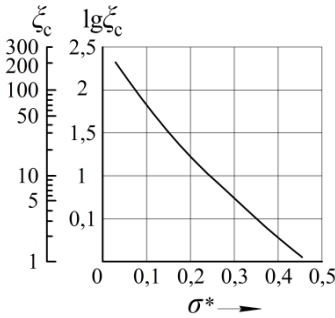


Рисунок 3.2 – Графік залежності коефіцієнта опору системи ξ_c від відношення тисків σ^*

Таким чином, при розрахунку витрати через трубопровід з використанням залежності (1.56) необхідно, крім розрахунку μ_c за формулою (3.1), визначати також за формулою (3.2) критичне (граничне) відношення тисків σ^* . При цьому видаткова функція $\varphi(\sigma)$ буде чутливою до зміни тиску після опору p при $\sigma^* \leq \sigma \leq 1$. При розрахунках доцільніше осереднювати значення

f^3/f у всьому діапазоні перепадів тиску.

На рис. 3.3 наведений графік для визначення $\mu_c = f^3/f$ залежно від наведеного коефіцієнта опору системи ξ . Графік побудований з використанням формули (3.1) та осереднений у всьому діапазоні зміни σ .

Один із найбільш коректних методів розрахунку складної пневматичної лінії ґрунтується на заміні різних місцевих опорів пневмолінії еквівалентними за пропускною здатністю ділянками

трубопроводу і знаходження сумарної ефективної площі складної пневмолінії виходячи з сумарної еквівалентної довжини трубопроводу. В основу цього розрахунку покладено залежність (3.1) і (3.2), а також графіки на рис. 3.1-3.3. Порядок розрахунку сумарної пропускної спроможності лінії при послідовному з'єднанні елементів пневмолінії наступний:

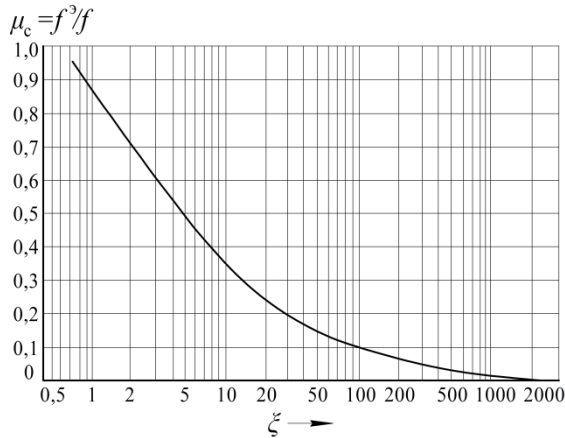


Рисунок 3.3 – Графік для визначення $\mu_c = f^3/f$ в залежності від приведенного коефіцієнта опору системи ξ

1. Кожен елемент замінюють ділянкою трубопроводу, за пропускною здатністю приблизно еквівалентним.
2. Знаходять довжину трубопроводу, що замінює всю систему шляхом складання труб, які представляють окремі елементи.
3. Здійснюють зворотний перехід від еквівалентного трубопроводу до зосередженого опору, що його замінює, тобто f^3 системи, яка використовується в динамічних розрахунках.

Значення $\xi = \lambda \frac{l_3}{d}$ і f^3 деякої найбільш масово використовуваної пневмоапаратури наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Значення $\lambda \frac{l_3}{d}$ і f^3 для деякої пневмоапаратури

Найменування апаратури	Тиск p_0 (надлишковий), МПа	Об'ємна витрата Q , м ³ /хв	Умовний прохід d , мм	Різниця тисків Δp , МПа	σ	$\lambda \frac{l_3}{d}$	f^3 , мм ²
1	2	3	4	5	6	7	8
Трилінійний клапан В76-2	0,4	0,035	3	0,02	0,95	19,2	1,8
Повітрерозподільник В74-1	0,4	0,065	4	0,02	0,95	16,6	3,5
Повітрерозподільники В74-1, В74-2, В74-6, В74-7, В79-11, В63-1	0,4	0,065	4	0,015	0,96	12,4	4,0
Те саме	0,4	0,25	8	0,02	0,95	16,7	14
Повітрерозподільники В63-1, В63-2, В64-1, В64-2	0,4	0,40	10	0,02	0,95	17,1	23
Те саме	0,4	0,90	15	0,02	0,95	17,1	51
Те саме	0,4	1,60	20	0,02	0,95	17,1	87
Зворотні клапани В51-1 і дроселі зі зворотним клапаном В71-1 при роботі в якості зворотного клапана	0,4	0,4	10	0,05	0,87 5	41	14

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8
клапана							
Те саме	0,4	0,80	15	0,04	0,90	33,2	39
Зворотні клапани В51-1 і дроселі зі зворотним клапаном В71-1 при роботі в якості зворотного клапана	0,4	1,6	20	0,04	0,90	33,2	69
Те саме	0,4	2,5	25	0,3	0,925	25,2	118
Гальмівний золотник В77-3 з ненависнутим важілем	0,4	0,4	10	0,02	0,95	17,1	23
Те саме	0,4	0,90	15	0,02	0,95	17,1	51
Те саме	0,4	1,60	20	0,02	0,95	17,1	87
Те саме	0,4	2,50	25	0,02	0,95	17,1	135
Гальмівний золотник В77-3 з натиснутим важілем	0,4	0,40	10	0,05	0,875	41	14
Те саме	0,4	0,90	15	0,05	0,875	41	32
Те саме	0,4	1,60	20	0,05	0,875	41	57
Те саме	0,4	2,5	25	0,05	0,875	41	88
Фільтри В41-1	0,4	0,40	10	0,012	0,97	10,2	25
Те саме	0,4	0,90	15	0,015	0,963	12,8	52
Те саме	0,4	2,5	25	0,02	0,95	17,1	82
Маслорозпилювачі В44-2	0,4	0,40	10	0,025	0,937	21,1	19
Те саме	0,4	0,90	15	0,025	0,937	21,1	42

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Те саме	0,4	2,50	25	0,025	0,937	21,1	118
Реле УСЕППА типу РІР.І (Р-ЗН)	-	-	2	-	-	-	0,95

Для визначення коефіцієнтів опорів контрольно-регулюючої, розподільної та допоміжної апаратури можна користуватися каталогами [31, 43], де вказано перепад тисків при заданій витраті повітря, температура і тиск, при якому визначається витрата повітря.

Якщо припустити, що на ділянках перед та за місцевим опором температура повітря однакова (ділянки трубопроводу перед та за місцевим опором досить великі, внаслідок чого відбувається повне вирівнювання температури потоку та навколишнього середовища), то в цьому випадку зручно користуватися еквівалентною довжиною трубопроводу, а як розрахункову використовувати залежність (1.41) для ізотермічної течії газу:

$$G = f \sqrt{\frac{p_0^2}{RT_0} \cdot \frac{1 - \sigma^2}{\lambda \frac{l_3}{d} - 2 \ln \sigma}}, \quad (3.3)$$

де p_0 , T_0 – відповідно тиск та температура газу до опору;

$\sigma = \frac{p}{p_0} = \frac{p_0 - \Delta p}{p_0}$ – відносний тиск газу після опору; l_3 – еквівалентна

довжина трубопроводу; G – масова витрата через опір.

З виразу (3.3) отримаємо

$$\lambda \frac{l_3}{d} = (1 - \sigma^2) \frac{f^2}{G^2} \frac{p_0^2}{RT_0} + 2 \ln \sigma. \quad (3.4)$$

Оскільки зазвичай відома об'ємна витрата Q , приведена до нормальних умов, тиск p_0 до апарату, а також перепад тисків $\Delta p = p_0 - p$ на пневмоапараті при проходженні через нього вказаної витрати, то розрахувати коефіцієнт опору пневмоапарата $\xi_c = \lambda \frac{l_3}{d}$ можна за виразом

$$\xi_c = (1 - \sigma^2) \frac{f^2 RT_0 p_0^2}{Q^2 p_a^2} + 2 \ln \sigma, \quad (3.5)$$

де $\sigma = p/p_0 = 1 - \Delta p/p_0$ – відносний тиск; $p_a = 10^5$ Н/м², $T = 293$ К – відповідно тиск та температура повітря в атмосфері; $Q = \frac{G}{p_a} RT_0$ – об'ємна витрата, приведена до нормальних умов.

Використання залежності (3.5) та графіків, представлених на рис.

3.3 дозволяє отримати дані для табл. 3.1, такі, як $\lambda = l_3/d$ і f^3 .

При розрахунку складного опору системи, що складається з пневмоапаратів і відрізків трубопроводів з різним діаметром, з використанням еквівалентних довжин, діаметр еквівалентного трубопроводу, щоб уникнути плутанини, приймають рівним діаметру найменшого каналу системи. Після обчислення довжин еквівалентних трубопроводів для всіх елементів системи знаходимо сумарну довжину:

$$l_3 = \sum l_{i3}. \quad (3.6)$$

по якій визначаємо ξ_3 , усієї системи:

$$\xi_3 = (\lambda \cdot l_3)/d_{т3}. \quad (3.7)$$

За допомогою графіка (див. рис. 3.3) переходимо від ξ_3 до $\mu_c = f^3 / f_{T^3}$, а потім до f^3 :

$$f^3 = \mu_c f_{T^3}. \quad (3.8)$$

При розрахунку ефективної площі ділянки, що складається із послідовно з'єднаних двох опорів, іноді використовується наближений вираз

$$f_{12}^3 = \frac{f_1^3 \cdot f_2^3}{\sqrt{(f_1^3)^2 + (f_2^3)^2}}. \quad (3.9)$$

Для ланцюга із трьох елементів – відповідно вираз

$$f_{123}^3 = \frac{f_1^3 \cdot f_2^3 \cdot f_3^3}{\sqrt{(f_1^3 f_2^3)^2 + (f_1^3 f_3^3)^2 + (f_2^3 f_3^3)^2}}. \quad (3.10)$$

За наявності паралельних гілок, об'єднаних на вході та виході, сумарна ефективна площа такої ділянки визначається як

$$f^3 = f_1^3 + f_2^3 + \dots + f_n^3. \quad (3.11)$$

3.2 Розрахунок одностороннього пневматичного привода

В односторонньому пневматичному приводі (рис. 3.4) прямий хід здійснюється за рахунок енергії стисненого повітря, а зворотний хід за рахунок зворотної пружини. Не дивлячись на простоту конструкції такий привод отримав значне розповсюдження у операціях затискання та переміщення деталей. Навантаження на шток циліндра у таких приводах складається із сили корисного навантаження, сили тертя і сили жорсткості зворотної пружини.

Циклограма пневматичного одностороннього привода показана на рис. 3.5. Підготовчий період (час від моменту перемикання

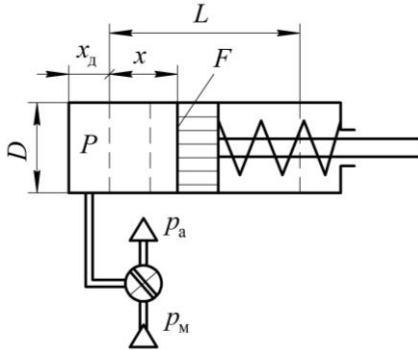


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема одностороннього пневмопривода зі зворотною пружиною

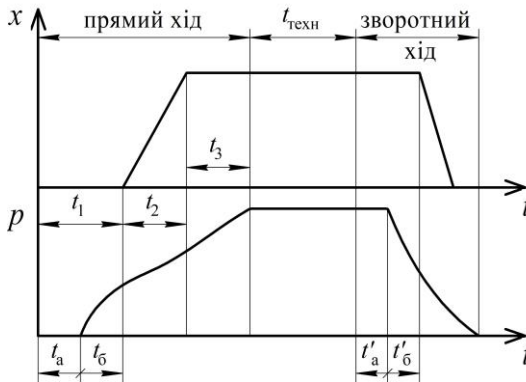


Рисунок 3.5 – Циклограма роботи одностороннього пневмопривода

пневморозподільника до моменту початку руху поршня t_1) складається з часу спрацювання самого розподільника і часу заповнення мертвого об'єму циліндра стисненим повітрям до моменту зрушення поршня, тобто $t_1 = t_a + t_6$, де t_a – час спрацювання розподільника; t_6 – час заповнення порожнини до початку руху поршня. У більшості приводів час спрацювання розподільника займає невелику частку у загальній

циклограмі привода, тому ним можна знехтувати.

3.2.1 Підготовчий період у робочій порожнині

Для опису процесу заповнення робочої порожнини перепишемо

рівняння (2.3) у диференційній формі, прийнявши $\frac{dW_1}{dt} = 0$

$$kRT_M d\theta_M \equiv W_{10} dp_1, \quad (3.12)$$

де W_{10} – початковий (мертвий) об'єм робочої порожнини.

Масову кількість повітря можна виразити через масову витрату G_M

$$d\theta_M = G_M dt; \quad (3.13)$$

причому для надкритичного режиму ($0 < G < 0,528$) відповідно до рівняння (1.58)

$$G_M = 0,04 \frac{\mu f P_M}{\sqrt{T_M}}, \quad (3.14)$$

а для докритичного режиму

$$G_M = 0,156 \frac{\mu f P_M}{\sqrt{T_M}} \varphi(\sigma). \quad (3.15)$$

Наповнення порожнини в підготовчий період відбуватиметься до початку руху поршня. Тиск у поршневій порожнині в момент початку руху знаходимо з умови рівності сил

$$p_d = \frac{N_v + P_{mp} + P_p}{F} + P_a \quad (3.16)$$

де N_v - сили стиснення пружини при $x = 0$, $P_{тр}$ - сила тертя; P_p – корисне статичне навантаження.

Для визначення часу підготовчого періоду t_p скористаємось рівнянням (3.12).

$$dp_1 = \frac{kRT_M d\theta}{W_{10}} = \frac{kRT_M G_M dt}{W_{10}} \quad (3.17)$$

$$dt = \frac{W_{10}}{kRT_M G_M} dp_1 \quad (3.18)$$

Проінтегруємо це рівняння узявши межі інтегрування $p_1 = p_a$ та $p_1 = p_d$

Для докритичного режиму

$$t_{\text{пн}} = \frac{W_{10}(p_d - p_a)}{0,04kR\sqrt{T_M}\mu f p_m}$$

або

$$t_{\text{пн}} = \frac{W_{10}(\sigma_d - \sigma_a)}{0,04kR\sqrt{T_M}\mu f}, \quad (3.19)$$

де $\sigma_d = \frac{p_d}{p_m}$, $\sigma_a = \frac{p_a}{p_m}$ - безрозмірний тиск

Для докритичного режиму

$$t_{\text{пд}} = \frac{2W_{10} \left(\sqrt{1 - \sigma_a^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma_d^{\frac{k-1}{k}}} \right)}{2,64(k-1)\mu f \sqrt{RT_M}}. \quad (3.20)$$

Вираз (3.19) використовується, якщо відношення тисків $\sigma_a = \frac{p}{p_m}$ на всьому інтервалі від початку наповнення порожнини до початку руху поршня менше $\sigma_{\text{кр}} = 0,528$. Вираз (3.20) використовується у тому випадку, якщо відношення тисків у всьому інтервалі наповнення більше $\sigma_{\text{кр}} = 0,528$

Якщо наповнення починається при $\sigma < \sigma_{\text{кр}}$, а закінчується при $\sigma > \sigma_{\text{кр}}$, присутні обидва режими. У цьому випадку для визначення часу наповнення використовуються обидві формули (3.19 та 3.20).

$$t_{\Pi} = t_{\text{п.надк}} + t_{\text{п докр}} = \frac{w_{10} (\sigma_{\text{кр}} - \sigma_a)}{0,04 kR \sqrt{T_M} \mu f} +$$

$$+ \frac{2w_{10} \left(\sqrt{1 - \sigma_{\text{кр}}^{\frac{k-1}{k}}} - \sqrt{1 - \sigma_d^{\frac{k-1}{k}}} \right)}{2,64(k-1)\mu f \sqrt{RT_M}}. \quad (3.21)$$

Період руху. При описі приводу у процесі руху скористаємося системою рівнянь (2.10). Опустивши рівняння пов'язані з процесом у вихлопній порожнині

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{\mu f k \sqrt{\frac{2kRT_M}{k-1}} p_M}{F_1 (x_{01} + x)} \varphi(\sigma_1) - \frac{kp_1}{x_{01} + x}; \\ \frac{dV}{dt} = [F(p_1 - p_a) - P_{\text{сопр}} - cx], \end{cases} \quad (3.22)$$

де $P_{\text{оп}}$ - сумарна постійна сила опору,

c - жорсткість пружини,

$\varphi(\delta_1)$ - видаткова функція.

$$P_{\text{сопр}} = P_{\text{тр}} + P_{\text{пн}} + N_0,$$

де $P_{\text{тр}}$ - сили тертя,

$P_{\text{пн}}$ - корисні статичні навантаження,

N_0 - зусилля попереднього стиснення пружини при $x = 0$;

Чисельне інтегрування кроковим методом Ейлера нелінійної математичної моделі пневмоприводу.

Нелінійне диференціальне рівняння записане у формулі Коші у вигляді:

$$p' = \frac{dp}{dt} = f(p, t) \quad (3.23)$$

Тут час t постає як незалежна змінна. Задані чисельні координати тобто вихідна точка на шуканій кривій t_{i-1} , p_{i-1} (рис. 3.6), через цю точку проведено дотична з тангенсом кута нахилу $p' = f(p, t)$.

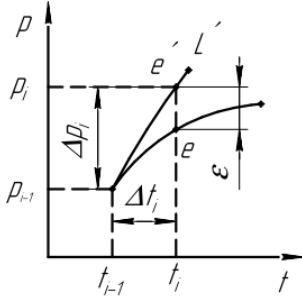


Рисунок 3.6 – Графічне зображення метода Ейлера

Заміна реальної кривої дотичної відбудеться з деякою помилкою ϵ , величина якої буде тим меншою, чим менше крок за часом Δt_i . Викладений метод – найпростіший кроковий метод чисельного інтегрування і до широкого впровадження ЕОМ у практику інженерних розрахунків використовувався як основа табличних методів розрахунку пневмоприводів.

При його використанні крок за часом Δt вибирають настільки малим, що в його межах при розрахунку збільшення тиску Δp_i не враховується збільшення шляху і швидкість поршня, а при розрахунку шляху x_i і швидкості v_i допустимо вважати вимірювання швидкості за лінійним законом. Витратна функція $\varphi(\sigma_1)$ табульована [4], що значною мірою полегшує інтегрування крокового методу.

Початковими параметрами інтегрування є:

$$t = 0; p_{10} = p_d; \sigma_{10} = \frac{p_d}{p_m}; x_0 = V_{02} = \dot{x}_0 = 0.$$

Система рівнянь (3.22) записується у прирощеннях

$$\begin{cases} \Delta p_{1i} = \frac{k}{x_{01} + x_{i-1}} \left[A\varphi\left(\frac{p_{1(i-1)}}{p_m}\right) - p_{1(i-1)}V_{i-1} \right] \Delta t_i; \\ p_{1i} = p_{1(i-1)} + \Delta p_{1i}; \\ \ddot{x}_i = \frac{F(p_{1i} - p_a)}{m} - \frac{p_{\text{сопр}}}{m} - \frac{cx_{i-1}}{m}; \\ \dot{x}_i = V_i = \dot{x}_{i-1} + \ddot{x}_{i-1}\Delta t_i; \\ x_i = x_{i-1} + \dot{x}_{i-1}\Delta t_i + \frac{\ddot{x}_i}{2}\Delta t_i^2, \end{cases} \quad (3.24)$$

$$\text{де } A = \frac{\mu f \sqrt{\frac{2kRT_M}{k-1}} P_M}{F_1}.$$

Рішення системи рівнянь (3.24) триває доки переміщення поршня не стане рівним L . Час руху визначається як сума тимчасових кроків $t_{дв} = \sum \Delta t_i$.

Останній період. Протягом цього періоду тиск у поршневій порожнині вирівнюється із магістральним. Час заключного періоду t_z розраховується аналогічно до часу наповнення в підготовчому періоді з урахуванням наступних змін:

$$\sigma_a \text{ замінюється на } \sigma_{дв} = \frac{p_{дв}}{p_M},$$

$$\sigma_d \text{ замінюється на } \sigma_M = \frac{p_M}{p_M} = 1,$$

де $p_{дв}$ – тиск у порожнині в момент завершення руху поршня W_{10} замінюється на $W_{max} = (x_{01} + L)F$.

Повний час спрацьовування приводу складається з часу підготовчого періоду t_n , часу руху $t_{ов}$ та часу заключного періоду t_z .

$$t_{\text{пр.ход}} = t_n + t_{дв} + t_z. \quad (3.25)$$

Зворотний хід. Аналогічно прямому ходу зворотний хід також складається з трьох періодів: підготовчого, руху та заключного. Підготовчий період складається в основному з часу випорожнення робочої порожнини до початку руху поршня. У разі закінчення повітря з порожнини рівняння теплового балансу (1.29) набуває вигляду

$$P_v d\theta_v + dL + dU = 0 \quad (3.26)$$

На підставі цього рівняння, а також з урахуванням (2.4) отримаємо

$$-kRTd\theta = W_1 dp + kpdW_1 \quad (3.27)$$

Знайдемо з цього виразу диференціал dp з урахуванням $d\theta = Gdt$ та $dW_1 = 0$.

$$dp = \frac{kRTG}{w_1} dt;$$

або

$$dt = -\frac{W_1}{kRTG} dp. \quad (3.28)$$

Вираз для масової витрати в цьому випадку має вигляд аналогічний (3.15) за умови, що в цьому випадку p і T змінні.

$$G = 0,156 \frac{1}{\sqrt{T}} \mu f p \varphi(\sigma), \quad (3.29)$$

де $\varphi(\sigma) = \varphi\left(\frac{p_a}{p}\right)$ витратна функція, яка при надкритичному режимі стає постійною величиною $\varphi^*(\sigma) = 0,259$.

Як показано вище процес витікання повітря з порожнини можна описати адіабатичним процесом тобто.

$$T = T_M \left(\frac{p}{p_M}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}.$$

Підставивши значення T у (3.29) і помноживши та розділивши отриманий вираз на $\sigma^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} = \left(\frac{p_a}{p}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}$, отримаємо

$$G = 0,156 \frac{1}{\sqrt{T_M}} \mu f p_M \left(\frac{p_a}{p_M}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \varphi_1(\sigma), \quad (3.31)$$

де $\varphi_1(\sigma) = \frac{\varphi(\sigma)}{\sigma^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}}}$.

Графік $\varphi_1(\sigma)$ наведено на рис. 3.7

Підготовчий період зворотного ходу закінчується в той момент, коли в результаті випорожнення поршневої порожнини тиск в ній впаде до величини $p_{л0}$, при якому починається рух поршня у зворотному напрямку.

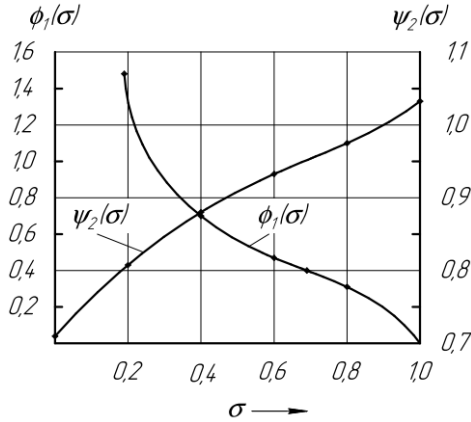


Рисунок 3.7 – Графік функцій $\phi_1(\sigma)$ та $\psi_2(\sigma)$

Тиск $p_{до}$ визначається з рівняння рівноваги поршня

$$p_{до} = \frac{N_0 + cL - P_{Тр}}{F} + p_a, \quad (3.32)$$

де L - повний хід поршня при висуванні.

Проінтегруємо рівняння (3.28) з урахуванням отриманого значення масової витрати, прийнявши межі інтегрування від p_m до $p_{до}$

$$t_0 = -\frac{W_1}{kR} \int_{p_m}^{p_{до}} \frac{1}{TG} dp. \quad (3.33)$$

Для надкритичного режиму

$$t_{0(надк)} = \frac{2W_1 \left(\sigma_{до}^{\frac{k-1}{k}} - \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}} \right)}{(k-1)\mu f \cdot K \sqrt{RT_m} \sigma_{2k}^{k-1} \varphi(\sigma_{кр})}. \quad (3.34)$$

де

$$\varphi(\sigma_{кр}) = 0,254; \quad \sigma_{до} = \frac{p_a}{p_{до}}; \quad \sigma_a = \frac{p_a}{p_m};$$

$$W_1 = (x_{01} + L)F; \quad K = \sqrt{\frac{2k}{k-1}}.$$

Для докритичного режиму

$$t_{0(\text{докр})} = \frac{W_1}{k\mu f K \sqrt{RT_M} \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}}} \int_{\sigma_a}^{\sigma_{\text{до}}} \frac{1}{\sigma^{\frac{k+1}{2k}} \varphi(\sigma)} d\sigma. \quad (3.35)$$

Вираз (3.34) використовується, якщо відношення тисків $\frac{p_a}{p}$ на всьому інтервалі від початку спорожнення до початку руху поршня менше $\sigma_{\text{кр}} = 0,528$. Якщо відношення $\frac{p_a}{p}$ по всьому інтервалу більше $\sigma_{\text{кр}}$, то використовується вираз (3.35). Формули (3.34) та (3.35) можна замінити однією наближеною формулою, яку застосовують для обох режимів

$$t_0 = \frac{2,53 \cdot 10^{-2} W_1 [\Psi_2(\sigma_{\text{д}}) - \Psi_2(\sigma_a)]}{\mu f \sigma_a^{\frac{k-1}{2k}}}, \quad (3.36)$$

де $\Psi_2(\sigma) = 0,528$ при $0 < \sigma < 0,522$

та

$$\Psi_2(\sigma) = \sigma_{\text{кр}}^{\frac{k-1}{2k}} + \frac{k-1}{2k} \varphi(\sigma_{\text{кр}}) \int_{\sigma_a}^{\sigma_{\text{до}}} \frac{1}{\sigma^{\frac{k+1}{2k}} \varphi(\sigma)} d\sigma,$$

при $\sigma > \sigma_{\text{кр}}$ ($\sigma_{\text{кр}} = 0,528$)

Графік функції $\Psi_2(\sigma)$ наведено на рис 3.7

Період руху (повернення поршня у вихідне положення).

При описі процесу повернення поршня у вихідне положення скористаємося системою рівнянь (2.10), опустивши перше рівняння. Рушійною силою тут стає сила стиснутої пружини.

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = - \frac{k\mu f K p_1^{\frac{3k-1}{2k}} \sqrt{RT_M} \varphi\left(\frac{p_a}{p_2}\right)}{(L-x+x_{01}) F p_M^{\frac{k-1}{2k}}} + \frac{kp}{L-x+x_{01}} V \\ \frac{dV}{dt} = \frac{N_0 + c(L-x) - P_{\text{тр}}}{m} - \frac{(P-p_a)F}{m} \end{cases} \quad (3.37)$$

Аналогічно з розв'язанням задачі прямого ходу запишемо систему (3.37) замінивши диференціали кінцевими різницями. Початковими параметрами є такі:

$$\sigma_0 = \frac{p_a}{p_{\text{до}}}; \quad x_0 = x_{01} + L; \quad \dot{x} = V = 0; \quad x = 0; \quad \ddot{x} = 0$$

$$\begin{cases} \Delta p_i = \frac{k}{x_{01} + L - x_{i-1}} \left[-C p_{i-1}^{\frac{3k-1}{2k}} \varphi \left(\frac{p_a}{p_{i-1}} \right) + p_{i-1} V_{i-1} \right] \Delta t_i \\ p_i = p_{i-1} + \Delta p_i \\ \ddot{x}_i = \frac{N_0 + c[L - x_{i-1}] - P_{\text{тр}}}{m} - \frac{(p_i - p_a)F}{m} \\ V_i = \dot{x}_i = V_{i-1} + \ddot{x}_i \Delta t_i \\ x_i = x_{i-1} + \dot{x}_{i-1} \Delta t_i + \frac{\ddot{x}_i}{2} \Delta t_i^2 \end{cases} \quad (3.38)$$

де

$$C = \frac{\mu f K \sqrt{RT_M}}{F P_M^{\frac{k-1}{2k}}}$$

Рішення системи рівнянь (3.38) триває доки поршень не досягне вихідного положення ($x < x_{i0}$)

Заключний період.

Протягом цього періоду тиск у поршневій порожнині вирівнюється з атмосферним.

Час заключного періоду зворотного ходу розраховується так само, як і в період спорожнення в підготовчому періоді, але при цьому:

$$\sigma_a \text{ замінюється на } \sigma_{\text{дк}} = \frac{p_a}{p_{\text{дк}}}; \quad \sigma_{\text{до}} \text{ замінюється на } \sigma_0 = \frac{p_a}{p_a} = 1,$$

де $p_{\text{дк}}$ - тиск у поршневій порожнині в момент закінчення руху поршня, $W_1 = (x_{01} + L)F$ замінюється на $W_{10} = Fx_{10}$.

Загальний час зворотного ходу складається з часу підготовчого періоду $t_{\text{по}}$, часу руху $t_{\text{до}}$ та часу заключного періоду $t_{\text{зо}}$.

$$t_{\text{об.хода}} = t_{\text{по}} + t_{\text{до}} + t_{\text{зо}}$$

3.3 Розрахунок двостороннього пневматичного привода

При розрахунку кроковим методом використовується система рівнянь (2.10), у якій диференціали dp_1 , dp_2 , dV , dx і dt замінюються на кінцеві різниці Δp_1 , Δp_2 , ΔV , Δx і Δt . За незалежну змінну приймається час t

Крок за часом Δt_i вибирають настільки малим, що в його межах при розрахунку збільшення тисків Δp_i не враховують збільшення шляху і швидкості поршня, а при розрахунку шляху x_i та швидкості V_i допустимо вважати їх зміну за лінійним законом, тобто, рівноприскореним або рівноуповільненим. Витратна функція $\varphi(\sigma)$ табульована [4], що значною мірою полегшує процес чисельного інтегрування табличним способом. Початковими параметрами інтегрування є:

$$t = 0; p_{10} = p_a; p_{20} = p_M; x_0 = \dot{x}_0 = \ddot{x}_0 = 0$$

$$\varphi(\sigma_{кр20}) = \varphi\left(\frac{p_a}{p_{20}}\right) = \varphi\left(\frac{p_a}{p_M}\right) = 0,259$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta p_{1i} = \frac{k}{x_{01} + x_{i-1}} (A\varphi[\sigma_{1(i-1)}] - p_{1(i-1)}\dot{x}_i)\Delta t_i \\ p_i = p_{1(i-1)} + \Delta p_{1i} \\ \Delta p_{2i} = \frac{k}{L - x_{i-1} + x_{02}} \left(-C \cdot p_{2(i-1)}^{\frac{3k-1}{2k}} \varphi\left[\frac{p_a}{p_{2(i-1)}}\right] + p_{2(i-1)}\dot{x}_{i-1} \right) \Delta t_i \\ p_{2i} = p_{2(i-1)} + \Delta p_{2i} \\ \dot{x}_i = \frac{F_1 p_{1i} - F_2 p_{2i} - P}{m} - \frac{P}{m} \\ \dot{x}_1 = \dot{x}_{i-1} + \ddot{x}_i \Delta t_i; \quad x_i = x_{i-1} + \dot{x}_{i-1} \Delta t_i + \frac{\ddot{x}_i}{2} \Delta t_i^2 \\ A = \frac{f_1^3 p_M \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_M}}{F_1}; \quad C = \frac{f_2^3 \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_M}}{F_2 p_M^{\frac{k-1}{2k}}}; \quad \sigma_1 = \frac{p_1}{p_M} \end{array} \right. \quad (3.39)$$

Розрахунок необхідно проводити при наступних обмеженнях:

якщо $p_1 \geq p_M$, то $p_1 = p_M$

якщо $p_2 \leq p_a$, то $p_2 = p_a$

якщо $x_i \leq 0$ і $\dot{x}_i < 0$, то $\ddot{x}_i = 0$, $V_i = 0$, $x_i = 0$

якщо $x_i \geq L$ і $\dot{x}_i > 0$, то $\ddot{x}_i = 0$, $V_i = 0$, $x_i = L$.

Розрахунок провадиться поки поршень не пройде весь шлях L. Час спрацьовування $t_{cp} = \sum \Delta t_i$. Точність розрахунку часу спрацьовування та закону зміни всіх параметрів тим вища, чим менше інтервал Δt_i .

Розрахунок доцільно зводити до таблиці. Тому це метод частково називають табличним. Перед розрахунком обчислюють постійні величини A, C і $\frac{P}{m}$.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку пневмоприводу кроковим методом

№	t	$\varphi(\sigma_{1(i-1)})$	$\varphi \left[\frac{p_{\sigma}}{p_{2(i-1)}} \right]$	Δp_{1i}	Δp_{2i}	p_{1i}	p_{2i}	\ddot{x}_i	\dot{x}_i	x_i
1	Δt_i	0,259	0,254	0
2	$2\Delta t_i$
3
.
n	L

Метод Ейлера має певну помилку (рис.3.5), яка накопичується зі збільшенням числа кроків. До того ж, чисельне інтегрування вручну – копіткий та трудомісткий процес. Величезну перевагу дає застосування ЕОМ.

Чисельне інтегрування кроковим методом Рунге-Кутта.

Метод Ейлера можна удосконалити безліччю різних способів, кожен з яких призводить до зменшення помилки ϵ . Але найбільшого поширення набув метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності, який став особливо затребуваним із впровадженням ЕОМ у практику інженерних розрахунків.

Цей класичний метод описується системою наступних п'яти рівнянь:

$$y_{m+1} = y_m + \Delta y ;$$

$$\Delta y = \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4), \quad 3.40$$

$$\begin{aligned} \text{де } k_1 &= f(x_m, y_m)h; \\ k_2 &= f\left(x_m + \frac{h}{2}, y_m + \frac{k_1}{2}\right)h; \\ k_3 &= f\left(x_m + \frac{h}{2}, y_m + \frac{k_2}{2}\right)h; \\ k_4 &= f(x_m + h, y_m + k_3). \end{aligned}$$

Кутовий коефіцієнт прямої лінії L_ε замінює криву відповідно до виразу (3.40) знаходиться як середнє арифметичне шести прямих з кутовими коефіцієнтами $\frac{k_1}{h}, \frac{k_2}{h}, \frac{k_2}{h}, \frac{k_3}{h}, \frac{k_3}{h}$.

Отримана пряма є січною, яка при аргументі $x_m + h$ має відхилення від відповідної точки на кривій набагато менше, ніж за методом Ейлера.

Організація обчислювального алгоритму методом Рунге-Кутта. Програма розрахунку на ЕОМ.

Програма розрахунку спрямована на мову програмування Турбо Бейсік.

Програма укрупнено складається з наступних частин:

Від рядка 10 до рядка з номером 80 проводиться введення вихідної інформації, визначення початкових значень для інтегрованих змінних $y(1), y(2), y(3), y(4)$ та розрахунок параметрів, які в процесі інтегрування не змінюються. Тут записується вираз для витратної функції $DEFFN A(Z)$, до якої йтиме звернення із підпрограми розрахунку кривих частин диференціальних рівнянь.

Від рядка з номером 100 за допомогою оператора DO починається цикл крокового інтегрування. Від 200 до 325-го рядка проводяться операції з обчисленими на цьому кроці інтегрованими параметрами: вводяться обмеження на p_1, p_2, x , формується умова гальмування поршня (якщо ϵ), здійснюється висновок результатів розрахунку екран дисплея. Алгоритм обчислення кутових коефіцієнтів при пробних кроках, а потім обчислення остаточного кутового коефіцієнта січної починається від рядка 500 і закінчується рядком 620. При цьому на кожному пробному кроці йде звернення до підпрограм обчислення прямих частин GOSUB 1000. Підпрограма обчислення прямих частин

системи (3.39) починається рядком 1000 і закінчується рядком 1090 RETUPN. Умови зупинення циклу обчислення формується оператором LOOP UNTIL у 640 рядку.

Для обробки результатів обчислень усередині тіла процедури Рунге-Кутта використовуються масиви: поточних значень змінних інтегрування під час виробництва пробних кроків $y(I)$; остаточних значень змінних інтегрування після виконання кроків $W(I)$; залишкових значень змінних інтегрування після виконання кроків $F(I)$. Програма запускається шляхом завдання початкових умов, що моделюють підключення пневморозподільника. При цьому на впускній та випускній пневмолініях створюється максимальний перепад тисків $p_m - p_a$, що призводить до заповнення та спорожнення відповідності робочої та вихлопної порожнин циліндра та рухом поршня.

Програма

```

2 SCREEN 9,9
3 WINDOW(0,480)-(640,0)
10 DATA
0.03,0.03,1.4,0.6E6,.00196,.0018,10,800,1E5,.133E-
4,0.219E-4,0.6,4,287,287,0.3,13E-5
20 READ X1,X2,SK,PM,F1,F2,M,P,PA,Z1,Z2F,L,N,RG,T,XT,ZT
30 DIM Y(4),W(4),K(4),F(4)
40 Y(1)=PA:Y(2)=PM:Y(3)=0:Y(4)=0
50 W(1)=PA:W(2)=PM:W(3)=0:W(4)=0
60 H=0.001:TD=0:VK=0:TK=0
70 B=SQR(SK*RG*T):C=SK*Z1*PM*B/F1
80 R=B*SK/F2/PM^0.143
85 O=1
90 DEF FN A(Z)=(1+SGN(Z-.528))/2*SQR(ABS(5*(Z^1.43-
Z^1.71)))+.579*(1-SGN(Z-.528))/2
100 DO
200 P1=Y(1):P2=Y(2):X=Y(3):V=Y(4)
225 IF X>=L AND TK=0 THEN TK=TD:VK=V:Z2=Z2F
226 IF X>L THEN V=0:X=L:ELSE
230 IF X<=0 AND V<=0 THEN X=0:V=0:ELSE
231 IF X>=XT THEN Z2=ZT ELSE Z2=Z2F
'232 IF X>= XT THEN Z2=Z2F*(L-X)/(L-XT) ELSE Z2=Z2F
240 IF P1>PM THEN P1=PM
250 IF P2<PA THEN P2=PA
260 W(1)=P1:W(2)=P2:W(3)=X:W(4)=V

```

```

265 IF X>=XT THEN Z2=ZT:ELSE Z2=Z2F
266 IF X>=L THEN Z2=Z2F
270 D=Z2*R
'280 IF I=5 THEN 290: ELSE 450
'290 PRINT "-----"
'300 PRINT "P1=";P1;"P2=";P2
'310 PRINT "X=";X;"V=";V
'320 PRINT "A=";F(4);"TD=";TD
'325 PRINT "-----"
'327 I=0: GOTO 500
'450 I=I+1
'330 IF I=3 THEN 340 :ELSE 360
'340 AA=1
'350 I=0:GO TO 500
'360 I=I+1
460 PSET (TD*120,X*395+40)
465 PSET (TD*120,V*200+40)
466 PSET (TD*120,P1*0.0006+40):PSET
(TD*120,P2*0.0006+40)
470 LINE (0,5)-(0,480): LINE (0,40)-(639,40)
'475 LINE (410,482)-(639,300),3,B
LOCATE 1,23:PRINT"P1=";P1
LOCATE 1,50:PRINT"P2=";P2
LOCATE 2,50:PRINT"V=";V
LOCATE 2,65:PRINT"X=";X
LOCATE 3,23:PRINT"TD=";TD
LOCATE 3,50:PRINT"TK=";TK
LOCATE 4,50:PRINT"VK=";VK
LOCATE 23,77:PRINT"t,c"
LOCATE 1,1:PRINT"P1":LOCATE 1,4:PRINT",P2"
LOCATE 1,8:PRINT", "
LINE (548,40)-(548,150),3
LINE (500,40)-(500,370),3
LOCATE 21,64:PRINT"-0.1"
LOCATE 19,64:PRINT"-0.2"
LOCATE 17,64:PRINT"-0.3"
LOCATE 15,64:PRINT"-0.4"
LOCATE 13,64:PRINT"-0.5"
LOCATE 11,64:PRINT"-0.6"
LOCATE 9,64:PRINT"-0.7"
LOCATE 7,64:PRINT"-0.8"
LOCATE 6,64:PRINT" X,m"
LOCATE 5,1:PRINT "-0.6"
LOCATE 11,1:PRINT"-0.4"
LOCATE 17,1:PRINT"-0.2"
LOCATE 23,70:PRINT"- 0.0"

```

```

LOCATE 22,70:PRINT"-+0.1"
LOCATE 21,70:PRINT"-+0.2"
LOCATE 20,70:PRINT"-+0.3"
LOCATE 19,70:PRINT"-+0.4"
LOCATE 18,70:PRINT"√,m/c"
LOCATE 23,1:PRINT"0"
LOCATE 19,15:PRINT "X"
LOCATE 19,9:PRINT "V"
LOCATE 6,6:PRINT "P1"
LOCATE 10,4:PRINT "P2"
IF TD>=1.0 AND O=1 THEN 476:ELSE 477
476 O=2:LOCATE 23,7.8:PRINT"1.0"
477 IF TD>=2.0 AND O=2 THEN 478:ELSE 479
478 O=3:LOCATE 23,15.6:PRINT "2.0"
479 IF TD>=3.0 AND O=3 THEN 480:ELSE 481
480 O=4:LOCATE 23,23.4:PRINT "3.0"
481 IF TD>=4.0 AND O=4 THEN 482:ELSE 483
482 O=5:LOCATE 23,31.2:PRINT "4.0"
483 IF TD>=5.0 AND O=5 THEN 484:ELSE 485
484 O=6:LOCATE 23,39:PRINT "5.0"
485 IF TD>=6.0 AND O=6 THEN 486:ELSE 487
486 O=7:LOCATE 23,46.8:PRINT "6.0"
487 IF TD>=7.0 AND O=7 THEN 488:ELSE 489
488 O=8:LOCATE 23,54.6:PRINT "7.0"
489 IF TD>=8.0 AND O=8 THEN 490:ELSE 500
490 O=9:LOCATE 23,62.4:PRINT "8.0"
'491 IF TD>=4.5 AND O=9 THEN 492:ELSE 493
'492 O=10:LOCATE 23,36:PRINT "4.5"
'493 IF TD>=5.0 AND O=10 THEN 494:ELSE 500
'494 LOCATE 23,40:PRINT "5.0"
500 FOR J=1 TO N
510 Y(J)=W(J):NEXT J
520 GOSUB 1000:FOR J=1 TO
N:U=H*F(J):K(J)=U:Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J
530 ID=TD+H/2
540 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
550 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U
560 Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J
570 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
580 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U
590 Y(J)=W(J)+U:NEXT J
600 ID=TD+H
610 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
620 Y(J)=W(J)+(K(J)+H*F(J))/6:W(J)=Y(J):NEXT J
630 TD=ID
640 LOOP UNTIL X=>L AND (P1-P2)=>0.9*(PM-PA)
650 CLOSE 1:END

```

```

1000 P1=Y (1) : P2=Y (2) : X=Y (3) : V=Y (4)
1010 Z=P1/PM
1020 F (1)=C*FNA (Z) / (X1+X) -SK*P1*V/ (X1+X)
1030 Z=PA/P2
1040 F (2)=-D*FNA (Z) *P2^1.14/ (L-X+X2) +SK*P2*V/ (L-X+X2)
1050 F (3)=V
1060 F (4)= (P1*F1-P2*F2-P) /M
1070 IF X<=0 AND F (4)<0 THEN F (4)=0
1080 IF X>=L AND F (4)>0 THEN F (4)=0
1090 RETURN
1100 END

```

Приклади розрахунку методом Рунге-Кутта перехідного процесу у двосторонньому пневмоприводі

1. Двосторонній пневмопривід без гальмування поршня наприкінці ходу.

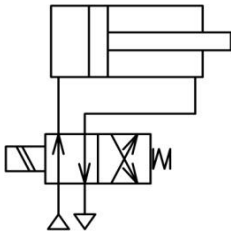


Рисунок 3.8 – Схема двостороннього пневмопривода без гальмування поршня

Вихідні дані:

- тиск живлення $p_n = 6,3 \text{ кг/см}^2$;
- діаметр поршня $D = 0,1 \text{ м}^2$;
- ефективна площа впускного і випускного трактів $f_1^{\text{в}} = f_2^{\text{в}} = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;
- повний хід поршня $L = 0,8 \text{ м}$;
- маса рухомих частин $m = 80 \text{ кг}$;
- зустрічне статичне навантаження $P = 100 \text{ Н}$.

Результати розрахунку на ЕОМ представлені на рис. 3.9. Час срацьовування приводу становив 1 с. Швидкість удару – 1,08 м/с.

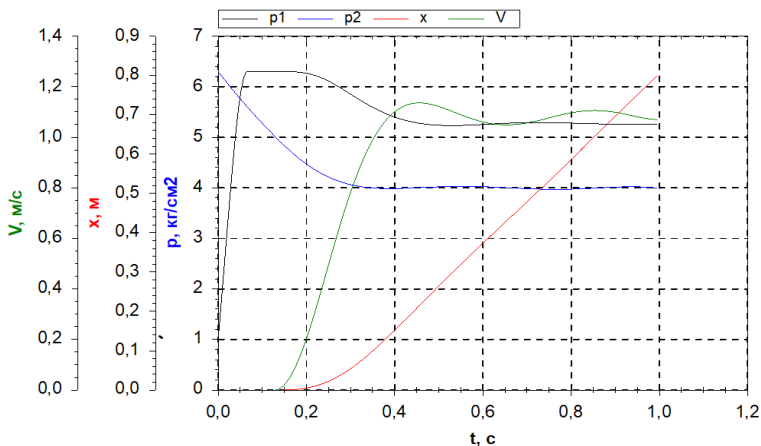


Рисунок 3.9 Перехідний процес у певмоприводі без гальмування

2. Двосторонній пневмопривід із гальмуванням за рахунок використання зовнішнього гальмівного пристрою у вигляді дискретного гальмівного клапана

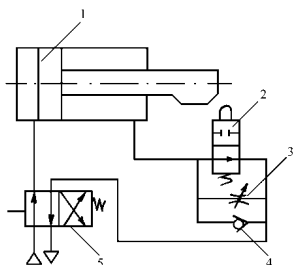


Рисунок 3.10 –
Пневмопривод з дискретним гальмівним клапаном

Гальмівний клапан складається з 2/2 розподільника з механічним управлінням від штока циліндра 2, гальмівного дроселя 3 та зворотного клапана 4. На рис. 3.11 наведено результати розрахунку на ЕОМ пневмоприводу з тими самими вихідними даними, що й у попередньому випадку, але за наявності режиму гальмування. Координата початку гальмування $x_T = 0,2$ м. Ефективна площа гальмівного дроселя $f_T^a = 0,05 \cdot 10^{-4}$ м².

Швидкість удару поршня об кришку знизилася до 0,09 м/с. Але час спрацьовування побільшав до 4 с. Спроба зменшити час спрацьовування за рахунок збільшення координати початку гальмування x_T призводить до неприйняттого наростання коливання швидкості поршня в режимі гальмування.

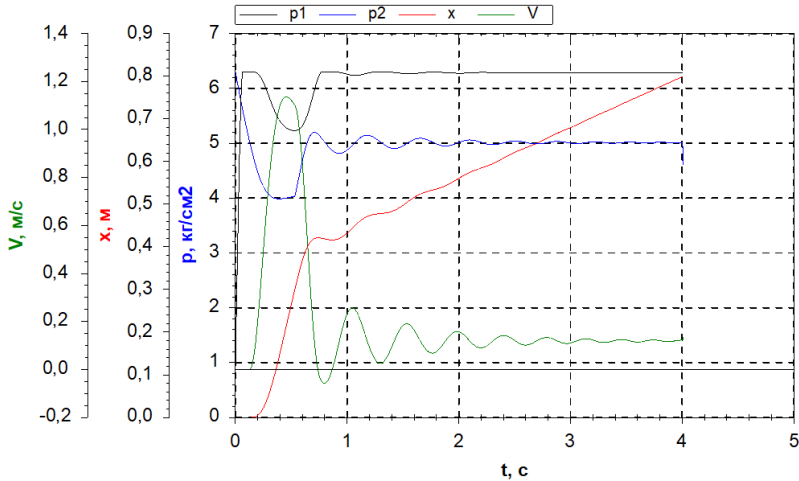


Рисунок 3.11 Перехідний процес у пневмоприводі з дискретним гальмівним клапаном

3. Двосторонній пневмопривід з гальмуванням за допомогою аналогового гальмівного золотника, що керується по копіїру.

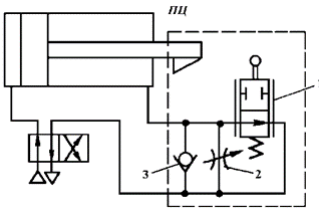


Рисунок 3.12 – Пневмопривід з аналоговим гальмівним клапаном,

Розглядається аналоговий дроселюючий клапан у якого опір гальмівного клапана під впливом копіїру змінюється від мінімального при $x_T = 0,2$ м до максимального при $x = L = 0,8$ м. Результати розрахунку на ЕОМ (рис. 3.12) показують, що при такому гальмуванні час спрацювання приводу вдається скоротити до 2,7 с.

Дані приклади розрахунку дають підстави стверджувати, що представлена математична модель та програма розрахунку на ЕОМ з використанням крокового методу Рунге-Кутта є дуже ефективним інструментом дослідження динамічних характеристик пневмоприводу.

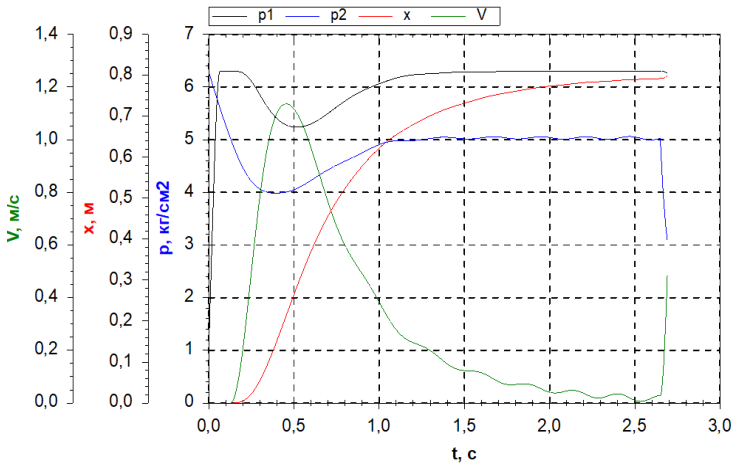


Рисунок 3.12 Перехідний процес у пневмоприводі з аналоговим гальмівним клапаном

Ця програма є вихідним майданчиком, що дозволяє побудувати алгоритми та програми розрахунку на ЕОМ складніших пневмоприводів (див. «Додаток»).

3.4. Розрахунок часу спрацьовування типового двостороннього пневмопривода за допомогою графіків у площині основних критеріїв динамічної подібності β , χ і Ω

Істотне скорочення кількості незалежних параметрів у математичній моделі під час переходу до безрозмірної форми (2.16) та виділення серед безрозмірних параметрів основних критеріїв подібності дозволило розробити інженерну методику розрахунку пневмоприводу. Розрахунок проводиться за допомогою графіків залежності $\tau = f(\beta)$ при різних значеннях Ω і χ . Ці графіки дійсні у широкому діапазоні значень ξ_{01} і ξ_{02} , а також значень Π_{21}^F і σ_a , типових для промислових пневмоприводів. Зведені графіки (рис. 3.13, 3.14, 3.15) побудовані за результатами числового вирішення на ЕОМ системи рівнянь (2.14) та відображають залежність між безрозмірним

часом спрацювання приводу τ і безрозмірною масою β при різних параметрах навантаження χ і при різних значеннях відносної ефективної площі випускного тракту Ω . Під безрозмірним часом спрацювання мається на увазі сума часів попереднього періоду та періоду руху поршня до упору (транспортний час спрацювання). Графіки дійсні у широкому діапазоні другорядних безрозмірних параметрів σ_a , Π_{21}^F , ξ_{01} і ξ_{02} ($\sigma_a = 0,15 \div 0,3$; $\xi_0 = 0,1 \div 1,0$; $\Pi_{21}^F = 0,8 \div 1,2$). Переважна більшість промислових пневмоприводів мають параметри, що лежать у межах цього діапазону.

Для того, щоб скористатися графіками, потрібно спочатку фізичні параметри пневмосистеми виразити в безрозмірній формі, а потім за отриманими безрозмірними параметрами Ω , β і χ знайти графік, по якому і визначити безрозмірний час спрацювання τ , після чого по формулі $t_c = t_6 \cdot \tau$ знайти дійсний час спрацювання t_c в секундах.

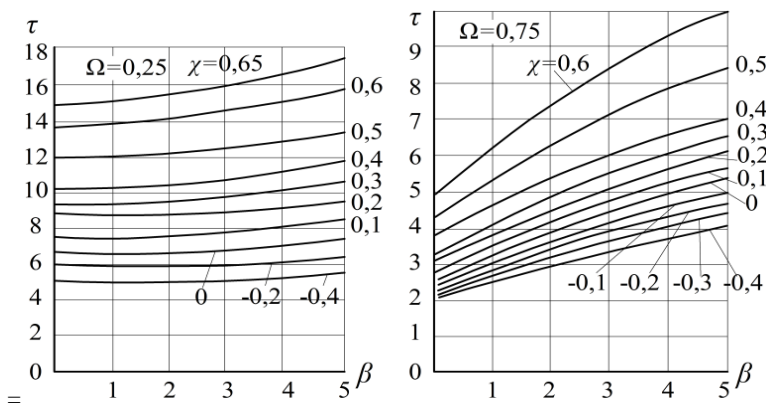


Рисунок 3.13 – Залежність безрозмірного часу спрацювання τ від безрозмірної маси β при різних значеннях відносної ефективної площі вихлопного тракту Ω і при різних значеннях параметра навантаження χ ($\sigma_a = 0,15 \div 0,3$; $\xi_0 = 0,1 \div 1,0$; $\Pi_{21}^F = 1$)

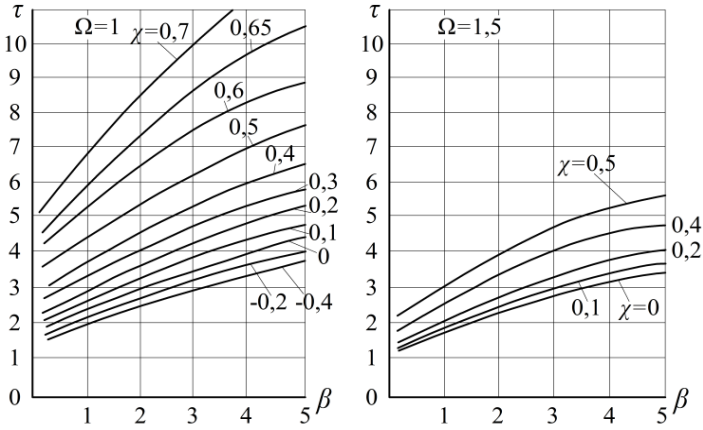


Рисунок 3.14 – Залежність безрозмірного часу спрацювання τ від безрозмірної маси β при різних значеннях відносної ефективної площі вихлопного тракту Ω і при різних значеннях параметра навантаження χ ($\sigma_a = 0,15 \div 0,3$; $\xi_0 = 0,1 \div 1,0$; $\Pi_{21}^F = 1$)

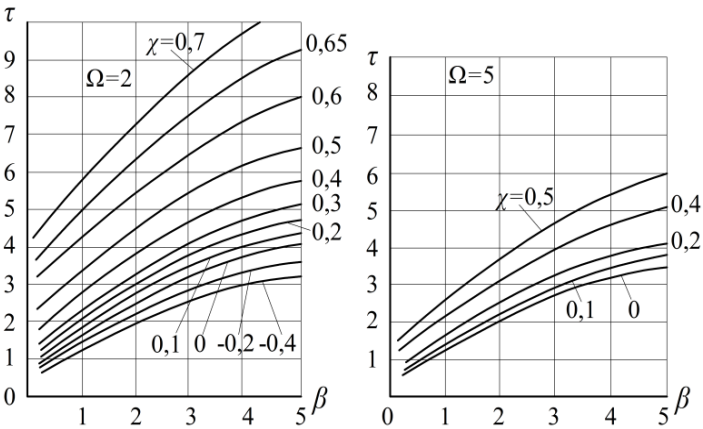


Рисунок 3.15 – Залежність безрозмірного часу спрацювання τ від безрозмірної маси β при різних значеннях відносної ефективної площі вихлопного тракту Ω і при різних значеннях параметра навантаження χ ($\sigma_a = 0,15 \div 0,3$; $\xi_0 = 0,1 \div 1,0$; $\Pi_{21}^F = 1$)

Послідовність розрахунку наступна:

1. Визначають параметр навантаження χ :

$$\chi = \frac{P}{0,785D^2 \cdot p_M}, \quad (3.12)$$

де P – результуюча всіх сил опору на штоці циліндра.

2. За методикою, викладеною в розділі 3.1, розраховують ефективні площі впускного та випускного трактив f_1^3 і f_2^3 та визначають Ω :

$$\Omega = \frac{f_2^3}{f_1^3}. \quad (3.13)$$

3. Визначають базову одиницю часу:

$$t_6 = \frac{F_1 L}{f_1^3 \sqrt{kRT_M}}. \quad (3.14)$$

4. Розраховують значення безрозмірної маси β :

$$\beta = \frac{mL}{t_6^2 F_1 p_M}. \quad (3.15)$$

5. Визначають безрозмірні початкові координати ξ_{01} і ξ_{02} положення поршня при фіксації поршня в лівій та правій порожнинах:

$$\xi_{01} = 1,27 \frac{W_{01}}{D_1^2 L}; \quad \xi_{02} = 1,27 \frac{W_{02}}{D_1^2 L}; \quad (3.16)$$

$$W_{01} = W_{01}' + 0,785 d_1^2 l_1; \quad W_{02} = W_{02}' + 0,785 d_2^2 l_2,$$

де W_{01}, W_{02} – початкові обсяги відповідно робочої та вихлопної порожнин з урахуванням обсягів трубопроводів на ділянках від циліндра до пневморозподільника.

6. Якщо значення ξ_{01} і ξ_{02} лежать у зазначених вище межах, то переходять до вибору відповідного графіка та визначення по ньому безрозмірного часу спрацювання τ .

7. Визначають фактичний час спрацювання у фізичних одиницях:

$$t_{\text{сп}} = \tau \cdot t_0. \quad (3.17)$$

Запитання для самоконтролю

1. Від яких параметрів залежить значення ефективної площі пневмолінії?

2. Викласти порядок розрахунку ефективної площі пневмолінії методом еквівалентних довжин трубопроводу.

3. Напишіть вихідне рівняння для розрахунку часу підготовчого та заключного періодів циклограми одностороннього пневмопривода.

4. Сутність крокового методу Ейлера інтегрування диференційних рівнянь

5. Запишіть диференційні рівняння руху пневмопривода у вигляді різницевих рівнянь та порядок їх розрахунку кроковим методом Ейлера.

6. Викладіть сутність крокового методу Рунге-Кута інтегрування диференційних рівнянь математичної моделі пневмопривода.

7. Викладіть порядок розрахунку часу спрацювання пневмопривода за допомогою графіків залежності безрозмірного часу спрацювання від основних критеріїв динамічної подібності.

РОЗДІЛ 4. ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ДИСКРЕТНИХ ПНЕВМОПРИВОДІВ

При динамічному синтезі в якості заданих параметрів зазвичай виступають час спрацьовування, статичне навантаження на поршень (сила опору), маса частин, що рухаються, величина переміщення, що встановилася швидкість поршня і тиск повітря в магістралі. Результатом розрахунків є вибір діаметра циліндра і параметрів комутаційних трактів.

Методи динамічного синтезу не передбачають використання ЕОМ. Звернення до чисельних методів з використанням ЕОМ відбувається лише на етапі перевірного розрахунку. Необхідно також зазначити, що методи динамічного синтезу розроблені поки лише обмеженого кола завдань.

Розрахунок пневмоприводів з встановленою швидкістю руху

Рух, близький до встановленого, у пневмоприводах реалізувати значно складніше, ніж у гідроприводі. Найбільш сприятливими початковими умовами є ті, за яких тиск у робочій порожнині (порожнині наповнення) дорівнює атмосферному, а тиск у порожнині вихлопу – магістральному. Усталеним називають рух, при якому тиск в обох порожнинах пневмоциліндра постійні. Швидкість поршня також постійна.

Про можливість досягнення режиму, що встановився, для пневмоприводів з початковим перепадом тиску в порожнинах циліндра судять за значенням так званого критерію інерційності:

$$\delta = v_{\text{cp}} \sqrt{\frac{m}{P \cdot L}}, \quad (4.1)$$

де v_{cp} - середня швидкість поршня, яка близька до v_y ; m - маса рухливих частин; P – величина статичного навантаження; L - хід поршня.

Умова досягнення швидкості записується у вигляді

$$\delta \leq \delta_y. \quad (4.2)$$

На підставі численних розрахункових та дослідних даних було встановлено, що граничне значення швидкості становить $\delta_y = 0,25$. У разі реалізації умови (4.2) завдання вибору параметрів приводу за заданою швидкістю v_{cp} та силою опору P в загальному випадку не вирішується однозначно. Для кожного значення площі поршня F вдається підібрати один, а кілька варіантів співвідношень f_1^3 і f_2^3 , тобто Ω . Для вирішення цього завдання доцільно користуватися графіком, наведеним на рис. 4.1, у площині безрозмірних параметрів U_y та $1/\chi$:

$$U_y = f_1^3 \cdot a_{1y}, \quad (4.3)$$

$$a_{1y} = \frac{p_m \sqrt{kRT_m}}{P v_{cp}} \sqrt{\frac{2}{k-1}}^* ; \chi = \frac{P}{p_m F} \quad \text{— параметр навантаження}$$

$v_{cp} = k_3 \cdot v_{доп}$ — середня швидкість поршня; $k_3 = 0,8-0,9$ — коефіцієнт запасу.

Формула (*) для визначення a_{1y} дійсна при використанні системи С І, в якій R — газова постійна: $R = 287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$; p_m — тиск, Н/м²; ,
 P — сила, Н; v_{cp} - швидкість. У разі позасистемних

$$a_{1y} = \frac{p_m \sqrt{kRT_m}}{P v_{cp}} \sqrt{\frac{2g}{k-1}}, \quad (4.4)$$

де R — газова постійна: $R = 29,3 \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{кгс} \cdot ^\circ\text{C}}$; P — сила, кгс; p_m — тиск, $\frac{\text{кгс}}{\text{м}^2}$.

Параметр U_y можна розглядати як безрозмірну ефективну площу прохідного перерізу лінії, що підводить.

Кожна крива на рис. 4.1 відповідає певному значенню параметра

$$\Omega = f_2^3 / f_1^3. \quad (4.5)$$

Криві побудовані для значення $p_m = 0,5$ МПа (p_m – абсолютний тиск повітря у магістралі) та дійсні при манометричному тиску 0,4–0,63 МПа. Крім того, для всіх кривих $\Pi_{21}^F = 1$, та графіки дійсні для значень Π_{21}^F у межах 0,8–1,2, що відповідає всім стандартним пневмоциліндрам.

На графіку нанесені лінії, що відповідають однаковим значенням співвідношення t_1/t_s (штрихова лінія), де t_1 -- час підготовчого періоду; t_s — час переміщення поршня на повну довжину ходу (див. рис. 4.1). Криві побудовані для початкових безрозмірних координат поршня ξ_{01} і ξ_{02} , рівних 0,15. Але криві на графіку дійсні і при значеннях ξ_{01} і ξ_{02} , лежать у межах 0,05 – 0,25, що відповідає типовим пневмоприводам. Як видно з графіка, при $\Omega \leq 1$ лінії є вертикальні криві. Для всіх кривих $U_y(1/\chi)$ характерна наявність мінімуму, який розбиває кожную криву на дві частини. Координата цього мінімуму визначає мінімальний переріз лінії, що підводить, з встановленою на ній апаратурою (ефективну площу підвідної лінії) при заданій швидкості поршня, тобто мінімізує масогабаритні параметри приводу. З іншого боку, якщо вже зафіксовано значення f_1^3 , то при $U_y = (U_y)_{\min}$ п отримаємо максимальну швидкість (див. вирази (4.3) і (4.4).

У розрахунках можна застосувати як допустиму межу $\chi_{\text{доп}} = 0,7$ або $(1/\chi)_{\text{доп}} = 1,43$ у разі малих коливань навантаження P .

В інших випадках рекомендується приймати значення $\chi_{\text{доп}} = 0,4-0,8$ або $(1/\chi)_{\text{доп}} = 2-2,5$, тобто ті, що розташовані правіше точки мінімуму на графіку (див. рис. 4.1).

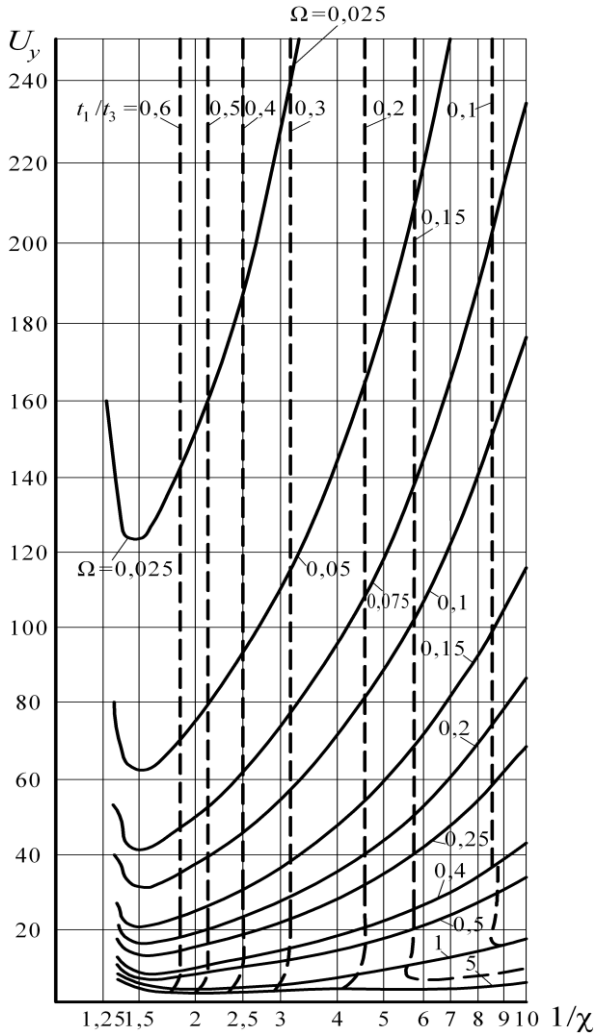


Рисунок 4.1 – Графік для вибору параметрів пневмоприводу з рухом поршня, що встановився

Заданий час спрацювання пневмоприводу (T) а максимальна допустима швидкість поршня ($v_{\text{доп}}$) однозначно визначають максимальне відношення підготовчого періоду (t_1) до часу руху поршня (t_s):

$$T = t_1 + t_s; \quad (4.6)$$

$$T/t_s = t_1/t_s + 1. \quad (4.7)$$

Враховуючи, що $t_s = L/v_{\text{сп}}$, отримаємо

$$t_1/t_s = \frac{T \cdot v_{\text{сп}}}{L} - 1, \quad (4.8)$$

де $v_{\text{сп}}$ — середня швидкість поршня: $v_{\text{сп}} = k_3 \cdot v_{\text{доп}}$; k_3 — коефіцієнт запасу: $k_3 = 0,8 - 0,9$.

Через те, що у вихідних даних задаються максимально допустимі значення T і $v_{\text{доп}}$, то значення t_1/t_s визначається на основі вихідних даних, а розрахункову точку слід вибирати дещо правіше відповідної кривої $(t_1/t_s)_{\text{const}}$. Так само, як і в техніці гідроприводу, у пневмоприводах можливе регулювання швидкості за рахунок дроселювання як живильної, так і вихлопної лінії.

При регулюванні швидкості за допомогою дроселя, встановленого на виході, його закриття веде до зменшення площі вихлопного дроселя f_2^2 і відповідно Ω . При цьому точка на графіці $U_y(1/\chi)$ зміщується вгору паралельно осі ординат на відповідну криву Ωconst і відповідно до формул (4.3) та (4.4). Також закриття дроселя, встановленого на виході, веде до зменшення швидкості поршня обернено пропорційно зростанню U_y .

При зміні швидкості за допомогою дроселя, встановленого на лінії живлення, зі зменшенням f_1^3 одночасно збільшується Ω . Відповідно збільшення Ω зменшується U_y . З виразів (4.3) і (4.4) маємо:

$$v_{cp} = \frac{P_m \sqrt{kRT_m} f_1^3}{U_y P}. \quad (4.9)$$

Тому, як видно з рівняння (4.9), при зменшенні f_1^3 відбувається часткова компенсація зменшення швидкості за рахунок падіння U_y . А отже, ефект від зміни опору лінії живлення не настільки однозначний, як у випадку зі зміною опору вихлопної лінії. З цього випливає, що зміна швидкості за рахунок дроселювання вихлопної магістралі завжди ефективніша.

Порядок розрахунку за викладеною методикою у випадку, коли необхідна встановлена швидкість руху v_{cp} , повинна бути забезпечена при мінімальній ефективній площі лініможе бути наступним:

1. За заданими значеннями $v_{доп}$, T та L визначається максимальна величина відношення t_1/t_s :

$$(t_1/t_s)_{max} = T v_{cp} / s - 1, \quad (4.10)$$

де v_{cp} – середня швидкість поршня: $v_{cp} = k_3 \cdot v_{доп}$.

Значення $(t_1/t_s)_{max}$ має бути більшим за нуль. Невиконання цієї умови свідчить про суперечливість вихідних даних, тобто $L/v_{cp} \geq T$.

Щоб уникнути цього, слід збільшити $v_{доп}$ чи T .

2. Перевіряється умова

$$v_{cp} \sqrt{\frac{m}{P \cdot L}} \leq \delta_y. \quad (4.11)$$

Якщо ця умова не виконується, то рух поршня не буде встановленим.

3. На рис. 4.1 визначається область, для якої $(t_1/t_s) \leq (t_1/t_s)_{max}$. При дроселюванні на виході $\Omega \leq 1$. Тому можна визначити значення $(1/\chi)_{min}$ (або ж χ_{max}), відповідне $(t_1/t_s)_{max}$.

4. Визначається діаметр поршня пневмоциліндра. Сила опору P складається з корисного навантаження P_c та сили тертя $P_{тр}$:

$$P = P_{\text{тр}} + P_c. \quad (4.12)$$

Звідси

$$P_c = P - P_{\text{тр}} \quad \text{або} \quad P_c = \chi_{\text{max}} F_1 p_M - k_{\text{тр}} F_1 p_M; \quad (4.13)$$

$$F_1 = \frac{P_c}{p_M (\chi_{\text{max}} - k_{\text{тр}})}; \quad D_{\text{расч}} = \sqrt{\frac{4P_c}{\pi p_M (\chi_{\text{max}} - k_{\text{тр}})}}. \quad (4.14)$$

Розрахункова величина діаметра D округляється до найближчого більшого значення за ГОСТ 6540-68.

5. Визначається повна сила опору:

$$P_{\text{п}} = P_c + k_{\text{тр}} p_M F_1 + p_a F_{\text{ш}}. \quad (4.15)$$

6. Визначаються значення параметрів a_{1y} та $1/\chi$:

$$a_{1y} = \frac{p_M \sqrt{kRT_M}}{P_{V_{\text{сп}}}} \sqrt{\frac{2g}{k_c - 1}}; \quad 1/\chi = \frac{p_M F_1}{P}. \quad (4.16)$$

Параметр $1/\chi$ повинен бути не меншим від обраного значення $(1/\chi)_{\text{min}}$, отриманого в пункті 3. В іншому випадку слід збільшити діаметр поршня D і повторити розрахунки (пункти 5 і 6).

7. Для обраної пневмоапаратури та параметрів трубопроводу за раніше викладеною методикою (3.6 – 3.8) визначається сумарна ефективна площа впускної пневмолінії f_1° .

8. Обчислюється величина U_y :

$$U_y = f_1^{\circ} a_{1y}. \quad (4.17)$$

За допомогою графіка на рис. 4.1 визначає значення параметра Ω . Якщо $\Omega \leq 1$, на цьому розрахунок закінчується. Інакше слід збільшити значення f_1° (збільшити, наприклад, типорозмір пневморозподільника або інших пневмоапаратів) і знову визначити Ω . При значних коливаннях P доцільно досягти, щоб значення Ω було не більше 0,5.

Питання для самоконтролю

1. Який безрозмірний параметр використовується для визначення можливості руху робочого органу ПП з швидкістю, що встановилася?

2. Сформулюйте умову руху поршня з швидкістю, що встановилася.

3. У яких межах безрозмірних початкових координат поршня дійсні графіки.

4. Напишіть формулу для визначення середньої швидкості поршня. Які параметри в основному визначають величину цієї швидкості?

5. Вибір якого параметра завершує розрахунок пневмоприводу із заданою швидкістю, що встановилася?

РОЗДІЛ 5. ПРИНЦИПИ І ТИПОВІ СХЕМИ КЕРУВАННЯ ПНЕВМОПРИВОДОМ

5.1 Пневматичні схеми керування реверсом пневмодвигунів

5.1.1 Використання трилінійних двопозиційних розподільників

Розподільники 3/2 знаходять застосування передусім для керування реверсом циліндрів односторонньої дії (рис. 5.1).

При робочому ході поршня за допомогою 3/2 розподільника забезпечується подача стисненого повітря у безштокову порожнину.

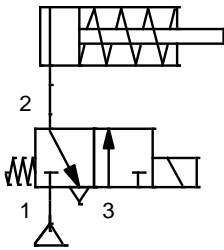


Рисунок 5.1 – Реверс одностороннього пневмоциліндра

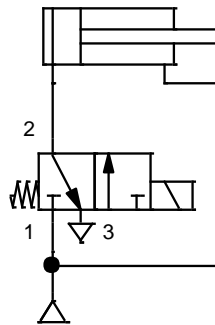


Рисунок 5.2 – Реверс двостороннього пневмоциліндра за допомогою 3/2 розподільника

Комутація за допомогою 3/2 розподільника безштокової порожнини з атмосферою забезпечує повернення поршня у вихідне положення зусиллям пружини. 3/2 розподільник може також використовуватися для керування пневмоциліндром двосторонньої дії (рис. 5.2). Штокова порожнина циліндра постійно поєднана із джерелом живлення. При поєднанні безштокової порожнини з атмосферою через 3/2 розподільник забезпечується втягування поршня. При подачі стисненого повітря у безштокову порожнину поршень висувається, розвиваючи зусилля, яке дорівнює добутку тиску на різницю площ поршня з боку безштової і штокової порожнин.

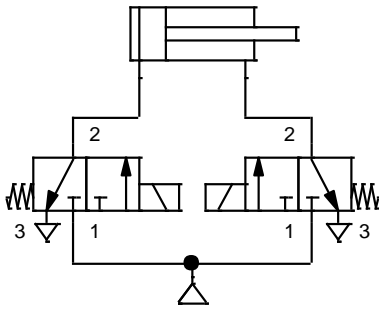


Рисунок 5.3 – Реверс двостороннього пневмоциліндра двома 3/2 розподільниками

Така схема керування реверсом циліндра двосторонньої дії, що дозволяє знижувати енерговтрати, має назву «диференційна схема керування». Реверс двостороннього пневмоциліндра можна забезпечити двома 3/2 розподільниками (рис. 5.3). Така схема значно розширює можливості керування режимом роботи, поєднуючи у будь-який момент одну з робочих порожнин або обидві порожнини одночасно з лінією живлення або з атмосферою. Це дозволяє у низці випадків знижувати енерговитрати, змінювати зусилля, яке розвиває поршень і швидкість руху.

5.1.2 Використання чотирилінійних і п'ятилінійних розподільників

Схеми керування реверсом за допомогою чотирилінійних двопозиційних (4/2) і п'ятилінійних двопозиційних (5/2) розподільників (рис. 5.4, 5.5) отримали найширше розповсюдження

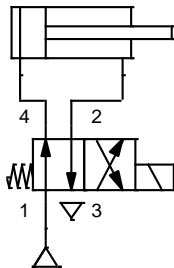


Рисунок 5.4 – Реверс двостороннього пневмоциліндра за допомогою 4/2 розподільника

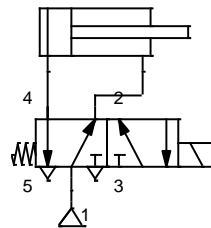


Рисунок 5.5 – Реверс двостороннього пневмоциліндра за допомогою 5/2 розподільника

при керуванні двосторонніми пневмоциліндрами. Вони забезпечують максимальне зусилля при переміщенні і затисканні, адже дають можливість створювати максимальний перепад тиску на поршні.

Схема на рис. 5.5 має переваги над схемою на рис. 5.4 при дросельному регулюванні швидкості, детально викладені у наступному розділі.

5.1.3 Реверс із використанням редукційних клапанів

Схема на рис. 5.6 забезпечує підключення до порожнин циліндра об'єктів комутації з регульованим рівнем тиску, що забезпечує регулювання швидкості і зусилля, що розвивається на штоці, знижуючи при цьому енерговтрати. З'являється можливість забезпечувати при русі поршня постійний перепад тиску на ньому, що призводить до стабілізації швидкості і виключає її коливання.

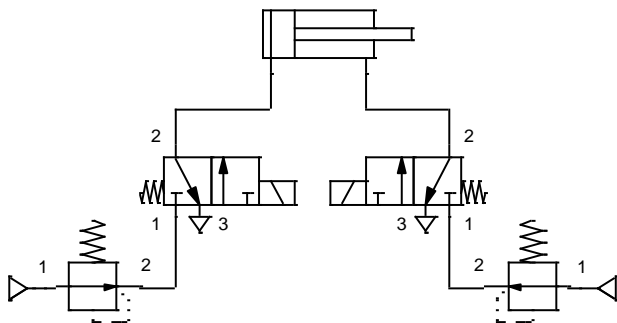


Рисунок 5.6 – Схема реверсу двостороннього пневмоциліндра за допомогою редукційних клапанів

5.2 Пневматичні схеми регулювання швидкості пневмодвигунів

5.2.1 Регулювання швидкості одностороннього пневмоциліндра із пружинним поверненням

На рис. 5.7 наведена схема регулювання швидкості висування штока одностороннього циліндра дроселем зі зворотним клапаном, встановленими у магістралі живлення. При цьому швидкість

регулюється при русі поршня тільки в одному напрямку. На рис. 5.8 наведена схема, що дозволяє регулювати швидкість поршня при його русі в обох напрямках.

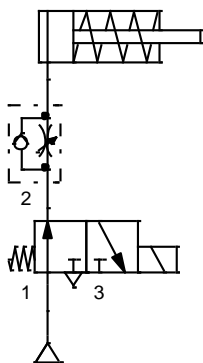


Рисунок 5.7 – Регулювання швидкості висування штока дроселем у напірній магістралі

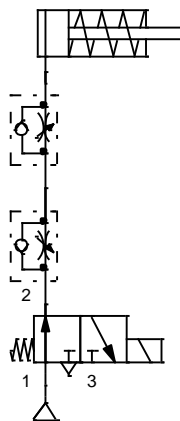


Рисунок 5.8 – Регулювання швидкості висування і втягування поршня одностороннього циліндра

5.2.2 Регулювання швидкості двостороннього пневмоциліндра

Швидкість циліндра двосторонньої дії при прямому і зворотному ході при використанні 4/2 пневморозподільника регулюється дроселями зі зворотними клапанами, встановленими у лініях між циліндром і розподільником (рис. 5.9).

При наявності 5/2 пневморозподільника це завдання спрощується, адже потребує використання вихлопних дроселів, які вкручуються у вигляді втулки безпосередньо у вихлопні отвори пневморозподільника (рис. 5.10). При цьому виключається необхідність у додаткових монтажних штуцерах і зворотних клапанах. Однак при значній довжині пневмолінії між розподільником і циліндром такий спосіб регулювання швидкості може виявитися малоефективним через великі об'єми повітря у трубах.

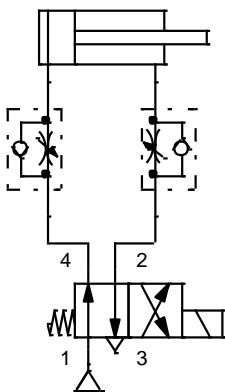


Рисунок 5.9 – Регулювання швидкості двостороннього пневмоциліндра на основі 4/2 пневморозподільника

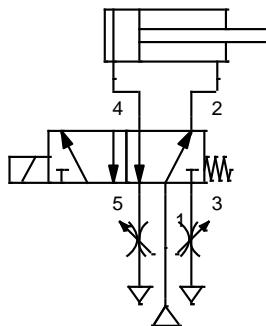


Рисунок 5.10 – Регулювання швидкості двостороннього пневмоциліндра на основі 5/2 пневморозподільника

5.3 Реалізація функцій часу

Функція витримки часу у пневматичі ґрунтується на тому, що для досягнення певного рівня тиску у фіксованому об'ємі при надходженні стисненого повітря у нього через дросель потрібен певний час, величина якого залежить від опору дроселя і об'єму ємності.

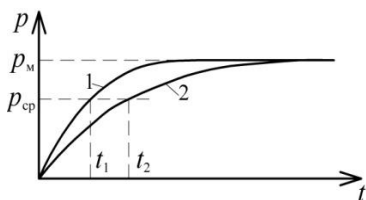


Рисунок 5.11 – Залежність тиску стисненого повітря, що надходить у замкнену порожнину через дросель від часу

Характеристика «тиск–час» для ємності, яка заповнюється через дросель (рис. 5.11), показує, що час досягнення тиску $p_{\text{ср}}$, необхідного для спрацювання розподільника, буде збільшений за рахунок збільшення опору дроселя або об'єму ємності (крива 2), тобто $t_2 > t_1$.

У пневматичних схемах використовуються чотири різних функції часу:

1. у реле затримки ввімкнення пневматичного сигналу ВКЛ;

2. у реле затримки ввімкнення пневматичного сигналу ВІМК;
3. імпульс на ввімкнення пневматичного сигналу ВКЛ;
4. імпульс на вимкнення пневматичного сигналу ВІМК.

5.3.1 Затримка ввімкнення

На рис. 5.12 наведена схема реалізації затримки сигналу ввімкнення.

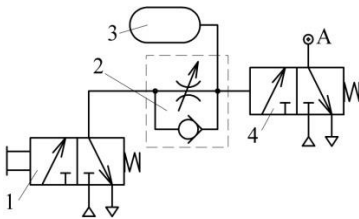


Рисунок 5.12 – Схема затримки сигналу ввімкнення

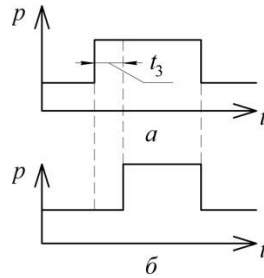


Рисунок 5.13 – Функції часу:
а – вмикання–вимикання розподільника 1; б – вмикання–вимикання розподільника 4

Сигнал А на виході розподільника 4 з'являється з затримкою у часі t_3 . Величина t_3 залежить від об'єму ємності 3 і налаштування дроселя 2 (рис. 5.13). Вимкнення сигналу А синхронізовано з вимкненням сигналу розподільника 1.

5.3.2 Затримка вимкнення

Повернення клапана у вихідний стан з витримкою часу відключення здійснюється саме так як і у попередньому випадку з тією лише різницею, що замість обмеження витрати стисненого повітря на шляху до керуючої порожнини розподільника 4 обмежується витрата на виході з цієї порожнини (рис. 5.14).

Після спрацювання клапана 1 індикатор А загоряється через незначний проміжок часу t_0 (рис. 5.15), адже сигнал керування від розподільника 1 безперешкодно проходить до порожнин.

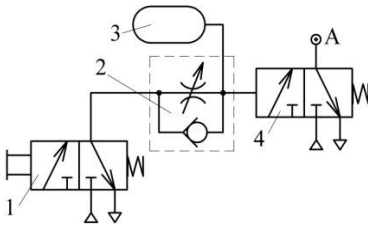


Рисунок 5.14 – Схема затримки сигналу вимкнення

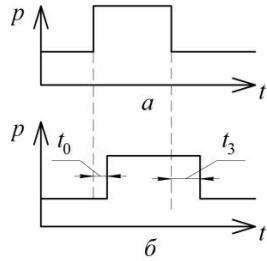


Рисунок 5.15 – Функції часу: а – вмикання–вимикання розподільника 1; б – вмикання–вимикання розподільника 4

5.3.3 Імпульс на ввімкнення

Сигнал від розподільника 1 приходить через нормально відкритий розподільник 4 безперешкодно и запалює індикатор А (рис. 5.16). Але той самий сигнал надходить до керуючої порожнини розподільника 4 через систему дросель–ємність 2, 3. По завершенні певного часу цей сигнал перемикає розподільник 4 і індикатор А вимикається.

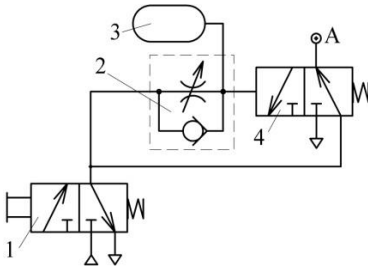


Рис. 5.16. Імпульс на ввімкнення

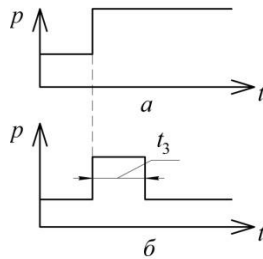


Рис. 5.17. Функції часу: а – сигнал розподільника 1; б – сигнал розподільника 4

У результаті на виході розподільника 4 з'являється імпульс. Затримка часу t_3 (рис. 5.17) визначає тривалість імпульса.

5.3.4 Імпульс на зникаючий сигнал

Якщо потрібно, щоб імпульс тиску з'явився вже після того як вихідний сигнал буде знятий, тиск, який створює цей імпульс, повнен

подаватися від іншого джерела. Цей метод полягає в тому, щоб забезпечити одночасне ввімкнення нормально відкритого 3/2 розподільника 4 (рис. 5.18) і подачу стисненого повітря у ємність 3, використовуючи вихідний сигнал керування. Як тільки дія на

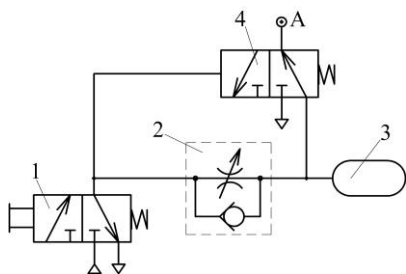


Рисунок 5.18 – Імпульс на зникнення сигналу

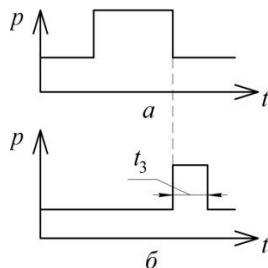


Рисунок 5.19 – Функції часу: а – сигнал розподільника 1; б – сигнал розподільника 4

розподільник 1 припиниться, розподільник 4 під дією пружини переходить у своє нормальне положення. При цьому клапан живлення розподільника 4 поєднується з ємністю 3. Тиск у ємності знизиться через певний час t_3 (рис. 5.19). Величина t_3 регулюється налаштуванням дрoселя 2

5.4 Елементарні логічні функції

Для реалізації одноктактних пневматичних схем управління (ПСУ) необхідні пневмоелементи, що реалізують елементарні логічні функції І, АБО, НЕ. Для реалізації багатотактного ПСУ крім цього необхідне введення пневмоелементов, що володіють функцією ПАМ'ЯТІ.

5.4.1. Операція «АБО» (диз'юнкція)

Пневматичний циліндр може керуватися від двох джерел (рис. 5.20). Для реалізації цієї функції застосовують клапан «АБО» (човниковий клапан) (3). Сигнал на висування поршня може бути отриманий як від розподільника 1(1), так і від розподільника 1(2) (або від обох одночасно).

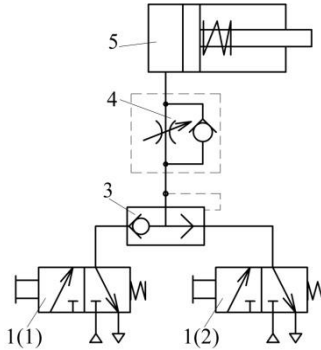


Рисунок 5.20 – Реалізація функції «АБО»

5.4.2 Операція "І" (кон'юнкція)

При наявності клапана "І" (3) схема реалізації операції представлена на рис. 5.21. При відсутності такого клапана схема реалізується на двох 3/2 розподільниках (рис. 5.22).

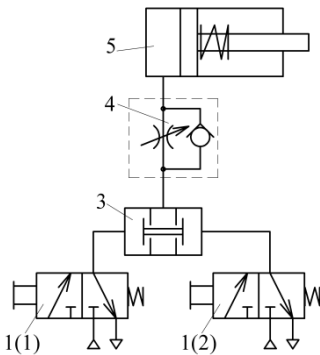


Рисунок 5.21 – Пневматична схема реалізації функції «І»

У деяких випадках реалізація якоїсь певної операції вимагає виконання одночасно двох умов. При надходженні сигналів від двох розподільників 1(1) і 1(2), кожен з яких має своє призначення (рис. 5.21), відбувається висування штока циліндра. Таке керування широко розповсюджене у ковальсько-пресовому виробництві для забезпечення технічної безпеки.

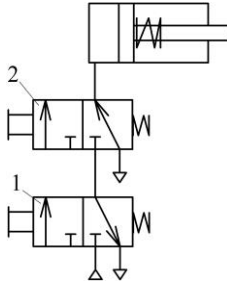


Рисунок 5.22 – Операція «Кон'юнкція»

4.4.3 Операція логічного «НЕ» (заперечення)

Для спрацьовування механічних стопапоров, зупинки конвейера з деталями, а також в інших подібних ситуаціях потрібно нормально відкритий розподільтель 1 (рис. 5.23), який знаходиться в такому стані доки не буде подано сигнал від розподільтелч 2. Таким чином, поява сигналу X призводить до зникнення сигналу У.

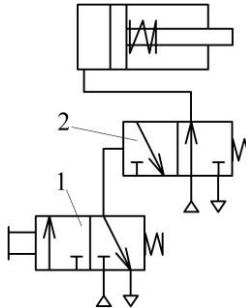


Рисунок 5.23 – Операція логічного заперечення («НЕ»)

5.4.4 Реалізація функції "ПАМ'ЯТЬ"

Вимога, яку пред'являють до функції елементів пам'яті полягає в тому, щоб зафіксувати поточний робочий стан розподільника, подавши на нього короткочасний (імпульсний) пневматичний сигнал. Цей стан повинен зберігатися доки інший імпульсний сигнал його не відмінить (рис. 5.24).

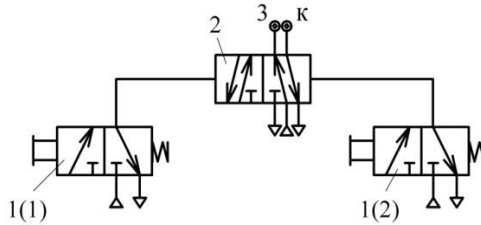


Рисунок 5.24 – Перемикання з червоного індикатора на зелений і запам'ятовування цього стану шляхом короткочасного ввімкнення розподільника 1(1), а також аналогічна процедура з використанням розподільника 1(2)

Червоний індикатор запам'ятовує, що останнім впливом був імпульс від розподільника 1(2), а зелений індикатор запам'ятовує, що останнім впливом був імпульс з боку розподільника 1(1).

5.5. Контроль циклу пневматичної системи

Сигнал про завершення циклу (фази) роботи пневмопривода може формуватися на основі певного положення робочого органу пневмодвигуна (контроль циклу за положенням робочого органу), певного тиску (перепаду тисків) в робочих порожнинах пневмодвигуна (контроль циклу за тиском), або за певним часом роботи пневмосистеми (контроль циклу за часом).

5.5.1 Контроль циклу за положенням вихідної ланки пневмодвигуна

Застосовується для транспортних пневмоприводів, коли є можливість встановити кінцеві перемикачі у зоні руху робочого органа привода. На рис. 5.25 наведена схема автоматичного керування за циклом $3\ 4\ \bar{3}\ \bar{4}$. Система має 4 кінцевих перемикача 1(1), 1(2), 1(3) і 1(4) і окремий 3/2 перемикач 5 для пуску системи. При ввімкненні тумблера 5 перемикається головний розподільник 2(1) і шток циліндра 3 висувається, натискаючи наприкінці ходу кінцевий перемикач 1(1),

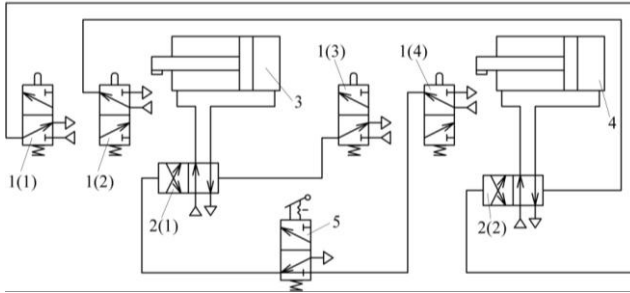


Рисунок 5.25 – Схема автоматичного керування за циклом $3\ 4\ \bar{3}\ \bar{4}$ з контролем цикла за допомогою кінцевих перемикачів.

який подає сигнал на пермикання розподільника 2(2). В результаті цього шток циліндра 4 висувається і вмикає наприкінці ходу кінцевий перемикач 1(3), що пропускає сигнал на пермикання розподільника 2(1). Шток циліндра 3 втягується, натискаючи наприкінці ходу на перемикач 1(2). Останній подає сигнал на пермикання розподільника 2(2), що призводить до повернення у вихідний стан циліндра 4. Якщо тумблер 5 усе ще натиснений – цикл повторюється.

5.5.2 Контроль циклу по тиску

У тих випадках, коли необхідно контролювати цикл по зусиллю, яке розвиває поршень (притискні пневмоприводи) застосовують схеми керування з контролем циклу по тиску (рис. 5.26). У цій схемі для здійснення послідовної роботи циліндрів використовуються клапани послідовності диференційного типу, які реагують на різницю тисків в обох порожнинах циліндра, що дозволяє уникнути помилкової команди при підвищенні тиску у робочій порожнині циліндра у момент зрушення поршня з місця.

При ввімкненні тумблера 1 сигнал від клапана послідовності 2(3) перемикає розподільник 3(1) і поєднує поршневу порожнину з 4 з магістраллю живлення. Шток висувається. Тиск у поршневій порожнині наростає і при досягненні значення, на яке налаштований клапан послідовності 2(2), викликає його спрацювання, а отже, подачу

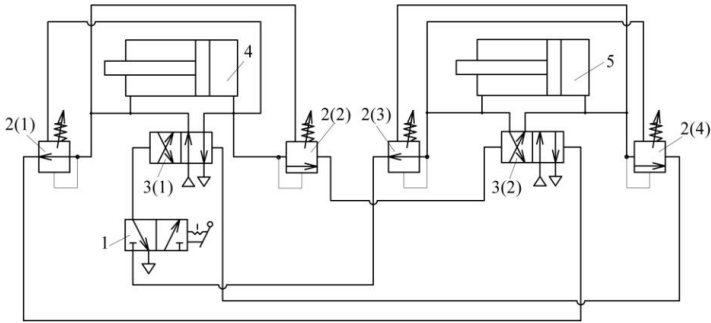


Рисунок 5.26 – Схема автоматичного керування технологічним процесом з контролем за тиском (цикл роботи циліндрів 4 5 $\bar{4}$ $\bar{5}$)

команди на перемикання розподільника 3(2). Шток циліндра 5 висувається. Тиск у поршневій порожнині циліндра 5 наростає і перемикає клапан послідовності 2(4). Керуючий сигнал від цього клапана перемикає розподільник 3(1) у вихідне положення – шток циліндра 4 повертається у початкове положення. Тиск у штоковій порожнині циліндра 4 досягає необхідної величини, спрацьовує клапан 2(1) і надсилає керуючий сигнал на повернення поршня циліндра 5 у

вихідне положення. По закінченню ходу тиск у штоковій порожнині циліндра 5 вмикає клапан 2(3) і, якщо тумблер 1 ввімкнений, цикл повторюється.



Рисунок 5.27 – Циклограма роботи пневмопривода

Циклограма роботи пневмо-системи показана на рис. 5.27.

5.5.3 Контроль циклу за часом

Якщо для транспортного пневмопривода не вдається здійснити контроль за допомогою датчиків положення або кінцевих перемикачів, встановлених у зоні рухомого штока, використовують систему контролю часу. У цьому випадку найуніверсальнішим засобом контролю може стати генератор прямокутних імпульсів з регульованою тривалістю імпульса (рис. 5.28).

Генератор складається з двох клапанів витримки часу 2(1) і 2(2), нормально відкритого 3/2 розподільника 6 і пневмотумблера пуску 1. При ввімкненні тумблера 1 стиснене повітря через нормально відкритий розподільник 6 подається на керування клапана витримки часу 2(1). Через певний проміжок часу, який залежить від провідності α_1 регульованого дроселя клапана послідовності 2(1) відбувається спрацювання клапана і на його виході з'являється стиснене повітря з магістральним тиском. Цей сигнал починає надходити в канал керування клапана послідовності 2(2) і через певний проміжок часу, який визначається налаштуванням регульованого дроселя клапана (α_2) відбувається його перемикання. Сигнал від клапана 2(2) надходить на керування 3/2 розподільника 6, який спрацьовуючи комує канал керування клапана витримки часу 2(1) з атмосферою. Причому видалення повітря з цього каналу відбувається швидко через зворотний клапан. Клапан 2(1) спрацьовує під дією пружини і на виході клапана встановлюється атмосферний тиск.

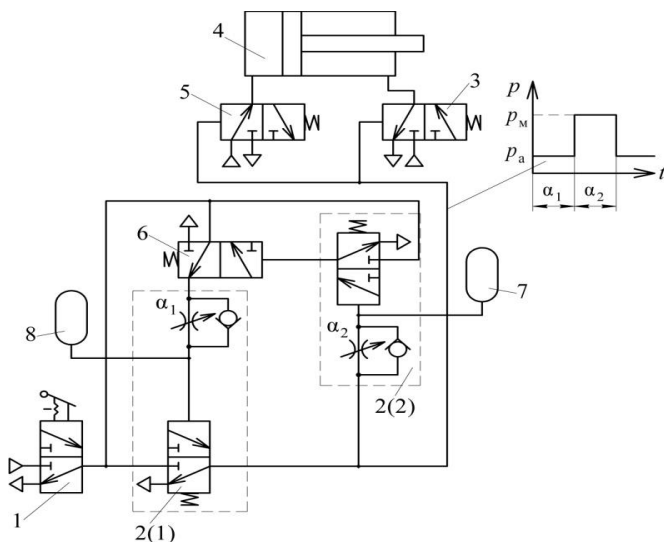


Рисунок 5.28 – Схема керування циклом за часом із застосуванням генератора прямокутних імпульсів

Таким чином тривалість нульового імпульсу p_a залежить від провідності дроселя α_1 клапана 2(1), а тривалість імпульсу з магістральним тиском p_m залежить від провідності дроселя α_2 клапана 2(2).

Вихідний канал генератора імпульсів поєднаний з порожнинами керування нормально закритого 3/2 розподільника 5 і нормально відкритого 3/2 розподільника 6, які керують пневмоциліндром 4.

Для значного підвищення тривалості імпульсів передбачена можливість підключення ємності 7 (як це показано для клапана 2(2)).

5.6. Використання імпульсного керування та елементів пам'яті при автоматизації технолологічних процесів

5.6.1 Автоматичне повернення циліндра за рахунок перетворення вихідного впливу в імпульсний сигнал

Схема на рис. 5.29 містить 5/2 розподільник 3, якому притаманна властивість пам'яті і 3/2 розподільник 4 із затримкою часу, що реалізує імпульсний сигнал. Поршень циліндра після досягнення кінця ходу повертається у вихідне положення незалежно від того знятий чи ні сигнал від розподільника 1, який викликав запуск системи. Це

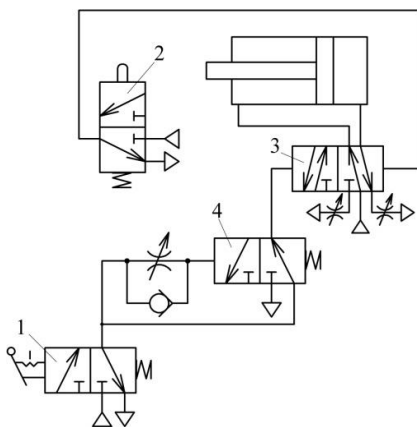


Рисунок 5.29 – Схема імпульсного керування

відбулося тому, що постійний сигнал від розподільника 1 був перетворений розподільником 4 у імпульсний, а розподільник 3 запам'ятав цей сигнал. Зворотне перемикання розподільника 3 відбудеться при спрацюванні кінцевого перемикача 2.

5.6.2 Непівавтоматична схема механообробки

Для затискання деталі використовується короткоходовий циліндр односторонньої дії А (рис. 5.30). Для забезпечення безпеки використовується клапан послідовності 1, сигнал якого свідчить, що тиск у циліндрі досяг заданої величини і деталь затиснена надійно. Величина тиску спрацювання клапана послідовності 1 визначається ступенем стиснення регульованої пружини. Сигнал від клапана послідовності є сигналом для початку механічної обробки (висування циліндра В). Поршень циліндра В повинен повернутися у вихідний стан після закінчення обробки за сигналом від кінцевого перемикача 5. Але доки шток циліндра В не повернувся у вихідний стан, деталь повинна бути затиснена, тобто сигнал від клапана послідовності 1 є. Тому можливе надходження двох взаємновиключних сигналів на керування розподільника 6.

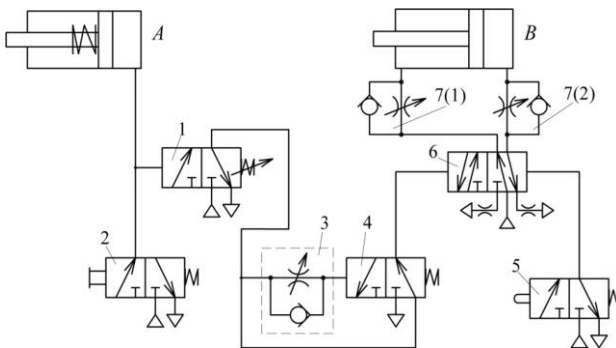


Рисунок 5.30 – Схема для затискання і обробки деталей, одиничний цикл

Однак перетворення сигналу від клапана послідовності у імпульсний сигнал завдяки пристроям 3 і 4, а також внаслідок наявності пам'яті у розподільника 6 усувається змагання двох взаємновиключних сигналів керування.

5.6.3 Автоматична схема механообробки

Схема на рис. 5.30 працює у напівавтоматичному режимі, якщо оператор постійно натискає на кнопку ручного керування розподільника 2. При цьому деталь наприкінці напівциклу так і залишається затисненою.

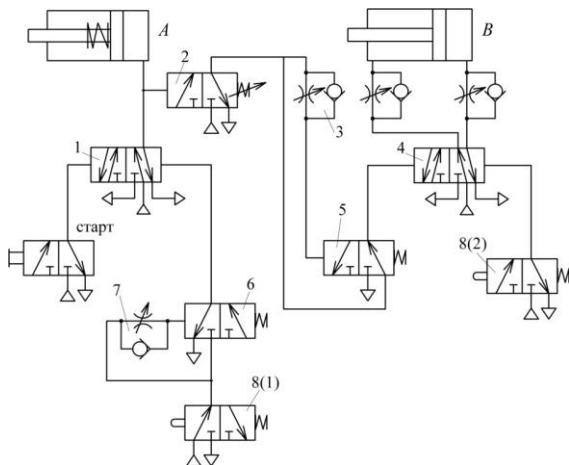


Рисунок 5.31 – Схема автоматичного керування режимом затискання і обробки деталі

На схемі 5.31 запам'ятовування сигналу пневмокнопки «старт» при короткочасному її натисканні відбувається за допомогою розподільника 1.

Зворотне перемикання розподільника 1 і відведення поршня циліндра А у вихідний стан (розтиснення деталі) відбувається при спрацюванні кінцевого перемикача 8(1), який фіксує момент повернення поршня циліндра В у вихідні положення (втягування в циліндр).

Цей сигнал також перетворюється за допомогою 3/2 розподільника 6 і пристрою затримки часу 7 у імпульсний сигнал.

Таким чином використання імпульсного керування і функції пам'яті у 5/2 розподільниках дозволяє позбутися змагання взаємовиключних сигналів керування.

Питання для самоконтролю

1. Уявіть схему реверсування пневмодвигуна ПП на основі 5/2 пневморозподільника. У чому перевага такої схеми?
2. Проведіть порівняння схем гальмування ПП на основі 4/2 і 5/2 розподільників. Який схемою віддати перевагу ?
3. У чому сенс введення тимчасових операцій в схеми керування ПП ?
4. За рахунок чого відбувається перехід до імпульсного керування ?
5. Перелічіть способи контролю за циклом роботи системи ПП.
6. У яких випадках використовується контроль за циклом за часом?
7. Що дає використання елементів пам'яті і імпульсного керування при автоматизації технологічного процесу?

РОЗДІЛ 6. ГАЛЬМУВАННЯ ТА ПОЗИЦІЮВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ПНЕВМОПРИВОДІВ

6.1. Класифікація методів гальмування пневмоприводів

У теорії пневматичних двигунів (ПД) поняття "гальмування робочого органа пневмодвигуна" дуже тісно пов'язані з поняттям "керування пневмодвигуном". Можливі два принципово відмінні один від одного способи керування пневмоприводом (ПП), а, отже, і способи гальмування: регулювання енергії самого робочого тіла в ПП та регулювання (гальмування) вихідної ланки ПП за рахунок зовнішніх дисипативних сил. У системах першого типу регулювання (гальмування) вихідної ланки ПП здійснюється зміною рушійної сили (перепаду тиску), прикладеної до вихідної ланки, за рахунок зміни масової витрати стисненого повітря, що надходить у порожнини пневмодвигуна і випускається з нього. Це досягається за рахунок використання дроселів з аналоговою або дискретною зміною пропускну здатності, за рахунок підключення смностей, почергового або одночасного перекриття робочої та вихлопної порожнин пневмодвигуна, подачі протитиску у вихлопну порожнину тощо.

Керування (гальмування) вихідної ланки ПП за рахунок зовнішніх дисипативних або пружних сил ґрунтується на тому, що рушійна сила може залишатися некерованою, і регулювання швидкості (гальмування) відбувається за рахунок додаткової сили опору, яка формується зовнішніми автономними гальмівними пристроями. При гальмуванні відбувається перетворення кінетичної енергії, накопиченої рухомими масами ПП, в інші форми енергії. Як остання може бути використана або теплова, або потенційна енергія стиснення повітря або іншого пружного елемента. У першому випадку втрата кінетичної енергії носить незворотний характер, а у другому випадку перетворення носить оборотний характер, що дає важливу можливість для рекуперації енергії гальмування.

Гальмівні пристрої, що застосовуються для гальмування ПП, можуть бути різноманітні і приблизно відображаються класифікаційною схемою на рис. 6.1.

Відповідно до фізичної природи сил гальмування розрізняють механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні та комбіновані

пристрої. Механічні пристрої поділяються на пружинні, гумові, інерційні та фрикційні гальма. Гідравлічні гальма (демпфери) є яскраво вираженими пристроями дисипативного типу, в основі яких лежать процеси дроселювання рідини.

Пневматичні гальмівні пристрої, зазвичай, є пружно-в'язкісними ланками і їм властивий як дисипативний ефект за рахунок дроселювання, так і ефект переходу кінетичної енергії у потенційну енергію стиснення. До електричних відносяться електромагнітні індукційні, а також порошкові гальмівні пристрої. За видом силової характеристики або за способом перетворення кінетичної енергії рухомих мас розрізняють: пристрої, що створюють пружні сили, пропорційні переміщенню рухомих елементів $P_{\text{гальм}} = P(x)$ і такі, що перетворюють кінетичну енергію в потенційну енергію стиснення пружних елементів (пружинні, гумові, пневматичні вони пропорційні швидкості руху $P_{\text{гальм}} = P(x, \dot{x}^n)$ $P_{\text{гальм}} = P(x, \dot{x}^n)$ і перетворюють кінетичну енергію, врешті рещт, в теплову; пристрої змішаного типу, що створюють пружно-в'язкісні сили опору $P_{\text{гальм}} = P(x, \dot{x}^n)$ і забезпечують перехід кінетичної енергії частково в незворотну форму енергії (теплову), і частково в оборотну форму (потенційну енергію стиснення).

Найбільшого поширення в дискретних розмікнених ПП, що працюють від упору до упору, отримали зовнішні гальмівні пристрої, оформлені у вигляді автономного вузла або вбудованого в пневмодвигун (рис. 6.2), або винесені за його межі, але розташовані в зоні рухомого робочого органа в певному місці (рис. 6.3). Однак такі способи гальмування характеризуються відсутністю експлуатаційної гнучкості і непридатні для багатопозиційних ПП, як з жорстким, так і з вільним програмуванням координат позиціонування. Виняток становлять деякі типи фрикційних гальм, вбудованих у пневмодвигун, тобто. що відносяться у відповідність до першого принципу класифікації до пристроїв, що створює додаткову (керовану) силу опору на вихідній ланці ПП (рис. 6.4).

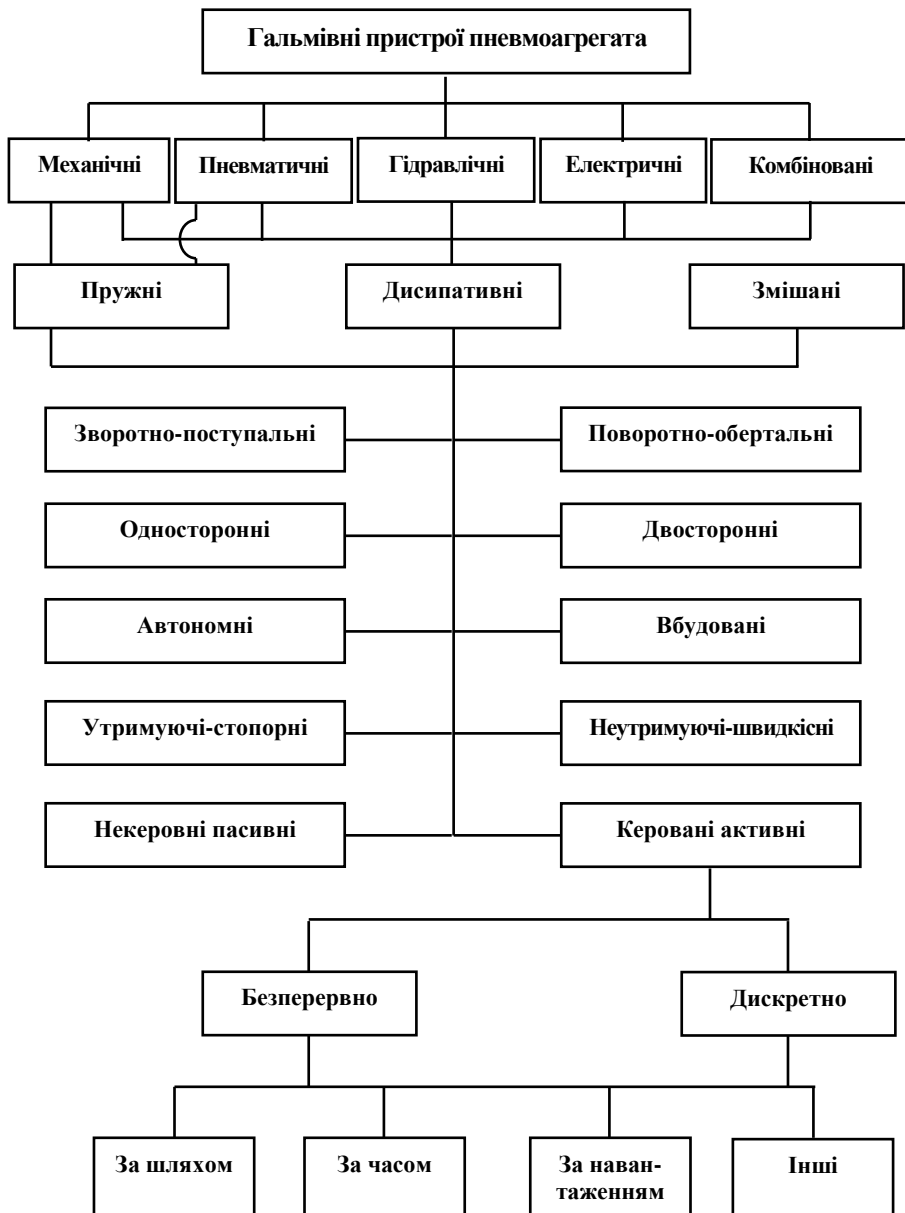


Рисунок 6.1 – Класифікаційна схема способів гальмування

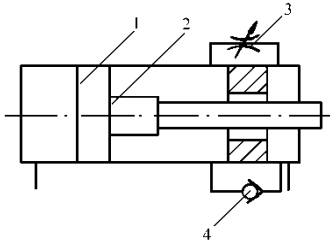


Рисунок 6.2 – Гальмування за допомогою пневмоциліндра з внутрішнім гальмівним пристроєм

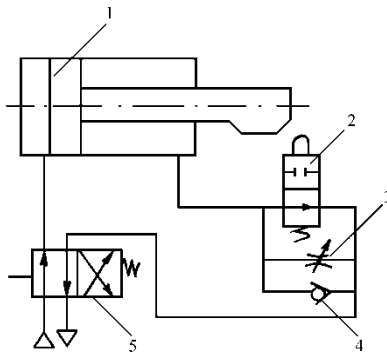


Рисунок 6.3 – Гальмування за допомогою зовнішнього фіксованого гальмівного пристрою у вигляді дискретного гальмівного клапана

Важливою класифікаційною ознакою є наявність або відсутність можливості не лише зупиняти, а й утримувати, тобто стопорити, робочий орган (РО) пневмодвигуна. Неутримуючі або швидкісні способи гальмування створюють гальмівне зусилля лише за наявності руху (швидкості) РО.

Ще однією класифікаційною ознакою, яка має бути позначена, є поділ гальмівних пристроїв на некеровані (пасивні) або керовані (активні).

Класичний приклад некерованого режиму гальмування наведено на рис. 5.3[4]. Опір гальмування тут залежить від фізичних процесів, що протікають у ПП при дискретному перемиканні гальмівного розподільника, і не підлягає керуванню в процесі роботи.

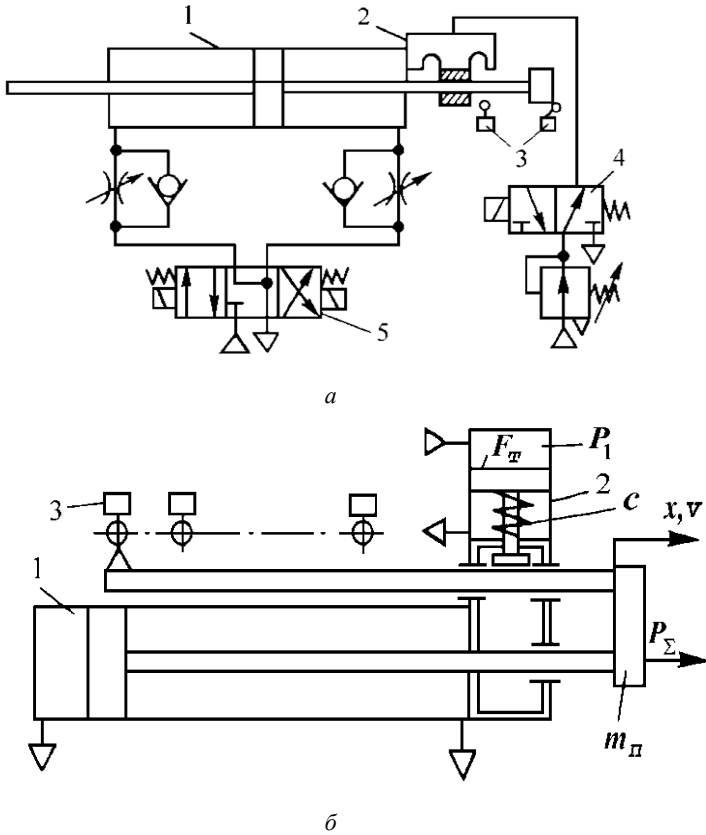


Рисунок 6.4 – ППД з фрикційними пристроями: *a* – що взаємодіють зі штоком; *б* – що взаємодіють зі штангою

У керованих пристроях опір гальмування змінюється або за наперед заданим законом, або формується в процесі гальмування в залежності від параметрів двигуна РО. Характерним прикладом такого гальмівного пристрою може бути ППД з гальмівним золотником на рис. 6.5, який відрізняється від ППД на рис. 6.3 тим, що дискретний двопозиційний дволінійний розподільник замінений на аналоговий дроселюючий клапан 1, керований копіром 4 так, що в зоні гальмування площа вікна дроселюючого клапана залежить від положення РО ППД і форми копіра.

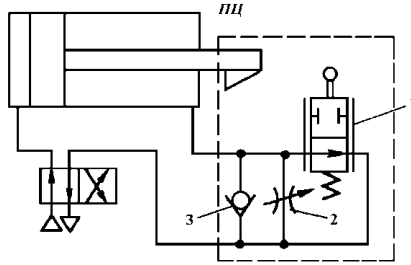


Рисунок 6.5 – ПП з гальмівним золотником, керованим від копіра

Змінюючи форму копіра, можна певним чином формувати закон зміни гальмівної сили, а отже і закон руху РО в режимі гальмування. Синтез такого типу дроселюючих пристроїв за заданим законом руху РО отримав досить ґрунтовне теоретичне пропрацювання щодо гідроприводу, але внаслідок великої стисливості робочого тіла в ПП такий спосіб формування закону руху РО ПП часто виявляється малоефективним, якщо застосовувати пневматичні гальмівні пристрої. Зрозуміло, такий спосіб формування заданого закону руху РО при гальмуванні стає ефективним, якщо використовується зовнішнє дисипативне джерело гальмівної сили у вигляді гідродемфера. До зовнішніх гальмівних пристроїв відноситься проточна або глуха пневмоємність, що підключається до вихлопної порожнини. Оптимальний режим гальмування тут можна створити шляхом узгодження об'єму ємності W та параметрів дроселів (рис. 6.6).

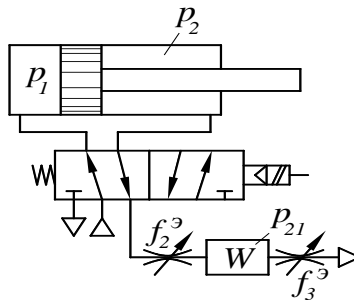


Рисунок 6.6 – Гальмування за допомогою пневмоємності

У початковий період руху за наявності надкритичного режиму течії на дроселі між вихлопною порожниною пневмоциліндра і емністю тиск в резервуарі не впливає на пропускну здатність вихлопної лінії і поршень рухається прискорено. Потім по мірі зростання тиску в резервуарі витрата у вихлопному тракті починає зменшуватися, що спричиняє гальмування поршня. При середніх інерційних навантаженнях такий спосіб кращий за гальмування за допомогою гальмівних дроселів. Недоліком тут є значна перевитрата стисненого повітря та трудомісткість підбору оптимального режиму гальмування.

Крім того, за видом руху вихідної ланки гальмівні пристрої поділяються на зворотно-поступальні та поворотно-обертальні. За напрямком руху сили можуть бути односторонньою та двосторонньою дії (схема на рис. 6.1).

Незважаючи на різноманітність конструктивних форм та самої фізичної основи гальмування, гальмівний пристрій ПП повинен задовольняти наступним вимогам: забезпечувати заданий закон гальмування, прийнятну швидкість, високу ступінь енергетичної досконалості та нізку вартість.

6.2. Гальмування робочого органа пневмопривода шляхом зміни структури комутаційних зв'язків

6.2.1 Вибір раціональної схеми пневмопривода з гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків

Гальмування за допомогою зовнішніх гальмівних пристроїв (пневмомодемпфери, гідродемпфери, гальмівні клапани), має один істотний недолік – відсутність експлуатаційної гнучкості. Як правило, всі вони відносяться до систем з колійним керуванням, і їх переналаштування може бути здійснено тільки вручну. Такі способи гальмування виявляються малоприсадибними для вільнопрограмованих багатопозиційних ПП, які в даний час є одним з основних способів використання пневматики в гнучких виробничих процесах. Крім того, спроба розширити сферу застосування пневматики у бік великих інерційних навантажень наштовхується на непереможну перешкоду – неможливість ефективного гальмування за допомогою дроселів. Це

ілюструє перехідний процес у пневмоприводі з дросельним гальмуванням за схемою на рис 6.3, отриманий для ПП з пневмоциліндром, що має $D_n = 50$ мм; $d_{ш} = 16$ мм; $L = 500$ мм і параметрами навантаження: $m = 50$ кг, $P = 100$ Н (рис. 6.7). Затяжний коливальний процес з великою амплітудою і слабким декрементом згасання робить пневмопривод малоприсадибним для роботи з зазначеними умовами.

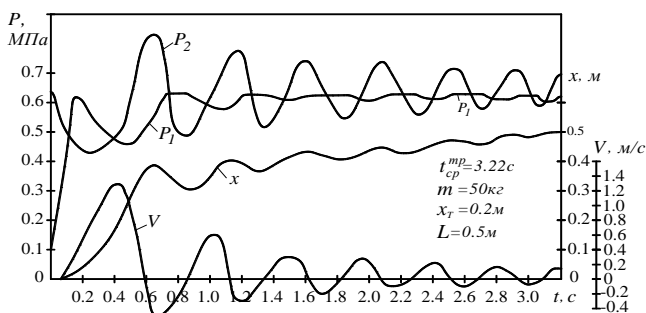


Рисунок 6.7 – Перехідний процес у пневмоприводі з дросельним гальмуванням за схемою на рис. 5.3

Тому при гальмуванні та позиціонуванні робочих органів у ПП з великим інерційним навантаженням доцільно застосовувати способи гальмування, що ґрунтуються на зміні структури комутаційних зв'язків. Перевагою цих методів гальмування є можливість реалізувати для усіх фаз руху робочого органу (РО) ПП найбільш раціональні комутаційні зв'язки. В результаті цього з'являється можливість не тільки забезпечити найбільш сприятливий закон гальмування та реалізувати безударне спрацювання ПП з великим інерційним навантаженням, але й можливість повного використання енергії стисненого повітря. При гальмуванні шляхом зміни структури комутаційних зв'язків гальмівний ефект створюється за рахунок перекриття вихлопної порожнини або за рахунок подачі у вихлопну порожнину повітря з магістралі живлення. Якщо врахувати, що в цьому режимі і робоча порожнина може змінювати об'єкт підключення

(перемикається на атмосферу, інший рівень тиску, заглушуватися і т.д.), то виникає ціла низка високоефективних способів гальмування. Суттєвим є те, що такі схеми гальмування дозволяють ефективно вирішувати завдання енергозбереження. Питома працездатність стисненого повітря, як зазначалося раніше, складається з двох компонент: роботи виштовхування (нагнітання) і роботи ізотермічного стискання (розширення).

$$l_p = R \cdot T_M \cdot \ln \frac{p_M}{p_a} = U + \frac{R \cdot T_M}{p_M} \cdot (p_M - p_a), \quad (6.1)$$

де $\frac{R \cdot T_M}{p_M} (p_M - p_a)$ – питома робота нагнітання; характерна для потоку стисненого повітря і здійснюється не за рахунок зміни стану газу в ньому, а за рахунок енергії, яка передається через цей газ від зовнішнього джерела (компресора) тобто. стиснене повітря виступає тут як кінематична ланка, що зв'язує тіло витіснення компресора з робочим органом пневмодвигуна. U – потенційна енергія стиснення.

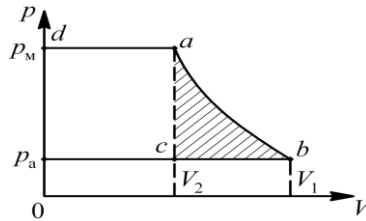


Рисунок 6.8 – Зображення питомої працездатності у p – V координатах

Робота нагнітання, що називається *транзитною працездатністю*, на графіку рис. 6.8 відображається площею $p_a p_M a c$, а потенційна енергія стиснення U – площею $c a b$.

У всіх приводах із дросельним гальмуванням використовується лише транзитна працездатність стисненого повітря.

За ступенем використання працездатності стисненого повітря пневмоприводи з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків поділяються на такі групи:

1. Пневмоприводи з повним заповненням робочого об'єму двигуна (тобто без використання потенційної енергії розширення) та без використання енергії, накопиченої в гальмівній порожнині;

2. Пневмоприводи з неповним заповненням робочого об'єму та без використання енергії стисненого повітря у гальмівній порожнині;

3. Пневмоприводи з повним заповненням робочого об'єму та з використанням енергії гальмування;

4. Пневмоприводи з неповним заповненням робочого об'єму та з використанням енергії гальмування;

5. Пневмоприводи, що використовують для фіксації поршня в кінцевому положенні максимальний перепад тиску;

6. Пневмоприводи, що використовують для фіксації поршня в кінцевому положенні мінімально необхідний перепад тиску.

Очевидно, що виходячи з принципу енергозбереження бажанішим є використання пневмоприводів, що мають ознаки 4-ої та 6-ої груп. Тому, виходячи з умов саме цих груп, формулюються вимоги до структури комутаційних зв'язків для кожної фази руху поршня:

– у фазі фіксації поршня він повинен утримуватися за допомогою мінімально необхідного перепаду тиску на поршні, узгодженого із зустрічним навантаженням, причому менший тиск повинен відповідати атмосферному, а повітря з більш високим тиском p_k повинне відбиратися з виходу редукційного клапана, причому тиск p_k має бути істотно меншим від магістрального тиску p_m ;

– у фазі розгону робоча порожнина, комутована раніше з атмосферою, з'єднується з магістраллю живлення (тиск p_m), а вихлопна порожнина, комутована раніше з джерелом зниженого тиску p_k , з'єднується з атмосферою. Малий протитиск у вихлопній порожнині забезпечує швидкий розгін поршня. При цьому непродуктивна робота виштовхування стисненого повітря із вихлопної порожнини стає мінімальною;

– у фазі гальмування робоча порожнина має приєднуватися до джерела зниженого тиску (p_k) (до виходу дволінійного редукційного клапана), а вихлопна порожнина через попередньо закритий зворотний клапан приєднується до магістральної лінії живлення з тиском p_m . У

робочій порожнині стиснене повітря розширюється до тиску P_k , а при зростанні тиску в гальмівній порожнині до величини магістрального (P_m) відбувається повернення в мережу повітря з гальмівної порожнини.

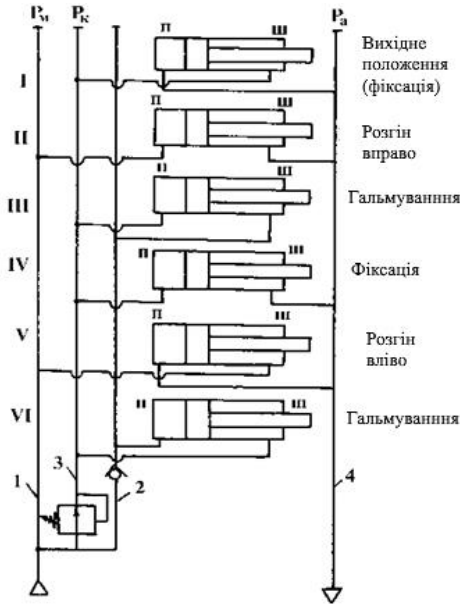


Рисунок 6.9 – Рознесена схема енергозберігаючої структури ППП

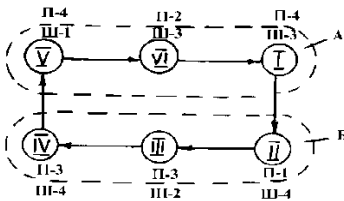


Рисунок 6.10 – Граф комутаційних ситуацій циліндра

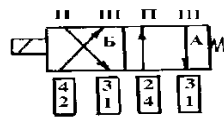
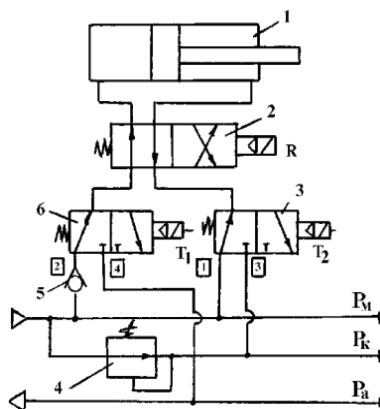


Рисунок 6.11 – Варіант оптимального підключення циліндра

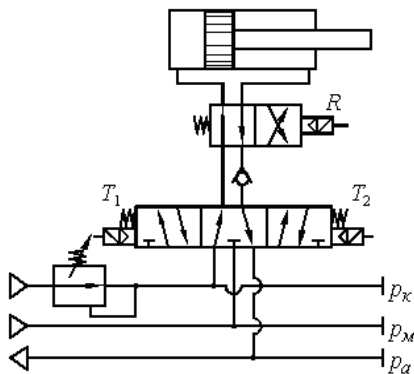
Таке поєднання комутаційних зв'язків забезпечує найбільш повну реалізацію працездатності стисненого повітря в робочій порожнині в результаті використання енергії стиснення (розширення), рекуперацію енергії гальмування у магістраль живлення і приблизно постійний

перепад тиску при гальмуванні (рівноуповільнений і регульований режим гальмування). Останнє дозволяє реалізувати систему гальмування з контрольованим та регульованим імпульсом гальмівного тиску, на відміну від дросельного гальмування, яке супроводжується непередбачуваним коливальним характером зміни гальмівного імпульсу тиску (рис. 6.7).



Фази руху		T_1	T_2	R
Рух вправо	Вихід. стан	1	1	0
	Розгін	1	0	1
	Гальмування	0	1	1
	Фіксація	1	1	1
Рух вліво	Вихід. стан	1	1	1
	Розгін	1	0	0
	Гальмування	0	1	0
	Фіксація	1	1	0

Рисунок 6.12 – Енергозберігаюча структура пневмопривода на базі 3/2 розподільників



Фази руху		R	T_1	T_2
Вправо	Розгін	0	1	0
	Гальмування	0	0	1
	Фіксація	0	0	0
Вліво	Розгін	1	1	0
	Гальмування	1	0	1
	Фіксація	1	0	0

Рисунок 6.13 – Енергозберігаюча структура пневмопривода на базі 5/3 розподільника

Всі описані комутаційні ситуації, використовуючи метод рознесених схем, можна навести у вигляді узагальненої схеми на рис. 6.9. Далі уявімо всі можливі комутаційні ситуації у вигляді графа зв'язку (рис. 6.10), де вершини відповідають кожній із шести можливих комутаційних ситуацій приводу (П – поршнева порожнина пневмоциліндра, Ш – штокова порожнина).

Граф ситуацій (рис. 6.10) розбитий на макроситуації А і Б, що відповідають висуванню та втягуванню штока. Ситуації V, VI, I(A) об'єднані загальною ознакою – втягування штока, ситуації IV, III, II(B) відповідають висуванню штока. Тому цілком очевидно, що необхідно використовувати як мінімум чотирилінійний двопозиційний розподільник, пов'язаний з порожнинами циліндра (рис. 6.11). Кожна із ситуацій обов'язково зустрічається в обох макроситуаціях. Тому кожен із двох входів чотирилінійного розподільника може бути з'єднаний з виходом трилінійного розподільника, як це показано на рис. 6.12.

При використанні п'ятилінійного трипозиційного розподільника схема набуває більш компактного вигляду (рис. 6.13). Для того, щоб уникнути встановлення додаткового зворотного клапана на виході РК у схемах на рис. 6.12 та 6.13 доцільно встановлювати дволінійний редуційний клапани (без клапана скидання). Для формування сигналу керування в цьому випадку доцільно на поверхні гільзи циліндра встановлювати безконтактні магнітоелектричні датчики (геркони).

6.2.2. Машинно-орієнтовна методика розрахунку оптимального гальмівного шляху

Основною проблемою при комп'ютерному моделюванні перехідного процесу в пневмоприводах з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків є визначення моменту перемикання гальмівного (гальмівних) пневморозподільника, що забезпечує безударне спрацювання приводу. Помилка у визначенні цього моменту (визначенні оптимального гальмівного шляху) призведе або до удару поршня об кришку циліндра або пневмвідскоку.

Машинно-орієнтовна методика розрахунку оптимального гальмівного шляху ґрунтується на числовому інтегруванні кроковим

методом Рунге-Кутта системи диференціальних рівнянь (6.2). В результаті інтегрування для i -го шагу відомі P_{1i} і P_{2i} (тиск в робочій і вихлопній порожнині), x_i (положення поршня), V_i (швидкість поршня). Після вичислення цих значень машина вибирає положення (позицію) гальмівного розподільника. Для цього на кожному кроці прогнозується співвідношення роботи розширення газу і кінетичної енергії рухомих частин з роботою сил, гальмуючих рух, у разі спрацювання гальмівного розподільника на даний момент.

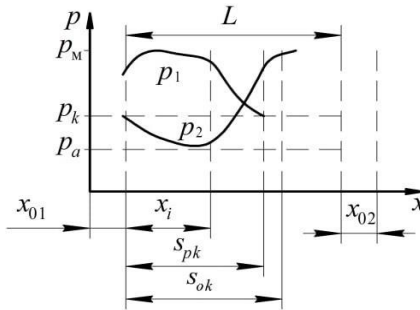


Рисунок 6.14 – Вибір оптимальної координати гальмування

Система рівнянь, що описує поведінку приводу ло перекриття впускної і випускної магістралі

$$\left\{ \begin{aligned}
 \frac{dp_1}{dt} &= \alpha \frac{k f_1^3 B p_M \sqrt{RT_M} \varphi(\sigma_1)}{F_1(x_{01}+X)} - \beta \frac{kp_1}{X_{01}+X} \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dp_2}{dt} &= -\gamma \frac{k B f_2^3 \sqrt{RT_M} p_2^{\frac{3k-1}{2k}} \varphi(p_a/p_2)}{F_2(L+x_{02}-x) p_M^{\frac{k-1}{2k}}} + \delta \frac{kp_2}{(L+X_{02}-x)} \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dx}{dt} &= V; \\
 \frac{dV}{dt} &= \frac{1}{m} (p_1 F_1 - p_2 F_2 - P).
 \end{aligned} \right. \quad (6.2)$$

Система рівнянь, що описує поведінку приводу після перекриття впускної і випускної магістралі при спрацюванні гальмовного розподільника має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = -\frac{kp_1}{x_{01} + x} \frac{dx}{dt}; \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{kp_2}{L + x_{02} - x} \frac{dx}{dt}; \\ m \frac{dV}{dt} = F_1 p_1 - F_2 p_2 - P, \end{cases} \quad (6.3)$$

де: m – приведена к поршню маса; k – показник адіабаты; x_{01} , x_{02} – приведені зазори в циліндрі зліва і справа; L – хід поршня; N_0 – сила тертя; F – сила корисного опору; $P = N_0 + F_1$.

Інтегрування двох перших рівнянь (6.3) приводить до рівнянь адіабатичного розширення та стискання повітря відповідно в робочій і вихлопній порожнині при відсутності підводу й відводу повітря:

$$\begin{cases} p_1 (x_{01} + x)^k = \text{const}; \\ p_2 (L + x_{02} - x)^k = \text{const}. \end{cases} \quad (6.4)$$

Третє рівняння системи (6.3) зведемо до вигляду, зручному для інтегрування:

$$mVdV = [F_1 p_1 - F_2 p_2 - (F + N_0)] dx. \quad (6.5)$$

Система рівнянь (6.4) справедлива від моменту спрацювання гальмівного розподільника до моменту спрацювання редукційного та зворотного клапанів. Позначимо через p_m – тиск в магістралі, а через p_k – тиск налаштування редукційного клапана. Визначимо довжину шляху l , яку поршень проходить при відкритому зворотному клапані. Ця відстань згідно другому рівнянню (6.4) може бути знайдена із співвідношення:

$$p_{2i} (L + x_{02} - x_i)^k = p_M (l + x_{02})^k;$$

$$l = \left(\frac{P_{2i}}{P_M} \right)^{1/k} (L + x_{02} - x_i) - x_{02}; \quad (6.6)$$

Тоді шлях, який проходить поршень до спрацювання зворотного клапана (схема на рис. 6.14)

$$S_{ок} = L - l = L + x_{02} - (L + x_{02} - x_i) \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{1/k}. \quad (6.7)$$

Якщо $S_{ок} > L$, то в гальмівній порожнині тиск не піднімається вище тиску мережі. Довжину шляху l_1 , яку поршень проходить після початку гальмування до спрацювання редукційного клапана, згідно (6.4) знайдемо із співвідношення:

$$p_{1i}(x_{01} + x_i)^k = p_k(x_{01} + x_i + l_1)^k.$$

$$l_1 = \left(\frac{p_{1i}}{p_k} \right)^{1/k} (x_{01} + x_i) - (x_{01} + x_i). \quad (6.8)$$

Шлях, який проходить поршень до спрацювання редукційного клапана

$$S_{PK} = l_1 + x_i = (x_{01} + x_i) \left(\frac{p_{1i}}{p_k} \right)^{1/k} - x_{01}.$$

Якщо $S_{PK} > L$, то клапан не відкриється. Проінтегруємо рівняння (6.5) для загального випадку, коли спрацьовує гальмівний розподільник (рис. 6.13).

$$m \int_{v_i}^{V_i} d \left(\frac{V^2}{2} \right) = \int_{x_i}^L F_1 p_1 dx - \int_{x_i}^L F_2 p_2 dx - \int_{x_i}^L (F + N_0) dx. \quad (6.9)$$

Межі інтегрування для двох перших інтегралів в правій частині, розбиваються на дві ділянки. Значення p_1 і p_2 для перших ділянок інтегрування (до відкриття клапанів) отримаємо із рівняння (6.4):

$$\begin{cases} p_1 = p_{1i} \left[(x_{01} + x_i) / (x_{01} + x) \right]^k; \\ p_2 = p_{2i} \left[(L + x_{02} - x_i) / (x_{02} + L - x) \right]^k, \end{cases} \quad (6.10)$$

де: x_i – початкова координата гальмування; x – поточна координата поршня.

На другій ділянці інтегрування $p_2 = p_M$. Якщо припустити, що в кінці ходу швидкість дорівнює нулю ($V_L = 0$), то значення x_i , p_{1i} , p_{2i} , які стоять у правій частині рівняння (5.9), будуть відповідати початковим параметрам оптимального гальмівного процесу, а значення $L - x_i$ буде відповідати *оптимальному гальмівному шляху*. Значення окремих компонентів виразу (5.9) обзначимо через T_i , Π_i , Π_{1i} , A_i :

$$\begin{cases} \Pi_i = \int_{x_i}^{l_1+x_i} F_1 p_1 dx + p_k F_1 \int_{l_1+x_i}^L dx = \frac{F_1 p_{1i} (x_{01} + x)}{k-1} \left[1 - \left(\frac{x_{01} + x_i}{x_{01} + x + l_1} \right)^{k-1} \right] + \\ + p_k F_1 (L - x - l_1); \\ \Pi_{1i} = \int_{x_i}^{L-l} F_2 p_2 dx + p_M F_2 \int_{L-x}^L dx = \\ = \frac{F_2 p_{2i} (L + x_{02} - x_i)}{k-1} \left[\left(\frac{L + x_{02} - x_i}{x_{02} + l} \right)^{k-1} - 1 \right] + F_2 p_M l; \\ A_i = \int_{x_i}^l P dx = P (L - x_i); \\ T_i = \frac{m V_i^2}{2}. \end{cases} \quad (6.11)$$

Якщо клапани в процесі роботи привода не відкриваються, то:

$$\begin{cases} \Pi_i = \frac{F_1 p_1 (x_{01} + x)}{(k-1)} \left[1 - \left(\frac{x_{01} + x}{x_{01} + L} \right)^{k-1} \right]; \\ \Pi_{1i} = \frac{F_2 p_2 (L + x_{02} + x)}{(k-1)} \left[\left(\frac{L + x_{02} - x}{x_{02}} \right)^{k-1} - 1 \right], \end{cases} \quad (6.12)$$

де: T_i – кінетична енергія поршня з приєднаною масою в момент часу t_i ; Π_i, Π_{1i} – робота повітря відповідно в робочій і гальмівній порожнинах на гальмівній ділянці; A_i – робота зовнішніх сил опору.

Умова оптимального керування гальмівним розподільником у схемі на рис. 6.13 має вигляд:

$$\begin{aligned} T_2 = 1 & \text{ при } A_i + \Pi_i \geq \Pi_{1i} + R_i; \\ T_2 = 0 & \text{ при } A_i + \Pi_i < \Pi_{1i} + R_i. \end{aligned} \quad (6.13)$$

($T_2 = 1$ струм на електромагніт поданий, $T_2 = 0$ – струм вимкнений)

Робота приводу із гальмівною системою на рис. 6.13 моделюється в такий спосіб. На початку програми деяким контрольним символам K та W надаються значення $K = 0, W = 1$.

Якщо $W=1$, то $\alpha = \beta = \gamma = \delta = 1$ в рівнянні (6.2).
 Якщо $A_i + \Pi_i \geq \Pi_{1i} + R_i \wedge K = 0$ то $W = 0, K = 1$
 Якщо $W = 0 \wedge p_{1i} > p_k$ то $\alpha = 0, \beta = 1$. Якщо $W = 0 \wedge p_{1i} \leq p_k$ то $\alpha = 0, \beta = 0, p_{1i} = p_k$.
 Якщо $W = 0 \wedge p_{2i} < p_m$ то $\gamma = 0, \delta = 1$. Якщо $W = 0 \wedge p_{2i} \geq p_m$ то $\gamma = 0, \delta = 0, p_{2i} = p_m$.

Методика, викладена вище дозволяє в процесі одного розрахунку на ЕОМ, визначити оптимальний гальмівний шлях і отримати весь перехідний процес при такому гальмуванні. Програма розрахунку по викладеній методиці дана в «Додатку». Результати розрахунку на ЕОМ (рис. 6.15) також отримані по цій методиці з використанням програми «Додаток».

6.2.3 Аналіз перехідного процесу у пневмоприводі з енергозберігаючим режимом роботи

На рис. 6.15 наведений перехідний процес у ПП з гальмуванням РО шляхом зміни структури комутаційних зв'язків з енергозберігаючим режимом роботи (рис. 6.13) при тих самих

параметрах приводу, що й для дросельного гальмування (рис. 6.7). Відмінність у тому, що масове навантаження доведено до $m = 200$ кг. Тиск $p_m = 0,6$ МПа, тиск налаштування РК $p_k = 0,2$ МПа. Відбулася кардинальна зміна самої форми перехідного процесу і він наблизився до оптимального, коли зміна швидкості близька до циклоїдального закону. Таким чином, при використанні гальмування з контрольованим та регульованим імпульсом гальмівного тиску відбулися такі суттєві зміни:

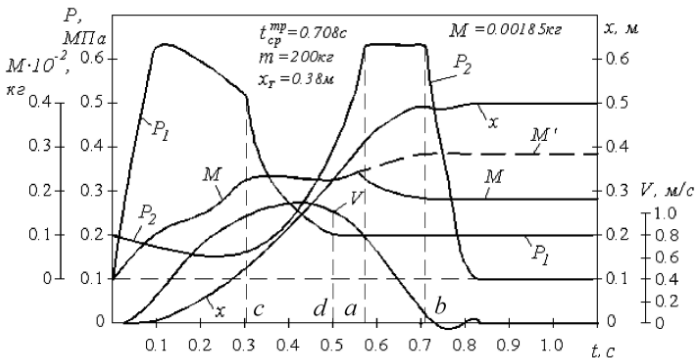


Рисунок 6.15– Перехідний процес у пневмоприводі, що працює за схемою на рис. 6.13

- швидкодія через оптимізацію форми перехідного процесу значною мірою зростає;
- перехідний процес став неколивальним з рівноуповільненим режимом гальмування, причому величину негативного прискорення можна регулювати за рахунок тиску налаштування редукційного клапана;
- реалізується режим ефективного енергозбереження, в результаті чого витрати стисненого повітря за заданих умов функціонування знизились до 0,00185 кг на одне спрацювання ($\bar{M} = 0,217$), тобто скоротилися в 4,6 рази порівняно з дросельним гальмуванням;
- на відріжку часу $c - d$ (рис. 6.15) робота стисненого повітря у лівій порожнині ПЦ здійснюється за рахунок роботи розширення (стиснення);

– на відрізку часу $a - b$ здійснюється рекуперація в мережу стиснутого повітря з гальмівної порожнини.

Крива M' відображає витрати стисненого повітря без урахування рекуперації. Крива M відповідає витратам стисненого повітря з урахуванням рекуперації.

6.2.3 Визначення галузі раціонального використання енергозберігаючого пневмоприводу з гальмуванням робочого органа шляхом зміни структури комутаційних зв'язків

Для визначення області раціонального використання енергозберігаючої схеми проведено комп'ютерне моделювання робочих процесів у ПП на основі математичної моделі в безрозмірній формі (2.14). Розрахунки охоплюють досить широку сферу існування ПП, представлену простором критеріїв динамічної подібності β та χ (рис. 6.16 і 6.17). Важливою особливістю графіків на рис 5.16 та 5.17 є те, що базова одиниця для безрозмірної маси повітря \bar{M} відповідає масі повітря, необхідній для повного заповнення робочого об'єму ПЦ.

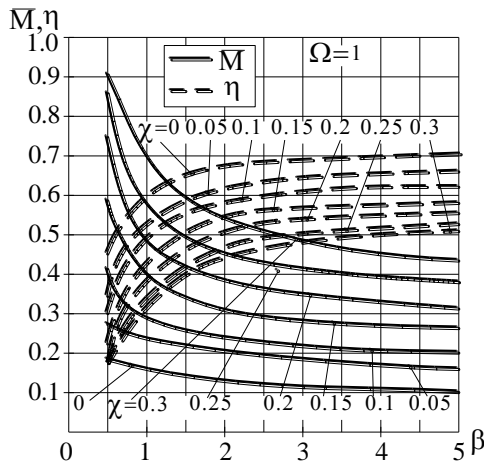


Рисунок 6.16 – Залежність відносної маси стисненого повітря \bar{M} і осередненого ККД η від параметрів β та χ для енергозберігаючої схеми

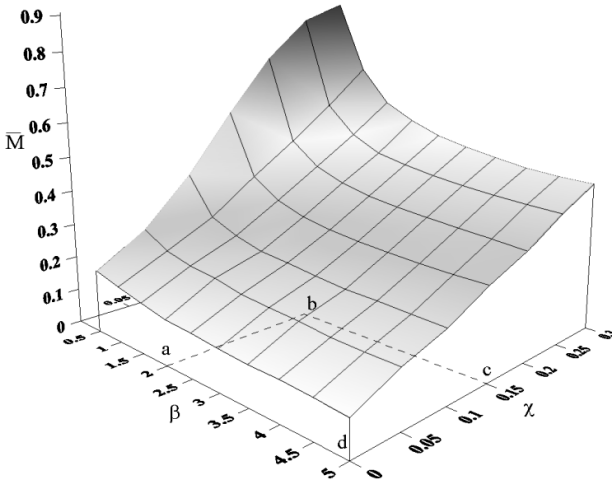


Рисунок 6.17 – Визначення області раціонального використання енергозберігаючого ПП

Графіки на рис. 6.16 та 6.17 наочно ілюструють, що в межах області раціонального використання енергозберігаючого ПП витрати стисненого повітря можна знизити у 4–10 разів порівняно з традиційними схемами гальмування, що використовують повне заповнення робочого об'єму пневмоциліндра.

Виходячи з розмірів області раціонального використання (S_{abcd}) діаметр пневмоциліндра при заданому навантаженні (P , m), довжині ходу (L), а також ефективній площі пневмолінії живлення f_1^e знаходиться з нерівностей:

$$\sqrt{\frac{4}{\pi}} \sqrt[3]{\frac{m(f_1^e)^2 k R T_M}{2 L P_M}} \geq D \geq \sqrt{\frac{4P}{0,15 \pi P_M}}. \quad (6.14)$$

Вибір діаметра циліндра, що задовольняє нерівностям (6.14), забезпечує безумовну доцільність використання енергоефективних ПП, що працюють за схемами на рис. 6.12 та 6.13.

6.2.5 *Експериментальне дослідження пневмоприводу із гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків*

Висновки про ефективність енергозберігаючої схеми гальмування за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків (рис. 6.11 та 6.12) за умови навантаження приводу середніми та великими інерційними навантаженнями необхідно підкріплювати результатами експериментальних досліджень. Схема експериментальної установки наведена на рис. 6.18. Як виконавчий механізм використовувався пневмоциліндр C92B50-1000 з діаметром поршня $D = 50$ мм, діаметром штока $d_{\text{ш}} = 16$ мм і робочим ходом $L = 1000$ мм (фірма SMC). Циліндр горизонтально закріплений на масивній чавунній станині токарного верстата, що є монтажною базою і напрямною для вантажного візка, який імітує інерційне навантаження. Тут же змонтовано датчик швидкості (ДС), датчик переміщення (ДП) (рис. 6.18). Вантаж набирається на візку у вигляді плоских млинців і його масу можна змінювати в межах від 30 до 340 кг. У пневматичну схему (рис. 6.18) залежно від структури ПП включаються пневморозподільники (P1 та P2) з електричним керуванням типу 231-12-01-A110-УХЛ4 та 4152550080-03, а також зворотні клапани (ОК) типу 16-2 УХ. Пневматичні елементи з'єднані гнучкими шлангами із швидкороз'ємними з'єднаннями для полегшення монтажу системи.

Для вимірювання тиску використовувалися мембранні тензометричні датчики тиску ДД виробництва Апрелевського дослідно-експериментального заводу засобів автоматики та контролю, які разом із тензопідсилювачем (використовувалася тензостанція ТА-5) дозволяють перетворити тиск у пропорційний електричний сигнал. Тракт вимірювання та запису тиску побудований за звичайною мостовою схемою.

Для вимірювання переміщення поршня використовувався реохордний датчик переміщення у вигляді дротяної нитки з ніхрому. Датчик простий по конструкції, відрізняється гарною лінійністю та надійністю. Він включався в бруківку тензостанції ТА-5 послідовно з баластовим опором 200 Ом.

Принципова схема включення така сама, як і датчика тиску.

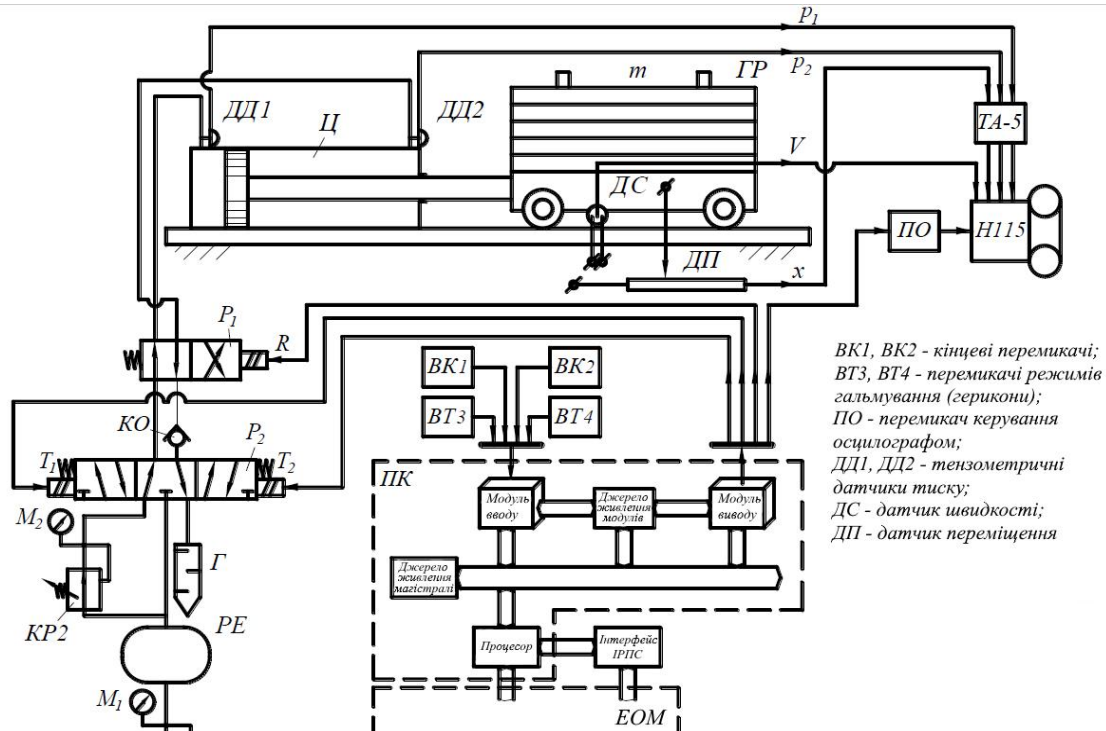


Рисунок 6.18 – Пневматична схема стенду із програмно-технічним комплексом на базі контролера МУ58.01 МУ58.01 для дослідження ПП дискретної дії (схема № 3)

Для вимірювання швидкості руху поршня використовувався диференційний індукційний датчик типу тахогенератора постійного струму ТГП-1]. Такі датчики мають лінійну залежність індуктивності від швидкості обертання ротора в досить широкому діапазоні вимірювання і дозволяють вимірювати швидкість, що у багато разів перевищує швидкості, які виникають у пневматичних приводах.

Реєстрація сигналів тензостанції та датчика швидкостей здійснювалася 12-канальним світлопроменевим осцилографом Н-115 на світлочутливому папері.

На рис. 6.19 та 6.20 наведені осцилограми перехідного процесу, отримані при навантаженні приводу масовим навантаженням відповідно 30 кг (середнє навантаження) та 190 кг (велике навантаження).

Одним із важливих свідчень, отриманих за допомогою осцилограм, є підтвердження того, що при гальмуванні за схемами на рис. 6.12 та 6.13 за допомогою редукційного клапана (РК2) та зворотного клапана (ОК1), підключеного до магістралі живлення, вдається підтримувати постійний перепад тиску на поршні в режимі гальмування, що дозволяє створювати постійне негативне прискорення. При цьому характер зміни швидкості близький до

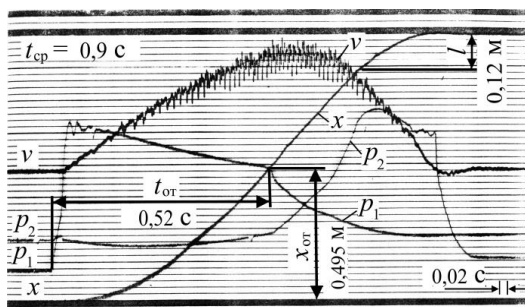


Рисунок 6.19 – Осцилограма перехідного процесу для схеми на рис.5.13 при висуванні штока ($p_m = 0,45$ МПа; $p_k = 0,1$ МПа; $x_{o1} = x_{o2} = 0,08$ м;

$$P_{21}^f = 0,84; \quad m = 30 \text{ кг}; \quad L = 1000 \text{ мм})$$

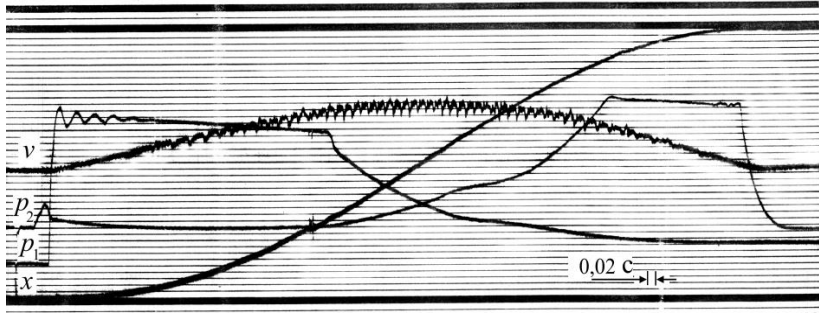


Рисунок 6.20 – Осцилограма перехідного процесу для схеми на рис.5.13 при висуванні штока ($p_m = 0,45$ МПа; $p_k = 0,1$ МПа; $x_{01} = x_{02} = 0,08$ м;

$$P_{21}^F = 0,84; \quad m = 190 \text{ кг; } L = 1000 \text{ мм)}$$

найбільш раціонального циклоїдного без ознак коливальності. Це виразно видно як на осцилограмах ПП із середнім навантаженням (рис.6.18), так і на осцилограмах ПП із великим навантаженням (рис. 6.19). Причому зі збільшенням навантаження режим гальмування стає помітно стабільнішим.

Все це свідчить про те, що використання таких схем гальмування, як це було теоретично обґрунтовано раніше, значною мірою розширює сферу застосування пневматики у бік більших інерційних навантажень. Осцилограми також свідчать і про значне скорочення енерговитрат. Там можна виділити ділянки доволі великої довжини, в межах яких відбувається розширення стисненого повітря, що надійшло у робочу порожнину пневмоциліндра, що є свідченням ефективного використання працездатності стисненого повітря.

Друге важливе джерело підвищення енергетичної ефективності – рекуперация в магістраль живлення стисненого повітря з гальмівної порожнини – також наочно проілюстроване на осцилограмах. Це стосується ділянок осцилограм, на яких тиск у вихлопній порожнині при гальмуванні, піднявшись до рівня магістрального тиску, залишається приблизно постійним за рахунок відкриття зворотного клапана.

Запитання для самоконтролю

1. Які зовнішні гальмівні пристрої з дорожнім керуванням вам відомі? Які їхні недоліки?

2. Які можливості надає використання гальмування за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків?

3. Яка частина працездатності стисненого повітря використовується у приводах із дросельним гальмуванням? Чи можливе у цих приводах повторне використання енергії, поглиненої при гальмуванні?

4. Вкажіть можливі джерела підвищення енергоефективності у пневмоприводах із гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків.

5. Зобразіть пневматичну схему енергозберігаючого пневмоприводу з гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків на базі 5/3 пневморозподільника.

6. На якому принципі будується методика автоматичного визначення оптимального гальмівного шляху при розрахунках на ЕОМ пневмоприводів із гальмуванням за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків?

7. Які параметри вимірюються при осцилографуванні перехідних процесів у пневмоприводі і за допомогою яких датчиків?

РОЗДІЛ 7. БАГАТОПОЗИЦІЙНІ ПНЕВМОПРИВОДИ

7.1. Пневмоприводи з фіксованим набором координат позиціонування

Основний недолік ПП – невелика кількість проміжних точок позиціонування, що обмежує сферу його застосування в управлінні технологічними процесами. Значна стисливість робочого тіла ПП надзвичайно ускладнює реалізацію заданого закону руху, що унеможливує використання принципів позиціонування, добре відпрацьованих у теорії гідродвигунів (наприклад, слідкуючі гідроприводи). У минулому для реалізації багатопозиційного руху застосовувалися або виконавчі двигуни спеціальної, часто досить складної конструкції – крокові пневмодвигуни мостового типу, або спеціальні пристрої, що здійснюють висування механічних упорів за певною програмою, або багатопоршневі пневмодвигуни. Досить успішними були й спроби замість регулювання рушійної сили пневмодвигуна здійснювати регулювання сил опору шляхом гальмування вихідної ланки. Спробою подолати складнощі, що виникають через стисливість робочого тіла – повітря пояснюється поява цілого класу ПП – пневмогідравлічних. Серед слідкуючих ПП заслуговують на увагу пневматичні позиціонери з пружинним зворотним зв'язком, які успішно освоєні і серійно випускаються відомою фірмою «Fisher Ваumann» і заводом «Теплоавтомат» (Україна). Проте, суттєвим недоліком цих механізмів є низька швидкість переміщення штока (не більше 0,08 м/с), а також порівняно низька точність позиціонування. Це досить сильно звужує сферу їх застосування та обмежує її, в основному, нафтогазовою промисловістю.

Ранні розробки в області слідкуючих ПП на базі сервотехніки, що копіюють відпрацьовані в галузі гідроприводів рішення, так і не вийшли за рамки суто експериментальних макетів. Серед пневмоприводів з релейним керуванням з жорстко фіксованими координатами позиціонування, які знайшли практичне застосування в пневматичних роботах, слід згадати пневматичні крокові двигуни (ПКД) мостового типу (рис. 7.1) та багатопоршневі ПКД (рис. 7.3).

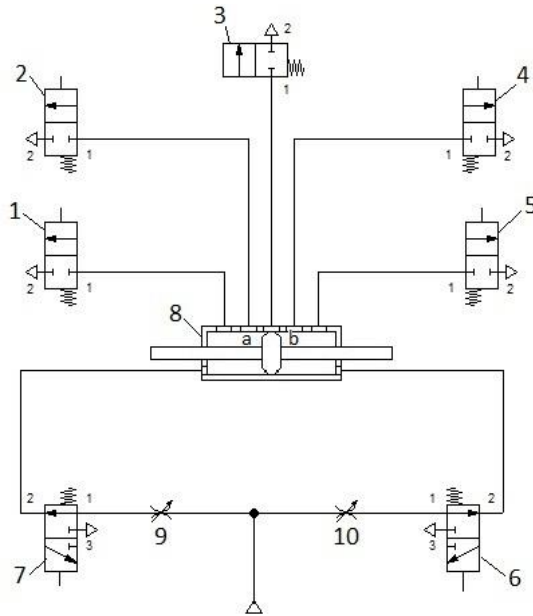


Рисунок 7.1 – Пневматичний кроковий двигун мостового типу

У гільзі циліндра ПКД мостового типу (рис. 7.1) знаходяться випускні отвори, що пов'язують порожнину циліндра з 2/2 розподільниками. Число та координати розташування цих отворів відповідає необхідним координатам позиціонування робочого органа ПКД. Ширина вікна та товщина поршня визначають точність позиціонування. Стиснене повітря через регульовані дроселі подається до обох порожнин циліндра. При позиціонуванні поршня в крайньому правому і лівому положеннях використовуються 3/2 розподільники 6, 7. Проміжні точки позиціонування досягаються поршнем шляхом перемикання відповідних 2/2 розподільників 1–5 у режим комутації порожнини циліндра з атмосферою при знаходженні розподільників 6, 7 у ввімкненому стані. Якщо, наприклад, спрацює розподільник 3, то поршень почне рухатися вправо або вліво (залежно від вихідного положення поршня) доти, доки не перекриє відповідний отвір у гільзі,

як показано на рис. 7.1. При цьому виникає урівноважений стан поршня через баланс витрат у створеному пневматичному мості (рис. 7.2).

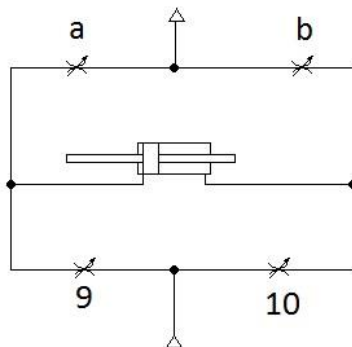


Рисунок 7.2 – Пневматичний міст при позиціюванні поршня

При поєднанні з атмосферою іншого отвору та закритті попереднього тиск у порожнині з відкритим отвором падає і поршень починає рухатися до положення, при якому настає нова рівновага пневматичного моста. Для збільшення числа позицій випускні отвори можуть розташовуватися по гвинтовій лінії.

До недоліків приводу відносяться підвищена витрата повітря, відсутність жорсткої фіксації поршня в точках позиціювання та залежність точності позиціювання від статичної величини навантаження.

Цифровий (багатопоршневий) пневмопривод є комбінацією декількох пневмоциліндрів скомпонованих в одному блоці (рис. 7.3).

Розглянемо принцип роботи такого пневмоциліндра, принципова схема якого показана на рис. 6.3. Він містить корпус 1 з кришками 2 і 3, в якому встановлені поршні 4, 5, 6, що утворюють робочі порожнини порожнину А, Б, В_з і зворотну порожнину Г. Поршень 6 виконаний за одне ціле зі штоком 7, який має вісім положень (0 - 7). При цьому хід кожного наступного поршня більший за попередній у два рази: $S_1 = S$, $S_2 = 2S$, $S_3 = 3S$, $S_4 = 4S$. Управління багатопозиційним дискретним

будь-яку з 2^n позицій з кроком, що дорівнює найменшому ходу крайнього правого поршня (n – число поршнів). До переваг такого приводу слід віднести суміщення в одній конструкції виконавчого пристрою і цифроаналогового перетворювача, а також простоту стикування з цифровими системами керування. Недоліками приводу є: зупинка поршнів з ударами і непередбачуваний характер руху вихідної ланки в процесі руху від позиції до позиції.

7.2 Вільнопрограмовані багатопозиційні пневмоприводи

Системи керування мехатронних систем з пневматичними силовими контурами поділяються на *циклові, позиційні й контурні*.

Циклові системи керування використовуються в мехатронних системах з обмеженою кількістю точок позиціонування, причому вихідні ланки рухаються послідовно від одного крайнього положення до іншого. Використовуються тільки датчики положення й найпростіші алгоритми керування.

У *позиційних системах керування* реалізується алгоритм переміщення вихідної ланки з будь-якого початкового положення в будь-яке кінцеве положення з автоматичним плавним останком у точці позиціонування, але без контролю закону руху між координатами позиціонування. Істотна відмінність від циклових систем полягає в можливості оперативного програмування як координат позиціонування, так і послідовності рухів.

Контурні системи керування приводами забезпечують рух вихідної ланки від позиції до позиції за заданим законом (заданою траєкторією) з контролем швидкості руху в цих проміжках.

При роботі ПП у системі позиційного керування потрібна висока швидкодія, точність позиціонування та можливість оперативного переналаштування точок позиціонування. Традиційно для вирішення такого завдання використовувався аналоговий електрогідравлічний (або електропневматичний) слідкуючий привід. Однак, як відомо, при використанні цих систем вимоги високої точності та високої швидкодії є взаємовиключними. Такі системи досить дорогі і мають надмірні функціональні можливості, які повною мірою розкриваються тільки в

системах контурного керування, яким властива значно нижча швидкодія. До того ж численні спроби побудувати багатопозиційний ПП на основі аналогового керування, подібно до слідкуючого гідроприводу, зіткнулися з досить істотною перешкодою – відсутністю досить надійного серійного сервоклапана в номенклатурі більшості фірм-виробників пневмообладнання. З іншого боку, все зростаючий рівень цифрової обчислювальної техніки, її постійне здешевлення зробили очевидним той факт, що використання мікропроцесорних засобів для керування ПП стало економічно доцільним. При цьому, через практично необмежені функціональні можливості мікропроцесорних засобів керування, особливий інтерес викликають алгоритми з адаптивною системою керування, що дозволяють весь час стежити за помилкою позиціонування і відповідно змінювати умови включення керуючих розподільників. Найбільш переважним у цьому випадку стає релейне керування ПП. Релейне керування характеризується тим, що керуючий вплив змінюється стрибком, коли сигнал неузгодженості проходить через деяке граничне значення. Застосовується в основному в циклових та позиційних ПП. Для отримання інформації про координати зображуваної точки у фазовій площині такі системи оснащені, як і аналогові слідкуючі системи, датчиком положення й мають контур зворотного зв'язку. Однак застосовно до релейних приводів замість аналогового сервоклапана, що реагує на величину й знак неузгодженості між вхідним впливом і положенням робочого органа (РО), вони мають пневморозподільник, що дискретно спрацьовує із яскраво вираженою релейною характеристикою й реагують *тільки на знак функції неузгодженості* U . Таким чином, межею у фазовій площині буде лінія $U = 0$. Причому, у цьому разі функція неузгодженості U має, зазвичай, складніший характер, ніж П- регулятор ($U = x_z - x$).

Типова (базова) схема релейного ПП наведена на рис. 7.4. Формування керуючих сигналів за допомогою поляризованого реле, яке виробляє однорідні дискретні сигнали залежно від знаку U , проходить за схемою на рис. 7.5.

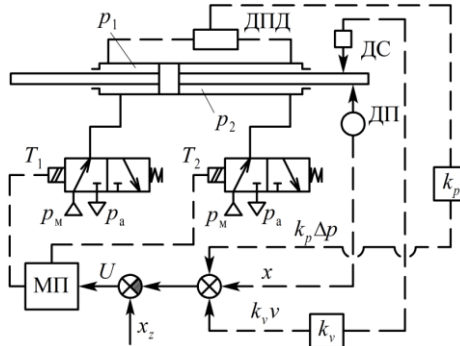


Рисунок 7.4 – Типова схема пневмопривода з релейним керуванням

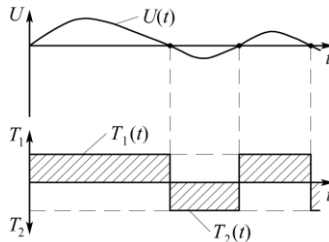


Рисунок 7.5 – Формування дискретних керуючих впливів

7.2.1. Вибір закону керування релейним пневмоприводом методом кореневого годографа

Незважаючи на наявність суттєво нелінійної релейної характеристики розподільника, деякі, найбільш фундаментальні висновки, пов'язані з вибором того чи іншого закону керування, можна зробити, спираючись на лінійну модель ПП.

Для оцінки запізнення між зміною тиску на виході релейного розподільника та тиском у порожнинах циліндра у прямому ланцюгу після релейного елемента потрібно ввести аперіодичну ланку $1/(\tau_0 s + 1)$. Спробуємо описати роботу релейного елемента за допомогою лінійного аналога. Будемо умовно вважати, що

характеристика дискретного розподільника при функції неузгодженості $U > 0$ описується деякою ламаною лінією OAB , причому кутовий коефіцієнт k_{OA} прямої при спрацьовуванні розподільника досить швидко змінюється від 0 до ∞ (рис.7.6). Аналогічно і при $U < 0$:

$$k_{OA} = (\operatorname{tg} \alpha)_{\alpha \rightarrow \frac{\pi}{2}} = \left(\frac{\Delta p_M}{U} \right)_{U \rightarrow 0}. \quad (7.1)$$

Таким чином, спрощена лінійна модель ПП при такій апроксимації у вигляді структурної схеми наведена на рис. 7.7.

По мірі того як зменшується абсолютна величина функції неузгодженості, кутовий коефіцієнт k_{OA} збільшується і при $U = 0$ $k_{OA} \rightarrow \infty$.

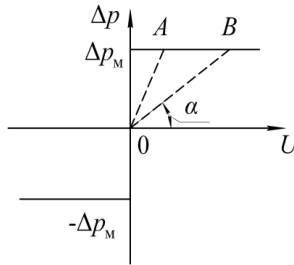


Рисунок 7.6 – Лінійна інтерпретація процесу перемикання релейного пневморозподільника

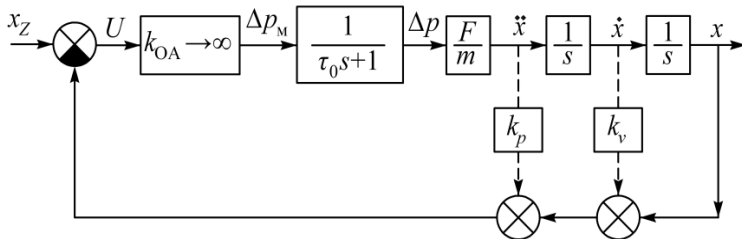


Рисунок 7.7 – Спрощена структурна схема релейного пневмопривода

У разі замикання ПП з дискретними розподільниками лише зворотним зв'язком за положенням робочого органу передавальна функція прямого ланцюга (рис. 7.7) має вигляд

$$W(s) = \frac{k_d}{s^2(1 + \tau_0 s)}. \quad (7.2)$$

$k_d = \frac{F}{m} k_{0A}$ - коефіцієнт посилення прямого ланцюга приводу

Передавальна функція замкнутого робочого органу (РО) ПП визначається як

$$W_3(s) = \frac{x(s)}{x_z(s)} = \frac{W(s)}{1 + HW(s)}. \quad (7.3)$$

де H – коефіцієнт передачі зворотного зв'язку за положенням РО

Для дослідження поведінки ПП при прагненні коефіцієнта $k_d = \frac{F}{m} k_{0A}$ до нескінченності дуже зручним є метод кореневого годографа. Траєкторії нулів та полюсів передавальної функції при зміні k_d від нуля до нескінченності дозволяють отримати при $k_d \rightarrow \infty$ нульовий портрет системи і зробити висновок про характер перехідного процесу при позиціюванні РО ПП.

При побудові кореневого годографа застосовуються добре відомі в теорії автоматичного керування прийоми.

При використанні одноконтурного регулятора (зворотний зв'язок за з положенням РО) передатна функція розімкнутого РО ПП має вигляд

$$W_p(s) = \frac{k_d H}{s^2(1 + \tau_0 s)}. \quad (7.4)$$

При $k_d = 0$ подвійний полюс знаходиться на початку координат $s_{1,2} = 0$, а одинарний – на дійсній осі $s_3 = -1/\tau_0$ (тобто в полюсах передавальної функції розімкнутого ПП). Через те, що нулів немає всі

три полюси спрямовуються в нескінченність при $k_d \rightarrow \infty$. Число асимптот $n - m = 3 - 0 = 3$. Координата перетину асимптот з дійсною віссю визначається виразом

$$O_A = \left(\sum_{i=1}^3 s_i - \sum_{j=0}^0 s_j \right) / (n - m) = [0 + 0 - \frac{1}{\tau_0}] / 3 = -\frac{1}{3\tau_0}. \quad (7.5)$$

Кути асимптот розраховуються за формулою

$$\theta_{A_i} = (2i + 1) \frac{180^\circ}{n - m}; \quad \theta_{A_1} = 60^\circ; \quad \theta_{A_2} = 180^\circ; \quad \theta_{A_3} = 300^\circ.$$

Нульовий портрет системи наведено на рис. 7.8, а.

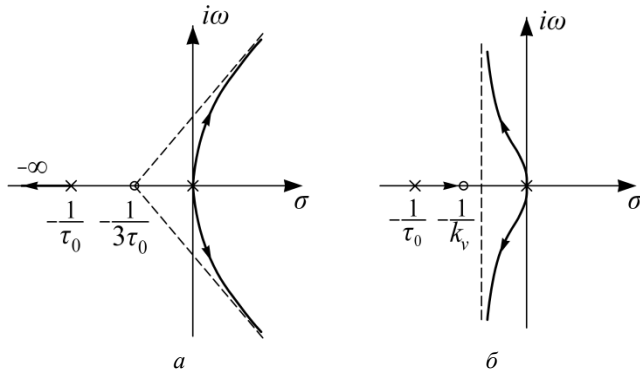


Рисунок 7.8 – Нульові портрети при використанні одноконтурного (а) і двоконтурного регуляторів (б)

Система нестійка. Для стабілізації роботи ПП використовуємо закономірність, яка проявляється у прагненні полюсів передавальної функції або до нескінченності, або до нулів передавальної функції розімкнутого ПП при $k_d \rightarrow \infty$. Метод стабілізації дискретного ПП ґрунтується на перетягуванні коренів характеристичного полінома з правої в ліву частину s -площини шляхом введення в ліву частину s -площини нулів.

Введемо до контуру керування додатковий вплив за швидкістю:

$$U = x_z - x - k_v v. \quad (7.6)$$

Тоді

$$H = 1 + k_v s. \quad (7.7)$$

У лівій напівплощині, таким чином, з'являється дійсний нуль:

$$W_p(s) = H(s)W(s) = \frac{k_d(1 + k_v s)}{s^2(1 + \tau_o s)}. \quad (7.8)$$

Вихідне положення полюсів при $k_d = 0$ те саме ($s_{1,2} = 0$; $s_3 = -1/\tau_o$). Кількість асимптот $n - m = 3 - 1 = 2$. Координата перетину асимптот з дійсною віссю визначається як

$$\sigma_A = \left(\sum_{i=1}^3 s_i - \sum_{j=0}^0 s_j \right) / (n - m) = \left(-\frac{1}{\tau_o} + \frac{1}{k_v} \right) / 2. \quad (7.9)$$

Кути асимптот – як

$$\theta_{A_i} = (2i + 1) \frac{180^\circ}{n - m}; \quad \theta_{A_1} = 90^\circ; \quad \theta_{A_2} = 270^\circ.$$

Умову сталої роботи ПП можна отримати з виразу (7.9). ПП стійкий при

$$\left| \frac{1}{\tau_o} \right| > \left| \frac{1}{k_v} \right|. \quad (7.10)$$

За цієї умови кореневий годограф наведений на рис. 7.8, б.

Введення до закону керування лінійного впливу за першою похідною на фазовій площині може бути відображено лінією перемикання у вигляді похилої прямої, що проходить через точку позиціювання (рис. 7.9).

Причому кут нахилу цієї лінії, що характеризується коефіцієнтом k_v , визначає демпфуючі властивості релейної системи. Чим більш полого лінія, тобто чим вище k_v , тим більш демпфована система.

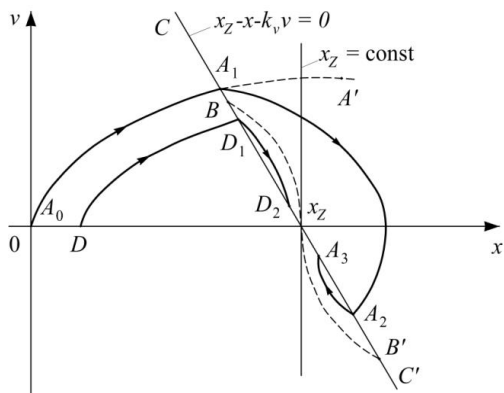


Рисунок 7.9 – Рух РО ПП уздовж лінії перемикання у фазовій площині

Напруги T_1 і T_2 , що подаються на електромагніти розподільників (рис. 7.4), при реалізації ПД-регулятора формуються за наступним алгоритмом:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= T_H \frac{1 - \text{sign}(U)}{2} = T_H \frac{1 - \text{sign}(x_z - x - k_v \cdot v)}{2}; \\
 T_2 &= T_H \frac{1 + \text{sign}(U)}{2} = T_H \frac{1 + \text{sign}(x_z - x - k_v \cdot v)}{2}.
 \end{aligned}
 \tag{7.11}$$

де T_H – номінальна напруга.

Такий алгоритм ідентичний реалізації пропорційно-диференційного зворотного зв'язку (ПД-регулятора) при наявності релейного елемента (розподільника) у прямому ланцюзі. Якщо функція неузгодженості має вигляд $U = x_z - x - k_v \cdot v$, а релейний елемент (розподільник) реагує тільки на знак функції неузгодженості,

то це й забезпечить рух РО уздовж лінії перемикання, що задається рівнянням $x_z - x - k_v \cdot v$, до заданої точки позиціювання x_z (рис 7.9).

Для більш надійного і жорсткого відпрацювання лінії перемикання необхідно ввести ще два нулі в ліву напівплощину s -площини. Такий захід дозволить зв'язати та зафіксувати домінуючі комплексно-сполучені полюси передавальної функції.

Це досягається введенням додаткового зворотного зв'язку за перепадом тиску на поршні (прискорення), тобто за рахунок переходу до триконтурного регулятора:

$$U = x_z - x - k_v v - k_p \Delta p. \quad (7.12)$$

Якщо сили тертя малі, а іншого статичного навантаження немає, то введення зворотного зв'язку за перепадом тиску адекватно введенню зворотного зв'язку за прискоренням:

$$\ddot{x} = \frac{F}{m} \Delta p. \quad (7.13)$$

Заміна впливу за прискоренням впливом за перепадом тиску є бажанішою через те, що датчики тиску надійніше і дешевше датчиків прискорення.

Передавальна функція ланцюга зворотного зв'язку в цьому випадку виглядає так:

$$H(s) = 1 + k_v s + \frac{k_p m}{F} s^2; \quad (7.14)$$

$$W_p(s) = H(s)W(s) = \frac{k_d(1 + k_v s + k_y s^2)}{s^2(1 + \tau_0 s)}. \quad (7.15)$$

Стартові позиції полюсів залишаються незмінними: подвійний полюс знаходиться на початку координат, а одинарний дійсний – у точці $-1/\tau_0$. Однак кінцеві координати полюсів будуть істотно різними

в залежності від співвідношення коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків k_v і k_y , які визначають положення нулів:

$$n_{1,2} = \frac{1}{2k_y} \left(-k_v \pm \sqrt{k_v^2 - 4k_y} \right). \quad (7.16)$$

Обидва нуля знаходяться з лівого боку комплексної площини. При $k_v > 4k_y$ нулі дійсні, і можливий варіант годографа показаний на рис. 7.10, а. При $k_d \rightarrow \infty$ усі три полюси розташовані на дійсній осі. Система неколивальна, але відрізняється низькою швидкодією. При $k_v < 4k_y$ нулі, що є центрами тяжіння комплексних полюсів, є комплексно-сполученими, і типовий годограф показаний на рис. 7.10, б.

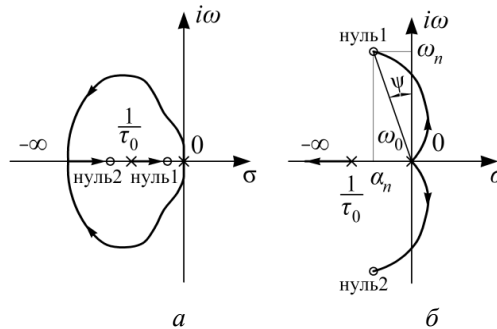


Рисунок 7.10 – Нульові портрети системи при наявності триконтурного регулятора:

$$a - k_v > 4k_y; \quad б - k_v < 4k_y.$$

При $k_d \rightarrow \infty$ домінуючі полюси розташовані у двох комплексно-сполучених нулях:

$$n_{1,2} = \frac{1}{2k_y} \left(-k_v \pm i\sqrt{4k_y - k_v^2} \right) = -\xi\omega_0 \pm i\omega_0\sqrt{1-\xi}. \quad (7.17)$$

З теорії коливань відомо, що для досягнення максимальної швидкодії необхідно, щоб $\psi = 45^\circ$, а $\xi = 1/\sqrt{2}$. З урахуванням цього можна отримати важливі рекомендації щодо вибору коефіцієнтів підсилення зворотних зв'язків:

$$k_v = \sqrt{\frac{2k_p m}{F}}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{F}{k_p m}}; \quad \alpha_n = \frac{k_v}{2k_y}. \quad (7.18)$$

Чим більше ω_0 , тим вище швидкодія ПП; чим більше α_n , тим більш стійким є процес.

Таким чином, найбільш бажаними є закони керування, де керуюча дія формується на основі дво-і триконтурних регуляторів з функціями неузгодженості виду (7.6) та (7.11). Спираючись на ці закони можна побудувати ефективніші алгоритми системи з дискретним адаптивним керуванням.

7.2.2 Реалізація режиму самонавчання на основі ПП із дросельним двоетапним гальмуванням РО

Одним з перших зразків ПП, де використовувалися елементи адаптивного керування побудованого на самонавчання, є ПП з фрикційним гальмом, схема якого наведена на рис. 7.11.

Пневматична схема ПА дозволяє здійснювати двоетапне позиціонування. Вводиться контроль за двома координатами: за координатою першого збігу x_v , при досягненні якої швидкість швидкого ходу \dot{x}_M зменшується до повзучої швидкості \dot{x}_0 за рахунок збільшення опору вихлопного тракту при перемиканні з дроселя DRM на дросель DRO і координатою другого збігу x_s , при досягненні якої спрацьовує гальмівний клапан $У_5$.

Таблиця 7.1 ввімкнень електропневмоклапанів дозволяє досягти хорошої керованості ПА, що є передумовою реалізації режиму самонавчання.

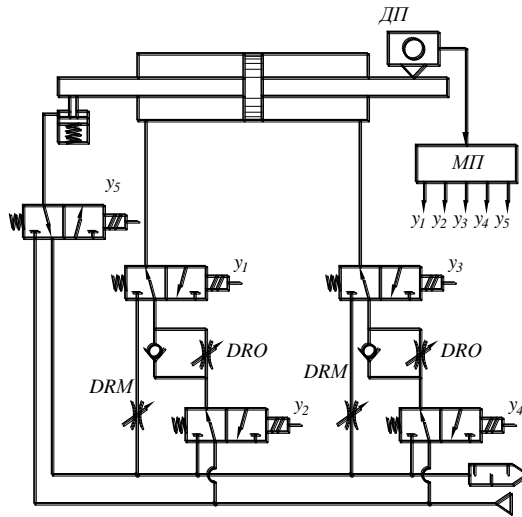


Рисунок 7.11 – Пневматична схема багатопозиційного ПА з використанням режиму «повзучої» швидкості

Таблиця 7.1 Фази вмикання електропневмоклапанів

Напряв	Фаза	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5
Вправо	\dot{x}_M	0	0		1	1
	\dot{x}_0	0	0	0	1	1
	Стоп	0	0	0	1	0
Вліво	\dot{x}_M	1	1	0	0	1
	\dot{x}_0	0	1	0	0	1
	Стоп	0	1	0	0	0

Правильний вибір кординати x_v дозволяє підвищити швидкодію ПА. Правильний вибір кординати x_s визначає точність позиціювання. На рис. 7.12 показані траєкторії руху у фазовій площині РО ПА, що ілюструють вплив вибору першого перемикування x_v .

Програма адаптивного керування полягає у тому, що керуюча ЕОМ у результаті тестування сама визначає оптимальну точку включення гальмівного клапана y_5 . На рис. 7.13 показана $\dot{x}-x$ діаграма послідовності позиціонування.

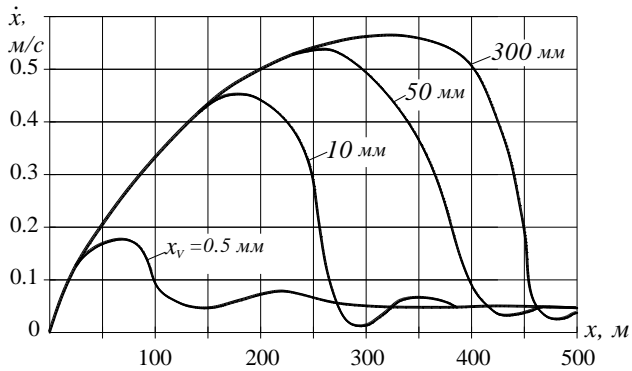


Рисунок 7.12 – Вплив вибору координати першого перемикання на процес позиціонування

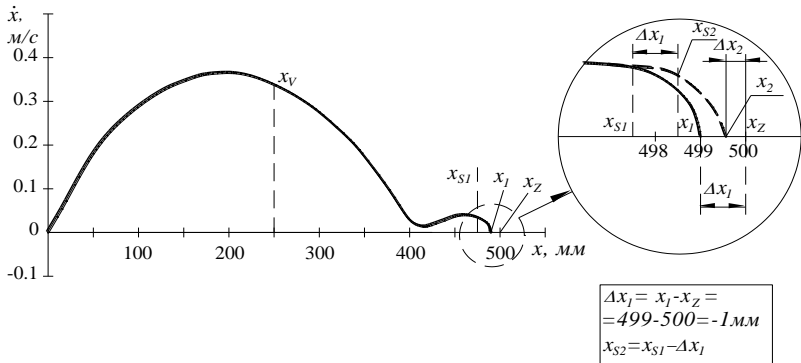


Рисунок 7.13 – Процес тестування у фазовій площині

Коригування заданих точок збігу x_{s_i} (де i – номер дослід) здійснюється у вигляді обчислення різниці між дійсною позицією

$x(i-1)$ та заданою позицією x_z після гальмування. У вузлі переробки інформації нова точка збігу визначається як:

$$x_{si} = x_s(i-1) - \Delta x(i-1), \quad (7.19)$$

де $\Delta x(i-1) = x(i-1) - x_z$.

Визначення точок збігу x_s за допомогою тестування ілюструється на рис. 7.13. У цих виразах x_1 і x_{s1} відповідно координати зупинки та другого збігу на попередньому досліді.

Оскільки параметри, що впливають на точність, непостійні в часі, мікропроцесор використовується для двох цілей: для створення вищеприписаного стартового значення x_s , а також для поточного коригування при кожному кроці позиціонування.

Недоліком такої методики позиціонування є неможливість впливати на точку гальмування x_v , що дуже часто призводить до затяжного процесу спрацьовування ПП. Крім того, як показали досліді, дросельне гальмування та перехід на повзучу швидкість можливий лише за невеликого інерційного навантаження ($\beta \leq 0,3$).

7.2.3 Вибір оптимального режиму позиціонування релейного пневмопривода за допомогою програми самонавчання.

При переході від аналогового керування з використанням дросельного гальмування при вирішенні задачі самонавчання (рис 7.11) до релейного керування на основі ПД-регулятора з використанням гальмування за рахунок зміни структури комутаційних зв'язків вдається:

- розширити область використання ПП у бік суттєвого збільшення інерційних навантажень;
- здійснити в результаті самонавчання оптимізацію процесу позиціонування як за точністю так і за швидкодією;
- забезпечити більш ефективне використання працездатності стисненого повітря.

Фазовий портрет ПП з дискретним керуванням при використанні ПД-регулятора з функцією перемикання $U = x_z - x - k_v v$ наведений на рис. 7.9. Якби зворотного зв'язку не було, то зображуюча точка A_0 рухалася б від A_1 до A' по пунктирній траєкторії. За наявності зворотного зв'язку характер руху буде значно іншим. Після виходу на пряму CC' ($x_z - x - k_v v = 0$) зображуюча точка A_1 внаслідок реверсування пневмоциліндра змінює траєкторію і починає рухатися по параболі A_1A_2 і знову виходить на лінію перемикання в точці A_2 , а далі рухається по параболі A_2A_3 . Причому, перебуваючи поза лінією перемикання системи, вона не схильна до впливу зворотного зв'язку і рухається так, як би зворотного зв'язку не було. Особливий інтерес представляють параболи Bx_z і $B'x_z$, що проходять через координату позиціонування. Саме відрізки цих парабол є оптимальною лінією перемикання. Якщо при відпрацюванні похилої лінії перемикання зображуюча точка потрапляє на похилу лінію в межах відрізка BB' , то, рухаючись по параболі A_2A_3 , близькій за формою до Bx_z , вона знову потрапляє на пряму CC' . По мірі наближення до точки x_z частота перемикань розподільника збільшується, а траєкторія руху самого робочого органу дедалі більше наближається до лінії перемикання; сама пневмосистема у цьому режимі може бути описана рівнянням

$$x_z - x - k_v v = 0. \quad (7.20)$$

Такий режим у теорії автоматичного керування називається *ковзаючим*, а лінію перемикання на цій ділянці можна вважати *лінією ковзання*. Ідея створення ковзаючого режиму, що забезпечує задану якість процесу регулювання при параметрах об'єкта (пневмоциліндра при різних навантаженнях і координатах позиціонування), які сильно змінюються, є дуже привабливою. Дійсно, наявність ковзаючого режиму цікава тим, що закон руху РО у районі точки

позиціонування визначається не параметрами об'єкта регулювання, а коефіцієнтом штучно створеної лінії ковзання.

Однак серед безлічі ліній перемикачів є оптимальна $C^*C_1^*$, що забезпечує найбільш високу швидкість тобто попадання в точку позиціонування в результаті тільки одного перемикачів розподільника. Однак, аналітичне визначення такої лінії перемикачів є практично нерозв'язним завданням.

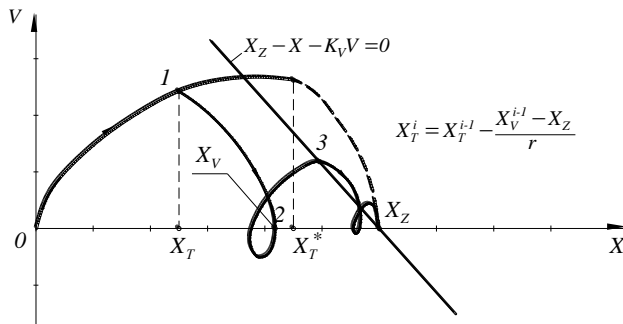


Рисунок 7.14 – Процес автоматичного визначення оптимального режиму позиціонування

До того ж, процес постійного відстеження лінії перемикачів є нерациональним, виходячи з вимоги високої швидкості. Найбільш перспективним з точки зору підвищення швидкості є такий режим руху РО, при якому більшу частину відстані між координатами позиціонування ПП проходить, залишаючись розімкненим без використання дроселюючих елементів в живильному і вихлопному трактах. Таким чином, схеми з дросельним регулюванням слід виключити.

У зв'язку з цим найбільш рациональним для ПП, що працює в системі позиційного керування, є *триетапний режим позиціонування*, при якому перші два етапи (розгін і радикальне (грубе) гальмування аж до першої зупинки РО) здійснюється при розімкненому ПП (траєкторія 0-1-2 на рис. 7.14), і лише третій, завершальний етап, є

відстеженням лінії перемикавання (траєкторія 2-3- x_z), коли один з розподільників (реверсивний) перемикається в залежності від знака функції неузгодженості. При цьому реалізація найбільш тривалих перших двох етапів позиціонування не вимагає обчислення швидкості та функції U . Крім того, відпадає необхідність у визначенні оптимального кута нахилу лінії перемикавання у фазовій площині; при цьому достатньо коригування лише координати радикального (грубого) гальмування x_T відповідно до формули (7.21) (див. рис. 7.14). Довільно обрана координата гальмування x_T^0 далі піддається постійному коригуванню, і абсциса нової координати гальмування для повторного i -го досліді (x_T^i) визначається як

$$x_T^i = x_T^{i-1} - \frac{x_V^{i-1} - x_Z}{r}, \quad (7.21)$$

де x_T^{i-1}, x_V^{i-1} – координати гальмування і першої зупинки при попередньому досліді.

Якщо в результаті тестування на i -му кроці після чергового коригування відповідно до формули (7.21) $|x_z - x_V^i| \leq \varepsilon$, то оптимальна координата «грубого» гальмування запам'ятовується ($x_T^* = x_T^i$). Таким чином, отриманий режим позиціонування буде вважатися оптимальним, тобто таким, при якому в результаті тільки одного перемикавання гальмівного розподільника забезпечується позиціонування із заданою точністю, а третя фаза руху взагалі відсутня.

Перехід до третього етапу позиціонування в експлуатаційному режимі можливий у випадку, коли умови функціонування зміняться настільки, що координата позиціонування внаслідок гальмування вийде за межі заданої точності. Наявність третього етапу буде не тільки здійснювати «страховку», тобто безумовне відпрацювання заданої координати позиціонування за умов функціонування, що змінюються, а й змінювати координати початку гальмування x_T^* . Останню властивість можна з повною підставою вважати реалізацією *режиму адаптації*.

Для конкретизації даного алгоритму необхідний вибір найбільш раціональної схеми ПП, яка б забезпечила його реалізацію з максимальною ефективністю.

7.2.4 Вибір раціональної структури багатопозиційного пневмоприводу з дискретним керуванням, що забезпечує режим самонавчання

Схему на рис. 7.4 можна розглядати як базу, вона підходить для наочної ілюстрації різних способів дискретного керування ПП. Деякі автори саме її пропонують до створення багатопозиційного ПП. Однак надто малий набір комутаційних ситуацій для лівої та правої порожнин ПП надзвичайно ускладнює її практичне застосування. На практиці доцільніше відокремити фазу попереднього (радикального) гальмування від фази стеження за лінією перемикання та перейти до триетапного режиму позиціонування. Це завдання важко вирішити за допомогою найпростішої схеми на рис. 7.4, яка має для всіх трьох фаз руху (розгін, грубе гальмування, стеження за лінією перемикання) існують лише дві комутаційні ситуації.

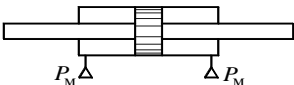
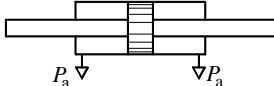
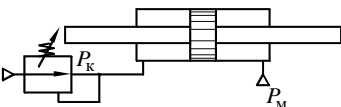
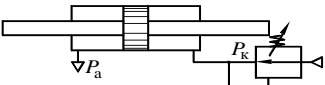
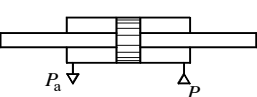
До пневматичної схеми керування має пред'являтися одна істотна вимога – забезпечити можливість відділення фази «грубого» гальмування, коли в основному гаситься кінетична енергія рухомих частин, від фази стеження за лінією перемикання, коли необхідний набагато більш делікатний режим розгону і гальмування, щоб уникнути «розгойдування» системи.

Вирішуватимемо завдання триетапного процесу позиціонування, спираючись на схеми ПП з гальмуванням (керуванням), шляхом зміни структури комутаційних зв'язків. Всі можливі комутаційні зв'язки у вихідному стані, при радикальному гальмуванні та відстеженні лінії перемикання зведемо до табл. 7.2, 7.3, 7.4. Для режиму розгону залишимо лише одну комутаційну ситуацію, коли робоча порожнина ПП з'єднана з магістраллю, а вихлопна порожнина – з атмосферою.

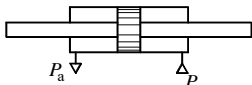
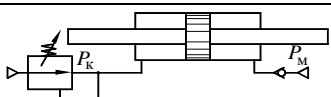
Для опису комутаційної ситуації у кожній фазі руху прийнято такий порядок: варіант комутації порожнин ПП при вихідному стані (фіксації) позначений римською цифрою (див. табл. 7.2); варіант

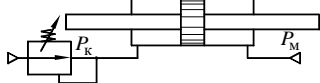
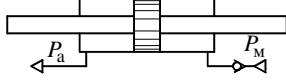
комутації порожнин ПП при грубому гальмуванні – арабськими цифрами (див. табл. 7.3); варіант комутації при відстеженні лінії перемикання позначений літерами (див. табл. 7.4).

Таблиця 7.2 – Варіанти вихідного стану ПП (рух РО вправо)

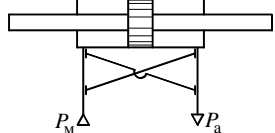
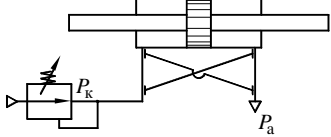
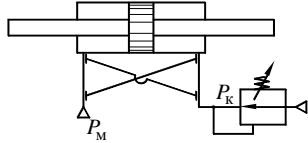
Варіант комутації	Схема	Опис
I		Без початкового перепаду з максимальним рівнем тиску
II		Без початкового перепаду з нульовим рівнем тиску
III		Мінімальний перепад тиску з обмеженням зверху магістральним тиском
IV		Мінімальний перепад тиску з обмеженням знизу атмосферним тиском
V		Максимальний перепад тиску

Таблиця 7.3 – Варіанти радикального («грубого») гальмування (рух РО вправо)

№ п/п	Схема	Опис
1		Максимальний перепад тиску з обмеженням нижнього та верхнього рівнів
2		Регульований перепад з обмеженням верхнього рівня через зворотний клапан

3		Регульований перепад обмеженням верхнього рівня 3
4		Максимальний перепад обмеження верхнього рівня без

Таблиця 7.4 – Варіанти комутації при відстеженні лінії перемикання

№ п/п	Схема	Описання
а		Максимальний перепад тиску
б		Мінімальний перепад тиску з обмеженням нижнього рівня Pa 3
в		Мінімальний перепад тиску з обмеженням верхнього рівня Pм 3

Універсальна пневматична схема, що реалізує всі необхідні комутаційні ситуації для всіх фаз руху відповідно до табл. 7.2 – 7.4, наведена на рис. 7.15, 7.16. Тут ПК – програмований контролер; ДП – датчик положення; БП1 – блок живлення інтерфейсної магістралі; БП2 – блок живлення вільнокомпонованих модулів контролера; МП – мікропроцесорний модуль; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; МВ – модуль виведення дискретних (цифрових) сигналів; ІМО –

інтерфейсна магістраль; Φ – механічний фіксатор; F, R, T_1, T_2, T_3 – дискретні електричні сигнали керування пневморозподільників.

Прі наявності п'ятилінійних трипозиційних пневморозподільників (фірми FESTO, SMC) вдається скоротити кількість розподільників (рис. 7.16).

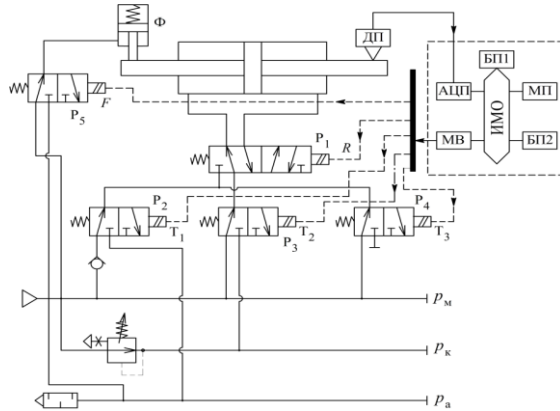


Рисунок 7.15 – Універсальний пневматичний модуль керування з мінімальною необхідною кількістю пневморозподільників

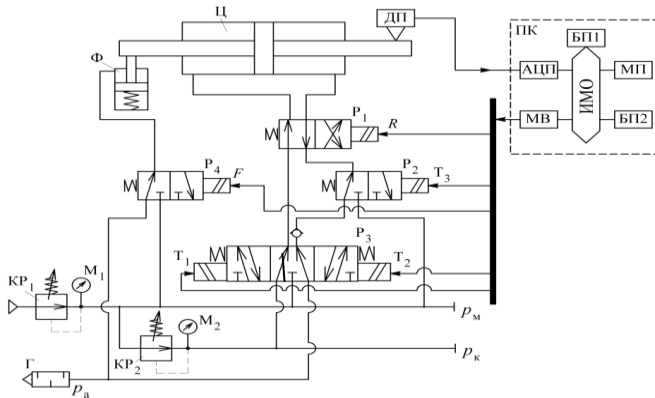


Рисунок 7.16 – Універсальний пневматичний модуль для триетапного позиціонування на базі п'ятилінійного трипозиційного розподільника

Таблиця 7.5 – Алгоритми керування пневморозподільниками при різних способах позиціювання

Номер схеми	Фази руху	T_1	T_2	T_3	R
1	2	3	4	5	6
<i>I.1.a</i> рух вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	1	0	0	1
	відстеження лінії перемикання	1	0	0	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	1	0	1	0
<i>I.2.в</i> рух вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	0	0
	відстеження лінії перемикання	0	1	1	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	1	0	1	0
<i>I.3.в</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	1	0
	відстеження лінії перемикання	0	1	1	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	1	0	1	0
<i>I.2.б</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	0	0
	відстеження лінії перемикання	0	0	0	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	1	0	1	0
<i>III.3.в</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	0	0
	відстеження лінії перемикання	0	1	1	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	0	1	1	0
<i>IV.2.б</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	0	0
	відстеження лінії перемикання	0	0	0	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	0	0	0	0

1	2	3	4	5	6
<i>IV.3.б</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	0	1	1	0
	відстеження лінії перемикання	0	0	0	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	0	0	0	0
<i>V.1.a</i> движення вправо	розгін	1	0	0	0
	грубе гальмування	1	0	0	1
	відстеження лінії перемикання	1	0	0	$\frac{1-\text{sign}U}{2}$
	фіксація	1	0	0	1

Розподільник P_1 забезпечує відстеження лінії перемикання. Розподільники P_2 та P_3 (P_4) забезпечують всю необхідну гаму комутаційних ситуацій для кожної з трьох фаз руху, а також у фазі фіксації. При відстеженні лінії перемикання для підвищення стійкості цього процесу бажано обирати тиск P_k у варіанті ν (див. табл. 7.4), близький до магістрального P_m , а у варіанті δ – близький до атмосферного тиску P_a . Всі алгоритми керування, що реалізуються за допомогою пневматичного модуля на рис 7.16 і практична користь, наведені в табл. 7.5. Причому нумерація схем відповідає порядку, викладеному в табл. 7.2 – 7.4. Варіант *I.1.a* повністю відповідає схемі на рис. 7.5 і залишений як порівняння. Найбільш перспективними алгоритмами керування є *I.2.в*, *I.3.в*, *I.2.б*, *IV.2.б*. Причому останній розглядається як спроба мінімізації енерговитрат. Інші варіанти (*I.2.в*, *I.3.в*, *I.2.б*) наведені як надійні способи позиціонування, оскільки вони здатні досить жорстко відстежувати лінію перемикання.

Алгоритм керування застосовно до одного з найперспективніших варіантів *I.3.в* виглядає наступним чином:

1. Введення x_0, x_z, k_v

$$\begin{array}{l}
 \text{I Розгін:} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Якщо } x_z > x_0, \text{ то } x_{T_0} = \frac{x_z - x_0}{2} + x_0 - \text{вибір} \\
 \text{початкової координати "грубого" гальмування.} \\
 \text{Якщо } x < x_T, \text{ то } T_1 = 1; T_3 = T_2 = R = 0; \\
 \text{інакше фаза II}
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{II «Грубое»} \\
 \text{гальмування} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 \text{Якщо } x > x_T \text{ и } |V| > \varepsilon_V, \text{ то } T_2 = T_3 = 1; \\
 T_1 = R = 0. \\
 \text{Якщо } x > x_T, \text{ и } |V| < \varepsilon, \text{ то } x_V^{i+1} = x, T_1 = 1; \\
 x_T^{i+1} = x_T^i - \frac{x_V^{i+1} - x_z}{z} - \\
 \text{відшукування координати гальмування.} \\
 \text{Якщо } |x_V^i - x_z| > \varepsilon, \text{ то фаза III, інакше} \\
 \text{фаза IV}
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

$$\begin{array}{l}
 \text{III Відпрацю-} \\
 \text{вання лінії} \\
 \text{перемикання} \\
 \left\{ \begin{array}{l}
 U = x_z - x - K_V V; \quad R = \frac{1 - \text{sign} U}{2} \\
 \text{тобто } R = 0 \text{ при } x < x_z - K_V V \\
 R = 1 \text{ при } x > x_z - K_V V
 \end{array} \right.
 \end{array}$$

$$\text{IV фіксація} \quad T_1 = T_3 = 1; \quad T_2 = R = 0; \quad \Phi = 0.$$

На рис. 7.17 наведений розрахунковий перехідний процес, отриманий на ЕОМ, під час роботи ПП зі схемою на рис. 7.16 за алгоритмом керування 1.3.в. Перехідний процес на рис. 7.17 відповідає початковому варіанту тестування, коли координата гальмування вибирається рівною: $x_T = \frac{(x_0 - x_z)}{2}$, де x_0 – початкова координата

позиціонування. Абсолютна стійкість процесу відпрацювання лінії перемикання у третій фазі руху РО, який починається після його першої зупинки, дозволяє досить ефективно провести тестування та визначити оптимальну координату "грубого" гальмування (рис. 7.18).

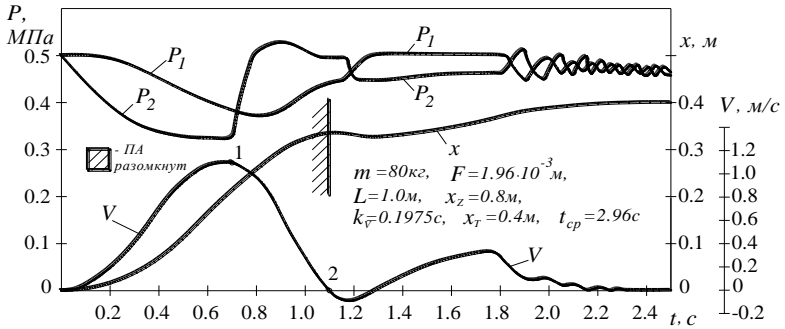


Рисунок 7.17 – Перехідний процес для ПП з алгоритмом *I.3.в* при початковому процесі позиціонування

Як видно, в результаті п'яти дослідів контролер автоматично визначає координату радикального гальмування x_T^* , домагаючись оптимізації перехідного процесу як за швидкістю, так і за точністю (час спрацювання скоротився з 2,96 до 1,27 с.).

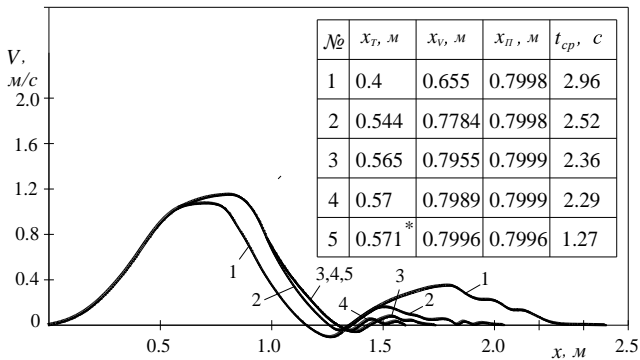


Рисунок 7.18 – Процес самонавчання ПП при триетапному процесі позиціонування

На рис. 7.19 наведено процес позиціонування ПП з алгоритмом керування *IV.2.в*, який слід віднести до енергозберігаючих, адже під

час відстеження лінії перемикавання використовується низький рівень тиску. Однак істотними недоліками є велике негативне прискорення при гальмуванні і великий відрізок часу між початком грубого гальмування та виходом на відстеження режиму лінії перемикавання. Це ускладнює пошук оптимальної координати гальмування при тестуванні та реалізацію заданої точності позиціонування за наявності затримки часу у спрацюванні фіксатора.

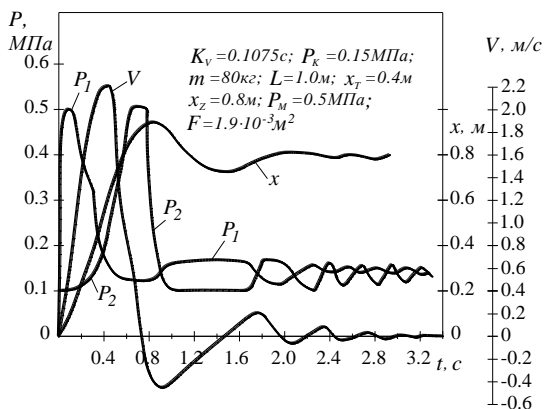


Рисунок 7.19 – Процес позиціонування ПП з алгоритмом IV.2.6

Висновки: наведена стратегія адаптивного керування багатопозиційним дискретним ПП, в основі якої лежить метод триетапного режиму позиціонування з відпрацюванням на останньому етапі лінії перемикавання виду $U = x_z - x - k_v \cdot v = 0$ (двоконтурний ПД-регулятор), при якому за рахунок самонавчання автоматично визначається оптимальний режим позиціонування. Запропоновано метод самонавчання, при якому оптимальний режим позиціонування як за точністю, так і за швидкістю знаходиться контролером на підставі постійної корекції координати гальмування шляхом порівняння координати першої зупинки РО і заданої координати позиціонування. Оптимальним вважається такий режим, при якому в результаті одного перемикавання гальмівного розподільника забезпечується позиціонування

із заданою точністю, а третя фаза руху взагалі відсутня. Перехід до третього етапу позиціонування в експлуатаційному режимі можливий у разі, коли умови функціонування змінюються настільки, що координати позиціонування внаслідок радикального ("грубого") гальмування виходять за межі заданої точності. У цьому випадку третій етап завжди здійснюватиме "страховку", тобто безумовне відпрацювання заданої координати позиціонування та зміну координати "грубого" гальмування. У цьому сенсі викладену стратегію керування можна з повною підставою вважати *адаптивною*.

Запитання для самоконтролю:

1. Яким чином досягається стійкість дискретної системи, тобто. перетягування полюса передавальної функції з правої напівплощини зображень по Лапласу в ліву напівплощину?
2. Які три форми лінії перемикання можна використовувати при реалізації вільнопрограмованого пневмоприводу?
3. Що таке «ковзний» режим при відпрацюванні лінії перемикання? У чому переваги та недоліки цього режиму?
4. Які три етапи закладено у спосіб триетапного позиціонування?
5. Яким способом здійснюється адаптація до змінних умов функціонування у вільнопрограмованому пневмоприводі з самонавчанням?
6. Які вимоги пред'являються до запірно-розподільної апаратури пневмоприводу, що використовує режим відпрацювання лінії перемикання?
7. У якому разі режим позиціонування вважається оптимальним у вільнопрограмованому пневмоприводі?

РОЗДІЛ 8. СИНТЕЗ БАГАТОТАКТНИХ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ

Математичним апаратом аналізу та синтезу дискретних пневматичних систем керування (ПСК) слугує двозначна алгебра логіки (булева алгебра) та теорія графів. Розрізняють однотоктні ПСК, в яких стан виходів однозначно визначається станом входів, і багатотактні ПСК, стан виходів в яких залежить від стану входів в поточний і попередній моменти часу, що досягається за допомогою ланцюгів зворотного зв'язку або елементів пам'яті (ЕП). Процес побудови багатотактних ПСК складається із трьох етапів:

- 1) складання формалізованого опису ПСК за її словесним описом;
- 2) перетворення опису роботи ПСК в її математичний опис (складання логічних рівнянь);
- 3) графічне зображення схеми ПСК за її математичним описом.

8.1 Формалізація опису роботи пневматичної системи керування

Для формалізованого опису роботи ПСК будемо використовувати мову сенквенційного опису машин (СОМ), яка може бути використана для синтезу ПСК як вручну, так і на ЕОМ. Опис мовою СОМ складається із двох розділів: першого, що містить списки входів і виходів (табл. 1); другого, що складається з пунктів та обмежень, що містять метаописи (табл. 2 – 5).

Розподіл опису на пункти проводиться з технологічних, конструктивних, функціональних та інших міркувань. Опис роботи всередині пункту складається з ситуацій, що виникають у процесі функціонування ПСК (під ситуацією розуміється стан виконавчого пристрою (ВП) та ЕП) і наводиться у вигляді орієнтованого графа сенквенційних описів (ГСО) вершини якого відповідають ситуаціям, а дуги – переходам між ситуаціями. Умови переходу записуються на дугах зліва від знака сенквенції і задаються булевими функціями, причому зліва від коми записуються сигнали, що викликають і дозволяють цей перехід, які називаються підбором збудження – ПЗ, а праворуч – сигнали, рівні одиниці на даному переході.

Як приклад наведемо опис роботи ПСК агрегатного верстата.

Опис роботи агрегатного верстата:

- а) циліндр 1 – затискання заготовки на поворотному столі;
- б) циліндр 3 – підведення сверла і сверління;
- в) циліндр $\bar{3}$ – відведення сверла;
- г) висування штока циліндра 2 – поворот столу у другу позицію;
- д) $\bar{3}$ – подведення сверла і сверління;
- е) $\bar{3}$ – відведення сверла;
- ж) $\bar{2}$ – повернення столу у попередню позицію;
- з) $\bar{1}$ – розтискання заготовки.

Таким чином, робота ПСК здійснюється за циклом $1\ 3\ \bar{3}\ 2\ 3\ \bar{3}\ \bar{2}\ \bar{1}$ (табл. 1). Контроль циклу здійснюється за розташуванням робочого органа та за тиском (розділ 4.5). Для контролю 2-го та 3-го циліндра вводяться кінцеві перемикачі $x_3 - x_4$ та $x_5 - x_6$. Для контролю роботи 1-го циліндра використовується кінцевий перемикач x_1 та клапан послідовності (розділ 4.5.2) x_2 , налаштування якого визначає зусилля притиску.

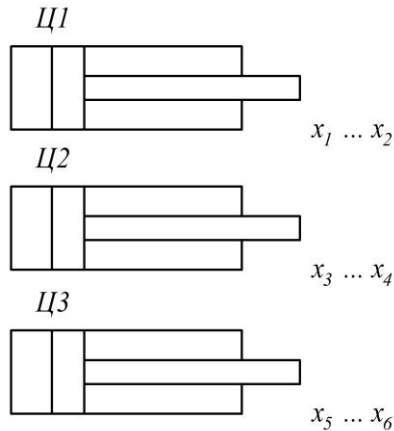


Рисунок 8.1 – Циліндри агрегатного верстата

Розділ 1

Таблиця 8.1 – Входи та виходи при роботі пневматичної системи керування

ВИХОДИ		ВХОДИ (положення)			
Операції	Позначення	Автомат. режим		Налашт. режим	
		Вихідне полож.	Кінцеве полож.	Увімк.	Вимкн.
Увімкнення електродвигуна верстата	z_c				
Рух 1-го циліндра	Ц_1	x_1	x_2	x_{10}	\bar{x}_{10}
Рух 2-го циліндра	Ц_2	x_3	x_4	x_{12}	\bar{x}_{11}
Рух 3-го циліндра	Ц_3	x_5	x_6	x_{13}	\bar{x}_{12}

В табл. 1 введені наступні позначення:

$x_1 \dots x_6$ – кінцеві перемикачі циліндрів;

x_7 – пускова кнопка системи;

x_8 – кнопка останова;

x_9 – перемикач режимів в позиції «автомат»;

\bar{x}_9 – перемикач режимів в позиції «налаштування»;

x_{10} , x_{11} , x_{12} – двопозиційні перемикачі з ручним керуванням для переміщення циліндрів при налаштуванні.

Розділ 2

Роботу у ПСК станка поділимо на наступні пункти:

1 – ввімкнення–вимкнення станка в автоматичному режимі;

2 – ввімкнення–вимкнення станка в режимі налаштування;

3 – робота ВП в автоматичному режимі;

4 - робота ВП в режимі налаштування.

Пункт 1. Ввімкнення-вимкнення станка в автоматичному режимі (табл. 8.2).

Верхній індекс S означає вмикання (або прямий хід); R – вимикання (або зворотний хід для циліндра).

Таблиця 8.2 – Сигнали при автоматичному режимі роботи станка

Номер ситуації	Одиничні вхідні сигнали	Одиничні вихідні сигнали	Номер наступної ситуації	Обмеження
1	$x_7(x_1 x_3 x_5)$	z_e^S	1	Стан входів не має значення
2	x_8	z_e^R	2	Те саме

У термінах булевої алгебри: ввімкнений – 1 (зайнятий);
вимкнений – 0 (вільний).

Пункт 2. Ввімкнення – вимкнення станка у режимі налаштування.

Таблиця 8.3 – Сигнали при роботі станка в режимі налаштування

Номер ситуації	Одиничні вхідні сигнали	Одиничні вихідні сигнали	Номер наступної ситуації	Обмеження
1	$x_9 x_7$	z_e^S	2	Стан входів не має значення
2	x_9	z_e^R	1	Те саме

Пункт 3. Робота виконавчих пристроїв в автоматичному режимі.

Таблиця 8.4 – Сигнали виконавчих пристроїв при автоматичному режимі роботи

Номер ситуації	Одиничні вхідні сигнали	Одиничні вихідні сигнали	Номер наступної ситуації	Обмеження
1	$x_1(x_3 x_5)$	z_1^S	2	$z_e = 1; x_9 = 1$
2	$x_2(x_3 x_5)$	z_3^S	3	-
3	$x_6(x_2 x_3)$	z_3^R	4	-
4	$x_5(x_2 x_3)$	z_2^S	5	-
5	$x_4(x_2 x_5)$	z_3^S	6	-
6	$x_6(x_2 x_4)$	z_3^R	7	-
7	$x_5(x_2 x_4)$	z_2^R	8	-
8	$x_3(x_2 x_5)$	z_1^R	1	-

У таблиці 8.4 під час запису одиничних вхідних сигналів перед дужками вказаний сигнал (або комбінація), що є сигналом безпосереднього збудження відповідного ВП.

Пункт 4. Робота виконавчих пристроїв в режимі налаштування

Таблиця 8.5 – Сигнали виконавчих пристроїв при роботі в режимі налаштування

Номер ситуації	Одиничні вхідні ситуації	Одиничні вихідні ситуації	Номер наступної ситуації	Обмеження
1.1	x_{10}	z_1^S	2	$z_e = 1; x_9 = 1$
1.2	x_{11}	z_2^S	3	Те саме
1.3	x_{12}	z_3^S	4	Те саме
2	\bar{x}_{10}	z_1^R	1	Те саме
3	\bar{x}_{11}	z_2^R	1	Те саме
4	\bar{x}_{12}	z_3^R	1	Те саме

Будуємо графи ситуацій за пунктами 1 – 4 (рис. 8.2 – 8.5).

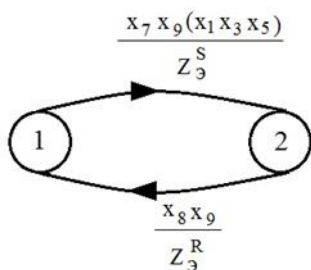


Рисунок 8.2 – Граф ситуацій по пункту 1 опису

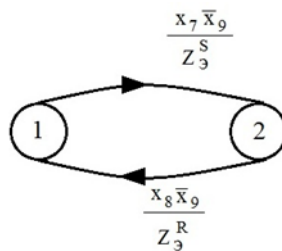


Рисунок 8.3 – Граф ситуацій по пункту 2 опису

Перетворення вихідних ГСО здійснюється для того, щоб отримати формалізований опис, що забезпечує при синтезі отримання схеми ПСК з мінімальним числом елементів. Перетворення ГСО

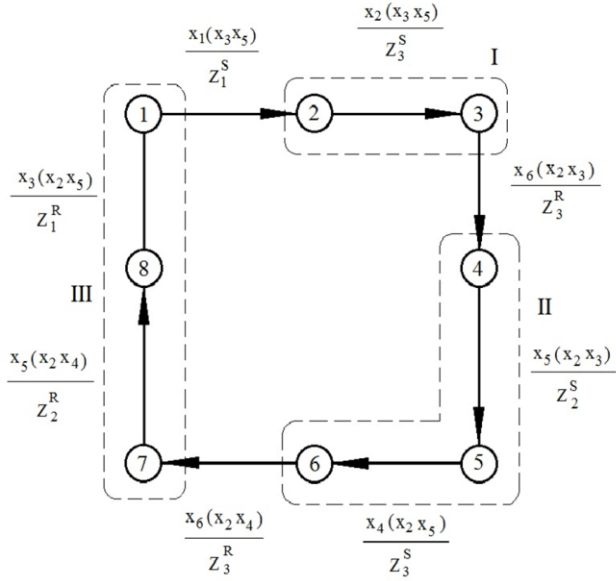


Рисунок 8.4 – Граф ситуацій по пункту 3 опису

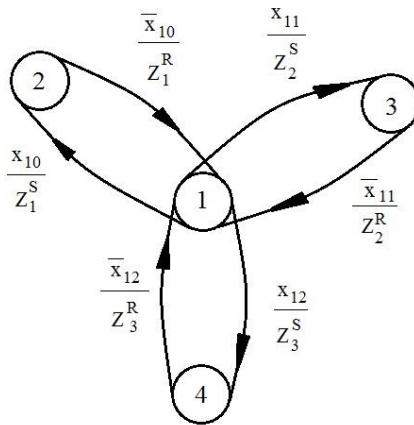


Рисунок 8.5 – Граф ситуацій по пункту 4 опису

включає в себе об'єднання ГСО, що описує роботу ПСК (або її частини) в різних режимах; композицію ГСО, що описують роботу частин і пов'язаних альтернативним співвідношенням: якщо ГСО Γ_1 «запускає» ГСО Γ_2 , то ГСО Γ_1 зупиняється в тій вершині (ситуації), яка дозволяє перехід у ГСО Γ_2 : декомпозицію ГСО.

Об'єднання та компонування ГСО проводиться з метою реалізації різних пунктів на спільній пам'яті. При об'єднанні ГСО зливаються ті вершини граафа (ситуації), яким поставлені у відповідність однакові набори вихідних сигналів. Дуги, що з'єднують суміжні пари вершин, що зливаються, причому, якщо вони позначені різними сигналами збудження, то отримана в результаті злиття дуга позначається диз'юнкцією сигналів збудження, приписаним вихідним дугам. У розглянутому прикладі можуть бути об'єднані ГСО пунктів 1 і 2. Результуючий ГСО наведено на рис. 8.6.

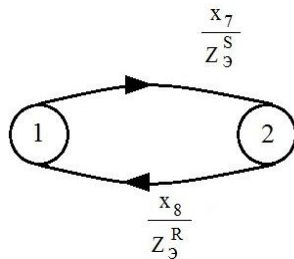


Рисунок 8. 6 – Результуючий ГСО по пунктам 1 і 2

Декомпозиція ГСО проводиться з метою: 1) отримання ієрархічної структури ГСО; 2) виділення уніфікованих блоків; 3) виділення частин СК, що працюють на тих самих видах енергії (пневматичній, гідравлічній, електричній); 4) проектування ПСК із врахуванням зручного розміщення апаратури керування.

8.2 Синтез логічних рівнянь, що описують пневматичну систему керування

Принципова схема ПСК визначається послідовністю роботи ВМ і, отже, подачі перемикаючих сигналів на входи командних пристроїв. Причому початок кожної операції циклу визначається сигналом від

датчиків, що контролюють виконання попередньої операції, і сигналами від пристроїв вводу (ручних або автоматичних).

В рамках пропонованого підходу визначимо нижню та верхню межі складності схеми ПСК, обумовлену кількістю логічних елементів, що її реалізують. Нижній межі складності відповідає схема ПСК, що реалізується лише піднабором збудження (ПЗ). Нижня межа складності недосяжна, якщо в ПСК є ПЗ, що викликає в заданому місці циклу спрацювання i -го ВП і з'являється на інтервалі часу протилежний стан цього ж ВП: один і той же ПЗ викликає рух різних ВП або одного і того ж ВП, але в різних напрямках. Ці піднабори можуть спричинити силову боротьбу на входах пневморозподільників (мається на увазі випадок, коли на керуючі входи розподільників одночасно подають сигнали вмикання та вимикання) або несвоечасних спрацювань ВП.

З метою усунення цього недоліку такі ПЗ розширюють або за рахунок сигналів від ЕП, або за рахунок вхідних сигналів, що діють на відповідних переходах, та сигналів від ЕП (при однакових вихідних наборах). Вочевидь, перший шлях зберігає мінімально комбінаційну частину ПСК; а другий шлях мінімізує блок ЕП. Отже, в мінімальній за складністю схемі вищевказані ПЗ повинні бути розширені тільки одним сигналом, причому перевага повинна бути віддана вхідним сигналам. І лише в тих випадках, коли це неможливо, розширення ПЗ має бути здійснено за рахунок сигналу від ЕП. Верхній межі складності відповідає схема ПСК, у якій кожному кроку (кожній вершині ГСО) поставлено стан ЕП, тобто верхній межі складності відповідає схема, що містить блок ЕП, число елементів якого дорівнює числу вершин ГСО. При цьому всі ПЗ розширено за рахунок сигналів від ЕП.

Для синтезу ПСК мінімальної складності визначимо підмножину $\{P_v\}$ множини ПЗ, що викликає спрацювання i -го ВП і не з'являється на часовому інтервалі протилежного стану цього ВП. Сигнали збудження не вимагають розширення за рахунок вхідних сигналів та сигналів від ЕП.

Для визначення підмножини ПЗ $\{P_v\}$ скористаємось матрицею дводольного графа, одна підмножина (стоки матриці) вершин якого

відповідає впорядкованій множині вихідних ПЗ, що послідовно надходять на входи ПСК, а друга підмножина (стовпці матриці) – впорядкованій множині записаних на дугах ГСО вхідних і відповідних їм вихідних наборів. На перетині i -го рядка та j -го стовпця ставиться одиниця, якщо сигнал збудження, відповідний i -му рядку, входить у набір сигналів дуги графа, відповідної j -му стовпцю. Для прикладу, що розглядається, матриця дводольного графа наведена в табл. 6. З матриці видно, що ПЗ $P_B \in P_V \in x_1$ та x_6 (у табл. 6 рядки, що відповідають цим ПЗ, позначені знаком \triangleright). З вищесказаного виходить, що ПЗ $\notin P_V$ можна розширити за рахунок сигналів від елементів пам'яті або за рахунок вхідних сигналів, причому перевага надається останнім. Розглядаючи наступні ПЗ $\notin P_V$ табл. 6 відзначаємо, що розширити їх вхідними сигналами не можна.

Переходимо до наступного етапу синтезу – поділу ГСО на макроситуації. З цією метою, починаючи з першої вершини (див рис. 4), перевіряємо вихідні сигнали і відповідні їм умови пререходу до вершини (ситуації), яка розглядається. У преході 8/1 сигнал z_1^R визивається ПЗ x_3 , який з'являється у наступному преході 1/2, що відповідає z_1^S . Тому ситуації 1 і 2 повинні бути в різних макроситуаціях. Сигнал z_3^S у преході 2/3 викликається ПЗ x_2 , який з'являється у преході 3/4, когда діє z_3^R . Тому ситуації 3 та 4 повинні бути в різних макроситуаціях. ПЗ x_5 викликає сигнал z_2^S та сигнал z_2^R , тому ситуації 5 та 8 повинні бути в різних макроситуаціях. ПЗ x_4 викликає сигнал z_3^S та присутній в позиції z_3^R . Тому ситуації 6 та 7 повинні бути в різних макроситуаціях. Отримана таким чином підмножина вершин у прикладі, що розглядається, на рис. 4 обводиться пунктирною лінією. На матриці дводольного графа (табл. 6) межі макроситуацій окреслені подвійною вертикальною лінією.

Таблиця 8.6 – Матриця дводольного графа

	$\frac{x_1(x_3x_5)}{Z_1^S}$	$\frac{x_2(x_3x_5)}{Z_3^S}$	$\frac{x_6(x_2x_3)}{Z_3^R}$	$\frac{x_5(x_2x_3)}{Z_1^S}$	$\frac{x_4(x_2x_5)}{Z_3^S}$	$\frac{x_6(x_2x_4)}{Z_3^R}$	$\frac{x_5(x_2x_4)}{Z_2^R}$	$\frac{x_3(x_2x_5)}{Z_1^R}$	
x_1	1	0	0	0	0	0	0	0	
x_2	0	1	1	1	1	1	1	1	
x_6	0	0	1	0	0	1	0	0	
x_5	1	1	0	1	1	0	1	1	
x_4	0	0	0	0	1	1	1	0	
x_6	0	0	1	0	0	1	0	0	
x_5	1	1	0	1	1	0	1	1	
x_3	1	1	1	1	0	0	0	1	
	I		II			III			

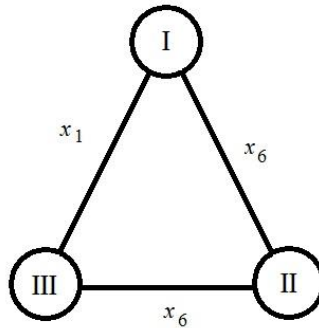


Рисунок 8.7 – Граф макроситуацій

Після видалення всіх дуг між вершинами всередині однієї макроситуації і об'єднання цих вершин в одну отримаємо для ГСО на рис. 8.4 граф макроситуацій (рис 8.7). Умови переходу з однієї макроситуації в іншу задаються ПЗ, зазначеними на дузі ГСО, що з'єднує останню вершину ГСО попередньої макроситуації з першою

вершиною даної макроситуації. Кожній макроситуації ставиться у відповідність один ЕП. Якщо ГСП містить лише дві макроситуації, то використовується один ЕП із взаємоінверсним виходом.

Умова включення i -го ЕП відповідного j -ї макроситуації може бути отримана або з передпускового стану ВМ при виконанні умови пуску (зупинки), або при виконанні умови переходу з попередньої макроситуації, пов'язаної на графі дугою з даною, а також за наявності сигналу від ЕП, що відповідає попередній макроситуації. Якщо умови переходу між макроситуаціями належать тільки одній макроситуації P_μ , то вона не вимагає подовження сигналом від ЕП попередньої макроситуації. У цьому прикладі ПЗ x_1 , що включає перший ЕП, має цю властивість.

На підставі сказаного запишемо рівняння для функції ввімкнення S і вимкнення R ЕП.

$$S_j = x_p + \sum y_k x_q + P_\mu^\beta, \quad (8.1)$$

де $j, q, k, \beta = 1, 2, 3, \dots, n$ і $q \neq \beta$; x_p – сигнали збудження, що визначають умови пуску; x_q – сигнали збудження вказані на q -ій дужці, яка входить до вершини j -ої макроситуації; y_k – вихід попереднього j -му ЕП; n – кількість ЕП.

$$R_j = \sum y_m, \quad (8.2)$$

де y_m – вихід наступного за j -им ЕП.

Відповідно до виразів (8.1) і (8.2) для графів, зображених на рис. 8.4 і 6 отримаємо умови включення та відключення ЕП:

$$\left[\begin{array}{ll} S_I = x_1 x_9 z_e^S + z_e^R; & R_I = x_9 Y_{II} z_e^S; \\ S_{II} = x_6 x_9 Y_I z_e^S; & R_{II} = x_9 Y_{III} z_e^S + z_e^R; \\ S_{III} = x_6 x_9 Y_{II} z_e^S; & R_{III} = x_9 Y_I z_e^S + z_e^R. \end{array} \right. \quad (8.3)$$

В умови ввімкнення та вимкнення ЕП введена кон'юнкція $x_9 z_e^S$, яка у пункті 3 введена як обмеження, тобто є необхідною у всіх ситуаціях пункту 3 (пуск системи в автоматичному режимі).

Умова ввімкнення (вимкнення) ВП можна отримати як кон'юнкційну умову переходу в цю ситуацію і сигнал від ЕП поточної макроситуації. Сигнал від ЕП може бути не прийнятим до уваги, якщо умова переходу належить P_μ або P_ν :

$$z_r = \sum x_i Y_j + \sum P_\nu^i + \sum P_\mu^i, \quad (8.4)$$

де x_i – сигнали збуджень, вказані на дузі, що входить у i -у вершину j -ої макроситуації; P_μ^i , P_ν^i – ПЗ $\in P_\mu$ або ПЗ $\in P_\nu$, вказані на дугах, що входять до i -ї вершини.

При співпадінні умов переходу в i -у ситуацію з умовами переходу в j -у макроситуацію рівняння (8.4) набуває вигляду:

$$z_r = \sum Y_j,$$

тобто достатньо сигналу від ЕП даної макроситуації. У прикладі, що розглядається, умова висування поршня першого циліндра z_1^S збігається з умовою переходу від третьої до першої макроситуації (умова включення першого ЕП), тому для висування поршня 1-го циліндра достатньо наявності сигналу з виходу 1-го ЕП. Умову засунення поршня третього циліндра можна спростити з цієї причини, або за рахунок того, що ПЗ збігається з умовою переходу від третьої до першої макроситуації (умова включення першого ЕП S_1), тому для висування поршня 1-го циліндра достатньо наявності сигналу з виходу 1-го ЕП Y_1 . Умову втягування поршня третього циліндра можна спростити з цієї самої причини, або за рахунок того, що ПЗ $x_6 \in P_\nu$ і двічі викликає зворотний хід поршня 3-го циліндра z_3^R . Другий спосіб

спрощення функції втягування поршня z_3^R бажаніший, адже дозволяє позбутися від диз'юнкції сигналів двох ЕП (Y_{II} і Y_{III}).

Відповідно до викладених функцій ввімкнення (висування поршнів) та вимкнення (втягування поршнів) ВМ з урахуванням обмежень набудуть наступного вигляду:

$$\begin{cases} Z_1^S = Y_I x_9 Z_3^S; \\ Z_2^S = x_5 x_9 Y_{II} Z_3^S; \\ Z_3^S = (x_2 Y_I + x_4 Y_{II}) x_9 Z_3^S; \end{cases} \quad \begin{cases} Z_1^R = x_3 x_9 Y_{III} Z_3^S; \\ Z_2^R = x_5 x_9 Y_{III} Z_3^S; \\ Z_3^R = x_6 x_9 Z_3^S; \end{cases} \quad (8.5)$$

Умови ввімкнення (вимкнення) тих самих циліндрів у налагоджувальному режимі відповідно до ГСО (див. рис. 8.6) та обмеженнями з табл. 8.5 запишуться як:

$$\begin{cases} Z_1^S = \bar{x}_9 x_{10} Z_3^S; \\ Z_2^S = \bar{x}_9 x_{11} Z_3^S; \\ Z_3^S = \bar{x}_9 x_{12} Z_3^S; \end{cases} \quad \begin{cases} Z_1^R = \bar{x}_9 \bar{x}_{10} Z_3^S; \\ Z_2^R = \bar{x}_9 \bar{x}_{11} Z_3^S; \\ Z_3^R = \bar{x}_9 \bar{x}_{12} Z_3^S. \end{cases} \quad (8.6)$$

Рівняння функцій ввімкнення та вимкнення верстата (електродвигуна) відповідно до ГСО на рис. 8.6 має вигляд:

$$Z_3^S = x_7; \quad Z_3^R = x_8; \quad (8.7)$$

Об'єднаємо рівняння функцій ввімкнення та вимкнення ВМ у автоматичному (8.5) та налагоджувальному (8.6) режимах:

$$\begin{cases} Z_1^S = (x_9 Y_I + \bar{x}_9 x_{10}) Z_3^S; \\ Z_1^R = (x_3 x_9 Y_{III} + \bar{x}_9 \bar{x}_{10}) Z_3^S; \\ Z_2^S = (x_5 x_9 Y_{II} + \bar{x}_9 x_{11}) Z_3^S; \\ Z_2^R = (x_5 x_9 Y_{III} + \bar{x}_9 \bar{x}_{11}) Z_3^S; \\ Z_3^S = (x_2 x_9 Y_I + x_4 x_9 Y_{II} + \bar{x}_9 x_{12}) Z_3^S; \\ Z_3^R = (x_6 x_9 + \bar{x}_9 \bar{x}_{12}) Z_3^S; \end{cases} \quad (8.8)$$

8.3 Побудова принципової пневматичної схеми керування

Пневмоапаратура, за допомогою якої реалізується схема на рис. 8.8, розбита за умовним проходом на дві категорії. Силова частина пневмосхеми, що включає пневмоциліндри Z_1, Z_2, Z_3 і три 4-х лінійні пневморозподільники представлена пневмоапаратами з умовним

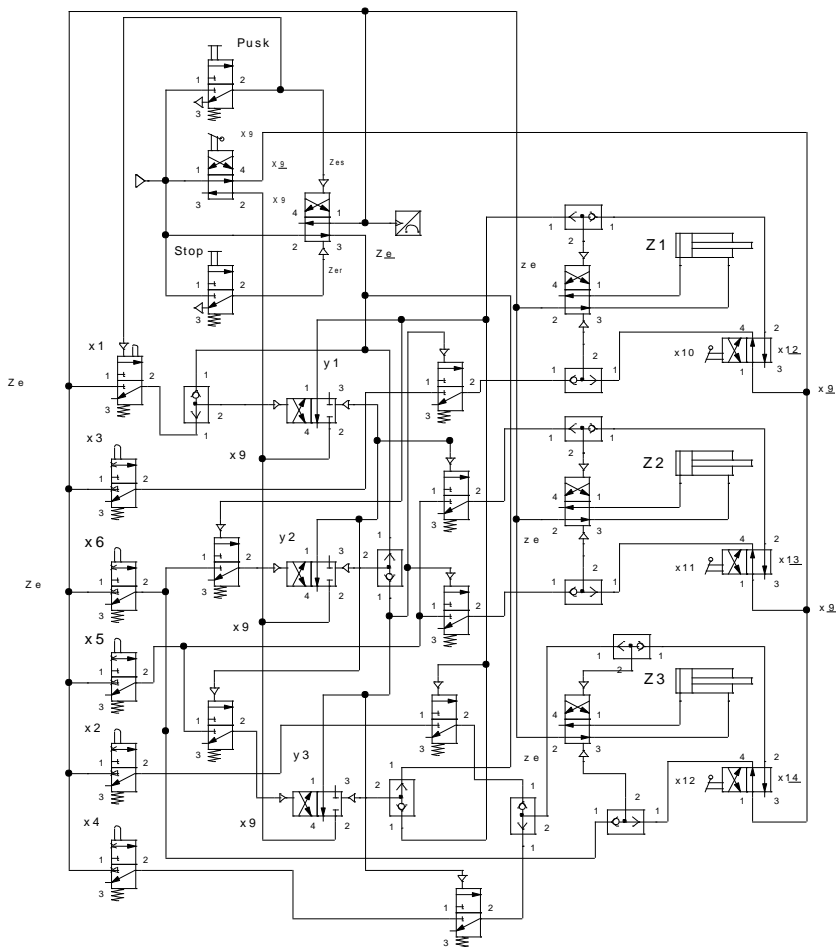


Рисунок 8.8 – Багатотактова пневматична система керування

проходом 3/8" (12 мм) або 1/2" (16 мм). Такий же умовний прохід має комутаційні тракти цих апаратів (трубопроводи та сполучні отвори в монтажних панелях)

Керуюча частина пневмосхеми на рис. 8.8 представлена мініапаратурою високого тиску з умовним проходом 1/8" (4 мм) або 1/4" (6 мм). Як керуюча апаратура використовуються 4-х лінійні пневморозподільники: як елементи пам'яті Y_1, Y_2, Y_3 розподільники з двостороннім пневмоуправлінням. як перемикач режимів верстата "налагодження - автоматичний режим" X_9 , а також при керуванні циліндром у режимі "налагодження" X_{10}, X_{11}, X_{12} використовуються розподільники з ручним керуванням. Інші перемикачі представлені 3-х лінійними розподільниками з механічним, ручним та пневматичним управлінням. У керуючій частині пневмосхеми також широко використовується пневмоклапан "АБО".

Запитання для самоконтролю:

1. У чому відмінність багатотактних систем управління від одноктактних?
2. Яким символом у булевій алгебрі описується "включення" і "відключення" апарата?
3. З якою метою проводиться розбиття графа ситуацій на макроситуації?
4. Чому дорівнює кількість елементів пам'яті при формуванні пневмосхеми?
5. За допомогою якого пневмоапарата в пневмосхемі реалізується елемент пам'яті?
6. За допомогою яких пневмоапаратів здійснюється в пневмосхемі логічне "множення" та логічне "додавання"?

ВИСНОВОК

Основним напрямом розвитку промислової пневматики є широкомасштабне впровадження пневматики у гнучкі виробничі комплекси. Основна перешкода для здійснення цього процесу – стисливість робочого тіла пневмоприводу, була подолана в останні роки за рахунок суттєвого прогресу у розвитку комп'ютерних засобів управління, збільшення їх швидкодії та зменшення вартості. Це дозволило реалізувати складні алгоритми управління в реальному масштабі часу та забезпечити задані закони руху пневмоприводом з високою точністю при високій швидкодії.

При цьому змінилася і стратегія управління. Перевага була віддана пневмосистемам дискретного действия (релейним, імпульсним). Управління силовими контурами пневматики здійснюється за допомогою контролерів. Причому сучасні контролери мають, як правило, іскрозахисні властивості. Останнє призвело практично до повного виключення мембранної та струминної пневмоавтоматики в керуючих контурах пневмоситом

Також змінилися вимоги до пневмоапартури та виконавчих механізмів. З метою підвищення точності позиціонування робочих органів пневмоприводів впроваджується концепція «low-friction», яка полягає у заміні традиційних ущільнень поршня та штока циліндра повітряними підшипниками або композитними ущільненнями RTFE, що знижують тертя в циліндрі в 10-12 разів.

Як показано в матеріалах посібника, для успішної реалізації вільнопрограмованих приводів, що використовують релейне управління з відпрацюванням лінії перемикання необхідно використання швидкодіючих пневмоклапанів та пневморозподільників. Однак, серійна пневмоапаратура з електромагнітним керуванням не в повній мері відповідає цим вимогам. Тому з метою підвищення частоти зрізу (тобто швидкодії) релейної пневмоапартури замість електромагнітного управління починає використовуватися п'єзоелектричне управління. Другим найважливішим вимогам до релейної пневмоапартури є великий ресурс роботи тобто. можливість тривалої роботи за умов

висоочастотних перемикачів. На цьому шляху ще багато невикористаних резервів, зокрема, поки не знайшли належного застосування нові синтетичні матеріали та технології їх обробки у виготовленні корпусних деталей та затворів.

Аналіз стану та тенденцій розвитку промислової пневматики свідчить про те, що ця галузь механізації та автоматизації успішно адаптується до змінних умов і вимог технічного прогресу і залишається конкурентною і затребуваною технічною галуззю.

ДОДАТОК А

ПРОГРАМА РОЗРАХУНКУ НА ЕОМ ПНЕВМОПРИВОДУ З ГАЛЬМІВНИМ ШЛЯХОМ ЗМІНИ СТРУКТУРИ КОМУТАЦІЙНИХ ЗВ'ЯЗКІВ З РЕЖИМОМ АВТОМАТИЧНОГО ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНОГО ГАЛЬМІВНОГО ШЛЯХУ

Програма розрахунку на ЕВМ перехідного процесу для ПА ґрунтована на чисельній інтеграції системи нелінійних диференціальних рівнянь, представлених у формі Коши і є замкнутою математичною моделлю ПА з двостороннім пневмоциліндром. Метод інтеграції - кроковий метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності. Мова програмування –Турбо БЕЙСИК.

Програма складається з наступних розділів:

Від рядка з номером 10 до рядка з номером 95 робиться введення початкової інформації, визначення початкових значень для інтегрованих змінних $W(1) - W(5)$ і розрахунок параметрів, які в процесі інтеграції не змінюються. Тут же записується вираження для витратної функції DEF FNA (Z), складене з урахуванням можливого переходу від докритичного до надкритичному режиму течії газу і навпаки. Звернення до цієї функції походить з підпрограми розрахунку правих частин диференціальних рівнянь.

Від рядка з номером 100 за допомогою оператора DO аж до оператора RETURN в передостанній, 1090, рядку задається цикл крокової інтеграції.

Від 200-ої до 500-го рядка робляться операції з вчисленими на попередньому кроці інтегрованими змінними: вводяться обмеження на змінні P_1, P_2, X, V робляться операції, пов'язані з прогнозуванням співвідношення кінетичної енергії і робіт стиснення і розширення повітря, а також роботи сили опору на шляху руху РО, що залишився, у разі, якщо режим гальмування почнеться на цьому кроці інтеграції. Ці обчислення між рядками 380 і 419 дозволяють своєчасно перемкнути гальмівний розподільник, тобто вибрати оптимальний гальмівний шлях.

Між рядками 460 і 494 розміщені оператори, що забезпечують висновок інформації про результати обчислення на екран дисплея

ЕОМ у виді перехідного процесу тобто залежності зміни інтегрованих параметрів P_1, P_2, X, V від часу t (рис. 6.12), а також у вигляді числової інформації о кожному з параметрів на кожному кроці.

Власне сам чисельний метод Рунге-Кутта 4-го порядку точності оформлений між мітками 500 і 630. Він складається з алгоритму обчислення кутових коефіцієнтів на пробних кроках, а потім обчислення остаточного кутового коефіцієнта січної. При цьому, на кожному пробному кроці йде звернення до підпрограми обчислення правих частин диференціальних рівнянь за допомогою оператора GOSUB 1000.

Підпрограма обчислення правих частин диференціальних рівнянь розпочинається з рядка 1000, а закінчується рядком 1090 RETURN повернення з підпрограми.

Представлений текст програми відноситься до енергозбережної схеми на рис. 6.13, в якій гальмування здійснюється за рахунок зміни структури комутиційних зв'язків.

Текст програми:

```

2 SCREEN 9,9
/3 WINDOW(0,480)-(640,0)
10 DATA .1,.1,1.4,.63E6,.00196,.00176,100,100,1E5,.85E-5,.85E-5,.5,5,287,300,.2E6
20 READ X1,X2,SK,PM,F1,F2,M,P,PA,Z1F,Z2F,L,N,RG,T,PK
30 DIM Y(5),W(5),K(5),F(5)
40 Y(1)=PA:Y(2)=PK:Y(3)=0:Y(4)=0:Y(5)=0
50 W(1)=PA:W(2)=PK:W(3)=0:W(4)=0:W(5)=0
60 H=0.0002:TD=0:VK=0:TK=0:K=0:W=1:KU=0
70 B=SQR(SK*RG*T):B1=PM*F1^3*L/(M*(Z1F)^2*B^2)
80 R=B*SK/F2/PM^0.143
85 O=1
90 DEF FN A(Z)=(1+SGN(Z-.528))/2*SQR(ABS(5*(Z^1.43-Z^1.71)))+.579*(1-SGN(Z-.528))/2
95 P1M=PM:P2M=PA:P1K=PK:P2K=PM
100 DO
200 P1=Y(1):P2=Y(2):X=Y(3):V=Y(4):M1=Y(5)
225 IF X>=L AND TK=0 THEN TK=TD:VK=V:W=1
226 IF (X/L)>=.98 THEN V=0:X=L:ELSE
230 IF X<=0 AND V<=0 THEN X=0:V=0:ELSE
240 IF P1>PM AND W=1 THEN P1=PM
250 IF P2<PA AND W=1 THEN P2=PA
260 W(1)=P1:W(2)=P2:W(3)=X:W(4)=V:W(5)=M1
266 Z2=Z2F:Z1=Z1F
270 D=Z2*R:C=SK*Z1*PM*B/F1

```

```

370 IF P1>P1M AND W=1 THEN P1=P1M
372 IF P1<P1M AND W=0 THEN P1=P1M
375 IF P2<P2M AND W=1 THEN P2=P2M
377 IF P2>P2M AND W=0 THEN P2=P2M
380 T1=M*V^2/2;RAB=P*(L-X)
385 SRK=(X1+X)*(P1/P1K)^(1/SK)-X1
390 IF SRK<L THEN R1=P1*F1*(X1+X)/(SK-1)*(1-((X1+X)/(X1+SRK))^(SK-1))+P1K*F1*(L-SRK);
L2=L-SRK;GOTO 400;ELSE 395
395 R1=F1*P1*(X1+X)/(SK-1)* (1-((X1+X)/(X1+L))^(SK-1))
400 L1=(L+X2-X)*(P2/P2K)^(1/SK)-X2;SOK=L-L1
405 IF SOK <L THEN R2=P2*F2*(L+X2-X)/(SK-1)*(((L+X2-X)/(X2+L-SOK))^(SK-1)-1)+
P2K*F2*(L-SOK);GOTO 413;EISE 410
410 R2=P2*F2*(L+X2-X)/(SK-1)*(((X2+L-X)/X2)^(SK-1)-1)
413 IF W>.1 AND X<L GOTO 415
415 IF (T1+R1)>= (R2+RAB) AND K=0 THEN
K=K+1:P1M=P1K:P2M=P2K;W=0;XT=L-X;L11=L1:
L22=L2;ELSE
460 PSET (TD*600,X*395+40)
465 PSET (TD*600,V*100+40)
466 PSET (TD*600,P1*0.0006+40);PSET (TD*600,P2*0.0006+40)
470 LINE (0,5)-(0,480): LINE (0,40)-(639,40)
LOCATE 1,23:PRINT"P2=";P2
LOCATE 1,50:PRINT"TD=";TD
LOCATE 2,23:PRINT"XT=";XT
LOCATE 2,50:PRINT"P1=";P1
LOCATE 3,50:PRINT"X=";X
LOCATE 4,50:PRINT"V=";V
LOCATE 23,77:PRINT"t,c"
LOCATE 1,1:PRINT"P1";LOCATE 1,4:PRINT",P2"
LOCATE 1,8:PRINT",MPa"
LINE (548,40)-(548,150),3
LINE (500,40)-(500,370),3
LOCATE 21,64:PRINT"-0.1"
LOCATE 19,64:PRINT"-0.2"
LOCATE 15,64:PRINT"-0.4"
LOCATE 13,64:PRINT"-0.5"
LOCATE 11,64:PRINT"-0.6"
LOCATE 9,64:PRINT"-0.7"
LOCATE 7,64:PRINT"-0.8"
LOCATE 6,64:PRINT" X,m"
LOCATE 5,1:PRINT "-0.6"
LOCATE 11,1:PRINT"-0.4"
LOCATE 17,1:PRINT"-0.2"
LOCATE 23,70:PRINT"- 0.0"
LOCATE 22,70:PRINT"+0.1"
LOCATE 21,70:PRINT"+0.2"
LOCATE 20,70:PRINT"+0.3"
LOCATE 19,70:PRINT"+0.4"
LOCATE 18,70:PRINT"V,m/c"

```

```

LOCATE 23,1:PRINT"0"
LOCATE 20,10:PRINT "V"
LOCATE 21,16:PRINT "X"
LOCATE 6,6:PRINT "P1"
LOCATE 18,8:PRINT "P2"
IF TD>=.1 AND O=1 THEN 476:ELSE 477
476 O=2:LOCATE 23,7.8:PRINT".1"
477 IF TD>=.2 AND O=2 THEN 478:ELSE 479
478 O=3:LOCATE 23,15.6:PRINT ".2"
479 IF TD>=.3 AND O=3 THEN 480:ELSE 481
480 O=4:LOCATE 23,23.4:PRINT ".3"
481 IF TD>=.4 AND O=4 THEN 482:ELSE 483
482 O=5:LOCATE 23,31.2:PRINT ".4"
483 IF TD>=.5 AND O=5 THEN 484:ELSE 485
484 O=6:LOCATE 23,39:PRINT ".5"
485 IF TD>=.6 AND O=6 THEN 486:ELSE 487
486 O=7:LOCATE 23,46.8:PRINT ".6"
487 IF TD>=.7 AND O=7 THEN 488:ELSE 489
488 O=8:LOCATE 23,54.6:PRINT ".7"
489 IF TD>=.8 AND O=8 THEN 490:ELSE 500
490 O=9:LOCATE 23,62.4:PRINT ".8"
491 IF TD>=4.5 AND O=9 THEN 492:ELSE 493
492 O=10:LOCATE 23,36:PRINT "4.5"
493 IF TD>=5.0 AND O=10 THEN 494:ELSE 500
494 LOCATE 23,40:PRINT "5.0"
500 FOR J=1 TO N
514 Y(J)=W(J):NEXT J
520 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N:U=H*F(J):K(J)=U:Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J
530 ID=TD+H/2
540 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
550 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U
560 Y(J)=W(J)+U/2:NEXT J
570 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
580 U=H*F(J):K(J)=K(J)+2*U
590 Y(J)=W(J)+U:NEXT J
600 ID=TD+H
610 GOSUB 1000:FOR J=1 TO N
620 Y(J)=W(J)+(K(J)+H*F(J))/6:W(J)=Y(J):NEXT J
630 TD=ID
640 LOOP UNTIL X=>L AND (P1-P2)>=0.9*(PK-PA)
650 CLOSE 1:END
1000 P1=Y(1):P2=Y(2):X=Y(3):V=Y(4):M1=Y(5)
1001 Z=P1/P1M
1002 IF W>.99 THEN 1020: ELSE 1022
1020 F(1)=C*W*FNA(Z)/(X1+X)-SK*P1*V/(X1+X)
1022 IF W=0 AND P1>P1M THEN F(1)= -SK*P1*V/(X1+X):K=2:ELSE
1023 IF W=0 AND P1<=P1M THEN F(1)=0:P1=PK
1024 Z=P2M/P2
1025 IF W>.99 THEN 1040:ELSE 1046
1040 F(2)=-D*W*FNA(Z)*P2^1.14/(L-X+X2)+SK*P2*V/(L-X+X2)
1043 IF W=0 AND P2<= P2M THEN F(2)=SK*P2*V/(L+X2-X):ELSE

```

```

1046 IF W=0 AND P2>=P2M THEN F(2)=0:P2=P2M
1050 F(3)=V
1060 F(4)=(P1*F1-P2*F2-P)/M
1063 Z=P1/P1M
1064 F(5)=Z1*W*PM*B/(RG*T)*FNA(Z)
1070 IF X<=0 AND F(4)<0 THEN F(4)=0
1080 IF(X/L)>=.98 AND F(4)>0 THEN F(4)=0
1085 IF X>.98*L AND V>=0 THEN P1M=PK:P2M=PA:W=1:M2=L11*F2*PM/(RG*T):
M3=L22*F1*PK/(RG*T)
1090 RETURN
1100 END

```

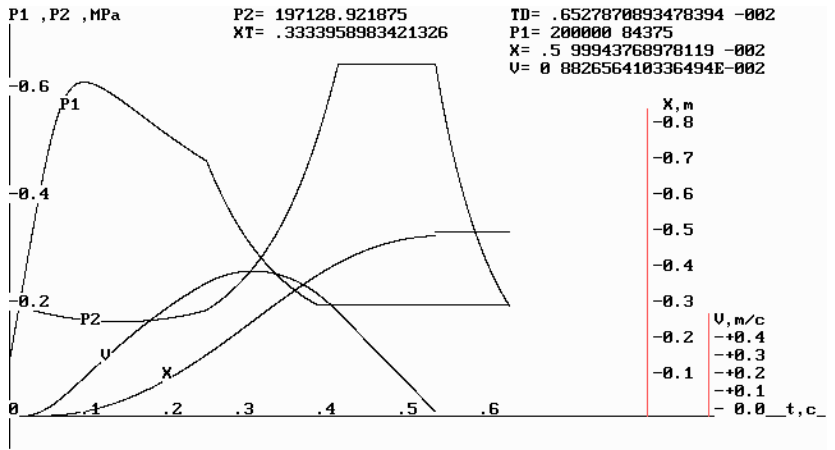


Рисунок 1 – Результати чисельного інтегрування на ЕОМ для пневмоприводу з гальмуванням шляхом зміни структури комутаційних зв'язків (схема на рис. 6.13). з автоматичним визначенням оптимальної гальмівного шляху

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ:

1. Атаманов Ю.Л. Лінійна математична модель пневмопривода на основі одномасової механічної моделі Максвелла/ Ю.Л.Атаманов// Промислова Гідравліка і Пневматика. - №3(48),- 2015, С. 63 - 69
2. Крутіков Г.А Розширення області ефективного застосування пневмопривода./Г.А.Крутіков, М.Г. Стрижак, В.В.Стрижак// Промислова Гідравліка і Пневматика , -№2(62).-2018 . С.37-47
3. Губарев О.П. Мехатроніка: Циклічно-модульний підхід до вирішення практичних з адач автоматизації / О.П Губарев, О.С. Ганпанцура // К.: НТУУ"КПІ", 2016.-160с.
4. Krutikov G, The synthesis of structure and para-meters of energy efficient pneumatic actuator/G. Krutikov, M. Strizhak, V.Strizhak// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies./ Vol 1, №7 (85) (2017) Applied mechanics. - P.38-44
5. Krutikov G, Improving power efficiency of pneumatic logistic complex actuator through selection of a rational scheme o their control / G. Krutikov, M. Strizhak, V. Strizhak// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies./ Vol 1, №2/8 (92) (2018) Applied mechanics. - P.43-49.
6. Krutikov G. Concept, circuit diagram and algorithm for controlling multi-position pneumatic actuator with adaptive positioning mode / G. Krutikov, M.Strizhak,V. Strizhak // University POLITEHNICA of Bucharest, «The Scientific Bulletin», SeriesD: Mechanical Engineering, Vol. 83, Iss. 1, 2021. P. 269-280.
7. Andersen B.W. The analysis and design of pneumatic system.- New York: John Wiley and Sons, 1987.- 290 p.
8. Linnet J.A., Smith M.C. An accurate low-friction pneumatic position control system // Proc. Inst. Mech. Eng. 1996.-Vol. 20.- P. 203-208.
9. Moore P.R., Thather T.W. Control of pneumatic servodrivers using digital compensation // Proceeding IASTED International Symposium on telecommunication and control.-Halkidiki, Greece. Aug., 1994.-p. 128-130.
10. Frank S.. Servo-pneumatic drives for weld guns.// 5th International fluid conference. –Aachen, Germany, 2006, T.7, Vol..5.- P.171-182.
- 11 Weston R.H., Moore P.R., Thatcher T.W. Computer controlled pneumatic servo drives // Proc. Inst. Mech. Eng.- Part B.-December, 1994.- P. 198-203.

12. Will D. Freipositionierbare, pneumatische angetriebene Achsen fñdrehende und lineare Bewegung / D. Will, W. Frank // Olhydraulic und pneumatic. – 2001. – №2.– P. 127–136.

13. Linnet J. A. An accurate low-friction pneumatic position control system / J. A. Linnet, M. Smith // Proc. Inst. Mech. Eng. – 1996. - Vol. 20. P. 203–208.

14. Moore P. R. Control of pneumatic servodrivers using digital compensation / P. R. Moore, T. W. Thather // Proceeding IASTED International Symposium on telecommunication and control. - Halkidiki, Greece, Aug. 1994. P. 128–130.

ЗМІСТ

	Вступ.	5
1	Газодинамічні й термодинамічні основи розрахунку пневмопривода.	8
1.1	Термодинамічні процеси при постійній кількості газу.	9
1.2	Термодинамічні процеси при змінній кількості газу (тер-модинаміка тіла змінної маси).	17
1.3	Рівняння руху газу в проточних трактах пневмоприводу.	23
2	Розімкнені двопозиційні пневмоприводи.	38
2.1	Типова схема пневмоприводу двосторонньої дії.	38
2.2	Циклограма роботи типового двостороннього пневмопривода.	39
2.3	Нелінійна математична модель двостороннього пневмопривода.	40
2.4	Математична модель пневмопривода у безрозмірній формі.	44
2.5	Лінійна математична модель дискретного пневмопривода.	49
2.5.1	Вибір раціонального способу лінеаризації нелінійних залежностей у математичній моделі пневмопривода.	50
2.5.2	Лінійна модель 3-го порядку для дискретного пневмопривода.	54
2.5.3	Лінійна модель 2-го порядку для дискретного пневмопривода.	57
2.6	Енергетичні характеристики дискретних пневмоприводів.	62
3	Розрахунок (динамічний аналіз) розімкнених пневмоприводів дискретної дії.	70
3.1	Розрахунок комунікаційних ліній пневмопривода.	70
3.2	Розрахунок одностороннього пневматичного привода.	78
3.3	Розрахунок двостороннього пневматичного привода.	89
3.4	Розрахунок часу спрацьовування типового двостороннього пневмопривода за допомогою графіків у площині основних критеріїв динамічної подібності β , χ і Ω	98
4	Динамічний синтез дискретних пневмоприводів.	103
5	Принципи і типові схеми керування пневмоприводом.	111

5.1	Пневматичні схеми керування реверсом пневмодвигунів.	111
5.2	Пневматичні схеми регулювання швидкості пневмодвигунів.	113
5.3	Реалізація функцій часу.	115
5.4	Елементарні логічні функції.	118
5.5	Контроль циклу пневматичної системи.	121
5.6	Використання імпульсного керування та елементів пам'яті при автоматизації технологічних процесів. . .	125
6	Гальмування та позиціонування робочих органів пневмоприводів.	129
6.1	Класифікація методів гальмування пневмоприводів. . .	129
6.2	Гальмування робочого органа пневмопривода шляхом зміни структури комутаційних зв'язків.	135
7	Багатопозиційні пневмоприводи.	155
7.1	Пневмоприводи з фіксованим набором координат позиціонування.	155
7.2	Вільнопрограмовані багатопозиційні пневмоприводи. .	159
8	Синтез багатотактних пневматичних систем керування.	186
8.1	Формалізація опису роботи пневматичної системи керування.	186
8.2	Синтез логічних рівнянь, що описують пневматичну систему керування.	192
8.3	Побудова принципової пневматичної схеми керування.	199
	Висновок.	201
	Додаток А.	203
	Список джерел інформації.	208
	Зміст.	210

Навчальне видання

КРУТИКОВ Геннадій Анатолійович
СТРИЖАК Мар'яна Георгіївна

ОСНОВИ ТЕОРІЇ ПНЕВМОПРИВОДУ

Навчальний посібник
для бакалаврів та магістрів
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
денної та заочної форм навчання

Відповідальний за випуск проф. Заковоротний О. Ю.

Роботу до видання рекомендував проф. Шелковой О. М.

В авторській редакції

План 2024 р., поз. 113

Підп. до друку 2024 р. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 10.

Видавничий центр НТУ «ХП»

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

61002, м. Харків, вул. Кирпичова, 2

Електронне видання