

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**Український державний університет  
науки і технологій**

---

Кафедра «Автоматизації виробничих процесів»

*В авторській редакції*

# **ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИЗАЦІЇ**

Навчально-методичні настанови  
до практичних занять

*Електронне видання*



ДНІПРО  
2025

Упорядники:  
*А. А. Бурчак, М. В. Михайловський,  
М. О. Рибальченко, О. Ю. Потап*

Електронне видання

Схвалено Групою забезпечення якості освітньої програми  
«Комп'ютеризовані системи управління та робототехніка»  
Протокол № 6 від 07.01.2025

Т 38 Технічні засоби автоматизації : навчально-методичні настанови до практичних занять / упоряд. А. А. Бурчак , М. В. Михайловський , М. В. Рибальченко, О. Ю. Потап ; Укр. держ. ун-т науки і технологій. – Електрон. вид. – Дніпро : УДУНТ, 2025. – 25 с.

Навчально-методичні настанови містять короткі теоретичні відомості та методику виконання завдань, які підлягають опрацюванню під час практичних занять з розділів «Регулюючі органи» та «Виконавчі механізми» обов'язкової навчальної дисципліни «Технічні засоби автоматизації». Наведена необхідна довідкова інформація для вибору та здійснення розрахунків виконавчих механізмів та регулюючих органів.

Призначаються для студентів спеціальності 174 «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка», які здобувають освітній ступінь бакалавра на освітній програмі «Комп'ютеризовані системи управління та робототехніка».

Іл. 4. Табл. 8. Посилань: 5 назв.

## ЗМІСТ

Передмова .....	4
1. РЕГУЛЮЮЧІ ОРГАНИ .....	5
1.1. Вибір регулюючих органів .....	5
1.2. Розрахунок регулюючого органу .....	8
2. ВИКОНАВЧІ ПРИСТРОЇ ТА МЕХАНІЗМИ .....	10
2.1. Загальні відомості про виконавчі механізми .....	10
2.2. Розрахунок сполучення виконавчого механізму з регулюючим органом.....	12
2.3. Послідовність розрахунку виконавчого пристрою .....	14
Список літератури .....	16
Додаток 1. Характеристика клапанів та поворотних заслінок .....	17
Додаток 2. Характеристика регулюючих заслінок .....	17
Додаток 3. Характеристика регулюючих клапанів .....	18
Додаток 4. Номограми для визначення ефективного прохідного перетину регулювальних органів .....	19
Додаток 5. Робоча характеристика регулювальної заслінки ЗМС–40 на газопроводі зони термічної печі .....	20
Додаток 6. Формули для розрахунку пропускної здатності елементів виконавчих пристроїв .....	21
Додаток 7. Технічні дані електричних виконавчих механізмів .....	22
Додаток 8. Технічні дані асинхронних двофазних двигунів типу АДП	23
Додаток 9. Технічні дані асинхронних двофазних двигунів типу ДНД	24

## ПЕРЕДМОВА

Навчальним планом підготовки бакалаврів зі спеціальності 174 – «Автоматизація, комп'ютерно-інтегровані технології та робототехніка» на освітній програмі «Комп'ютеризовані системи управління та робототехніка» з обов'язкової навчальної дисципліни «Технічні засоби автоматизації» передбачене проведення практичних занять з Розділу 1. та Розділу 2. Виконавчі механізми.

Під час практичних занять за розділом дисципліни «Регулюючі органи» студентами мають, використовуючи знання щодо побудови та особливостей конструкції регулюючих органів, набути практичні навички з вибору регулюючих органів для систем автоматизації, визначення їхніх статичних характеристик та розрахунку параметрів.

На практичних заняттях за розділом дисципліни «Виконавчі механізми» студенти мають, базуючись на знаннях їх будови, характеристик, особливостей застосування та розумінні вимог, що до них висуваються, навчитись обирати виконавчі механізми для систем автоматизації, складати схеми їх підключення до регуляторів та програмованих логічних контролерів.

Навчально-методичні настанови містять короткі теоретичні відомості та методику виконання завдань, які підлягають опрацюванню під час практичних занять. У додатках наведена необхідна довідкова інформація для здійснення вибору технічних засобів та їх розрахунку.

# 1. РЕГУЛЮЮЧІ ОРГАНИ

## 1.1. Вибір регулюючих органів

Регулюючі органи (РО) – є часткою об'єкта автоматизація, вплив на яку здатен змінити стан об'єкта. Від працездатності РО багато в чому залежать надійність системи в цілому та якість реалізації керуючих впливів.

Для зміни витрати газу, пари або рідини, що транспортуються по трубопроводах, прислужують такі регулюючі органи, як клапани, шибери та заслінки. Клапани та шибери є дросельними регулюючими органами, що впливають на витрату середовища шляхом зміни прохідного перетину трубопроводу або іншого каналу.

Для регулювання потоків повітря або газу при низьких статичних тисках (до 10 кПа) використовуються поворотні регулюючі заслінки та шибери.

При малих діаметрах трубопроводів в якості РО можна застосовувати поворотні заслінки з умовними діаметрами до 50 мм для регулювання потоку повітря, газу та пари з тиском до 2,5 МПа.

Для регулювання потоків рідини, газу та пари при високих тисках використовують регулюючі клапани. При цьому односідельні нерозвантажені клапани зазвичай застосовуються при умовних діаметрах до 50 мм.

Вибір регулюючого органа визначається:

- 1) видом регульованого середовища (газ, пара, рідина тощо);
- 2) параметрами регульованого середовища: тиском, температурою, агресивністю, запиленістю, вологістю тощо;
- 3) величиною регульованої витрати та діапазоном її змінення;
- 4) умовами розташування, монтажу та експлуатації;
- 5) номенклатурою пристроїв, що випускаються.

Конкретний тип регулюючого органу вибирають з наведеної у додатках номенклатури за умовним діаметром вхідного перетину  $D_y$  (діаметру поперечного перетину у місці приєднання до трубопроводу, що визначається розрахунковим шляхом). При цьому умовний діаметр вхідного перетину регулюючого органу приймають мінімальним найближчим до внутрішнього діаметру трубопроводу, на якому він встановлюється. Діаметри

трубопроводів визначаються, виходячи з конструкції технологічного об'єкту автоматизації.

Залежно від конструктивних особливостей кожний РО можна визначити трьома якісними показниками:

- пропускна здатність  $k_v$ ;
- прохідна характеристика, яку ще називають внутрішньою або ідеальною (встановлює залежність пропускної здатності  $k_v$  від переміщення  $s$  затвору при незмінному перепаді тиску),
- витратна характеристика (залежність в робочих умовах відносної витрати  $\mu$  робочого середовища від ступеню відкриття РО)

$$\mu = Q_1 / Q_{MAX},$$

де  $Q_1$  – витрата при повністю відкритому РО.

При виборі РО в першу чергу необхідно оцінити його витратну характеристику, яка для більшості автоматичних систем повинна бути лінійною і однозначною.

Ці вимоги визначаються тим, що тангенс кута нахилу дотичної до витратної характеристики дорівнює коефіцієнту передачі РО.

Коефіцієнт передачі розімкнутої САУ

$$K_{PC} = K_P \cdot K_{PO} \cdot K,$$

де  $K_P$  – коефіцієнт передачі регулятора;  $K_{PO}$  – коефіцієнт передачі РО;

$K$  – коефіцієнт передачі інших елементів розімкнутої САУ.

При проектуванні САУ регулятор підбирають із таким значенням  $K_P$ , при якому  $K_{PC}$  буде оптимальним ( $K_{PC} = K_{PC\_OPT}$ ) для забезпечення потрібної якості управління.

Для компенсації збурень, що діють на об'єкт, РО буде займати різні положення. Якщо його витратна характеристика лінійна (рис. 1.1,а),  $K_{PO} = const$  і при всіх режимах управління буде оптимальним ( $K_{PC}$  також не змінить свого значення і дорівнюватиме  $K_{PC\_OPT}$ ).

Якщо витратна характеристика РО нелінійна (рис. 1.1,б), то, звісно, цих вимог не буде дотримано. З урахуванням наведеного, особливі вимоги висуваються до кінематики з'єднання РО з виконавчим механізмом. Її підбирають такою, щоб уникнути небажаної нелінійності витратної характеристики.

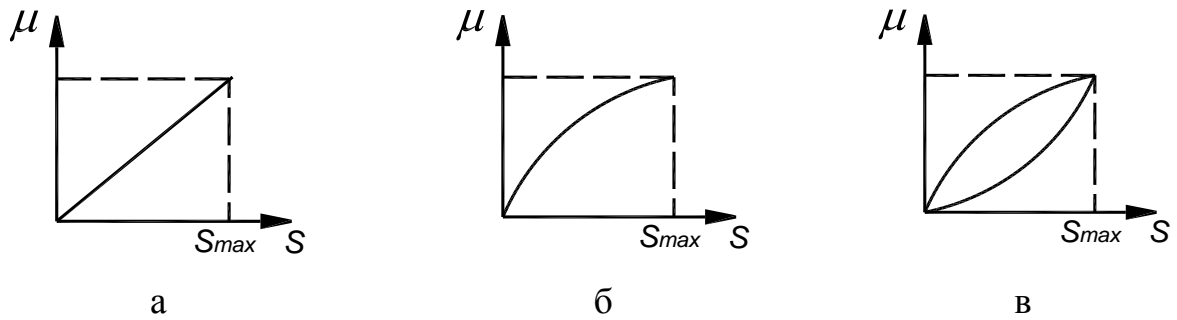


Рис. 1.1. Витратні характеристики регулювального органу:  
 а – лінійна (бажана), б – нелінійна, в – нелінійна з гістерезисом

Другий ефект витратної характеристики РО, який також необхідно враховувати при проектуванні систем автоматики – її неоднозначність, що носить гістерезисний характер (рис. 1.1,в). Причиною цього є зазори (люфти) у з'єднаннях. Припускається гістерезис з шириною петлі не більше 3...5% робочого ходу РО.

Наприклад, при розрахунку гідравлічного виконавчого пристрою використовують схему, що наведена на рис. 1.2.

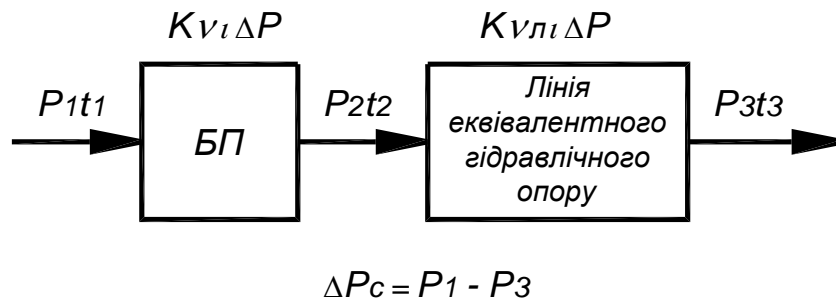


Рис. 1.2. Спрощена схема, яку використовують для розрахунку гідравлічного виконавчого пристрою

При цьому необхідно визначити максимальну пропускну здатність  $K_{MAX}$  виконавчого пристрою та його умовний діаметр  $D_y$ ; робочу частину витратної характеристики; теоретичну витратну характеристику (для клапанів); робочу частину кривої зміни перепаду тиску для рідини (для пари та газу знаходять тільки максимальний та мінімальний перепади тиску).

Якщо регулюють потоки в'язких рідин з індексом в'язкості  $Z \leq 1000$ , то розрахунок здійснюють тільки за двома переліченими пунктами. При цьому індекс в'язкості визначається як

$$Z = 420 Q / \nu \sqrt{kv},$$

де  $Q$  – об'ємна витрата рідини;  $\nu$  – в'язкість.

## 1.2. Розрахунок регулюючого органу

Пропоновану методику розрахунку можна застосовувати для РО існуючого або спроектованого агрегату, якщо відомі параметри джерела тиску. Дані деяких типів РО наведені у додатку 1.

Як приклад наведемо розрахунок поворотної регулюючої заслінки на газопроводі однієї зі зон секційної термічної печі трубопрокатного цеху.

### 1.2.1. Вихідні дані

Трубопровід: внутрішній діаметр  $D_{20} = 100$  мм, матеріал Ст.3.

Вимірюване середовище – природний газ.

Середній хімічний вміст газу – 98 %  $\text{CH}_4$ , 0,5 %  $\text{C}_2\text{H}_4$ , 1,5 %  $\text{N}_2$ .

Максимальна витрата у нормальних умовах  $Q_{\text{MAX.H}} = 400$  м<sup>3</sup>/год.

Середня температура  $t = 20$  °С.

Надлишковий тиск: у цеховому колекторі  $p_{\text{НАД.ПОЧ}} = 20$  кПа,

у робочому просторі печі  $p_{\text{НАД.КИН}} \approx 0$ .

### 1.2.2. Розрахунок поворотної регулюючої заслінки

I. Дані для розрахунку.

Робоча характеристика заслінки – близька до лінійної.

Розрахункова максимальна витрата у нормальних умовах

$$Q'_{\text{MAX.H}} = 1,15 Q_{\text{MAX.H}} = 1,15 \cdot 400 = 460 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

Абсолютний тиск на початку ділянки

$$p_{\text{ПОЧ}} = p_{\text{НАД.ПОЧ}} + 101,325 = 20 + 101,325 = 121,325 \text{ кПа.}$$

Абсолютна температура газу

$$T = t + 273 = 20 + 273 = 293 \text{ К.}$$

II. Визначення перепаду тиску в дросельному регулюючому органі при максимальній витраті.

Приймаємо, що на заслінці при максимальній витраті падає 30% напору

$$\Delta p_p = 30\% (p_{\text{НАД.ПОЧ}} - p_{\text{НАД.КИН}}) = 0,3 (20 - 0) = 6 \text{ кПа.}$$

### III. Вибір діаметру поворотної заслінки:

Максимальна витрата у робочих умовах

$$Q_{MAX} = Q_{MAX.H} (\rho_H / \rho_{Поч}) = 460 (101,325 / 121,325) = 384 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Щільність газу у нормальних умовах

$$\rho_H = 0,6788 \text{ кг/м}^3.$$

Коефіцієнт розширення  $\varepsilon \approx 1$ .

Ефективний прохідний перетин, що відповідає максимальній розрахунковій витраті

$$\alpha F = \frac{Q_{MAX}}{5095 \varepsilon} \sqrt{\frac{\rho_H}{\Delta p_p}} = \frac{384}{5095 \cdot 1} \sqrt{\frac{0,6788}{6000}} = 8,02 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт витрати, який залежить від конструкції й ступеня відкриття РО.

Вважаємо, що максимальній витраті відповідає кут відкриття заслінки  $65^\circ$ . Згідно з додатком 4 (графік б) у для однолопатних круглих заслінок цьому куту відповідає співвідношення  $\alpha F / F_y = 0,60$ .

Площа прохідного отвору

$$F'_y = \alpha F / (\alpha F / F_y) = 8,02 \cdot 10^{-4} / 0,60 = 0,001337 \text{ м}^2.$$

Розрахунковий діаметр умовного проходу  $D'_y$  для поворотних заслінок

$$D'_y = \sqrt{1,27 F'_y} = 0,0412 \text{ м} = 41,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $D_y = 40$  мм (регулювальна заслінка ЗМС–40 (додаток 2).

Максимальна площа прохідного отвору при діаметрі умовного проходу  $D_y$

$$F_y = 0,785 \cdot 10^{-6} D_y^2 = 0,785 \cdot 10^{-6} \cdot 40^2 = 1260 \text{ мм}^2.$$

### IV. Робоча характеристика поворотної заслінки.

Розрахунок робочої характеристики вибраної заслінки ЗМС–40 наведений у додатках 5 та 6.

## **2. ВИКОНАВЧІ ПРИСТРОЇ ТА МЕХАНІЗМИ**

### **2.1. Загальні відомості про виконавчі механізми**

У системах автоматичного управління та регулювання до виконавчих пристроїв відносять пускові пристрої та виконавчі механізми.

Пускові пристрої забезпечують посилення потужності управляючих сигналів, що надходять від регулюючого блоку, при автоматичному регулюванні, або від оператора при ручному управлінні. Кожний тип пускового пристрою розрахований на роботу в комплекті з певним типом виконавчого механізму.

Виконавчі механізми (ВМ) безпосередньо сполучені з регулюючими органами (РО) й переміщують останні згідно із сигналом, що надходить від пристрою, який формує закон регулювання. Залежно від виду енергії, що споживається, РО розділяються на електричні, пневматичні та гідравлічні, а ВМ – на електромагнітні та електромашинні.

Електромагнітні (соленоїдні) приводи керують різними регулювальними і запірними клапанами, кранами та золотниками, що працюють за дискретним принципом “відчинено-зачинено”. Їхній вибір зводиться до розрахунку котушки електромагніту за напругою та тяговою силою. Якщо хід запірно–регулювальних органів прямолінійний, вибирають виконавчі механізми типу МЕР.

Електромашинні виконавчі механізми розділяють на одно- та багатообертові. До однооберткових відносять механізми типу ПР, ИМ, ИМТ, МЕР, МЕР, БИМ (додаток 7), а до багатооберткових – механізми обертової дії типу МИ, СЛ, ДПМ, асинхронні двофазні двигуни типу АДН, АДП (додаток 8) та ДНД (додаток 9).

Особливість однооберткових виконавчих механізмів полягає у тому, що їхній вихідний вал обертається з постійною швидкістю на кут, який не перевищує  $360^\circ$ . Наприклад, для механізму типу МЕР-4/100 максимальний кут повороту вихідного валу може становити  $90^\circ$  або  $240^\circ$ .

Потрібний кут повороту встановлюється за допомогою кінцевих вимикачів, якими комплектують однооберткові виконавчі механізми, які, як правило, оснащені також датчиками повороту вихідного валу (струмовими,

реостатними або індуктивними), що реалізують в САУ місцевий зворотний зв'язок.

Електромашинні виконавчі механізми вибирають залежно від значень моменту, що необхідний для обертання поворотних заслінок

$$M_3 = K_m (M_P + M_T),$$

де  $K_m = 2...3$  – коефіцієнт, що враховує затяжку сальників та забрудненість трубопроводу;

$M_P$  – реактивний момент, обумовлений намаганням потоку середовища закрити заслінку;

$M_T$  – момент тертя в опорах.

У свою чергу

$$M_P = 0,07 \Delta P_{PO} D_y^3,$$

де  $\Delta P_{PO}$  – перепад тиску на заслінці (рекомендується при розрахунках прийняти  $\Delta P_{PO}$  рівним надмірному тиску перед заслінкою);

$D_y$  – діаметр заслінки.

Момент тертя в опорах

$$M_T = 0,785 D_y P_{III} r_{III} \lambda ,$$

де  $P_{III}$  – надмірний тиск перед заслінкою;

$r_{III}$  – радіус шийки валу заслінки;

$\lambda$  – коефіцієнт тертя в опорах, який дорівнює 0,15.

Момент обертання на валу вибраного виконавчого механізму повинен бути не меншим за момент, що необхідний для обертання заслінки

$$M_D > M_3.$$

Проте, значна інерційність електромашинних ВМ суттєво впливає на якість перехідного процесу САУ, що обмежує їх використання. Іноді для поліпшення динамічних характеристик таких ВМ рекомендується використовувати позиціонери.

Пневматичні та гідравлічні ВМ використовують в мобільних агрегатах котельних малої та середньої потужності. Пневматичні ВМ випускають мембранними та поршневіми. Переваги пневматичних та гідравлічних ВМ полягають в лінійності їх статичних характеристик та в простому сполученні з регулюючим органом.

## 2.2. Розрахунок сполучення виконавчого механізму з регулюючим органом

Розрахунок сполучення обертового ВМ з регулюючим органом, що має кутове переміщення на вході, полягає у визначенні довжини важеля регулюючого органу  $R$  та сполученої тяги  $L$ , якщо відомі довжина важеля приводу  $r$ , кути повного оберту вихідного валу ВМ  $\alpha_2 - \alpha_1$ , регулюючого органу  $\beta_2 - \beta_1$  та відстані  $H$  між вісями (рис. 1.1).

Рекомендоване значення кута  $\alpha_1 = 9...10^\circ$ . Значення  $R$  та  $L$  розраховують за формулами

$$R = \frac{H \cdot r \cdot (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1)}{r \cdot [\sin(\alpha_2 - \beta_2) - \sin(\alpha_1 - \beta_1)] + H \cdot (\cos \beta_2 - \cos \beta_1)},$$

$$L = \sqrt{(R \cdot \sin \beta_2 - r \cdot \sin \alpha_2)^2 + [(H + r \cdot \cos \alpha_2) - R \cdot \cos \beta_2]^2}.$$

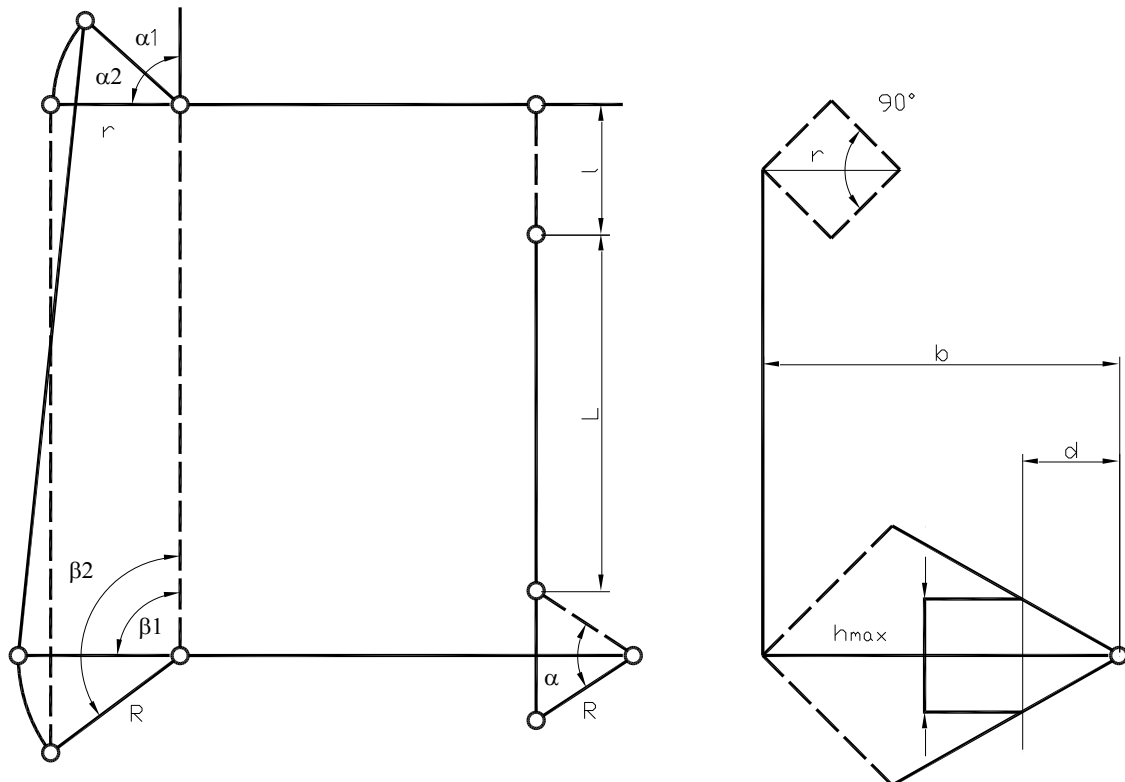


Рис. 2.1. Сполучення виконавчого механізму з регулюючим органом

При сполученні обертового регулюючого органу та ВМ з поступовим ходом (див. рис. 2.1) ці величини визначаються за формулою

$$R = \frac{l_{III}}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, L = \sqrt{\left(H - \frac{l_{III}}{2}\right)^2 + \left(\frac{l_{III}}{4} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{4}\right)^2},$$

де  $l_{III}$  – хід штоку ВМ;

$H$  – відстань між кінцем штоку ВМ у початковому положенні та віссю регулюючого органу;

$\alpha$  – повний кут повороту регулюючого органу.

При сполученні клапана з ВМ обертового типу та відповідності повного ходу клапану повороту вала на  $90^\circ$  відношення довжин важелів розраховують за наближеною формулою

$$\frac{a}{b} = 0,71 \frac{h_{MAX}}{r},$$

де  $h_{MAX}$  – максимальний хід клапану;  $r$  – довжина важеля приводу.

Головною метою цього розрахунку при розробці якогось вузла чи пристрою є визначення кількісних показників надійності для порівняльної оцінки різних варіантів принципової схеми, визначення у них найбільш слабких щодо надійності місць для вживання подальших заходів щодо їх усунення, а також визначення заходів для досягнення рівня надійності, що зазначений у завданні на розробку пристрою.

В якості початкових даних для розрахунків використовують:

- принципову схему пристрою;
- перелік елементів, що згруповані за типом та режимом роботи;
- дані, що характеризують зовнішні умови;
- дані про усереднені значення інтенсивності відмов елементів (або параметри потоку відмов).

### 2.3. Послідовність розрахунку виконавчого пристрою

За формулами, що наведені у додатку 6, визначають максимальну пропускну здатність ВП.

До відповідної формули підставляють значення таких параметрів:

$$Q_{MAX} \text{ (або } G_{MAX}); \quad \Delta P_{MIN};$$

$$\Delta P_{MIN} = \Delta P_C - \Delta P_{MAX}; \quad \Delta P_{MAX} = \Delta P_{Л\_MIN} (Q_{MAX} / Q_{MIN})^2.$$

У таблиці додатку 6 використані такі позначення:

$Q$  – об'ємні витрати рідини та газу, відповідно, м<sup>3</sup>/год;

$G$  – масові витрати середовища, що регулюється, кг/год;

$kV$  та  $kV_{Л}$  – пропускну здатність ВП та лінії відповідно, т/год;

$P_1, P_2, P_3$  – абсолютні тиски до ВП, після нього та на виході лінії відповідно, кг/см<sup>2</sup>;

$\gamma_H$  – об'ємна маса рідини, г/см<sup>3</sup>;

$t_1$  та  $t_2$  – температура середовища перед та після ВП, °С

$T_1 = (t_1 + 273)$ , К;

$T_2 = (t_2 + 273)$ , К.

$V_1$  – питомий об'єм пари при  $0,5 P_1$  та  $t_1$ , м<sup>3</sup>/г;

$V_2$  – питомий об'єм пари при  $0,5 P_2$  та  $t_2$ , м<sup>3</sup>/г;

$V_3$  – питомий об'єм пари при  $P_3$  та  $t_3$ , м<sup>3</sup>/г.

Максимальна пропускну здатність ВП, що знайдена таким чином, дозволяє визначити умовний діаметр ВП для регулюючих клапанів (додаток 2) та регулюючих заслінок (додаток 3).

Треба визначити, що пропускну здатність  $kV_{ВП}$  вибраного ВП повинна бути близькою за значенням до  $1,2 kV_{MAX}$ . Далі за номограмами [4, С.146] встановлюють робочу частину витратної характеристики обраного ВП, що, у свою чергу, дозволяє визначити робочу частину ходу затвору клапану, або кут повороту заслінки.

Використовують такі позначення:

$$n = kV_{ВП} / kV_{Л}; \quad W_{MAX} = Q_{MAX} / Q_{ВП}; \quad W_{MIN} = Q_{MIN} / Q_{ВП},$$

де  $k_{VL}$  – пропускна здатність лінії, що визначається згідно з формулами додатку 6 (до відповідної формули необхідно підставити значення  $Q_{MAX}$  та  $\Delta P_{L\_MAX}$  або  $Q_{MIN}$  та  $\Delta P_{L\_MIN}$ );

$Q_{ВП}$  – витрата робочого середовища через ВП, що визначається за формулами додатку 6 (до відповідної формули необхідно підставити  $P_{V_{ВП}}$  та  $P_{ВП}$ ).

Співвідношення тиску знаходять згідно з такими формулами:

– для рідини

$$\Delta P_{ВП} = \frac{\Delta P_C}{1 + n^2};$$

– для пари та газу

$$\Delta P_{ВП} = \frac{\left( \frac{n^2 P_1 T_2}{P_2 T_1} + 1 \right) - \sqrt{\left( \frac{n^2 P_1 T_2}{P_2 T_1} + 1 \right)^2 - \frac{4n^2 \Delta P_C T_2}{P_3 T_1}}}{2n^2 T_2 / P_3 T_1}.$$

У додатках 1 та 2 наведена номенклатура регулюючих органів, які найчастіше використовують на нагрівальних та термічних печах.

Для регулювання тиску всередині печі та розподілу продуктів згоряння в каналах встановлюють поворотні клапани (шибери). Необхідні поворотні клапани можна встановлювати при температурі продуктів згоряння в каналі до 700°C, основні характеристики клапанів наведені у додатку 3. Умовне позначення поворотного клапану містить літери КП (клапан поворотний) та цифру, що відповідає номінальному умовному діаметру  $D_y$  прохідного перетину.

При температурі продуктів згоряння більше 700°C варто застосовувати клапани із водяним охолодженням. Якщо розрахунок клапанів не проводиться, їхній вибір здійснюють за даними додатку 3.

Вибирають той тип клапану, що може перекрити перетин каналу в місці його встановлення. Перетин каналу визначається конструкцією технологічного агрегату. Для переміщення клапанів зазвичай використовуються виконавчі механізми типу МЕО.

## Список літератури

1. Ніколаєнко А. М. Технічні засоби автоматизації : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДА, 2013. 322с.
2. Васильківський І. С., Фединець В. О., Юсик Я. П. Виконавчі пристрої систем автоматизації : навч. посіб. Львів : Львівська політехніка, 2020. 220 с.
3. Технічні засоби автоматизації : конспект лекцій / уклад. О. О. Сердюк, О. В. Разживін. Краматорськ : ДГМА, 2018. Ч. 1 : Виконавчі механізми і вимірювальні перетворювачі. 217 с.
4. Глинков Г. М., Маковский В. А., Лотман С. Л. Проектирование систем контроля и автоматического регулирования металлургических процессов : учеб. пособ. Москва : Metallurgiya, 1986. 352 с.
5. Автоматическое управление металлургическими процессами : учебник / Беленький А. М., Бердышев В. Ф, Блинов О. М., Каганов В. Ю. Москва : Metallurgiya, 1989. 384 с.

## Характеристика клапанів та поворотних заслінок

Тип РО	Робочий тиск, кПа	Температура, °С	$D_y$ , мм	Середовище	Привод
Клапани ПКН	120	50	50, 100, 200	Рідина, газ (неагресивні)	Мембранний пневмопривод
Клапани ДО, КР, КЯ	640	200	15, 20, 25, 40	Те ж	Те ж
Клапани 25ч30нж, 25ч32нж	160	300	40, 50, 80, 100, 150, 200, 250, 300	Те ж	Те ж
Поворотні заслінки ПРЗ	25	300	100, 125, 150, 175, 200, 225, 250, 300, 350, 400, 450, 500	Повітря, газ	Без приводу
Поворотні заслінки ЗМС	10	300	30, 40, 50, 70, 90	Те ж	Те ж

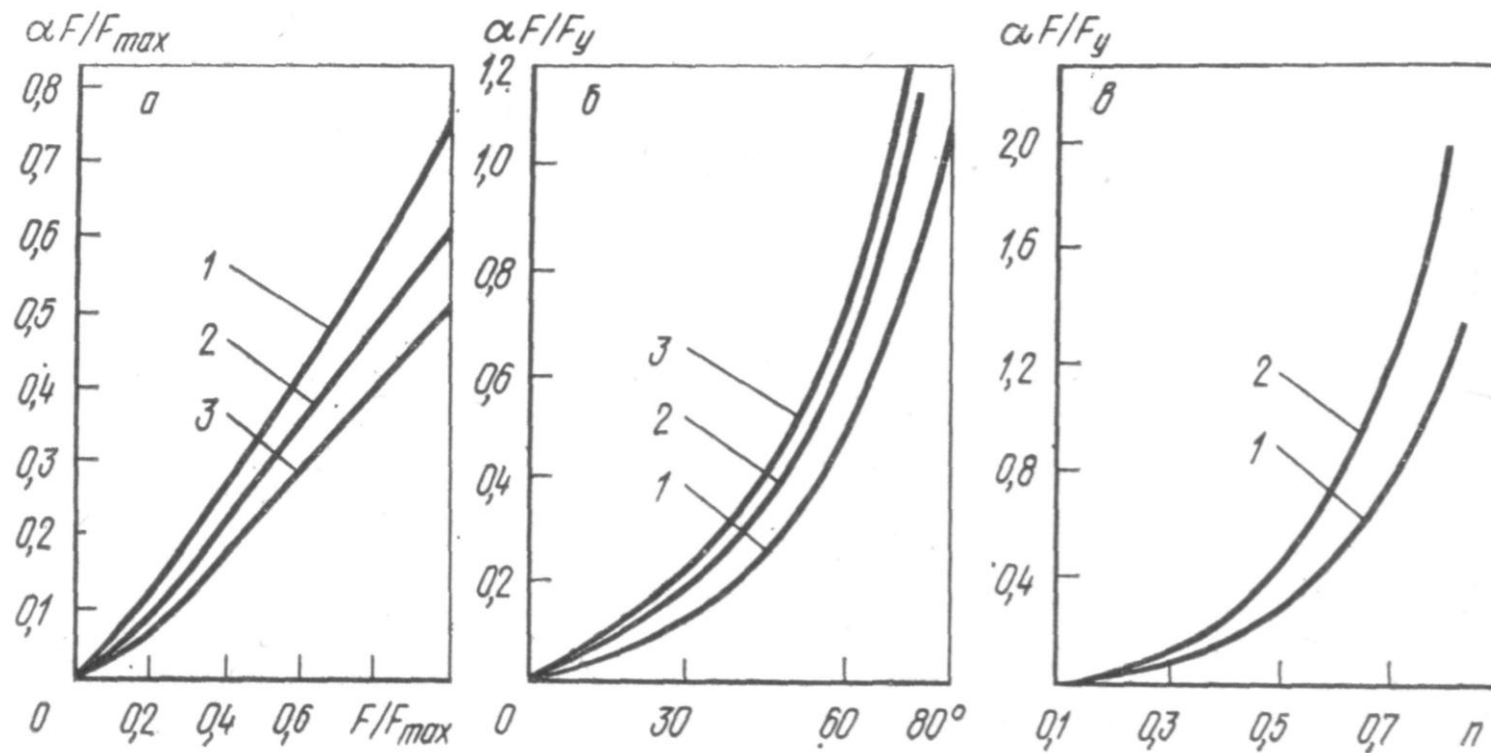
## Характеристика регулюючих заслінок

$D_y$ , мм	$k_v$ , т/год	$D_y$ , мм	$k_v$ , т/год	Примітка
50	20	300	800	Регулювальні заслінки виготовляють двох типів: <u>легкі</u> – $P_y = 0,6$ МПа, температура 120, 225 °С; <u>важкі</u> – $P_y = 0,6; 1,0; 2,5$ МПа, температура 225, 450 та 600 °С. Для обох типів припустимий перепад тиску $\Delta P$ , МПа: 0,016; 0,025; 0,043; 0,063; 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,8.
	50		2000	
	32		1250	
65	80	400	3200	
	50		2000	
80	125	500	5000	
	80		3200	
100	200	600	8000	
	125		5000	
125	320	700	10000	
	200		8000	
150	500	800	12500	
	320		10000	
200	800	900	15000	
	500		12500	
250	1250	1000	20000	

## Характеристика регулюючих клапанів

$D_y$ , мм	$k_v$ , т/ГОД	$D_y$ , мм	$k_v$ , т/ГОД	Примітка
25	4	150	160	<u>Двохсідельні регулювальні клапани</u> випускають з лінійною та логарифмічною характеристиками, з сальниковим чи сільфонним ущільненням штоку, регулюючі та запірнорегулюючі.  Клапани із сальником – $P = 1,6; 4,0; 6,4; 10; 16$ МПа, температура 120, 225 та 450 °С.  <u>Клапани із сільфоном</u> – $P = 1,6; 4,0$ та 6,4 МПа, температура 120 та 225 °С.  <u>Односідельні регулюючі клапани</u> випускають з лінійною та логарифмічною характеристиками, з сальниковим та сільфонним ущільненням штоку, регулюючі та запірнорегулюючі.  <u>Клапани із сальником</u> – $P = 1,0; 1,6; 4,0$ та 6,4 МПа.  <u>Клапани із сільфоном</u> – $P = 1,0; 1,6; 4,0$ та 6,4 МПа.  Максимальна припустима температура для цих клапанів – 120, 225 та 450 °С.
	6,3		250	
	10		400	
	16		630	
50	25	200	400	
	40		630	
80	63	250	630	
	100		1000	
100	63	300	630	
	100		1000	
	160		1600	
125	100	–	–	
	160		–	
	250		–	
25	3,2	125	80	
	5		125	
	8		200	
	12		125	
50	20	150	200	
	32			
	50			
	80			
100	50	200	320	
	80			
	125			

## Номограми для визначення ефективного прохідного перетину регулювальних органів



а – клапанів (1 – конічних та односідельних; 2 – двосідельних; 3 – інших);

б – поворотних заслінок (1 – однолопатних круглих та прямокутних, багатолопатних з перегородками, що розділяють;  
2 – дволопатних жалюзі; 3 – трилопатних жалюзі);

в – шиберів (1 – прямокутний канал, 2 – круглий канал)

## Робоча характеристика регулюючої заслінки ЗМС–40 на газопроводі зони термічної печі

Витрата газу у нормальних умовах $Q_{Hi}$ , м <sup>3</sup> /год	Перепад тиску на заслінці $\Delta p_{pi}$ , кПа	Витрата газу в робочих умовах $Q_i$ , м <sup>3</sup> /год	$\alpha F_i$ , м <sup>2</sup>	$\alpha F_i / F_y$	$\varphi$ , град
72	19,7	61	0,76	0,06	20
144	18,6	119	1,54	0,12	30
216	16,9	184	2,5	0,20	39
288	14,5	240	3,52	0,28	48
360	11,6	310	5,0	0,40	56
432	7,7	378	7,42	0,59	64
460	6,0	410	9,1	0,72	70

## Формули для розрахунку пропускної здатності елементів виконавчих пристроїв

Елемент	Спів- відно- шення тиску	Витрата рідини		Витрата газу		Витрата пари
		$Q$ , м <sup>3</sup> /год	$G$ , кг/год	$Q$ , м <sup>3</sup> /год	$G$ , кг/год	$G$ , кг/год
Регулюючий орган	$\Delta P < \frac{P_1}{2}$	$Kv = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P}}$	$Kv = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P \cdot \gamma}}$	$Kv = \frac{Q_H}{514} \sqrt{\frac{\gamma_H \cdot T_1}{\Delta P \cdot P_2}}$	$Kv = \frac{G}{514} \sqrt{\frac{T_1}{\gamma_H \cdot \Delta P \cdot P_2}}$	$Kv = \frac{G}{31,6} \sqrt{\frac{V_2}{\Delta P}}$
	$\Delta P \geq \frac{P_1}{2}$	—	—	$Kv = \frac{Q_H}{257 P_1} \sqrt{\gamma_H \cdot T_1}$	$Kv = \frac{G}{257 P_1} \sqrt{\frac{T_1}{\gamma_H}}$	$Kv = \frac{G}{22,4} \sqrt{\frac{V}{P_1}}$
З'єднувальна лінія	$\Delta P_{Л} < \frac{P_2}{2}$	$Kv = Q \sqrt{\frac{\gamma}{\Delta P_{Л}}}$	$Kv_{Л} = \frac{G}{1000 \sqrt{\Delta P_{Л} \cdot \gamma}}$	$Kv_{Л} = \frac{Q_H}{514} \sqrt{\frac{\gamma_H \cdot T_2}{\Delta P_{Л} \cdot P_3}}$	$Kv_{Л} = \frac{G}{514} \sqrt{\frac{T_2}{\gamma_H \cdot \Delta P_{Л} \cdot P_3}}$	$Kv_{Л} = \frac{G}{31,6} \sqrt{\frac{V_3}{\Delta P_{Л}}}$
	$\Delta P_{Л} \geq \frac{P_2}{2}$	—	—	$Kv_{Л} = \frac{Q_H}{257 P_2} \sqrt{\gamma_H \cdot T_2}$	$Kv_{Л} = \frac{G}{257 P_2} \sqrt{\frac{T_2}{\gamma_H}}$	$Kv_{Л} = \frac{G}{22,4} \sqrt{\frac{V_1}{P_2}}$

## Технічні дані електричних виконавчих механізмів

№ з/п	Тип	Номинальний момент на валу, Нм	Пусковий момент, Нм	Час одного оберту вих. валу, с	Максимальний кут повороту вих. валу, град	Напруга живлення при частоті 50 Гц, В	Споживча потужність, ВА	Габаритні розміри, мм
1	ПР-М	9,8	–	10 30	180	220	50	230x122x285
2	ПР-1М	9,8	–	60 90 120	–	–	–	230x122x180
3	ИМ-2/120	19,6	29,4	120	120	220	30	246x230x210
4	МЕО-1,6/40	15,7	23,5	40	120	220	40	234x234x213
5	МЕО-4/100	39,2	58,8	100	90 240	220	64	260x330x300
6	МЕО-10/100	98	166,6	100	90 240	220	64	260x330x300
7	МЕО-63/250	617,4	1048,6	250	90 240	220	585	425x455x550
8	ИМТ-4/35	39,2	58,8	2,5	350	220/380	270	455x210x220
9	МЕК-25/4	245	411,6	40	90 240	220/380	115	490x523x392
10	БИМ-2,5/120	24,5	34,3	120	120	127	30	246x230x210
11	БИМ-25/100	245	303,8	100	90 270	220	150	313x374x480

## Технічні дані асинхронних двофазних двигунів типу АДП

№ п/п	Параметри	АДП- 123	АДП- 1236	АДП- 262	АДП- 362	АДП- 263	АДП- 363а	АДП- 563а
1	Корисна потужність $P_H$ , Вт	4,1	8,9	9,5	19	27,8	46,4	62
2	Крутний момент $M_H$ , Нм·10 <sup>-3</sup>	9,8	14,21	49	93,1	44	73,5	98
3	Пусковий момент $M_{II}$ , Нм·10 <sup>-3</sup>	13,72	16,66	88,2	166,6	58,8	83,6	117,6
4	Момент зрушення $M_{зр}$ , Нм·10 <sup>-5</sup>	29,4	29,4	78,4	127,4	117,6	196	431,2
5	Номинальна частота обертів, об/хв	4000	6000	1850	1950	6000	6000	6000
6	Момент інерції ротора, Нм <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	7,84	7,84	16,66	39,2	18,62	49	117,6
7	Напруга мережі, В	110	110	110	110	36	36	36
8	Частота мережі, Гц	400	400	50	50	500	500	500
9	$\lambda_{II} = M_{II} / M_H$	1,4	1,17	1,8	1,8	1,15	1,05	1,8
10	$P_{II} = \lambda_{II} P_H$ , Вт	5,75	10,4	17,1	34	37	52,5	74
11	$\lambda = I_D / I_{дн}$	1	–	1,13	1,15	1,2	1,4	1,4
12	Ємність в ланцюгу збудження, мкФ	0,3	0,5	2,5	5,5	3,9	6,6	13
13	Маса двигуна, кг	0,55	0,55	1,6	2,6	1,6	2,7	5,7

## Технічні дані асинхронних двофазних двигунів типу ДНД

№ п/п	Параметри	ДНД-0,5	ДНД-1	ДНД-2	ДНД-3	ДНД-5
1	Корисна потужність $P_H$ , Вт	0,3	1	2	3	5
2	Крутний момент $M_H$ , Нм·10 <sup>-3</sup>	29,4	98	176,4	490	980
3	Пусковий момент $M_{II}$ , Нм·10 <sup>-3</sup>	58,4	456,8	333,2	980	1960
4	Номінальна частота обертання, об/хв	9700	9700	10800	5800	4850
5	Момент інерції ротора $I_D$ , Нм <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	44,1	68,6	78,4	23,52	2450
6	Напруга мережі, В	36	36	36	36	36
7	Частота мережі, Гц	400	400	400	400	400
8	$\lambda_{II} = M_{II} / M_H$	2,0	1,6	1,9	2,0	2,0
9	$P_{II} = \lambda_{II} P_H$ , Вт	0,6	1,6	3,8	8,0	10
10	Напруга обмотки управління, В	30	30	30	30	30
11	Маса двигуна, кг	0,05	0,11	0,16	0,34	0,72

Навчально-методичне видання

**Бурчак Андрій Анатолійович,  
Михайловський Микола Володимирович,  
Рибальченко Марія Олександрівна,  
Потап Олег Юхимович**

## **ТЕХНІЧНІ ЗАСОБИ АВТОМАТИЗАЦІЇ**

Навчально-методичні настанови до практичних занять

Експертний висновок склав канд. техн. наук, доц. Михайло Зінченко

Зареєстровано НМВ УДУНТ (№ 12 від 10.01.2025)

В авторській редакції  
Комп'ютерна верстка О. Ю. Потап

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 1,45. Обл. - вид. арк. 1,47.

Зам. № 9

Видавець: Український державний університет науки і технологій  
вул. Лазаряна, 2, ауд. 2216, м. Дніпро, 49010.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 7709 від 14.12.2022

Адреса видавця та дільниці оперативної поліграфії:  
вул. Лазарян 2, Дніпро, 49010