

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

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних робіт з навчальних дисциплін «Проектування гідравлічних та пневматичних силових контурів мехатронних систем», «Теорія автоматичного керування та динаміка SMART-гідропневмосистем» для студентів денної та заочної форм навчання за спеціальністю «Прикладна механіка»

Затверджено редакційно-
видавничою радою університету,
протокол № 2 від 26.07.2025 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2025

Методичні вказівки до практичних робіт з навчальних дисциплін «Проектування гідравлічних та пневматичних силових контурів мехатронних систем», «Теорія автоматичного керування та динаміка SMART-гідропневмосистем» для студентів денної та заочної форм навчання за спеціальністю «Прикладна механіка» / уклад.: Г.А. Крутіков, М. Г. Стрижак – Харків : НТУ «ХП». – 2025. – 39 с.

Укладачі: Г. А. Крутіков

М. Г. Стрижак

Рецензент А. С. Роговий

Кафедра «Деталі машин та гідропневмосистеми»

ЗМІСТ

ВСТУП.	3
Практична робота № 1. Динамічний аналіз ЕГСП.	4
Практична робота № 2. Динамічний синтез ЕГСП.	10
Приклад розрахунку ЕГСП.	30
Додаток 1	36
Джерела інформації.	39

Одним з найефективніших і універсальних засобів механізації і автоматизації виробничих процесів є електрогідравлічні слідкуючі системи, що дозволяють сполучати необмежені функціональні можливості сучасних електронних систем керування (у тому числі мікропроцесорних) зі значними енергетичними можливостями гідродвигунів [4, 7]. Застосовні у цих системах двокаскадні електрогідравлічні підсилювачі потужності мають високі коефіцієнти підсилення (більше $3 \cdot 10^5$), що дозволяє як вхідні керуючі впливи використовувати малопотужні електричні сигнали. Особливістю роботи електрогідравлічного слідкуючого приводу (ЕГСП) в системі позиційного управління промислового робота полягає в наявності аналогово-дискретного режиму роботи приводу і в забезпеченні заданої точності позиціонування при досить високій швидкодії приводу.

Динамічний синтез ЕГСП це більш висока форма проектування порівняно з динамічним аналізом і полягає у виборі параметрів ЕГСП, який забезпечить переміщення заданої маси (m) на задану відстань (L) із заданою точністю (Δy) за заданий час (t_{Σ}) при мінімумі енерговитрат і за відсутності коливання перехідного процесу.

Практична робота № 1 **ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ЕГСП**

1.1. Мета роботи

Вивчити конструкцію та принцип дії ЕГСП.

1.2. Конструктивна схема ЕГСП

Розрахункова схема ЕГСП з двокаскадним підсилювачем потужності, де як перший каскад підсилення використовується міст "сопло-заслінка", а як вихідний каскад – чотирищільний дроселюючий золотник, наведений на рис. 1.

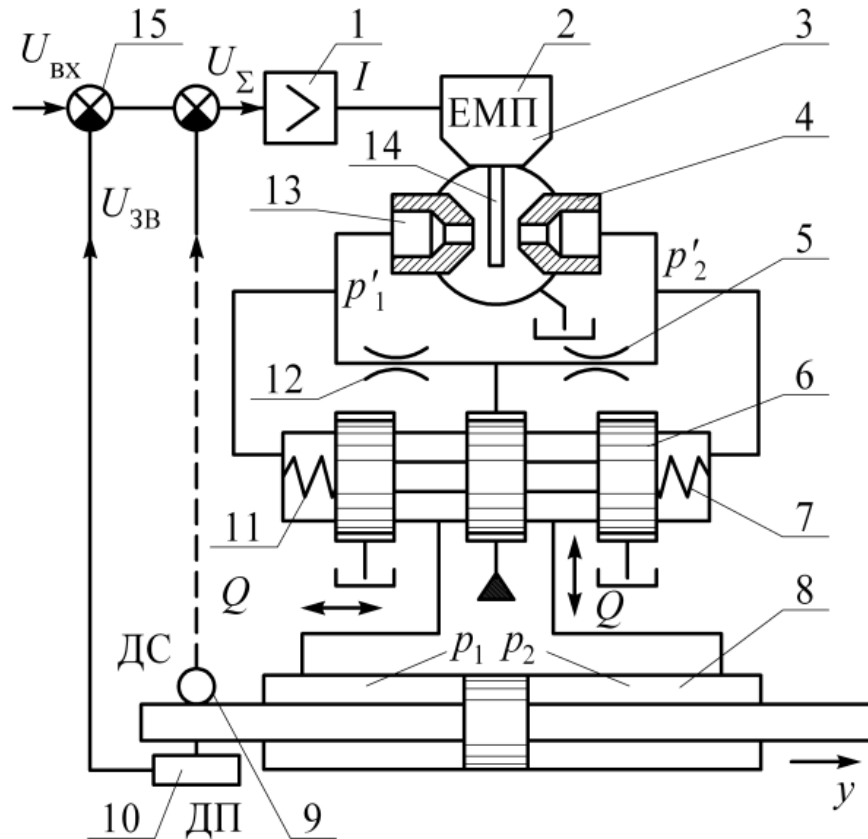


Рис. 1. Розрахункова схема ЕГСП зі зворотними зв'язками за положенням і швидкістю

ЕГСП узагальнено складається з чотирьох блоків: *електро-гідравлічного підсилювача потужності (ЕГП)*, у склад якого входять *електромеханічний перетворювач (ЕМП) 2*, перший каскад підсилення – міст "сопло-заслінка", що містить у собі два сопла 4, 13, заслінку 14 і постійні

4

дроселі 5, 12; другий каскад підсилення – дроселюючий золотник 6, блок датчиків і редукторів 9, 10; функціональний перетворювач, що містить у собі електронний підсилювач 1 і суматор 15, виконавчий механізм (ВМ) – 8.

При відсутності сигналу керування (напруги $U_{ВХ}$) заслінка 14 знаходиться в нейтральному положенні, провідність сопел 4, 13 однакова,

перепад тисків $p'_1 - p'_2$ у робочій діагоналі моста при цьому рівний нулю, тому золотник 6 під дією центрувальних пружин 7, 11 також знаходиться у нейтральному положенні, внаслідок чого – поршень ВМ 8 нерухомий. При появі напруги $U_{\text{ВХ}}$, а отже, і струму I на виході електронного підсилювача заслінка зміщується від нейтралі, порушуючи баланс витрат моста "сопло-заслінка", у робочій діагоналі моста з'являється перепад тисків $p'_1 - p'_2$, який зміщує золотник у той або інший бік залежно від знака перепаду $p'_1 - p'_2$. На виході ЕГП з'являється витрата, яка рухає поршень ВМ. При русі поршня датчик зворотного зв'язку 10 починає виробляти напругу зворотного зв'язку $U_{\text{ЗВ}}$, яка на суматорі 15 віднімається з напруги $U_{\text{ВХ}}$. Як тільки напруга неузгодження $U_{\Sigma} = U_{\text{ВХ}} - U_{\text{ЗВ}}$ стає рівною нулю, заслінка моста і золотник опиняються в нейтральному положенні, поршень ВМ зупиняється.

1.3. Особливості роботи ЕГСП у позиційному режимі

ЕГСП, замкнений зворотним зв'язком за положенням, умовно, залежно від виду системи керування, можна розділити на дві групи: *позиційні і контурні* [4].

Найбільш наочно принципи позиційного і контурного керування проявляються в автоманіпуляторах (АМ). Перший принцип застосовується в АМ, які виконують у технологічному циклі переважно транспортні операції; переміщення захвату з вантажем з однієї заданої точки в іншу за обмежений час. Другі використовуються в АМ, які виконують складніші операції (переміщення кінцевої ланки за заданою траєкторією із заданою швидкістю). До них відносяться, наприклад, зварювальні, фарбувальні АМ. Конструктивно приводи, які працюють у тому чи іншому режимах, однакові. Основна відмінність полягає в режимі роботи електронного підсилювача і самого дроселюючого золотника.

У низці випадків може бути застосований і датчик швидкості для реалізації корегуючого зворотного зв'язку за швидкістю.

У системі *позиційного* керування привід, як правило, працює в аналогово-дискретному режимі тобто первинне значення напруги

неузгодження U_{Σ} настільки велике, що електронний підсилювач і сам дроселюючий золотник знаходяться у зоні насичення (точки 1, 2 на рис.2). У результаті цього вихідна ланка ВМ розігнавшись, рухається на граничній усталеній швидкості v_{max} (крива 1 на рис. 3). Цей стан характеризується тим, що змінна напруга неузгодження U_{Σ} не впливає на характер руху вихідної

ланки ВМ, тобто привід наче розімкнений і працює у дискретному режимі (точки 1, 2 на рис. 2).

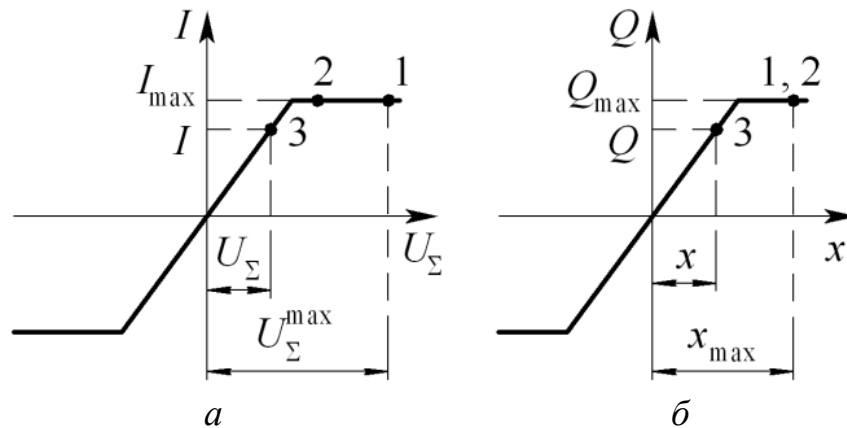


Рис. 2. Характеристика електронного підсилювача (а) і дроселюючого золотника (б)

При підході до точки позиціювання, тобто при достатньо малому сигналі неузгодження U_{Σ} , електронний підсилювач, а потім і дроселюючий золотник входять у робочу зону (точка 3 на рис. 2). Реалізується фаза гальмування вихідної ланки ВМ, при якій зворотний зв'язок активно формує керуючий вплив, тобто привід переходить у аналоговий режим.

Реалізація аналогово-дискретного режиму при позиційній системі керування приводить до значного підвищення швидкодії приводу (крива 1 на рис. 3).

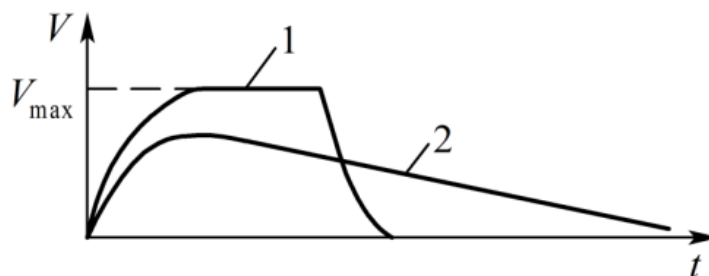


Рис.3. Рух вихідної ланки при аналогово-дискретному режимі (1) і чисто аналоговому режимі (2)

6

При роботі приводу у *контурному* режимі електронний підсилювач і дроселюючий золотник не попадають у стан насичення, тобто працюють лише лінійні частини їх статичних характеристик і реалізується чисто аналоговий режим роботи приводу (крива 2).

1.4. Індивідуальне завдання № 1

Дросельний електрогідравлічний слідкувальний привід (ЕГСП) з позиційним керуванням працює в системі транспортного промислового робота (ПР). Привід складається з гідроциліндра з двостороннім штоком, двокаскадного електрогідравлічного підсилювача потужності (ЕГП), датчика зворотного зв'язку за положенням й електронного підсилювача, що складається з сумуючого пристрою (СП) і функціонального перетворювача (ФП) з лінійною робочою зоною й обмеженням за вихідним струмом.

Робоча площа поршня F , робочий об'єм гідроциліндра W , тиск живлення $p_{\text{жив}}$, коефіцієнт підсилення ЕГП при такому тискові живлення $K_{\text{ЕГП}}$. Привід має обмежувач подачі Q_M . Привід навантажений чисто інерційним навантаженням. Приведена до штоку маса рухомих частин m . Модуль об'ємної пружності масла $E = 1,4 \cdot 10^9$ Н/м², щільність $\rho = 900$ кг/м³. Коефіцієнт підсилення датчика зворотного зв'язку за положенням разом з редуктором $K_{\text{зв}}$. З динамічної точки зору ЕГП можна приблизно подати аперіодичною ланкою з постійної часу $T_{\text{ЕГП}} = 2,3 \cdot 10^{-3}$ с. Витоками в гідроциліндрі й золотнику знехтувати.

Таблиця варіантів до індивідуального завдання №1

Показ-ники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , см ²	6,24	8,25	12,8	6,24	8,25	12,8	6,24	8,25	16,8	6,24
W , см ³	520	800	1200	680	980	1000	480	750	1500	480
$p_{\text{жив}}$, МПа	9	6,5	10	12	9,5	8,5	10	9,5	7,5	8,8
$K_{\text{ЕГП}}$, $\frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$	8,3	8,3	8,3	6,2	10,8	8,3	6,8	9,6	7,5	8,0
Q_M , л/хв	35	50	70	35	50	110	45	60	75	50
m , кг	300	500	800	400	600	750	350	600	900	400

7

Перелік питань, що повинні бути висвітлені в завданні:

1. Подати функціональну блок-схему ЕГСП.
2. Описати яким чином виконати настройки ЕГСП, тобто привести у відповідність величину напруги від задатчика положення (ЗП) з необхідною координатою позиціонування кінцевої ланки ЕГСП?
3. Пояснити, чому для дросельного ЕГСП із позиційним керуванням у характеристику ФП вводиться нелінійність типу "насичення" (тобто

обмежується величина вихідного струму I). Як це позначається на швидкодії приводу?

4. Як виглядає залежність швидкості відпрацювання команди від часу для такого ЕГСП? Нарисувати приблизний вигляд графіка швидкості від часу. На яких ділянках привод поводить себе як розімкнений, а на яких ділянках – як замкнений за положенням? Відповідь поясніть.

5. Написати передавальну функцію для гідроциліндра, обравши як вхідну координату витрату, а як вихідну координату – положення поршня. Набором яких типових динамічних ланок він описується?

6. При якому положенні поршня гідроциліндр має найгірші динамічні характеристики? Визначити резонансну частоту гідроциліндра в цьому положенні.

7. Подати структурну схему ЕГСП.

8. Що таке коефіцієнт добротності ЕГСП? Написати його вираз для даного приводу.

9. Визначити мінімально необхідний коефіцієнт добротності й побудувати заборонену зону логарифмічної амплітудочастотної характеристики (ЛАЧХ) у низькочастотній частині для розімкненого приводу з умови забезпечення точності позиціонування $\pm \Delta y = 2$ мм. Як вхідний вплив (первинною помилку) при розрахунках точності позиціонування вважати похибку за струмом керування $\Delta I = 4$ мА, яка пов'язана із залишковим магнетизмом осердя електромагніта електромеханічного перетворювача (ЕМП) ЕГП.

10. Виходячи з отриманого коефіцієнта добротності, побудувати ЛАЧХ і ФЧХ розімкненого приводу при положенні поршня, що забезпечує найгірші динамічні властивості гідроциліндра, прийнявши коефіцієнт демпфірування гідроциліндра в точці позиціонування $\zeta = 0,2$. Визначити частоту зрізу й критичну частоту приводу.

11. Оцінити стійкість приводу. Якщо він стійкий, то визначте запас стійкості за амплітудою й фазою.

8

12. Як визначити коефіцієнт підсилення ФП у його робочій (лінійній) частині, виходячи з отриманого коефіцієнта добротності?

13. Сформулювати вимоги до ЛАЧХ, що забезпечують аперіодичний закон гальмування приводу. Чи задовольняє даний привід цим вимогам? Визначити постійну часу цього процесу.

14. Визначити, користуючись даними ЛАЧХ, максимальне негативне прискорення, що виникає при гальмуванні приводу. Що робити, якщо воно неприпустимо велике?

Практична робота № 2
ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ ЕГСП

2.1. Мета роботи

Обрати параметри ЕГСП, які забезпечують при заданому навантаженні мінімум енерговитрат, задані динамічні характеристики, а також необхідну точність позиціонування.

2.2. Вибір основних параметрів ЕГСП при дії чисто інерційного навантаження, виходячи із принципу мінімізації енерговитрат

Завдання в цьому випадку формується таким чином: потрібно зробити вибір таких параметрів ЕГСП, які забезпечують переміщення заданої маси m на задану відстань y заданий час t_{Σ} і з заданою точністю позиціонування $\pm\Delta y$ при мінімальних витратах енергії. У випадку створення широкодіапазонного ЕГСП як y може бути прийнятий максимальний хід робочого органу L .

Номінальну потужність, яка розвивається приводом N_H , можна визначити як:

$$N_H = Q_{\max} \cdot p_{\text{НОМ}} = F \cdot v_{\text{УСТ}} \cdot p_{\text{НОМ}} \quad (1)$$

де Q_{\max} – максимальна витрата в гілросистемі при максимальній (встановленій) швидкості порня $v_{\text{УСТ}}$, $p_{\text{НОМ}}$ – номінальний тиск живлення гідроприводу, F площа поршня.

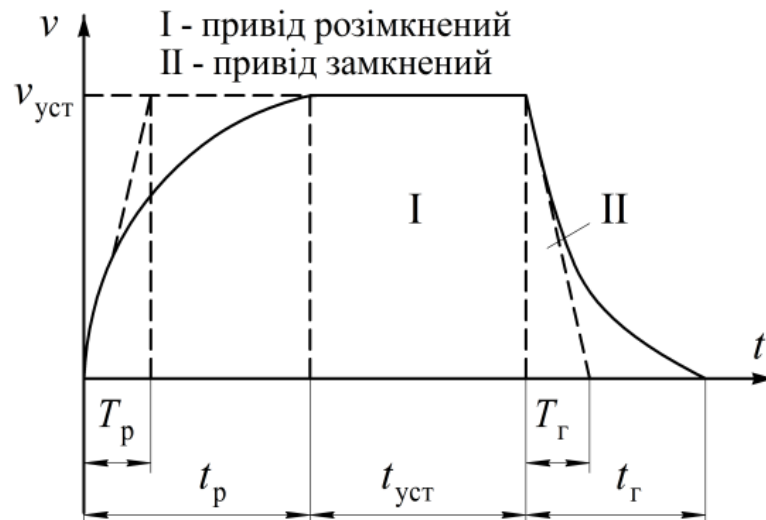


Рис.4. Зміна швидкості ЕГСП при роботі в позиційному режимі

10

Характер зміни швидкості робочого органу ЕГСП при роботі в позиційному режимі наведений на рис. 4. Як показано на рис.2, 3 при розгоні й русі з максимальною швидкістю привід залишається розімкненим (зона I на рис.4). При підході до точки позиціонування, коли робочий орган перебуває в режимі гальмування, привід замкнений (зона II на рис.4).

2.3. Перехідний процес у розімкнутому гідроприводі

Рух робочого органу у реальному ГП, навантаженому статичним і інерційним навантаженнями описується диференціальним рівнянням, тому результати розрахунків, отримані на основі статичної і динамічної моделей можуть значно відрізнятися один від одного. Розрахунки за динамічною

моделлю доцільні при визначенні реального часу спрацювання ГП, а також при розрахунку процесу розгону та гальмування робочого органу гідродвигуна.

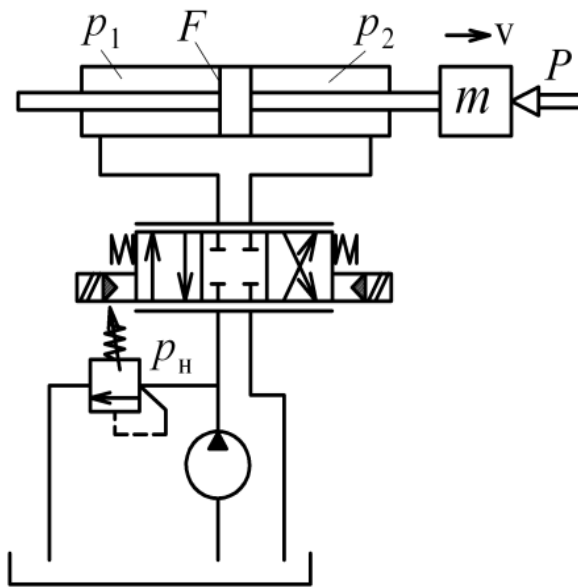


Рис 5. Розрахункова схема гідроприводу

У першому варіанті розрахунку знехтуємо стисливістю робочої рідини і витоками. Крім того, будемо розглядати симетричний ГП, тобто як гідродвигун будемо використовувати гідроциліндр з двостороннім штоком, а як регулюючий орган – чотирищільний дроселюючий золотник.

Математична модель може бути отримана на основі рівняння динамічної рівноваги поршня і рівняння балансу витрат:

$$\begin{cases} m \frac{dv}{dt} = F(p_1 - p_2) - P; \\ Fv = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_H - p_1)} = \mu f_3 \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_2, \end{cases} \quad (2)$$

11

де μ – коефіцієнт витрати; f_3 – площа дроселюючої щілини золотника.

Поєднуючи два рівняння (2) в одне, отримаємо диференціальне рівняння руху поршня:

$$m \frac{dv}{dt} = p_H F - \frac{\rho \cdot F^3 \cdot v^2}{(\mu \cdot f_3)^2} - P. \quad (3)$$

З умови усталеного режиму $\left(\frac{dv}{dt} = 0\right)$ отримаємо:

$$F \cdot p_H - P = \frac{\rho \cdot F^3 \cdot v_0^2}{(\mu \cdot f_3)^2}, \quad (4)$$

де v_0 – усталена швидкість.

$$v_0 = \mu \cdot f_3 \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(p_H - \frac{P}{F} \right)} / F; \quad (5)$$

$$\frac{\rho \cdot F^3}{(\mu \cdot f_3)^2} = \frac{F(p_H - P)}{v_0^2}. \quad (6)$$

Підставляючи отриманий вираз (6) у (3), отримаємо диференціальне рівняння руху поршня у вигляді:

$$m \frac{dv}{dt} = A \left(1 - \frac{v^2}{v_0^2} \right), \quad (7)$$

де $A = p_H \cdot F - P$.

2.3.1. Інтегрування рівняння руху поршня

З (7) отримаємо:

$$dt = \frac{m \cdot v_0^2 dv}{A(v_0^2 - v^2)}; \quad t = \frac{m \cdot v_0}{2A} \ln \frac{v_0 + v}{v_0 - v} \quad (8)$$

12

Позначимо $T_P = \frac{m \cdot v_0}{2A}$, де T_P – постійна часу розгону (рис.6).

З виразу (8):

$$e^{t/T_P} = \frac{v_0 + v}{v_0 - v}; \quad v = v_0 \frac{e^{t/T_P} - 1}{e^{t/T_P} + 1} \quad (9)$$

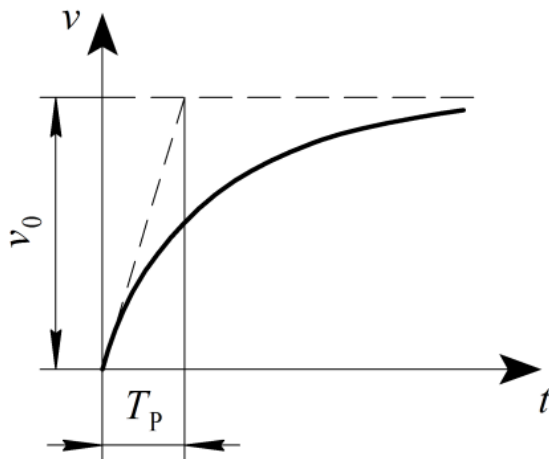


Рис. 6 Крива розгону робочого органу гідроприводу при врахуванні інерційного навантаження

$t = t_p \approx 3T_p$, де t_p – час розгону [6].

$$v = v_{уст} \left(1 - \frac{2}{1 + e^{t/T_p}} \right), \quad (10)$$

де $T_p = \frac{m \cdot v_{уст}}{2A}$ – постійна часу розгону. $A = p_H \cdot F - P$.

$A = p_H \cdot F$ при дії тільки інерційного навантаження.

У теорії автоматичного керування для експоненційних перехідних процесів прийнято вважати процес закінченим при

2.3.2. Вибір площі поршня та тиску живлення виходячи з мінімуму енерговитрат

При динамічному синтезі зазвичай домагаються характеру перехідного процесу при гальмуванні близького до загасаючого експоненційного процесу (рис. 4. зона II). При такому процесі максимальне від'ємне прискорення a_{max} спостерігається в початковий момент гальмування. Якщо дотична, проведена в початковій точці гальмування до кривої $v(t)$, відповідає прямій $a_{max} = const$ і вона відтинає на осі абсцис відрізок T_Γ (рис. 4), то останній буде відповідати постійній часу гальмування.

Як буде показано нижче, при синтезі раціональних параметрів ЕГСП домагаються експоненційного характеру зміни швидкості при гальмуванні [5]:

$$v = v_{уст} e^{-t/T_\Gamma}. \quad (11)$$

13

При цьому, як показано у роботі [4], максимальне прискорення у початковий момент гальмування:

$$a_{max} = \frac{A}{m}. \quad (12)$$

Із графіка на рис. 4 $v_{\text{УСТ}} = T_{\Gamma} \cdot a_{\text{max}}$. Постійна часу гальмування може бути знайдена як:

$$T_{\Gamma} = \frac{v_{\text{УСТ}}}{a_{\text{max}}} = \frac{v_{\text{УСТ}} \cdot m}{A}. \quad (13)$$

Аналогічно з експоненційною характеристикою $v(t)$ при розгоні, для експоненційної характеристики при гальмуванні час гальмування $t_{\Gamma} \cong 3T_{\Gamma}$.

Повний час спрацювання приводу t_{Σ} складається із трьох відрізків часу (рис. 4):

$$t_{\Sigma} = t_p + t_{\text{УСТ}} + t_{\Gamma} = 3T_p + 3T_{\Gamma} + \frac{1}{V_{\text{УСТ}}} \left[L - \int_0^{3T_p} v_{\text{УСТ}} \left(1 - \frac{2}{1 + e^{\frac{t}{T_p}}} \right) dt - \int_0^{3T_{\Gamma}} v_{\text{УСТ}} e^{\frac{-t}{T_{\Gamma}}} dt \right], \quad (14)$$

де L – повний (максимальний) хід робочого органу ЕГСП.

У результаті інтегрування (14) отримаємо:

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{v_{\text{УСТ}} \cdot m}{A} + \frac{L}{v_{\text{УСТ}}}; \quad (15)$$

$$3(1) \quad v_{\text{УСТ}} = \frac{N_{\text{H}}}{A}.$$

$$t_{\Sigma} = 2,75 \frac{N_{\text{H}} \cdot m}{A^2} + \frac{L \cdot A}{N_{\text{H}}}, \quad (16)$$

де $A = p_{\text{H}} \cdot F$ – для випадку чисто інерційного навантаження.

Розв'яжемо рівняння (16) відносно величини номінальної потужності приводу N_{H} :

$$N_{\text{H}} = \frac{14}{5,5 \frac{m}{A^2}} \left(t_{\Sigma} \pm \sqrt{t_{\Sigma}^2 - 11 \frac{m \cdot L}{A}} \right). \quad (17)$$

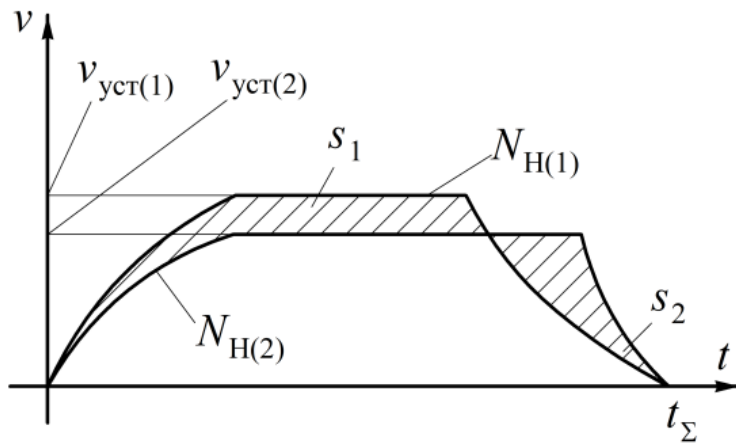


Рис 7. Процес позиціювання при різних потужностях приводу

Заданий час t_Σ можливе при двох значеннях номінальної потужності $N_{H(1)}$ й $N_{H(2)}$. (рис.7). Якщо при більшій потужності $N_{H(1)}$ має місце вигреш у шляху розгону й рух з більшою усталеною швидкістю s_1 , то при меншій потужності $N_{H(2)}$ має місце вигреш шляху s_2 у фазі гальмування (причому $s_1 = s_2$). Тому для подальшого розгляду доцільно залишити менший корінь, тобто:

$$N_H(A) = \frac{t_\Sigma - \sqrt{t_\Sigma^2 - 11 \frac{m \cdot L}{A}}}{5,5 \frac{m}{A^2}}. \quad (18)$$

Вираз (18) має сенс, якщо:

$$A > A_{\text{ГРАН}} = \frac{11m \cdot L}{t_\Sigma^2}. \quad (19)$$

Вираз (19) встановлює значення мінімально необхідної (граничної) сили, при якій ще досягається усталена швидкість. Оптимальне значення $A_{\text{ОПТ}}$, яке мінімізує значення потужності N_H , отримаємо з рівняння $\frac{dN_H}{dA} = 0$:

$$A_{\text{ОПТ}} = 12,6 \frac{m \cdot L}{t_\Sigma^2}. \quad (20)$$

При цьому значенні A потужність приводу N_H буде мінімальною:

Значення t_Σ , m й L при динамічному синтезі зазвичай задаються як вихідні параметри при проектуванні.

Необхідно знайти значення A , яке мінімізує функцію $N_H(A)$. Наявність двох коренів виразу (17) свідчить про те, що розв'язання завдання переміщення заданої маси m на задану відстань L , за

$$N_{H\min}(A_{\text{ОПТ}}) = 18,7 \frac{m \cdot L^2}{t_{\Sigma}^3}; \quad (21)$$

$$v_{\text{УСТ}}^* = \frac{N_{H\min}}{A_{\text{ОПТ}}} = 1,49 \frac{L}{t_{\Sigma}}; \quad (22)$$

$$Q_{\max}^* = v_{\text{УСТ}}^* \cdot F^* = \frac{1,49L \cdot F^*}{t_{\Sigma}}, \quad (23)$$

де F^* , $v_{\text{УСТ}}^*$, Q_{\max}^* – оптимальні значення параметрів.

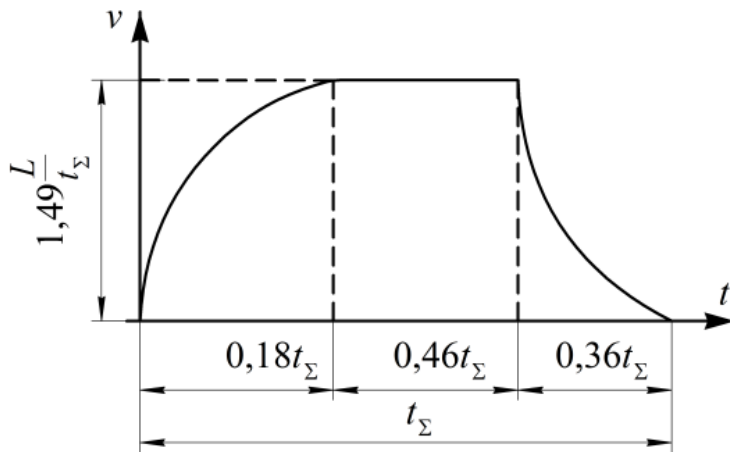


Рис. 8 Оптимальна форма перехідного процесу по швидкості

Значення F^* і p_H^* , які мінімізують споживану потужність N_H , визначають шляхом підбору. При відомому значенні $A_{\text{ОПТ}} = p_H^* \cdot F^*$ з каталогу (додаток 1) спочатку обирають ПЕГС із мінімальним значенням F^* , визначають тиск $p_H^* = \frac{A_{\text{ОПТ}}}{F^*}$.

Якщо $6,3 \text{ МПа} \leq p_H^* \leq 16 \text{ МПа}$, то залишають ці значення F^* й p_H^* . Якщо $p_H^* > 16 \text{ МПа}$, переходять до наступного в міру зростання площі поршня типорозміру ПЕГС і знову обчислюють p_H^* і та. ін. Такий перебір виконують доки при черговому обраному F^* значення p_H^* виявиться в заданому робочому діапазоні тисків живлення (Додаток 1).

Оптимальне значення параметрів руху визначають за формулами:

16

$$T_p^* = \frac{v_{\text{УСТ}}^* \cdot m}{2A_{\text{ОПТ}}} = 0,06 \cdot t_{\Sigma}; \quad (24)$$

$$T_{\Gamma}^* = \frac{v_{\text{УСТ}}^* \cdot m}{A_{\text{ОПТ}}} = 0,12 \cdot t_{\Sigma}; \quad (25)$$

$$t_p^* = 3T_p^* = 0,18 \cdot t_\Sigma; \quad (26)$$

$$t_\Gamma^* = 3T_\Gamma^* = 0,36 \cdot t_\Sigma. \quad (27)$$

Оптимальна форма переходного процесу за швидкістю, яка забезпечує мінімум споживаної потужності, за (25), (26) наведена на рис. 8.

2.4. Врахування величини статичного навантаження

Вплив статичного навантаження врахуємо за допомогою коригувальних графіків, отриманих в УкрНДІГідроприводі (рис. 9) [5].

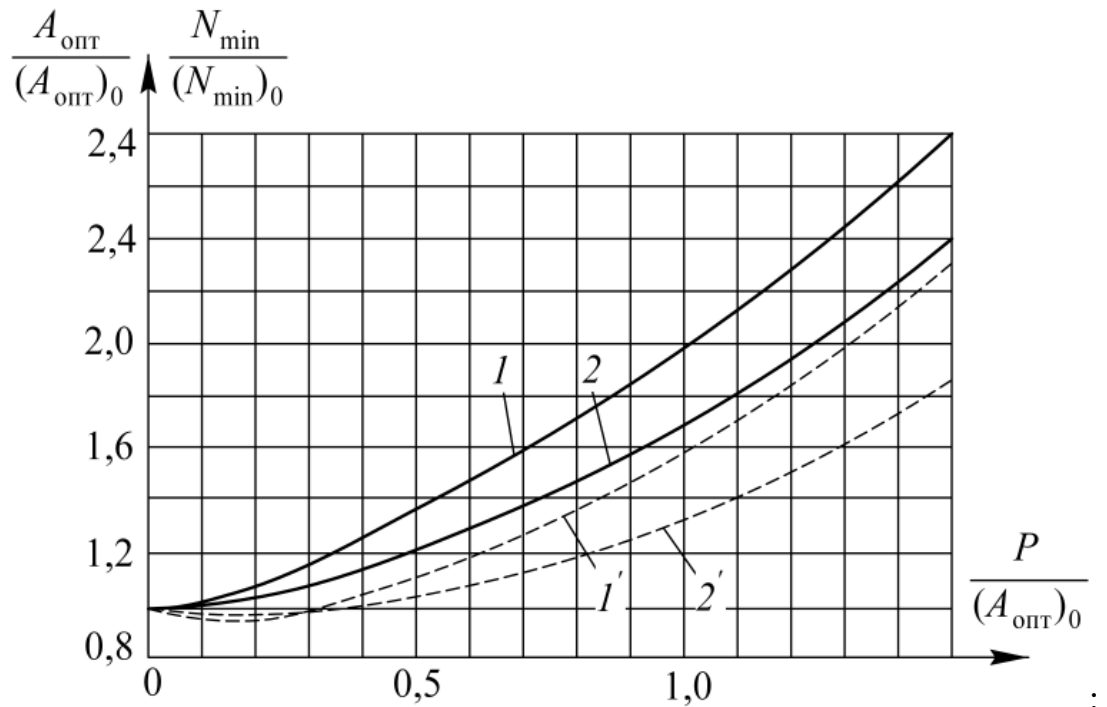


Рис. 9 Графік визначення безрозмірних значень зусилля й потужності з урахуванням зовнішнього навантаження (суцільна лінія – зустрічне навантаження, пунктирна лінія – супутнє навантаження)

17

На графіку (рис. 9) криві 1 і 1' відповідають безрозмірним значенням $\frac{N_{min}}{(N_{min})_0}$ відповідно при зустрічному й супутньому навантаженнях, де $(N_{min})_0$ – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (21). Криві 2 і 2' відповідають безрозмірним значенням $\frac{A_{опт}}{(A_{опт})_0}$ відповідно при

зустрічному і супутньому навантаженнях, де $(A_{\text{опт}})_0$ – значення потужності при чисто інерційному навантаженні (20).

При заданому навантаженні P графіки на рис. 9 дозволяють одержати скореговані значення N_{min} і $A_{\text{опт}}$. Далі вибір $F_{\text{н}}^*$ і $p_{\text{н}}^*$ при відомому значенні $A_{\text{опт}}$ проводиться так само, як і для чисто інерційного навантаження. Інші параметри визначаються за формулами:

$$Q_{\text{max}}^* = \frac{N_{\text{min}}}{p_{\text{н}}^*}; \quad v_{\text{уст}}^* = \frac{Q_{\text{max}}^*}{F^*}; \quad T_{\text{р}}^* = \frac{m \cdot v_{\text{уст}}^*}{2A_1}; \quad T_{\text{г}}^* = \frac{m \cdot v_{\text{уст}}^*}{A_2}, \quad (28)$$

де Q_{max}^* , $v_{\text{уст}}^*$, $T_{\text{р}}^*$, $T_{\text{г}}^*$ – оптимальні значення параметрів.

2.5. Динамічна модель ЕГСП при роботі в аналоговому (слідкувальному) режимі. Структурна схема. Передавальна функція

2.5.1. Передавальна функція ЕГСП

Динаміка ЕГСП визначається характеристиками двох ланок: електрогідравлічного підсилювача та гідроциліндра. Інші ланки (електронний підсилювач, суматор і датчики) можна вважати безінерційними.

Як показали експериментальні дослідження частотних характеристик ЕГП, при інженерних розрахунках можна описати ЕГП у вигляді аперіодичної ланки [4,7]

$$W_{\text{ЕГП}} \cong \frac{K_{\text{ЕГП}}}{T_{\text{ЕГП}}s + 1}. \quad (35)$$

Для ЕГП, вбудованих в ЕГСП типу ПЕГС і СП, тиск живлення лежить у межах $6,3 \text{ МПа} \leq p_{\text{ж}} \leq 16 \text{ МПа}$ й паспортні значення коефіцієнта підсилення $K_{\text{ЕГП}}^* = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$, причому останнє відповідає номінальному тиску живлення $p_{\text{ж}}^* = 16 \text{ МПа}$.

18

При інших значеннях тиску живлення $p_{\text{ж}}$, що лежать у зазначених вище межах:

$$K_{\text{ЕГП}} = K_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_{\text{ж}}}{p_{\text{ж}}^*}}. \quad (29)$$

2.5.2 Передавальна функція гідроциліндра

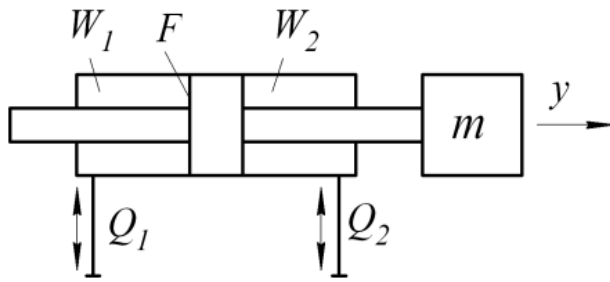


Рис.10. Розрахункова схема гідроциліндра

Для ЕГСП типу ПЕГС як ВМ використовується гідроциліндр із одностороннім або двостороннім штоком (рис. 10). Вхідною координатою тут є витрата Q , що надходить від ЕГП, а вихідною координатою положення поршня y .
Передавальна функція гідроциліндра:

$$W_{\text{ГЦ}} = \frac{y(s)}{Q(s)}. \quad (30)$$

Запишемо рівняння динамічного балансу витрат для лівої й правої порожнини циліндра, доповнивши їх рівнянням динамічної рівноваги поршня (31).

$$\begin{cases} \frac{W_1}{E} \frac{dp_1}{dt} = Q - F \frac{dy}{dt}, \\ \frac{W_2}{E} \frac{dp_2}{dt} = F \frac{dy}{dt} - Q, \\ pF = m \frac{d^2 y}{dt^2} + f \frac{dy}{dt}. \end{cases} \quad (31)$$

Причому $p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на гідроциліндрі; f – коефіцієнт в'язкого тертя.

Віднімаючи з першого рівняння системи (31) друге й переходячи до рівнянь Лапласа отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{W_0}{E} sp = 2Q - 2Fsy, \\ p = \frac{ms^2 + fs}{F} y. \end{cases} \quad (32)$$

Позбувшись проміжної координати p і групуючи члени за степенем s , приведемо отримані рівняння до форми типової ланки САУ:

$$s \left(\frac{W_0 m}{2EF^2} s^2 + \frac{W_0 f}{2EF^2} + 1 \right) y(s) = \frac{1}{F} Q(s). \quad (33)$$

Передавальна функція гідроциліндра являє собою добуток передавальних функцій двох ланок: інтегруючої ланки й коливальної ланки:

$$W_{\text{гц}} = \frac{y(s)}{Q(s)} = \frac{K_v}{s(T_{\text{гц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{гц}} T_{\text{гц}} s + 1)}. \quad (34)$$

де $T_{\text{гц}} = \frac{1}{F} \sqrt{\frac{W_0 m}{2E}}$ – постійна часу гідроциліндра, де $W_0 = \frac{W_p}{2}$, W_p – робочий об'єм;

$\omega_{\text{рез}}^{\text{гц}} = \frac{1}{T_{\text{гц}}}$ – резонансна частота гідроциліндра; $\zeta_{\text{гц}} = \frac{f}{2F} \sqrt{\frac{W_0}{2Em}}$ –

коефіцієнт демпфірування гідроциліндра; $K_v = \frac{1}{F}$ – коефіцієнт швидкості.

2.6. Структурна схема й передавальна функція ЕГСП

Структурна схема ЕГСП, замкненого зворотним зв'язком за положенням, на підставі раніше отриманих передавальних функцій його складових при роботі приводу з позиційною системою керування наведена на рис. 11

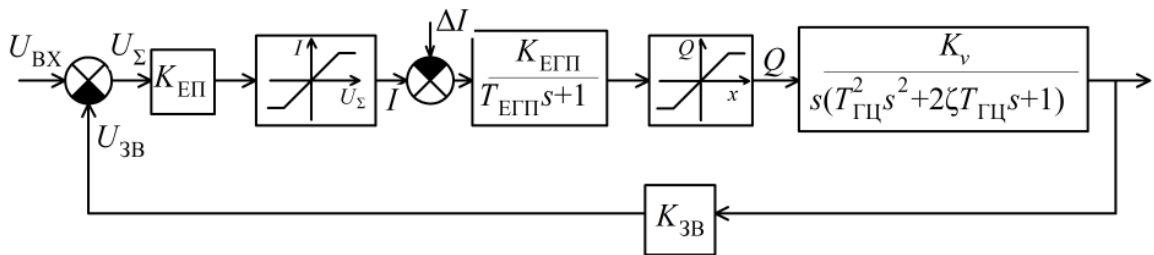


Рис.11. Структурна схема ЕГСП

20

При динамічному аналізі методом ЛАФЧХ необхідна передавальна функція розімкненого контуру ЕГСП.

$$W_{\text{роз}} = \frac{K_{\text{ЕП}} K_{\text{ЕГП}} K_v K_{\text{ЗВ}}}{s(T_{\text{ЕГП}} s + 1)(T_{\text{гц}}^2 s^2 + 2\zeta_{\text{гц}} T_{\text{гц}} s + 1)}, \quad (35)$$

де $K_{\text{др}} = K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЕГП}} \cdot K_v \cdot K_{\text{ЗВ}}$ – коефіцієнт добротності ЕГСП.

При побудові ЛАФЧХ типу ПЕГС із гідроциліндром як виконавчим механізмом використовуються паспортні дані як ЕГП, так і виконавчого механізму [2 ,3].

1. Коефіцієнт швидкості $K_v = \frac{1}{F}$, де F – площа поршня гідроциліндра.

2. $K_{\text{ЕГП}} = K_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_H}{p_H^*}}$, де $K_{\text{ЕГП}}^* = 8,33 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$ – паспортне значення $K_{\text{ЕГП}}$, що

відповідає максимальному значенню тиску живлення $p_H^* = 16$ МПа.

3. $K_{\text{ЗВ}} \left[\frac{\text{В}}{\text{см}} \right]$ – коефіцієнт зворотного зв'язку; $K_{\text{ЗВ}} = K_{\text{ДП}} \cdot K_{\text{РП}}$, де $K_{\text{ДП}} \left[\frac{\text{В}}{\text{рад}} \right]$ – коефіцієнт передачі датчика положення; $K_{\text{РП}} \left[\frac{\text{рад}}{\text{см}} \right]$ – коефіцієнт передачі редуктора для датчика положення; $K_{\text{ДП}}$, $K_{\text{РП}}$ – паспортні значення.

4. $K_{\text{ЕП}} \left[\frac{\text{МА}}{\text{В}} \right]$ – коефіцієнт передачі електронного підсилювача (обирається виходячи з потрібної динаміки ЕГСП і точності його позиціонування).

5. $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}} = \frac{1}{T_{\text{ГЦ}}} = F \sqrt{\frac{2E}{W_0 m}}$ – резонансна частота гідроциліндра.

6. $\zeta_{\text{ГЦ}} = \frac{f}{2F} \sqrt{\frac{W_0}{2Em}}$ – коефіцієнт демпфірування гідроциліндра.

7. $T_{\text{ЕГП}} = 2,3 \cdot 10^{-3}$ с – постійна часу ЕГП типу УГЕ8.

2.7. Динамічний синтез ЕГСП Побудова бажаної ЛАЧХ виходячи із заданої точності позиціонування та заданих динамічних характеристик ЕГСП Коригування приводу.

Найскладнішим моментом при синтезі методом ЛАЧХ є визначення зв'язку необхідної точності позиціонування і заданого характеру перехідного процесу з параметрами бажаної ЛАЧХ.

21

2.7.1. Визначення забороненої зони в низькочастотній частині ЛАЧХ ЕГСП, виходячи із заданої точності позиціонування

ЕГСП відпрацьовує координату позиціонування з певною похибкою $\pm \Delta u$, наявність якої носить не випадковий, а закономірний характер. Це пов'язано із присутністю залишкового магнетизму в електромагнітній котушці ЕМП ЕГП. Останнє призводить до того, що в точці позиціонування, коли $U_{\text{ЗВ}} = U_{\text{ВХ}}$ і струм, $I=0$ заслінка не повертається в строго нейтральне

положення, у порожнину гідроциліндра продовжує надходити робоча рідина й робочий орган продовжує свій рух рівно настільки, щоб датчик положення, виробивши деяку додаткову напругу $\Delta U_{зв}$, створив на виході електронного підсилювач додатковий струм ΔI , який поверне заслінку в нейтральне положення.

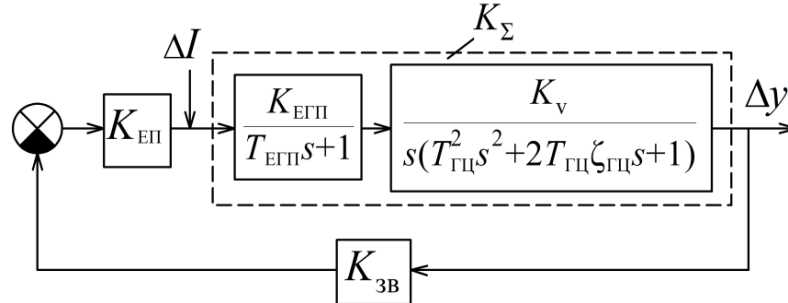


Рис.12. Структурна схема ЕГСП при відпрацьовуванні помилки

17

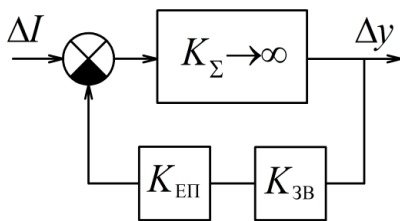


Рис.13. Структурна схема перетворення первинної помилки у вторинну

Значення ΔI для електромагнітної системи ЕПІ величина досить стабільна й входить у паспортні дані з назвою "статизм за струмом керування" ΔI і її можна вважати первинною помилкою. Перебіг або недобіг поршня до точки позиціонування $\pm \Delta y$, який необхідний для компенсації залишкового магнетизму, будемо вважати вторинною помилкою. Перебудуємо структурну схему на рис. 12 у структурну схему на рис. 13, а потім і в передавальну функцію за помилкою.

При розгляді процесу перетворення первинної помилки приймемо припущення, що безпосередньо в районі точки позиціонування швидкість робочого органу близька до нуля й перехідні процеси в ЕГСП згасли, тобто можна вважати, що $t \rightarrow \infty$ й $s \rightarrow 0$. При $s \rightarrow 0$ коефіцієнт передачі прямого ланцюга (рис. 12) $K_\Sigma \rightarrow \infty$ і структурну схему на рис. 12 можна перетворити

22

в структурну схему на рис. 13. На основі цієї структурної схеми коефіцієнт передачі помилки можна визначити як:

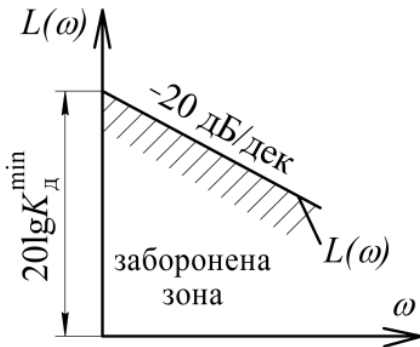
$$\frac{\Delta y}{\Delta I} = \frac{K_\Sigma}{1 + K_\Sigma \cdot K_{ЕП} \cdot K_{зв}} \quad (36)$$

або враховуючи, що: $K_\Sigma \rightarrow \infty$

$$\frac{\Delta y}{\Delta l} = \frac{1}{K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЗВ}}}. \quad (37)$$

Враховуючи, що коефіцієнт добротності $K_{\text{Д}}$ наводиться у вигляді $K_{\text{Д}} = K_{\text{ЗВ}} \cdot K_{\text{ЕП}} \cdot K_{\text{ЕГП}} \cdot K_{\text{v}}$, й ширину поля помилок $\pm \Delta y$ можна навести як $2|\Delta y|$:

$$\frac{2|\Delta y|}{\Delta l} = \frac{K_{\text{ЕГП}} \cdot K_{\text{v}}}{K_{\text{Д}}}, \quad (38)$$



де $K_{\text{v}} = \frac{1}{F}$; F – площа поршня.

Отже, для того щоб помилка позиціонування не перевищувала задану:

$$K_{\text{Д}} \geq K_{\text{Д}}^{\text{min}} = \frac{\Delta l}{2F} \frac{K_{\text{ЕГП}}}{\Delta y}. \quad (39)$$

Рис. 14. Виділення забороненої області ЛАЧХ, виходячи із заданої точності позиціонування

Умова (40) у площині ЛАЧХ інтерпретується у вигляді забороненої області в низькочастотній частині ЛАЧХ (рис. 14). Значення F обирають на підставі розрахунків попереднього підрозділу, $K_{\text{ЕГП}}$ розраховується за формулою (29), Δl – паспортна величина ЕГП (додаток 1), Δy задане.

2.7.2. Визначення забороненої області у високочастотній частині ЛАЧХ, виходячи із заданих динамічних характеристик ЕГСП

При формуванні вимог до середньо й високочастотної частини ЛАЧХ ЕГСП необхідно виходити з того, що рух робочого органу приводу у фазі гальмування, коли ЕГСП працює в аналоговому режимі, повинен здійснюва-

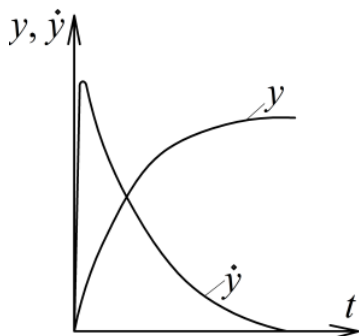


Рис 15 Бажаний рух поршня при позиціюванні тися при відсутності коливань робочого органу практично по згасаючій експоненті. Порівняння бажаного характеру переміщення поршня (рис. 15) з характером руху поршня за весь період позиціювання (рис. 4) дає підставу стверджувати, що саме в зоні II, де привід замкнений за положенням, принципово можливо навести її у вигляді аперіодичної ланки (рис. 15). Таким чином, бажана передавальна функція *розімкненого* приводу повинна являти собою астатичну ланку першого порядку, тобто інтегруючу ланку (40). Це означає, що до приводу, який працює у позиційному режимі висувуються набагато більш жорсткі умови, ніж просто досягнення стійкої роботи.

$$W_{\text{РОЗ}}^{\text{БАЖ}} \cong \frac{K_{\text{Д}}}{s} \quad (40)$$

Для того щоб реалізувати рівність (40) необхідно, щоб резонансна частота гідроциліндра приблизно на порядок перевищувала частоту зрізу (рис.16), тобто $\omega_{\text{ЗР}} \ll \omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}}$ або $\omega_{\text{ЗР}} \ll \omega_{\text{КРИТ}}$. На практиці достатньо витримувати співвідношення:

$$\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}} \cong (7 \div 10) \omega_{\text{ЗР}}, \quad (41)$$

де, $\omega_{\text{РЕЗ}}^{\text{ГЦ}} = F \sqrt{\frac{2E}{W_0 \cdot m}}$, $\omega_{\text{ЗР}} = K_{\text{Д}}$.

Передавальна функція ЕГСП з високим ступенем ймовірності може бути наведена як

$$W_{\text{РОЗ}}^{\text{БАЖ}} = \frac{\frac{K_{\text{Д}}}{s \cdot K_{\text{ЗВ}}}}{1 + \frac{K_{\text{Д}}}{s}} = \frac{1}{T_{\text{ЗП}} s + 1} \quad (42)$$

де $\frac{K_{\text{Д}}}{s \cdot K_{\text{ЗВ}}}$ – передавальна функція прямого ланцюга приводу з бажаною

характеристикою; $T_{\text{ЗП}} = \frac{1}{K_{\text{Д}}^*} = \frac{1}{\omega_{\text{ЗР}}^*}$ – постійна часу аперіодичної ланки, яка

апроксимує передавальну функцію замкненого приводу. Причому $T_{\text{ЗП}} = T_{\text{Г}}$.

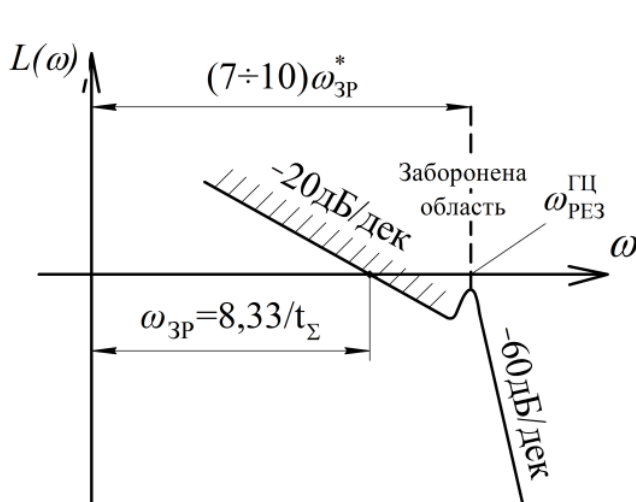
Час гальмування $t_{\text{Г}}$ проектованого приводу на основі висновків підрозд. 3.1.2 (13).

Таблиця 1 – Інтегруючі контури (I)

$$t_{\Gamma}^* \cong 3T_{3\Pi} = \frac{3}{\omega_{3P}^*} = 0,36 \cdot t_{\Sigma}, \quad (43)$$

де ω_{3P}^* – бажана частота зрізу.

Таким чином, бажану частоту зрізу ω_{3P}^* , що відповідає заданому часу спрацювання t_{Σ} , визначають із співвідношення:



$$\omega_{3P}^* = K_{\text{Д}}^* = \frac{3}{0,36 \cdot t_{\Sigma}} = \frac{8,33}{t_{\Sigma}}. \quad (44)$$

З іншого боку, із співвідношення (48) $K_{\text{Д}}^*$ повинно задовольняти умову:

$$K_{\text{Д}}^* = \omega_{3P}^* = \frac{\omega_{\text{ПРЕЗ}}^{\text{ПЦ}}}{(7 \div 10)} \quad (45)$$

Рис.16 Графік бажаної ЛАЧХ у середньочастотній і високочастотній областях

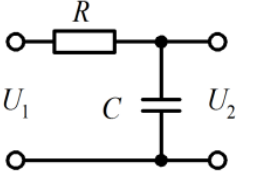
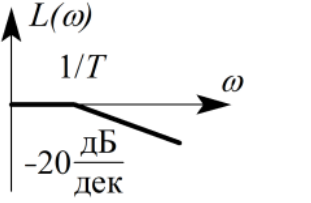
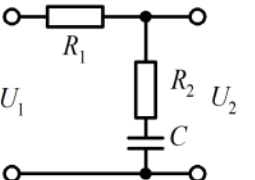
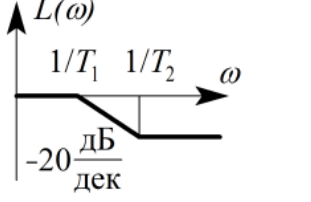
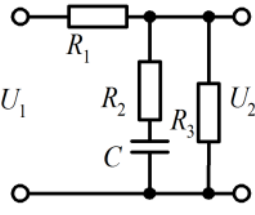
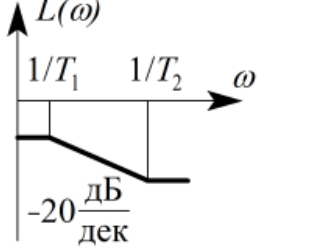
Вирази (44) і (45) дозволяють побудувати відрізок бажаної ЛАЧХ розімкненого ЕГСП у середньочастотній і

високочастотній областях. Цей же відрізок окреслює заборонену область у високочастотній частині ЛАЧХ (рис. 16).

2.8. Корегування ЕГСП

Рішення про введення корегуючої ланки приймається при зіставленні двох отриманих значень коефіцієнта добротності $K_{\text{Д}}^{\text{min}}$ (39) і $K_{\text{Д}}^*$ (44).

Якщо, $K_{\text{Д}}^{\text{min}} < K_{\text{Д}}^*$ то як коефіцієнт добротності обирають $K_{\text{Д}}^*$. Якщо $K_{\text{Д}}^{\text{min}} > K_{\text{Д}}^*$, то у прямий ланцюг на вхід електронного підсилювача вводять корегуючу ланку у вигляді диференціюючого (Д), інтегруючого (І) або інтегродиференціюючого (ІД) контуру [1]. У нашому випадку достатньо використання одного з інтегруючих контурів (табл. 1).

1		$W(s) = \frac{1}{1+Ts}; W(0)=1; W(\infty)=0; T=RC;$ $\varphi(\omega) = -\arctg T\omega$	
2		$W(s) = \frac{T_2s+1}{T_1s+1}; W(0)=1; W(\infty) = \frac{1}{1+R_1/R_2};$ $\varphi(\omega) = \arctg T_2\omega;$ $T_2 = R_2C; T_1 = (R_1 + R_2)C$	
3		$W(s) = \frac{1}{1+R_1/R_2} \times \frac{T_2s+1}{T_1s+1}; W(0) = \frac{1}{1+R_1};$ $T_1 = \left(R_2 + \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} \right) C; T_2 = R_2C;$	

На рис. 17 пунктирними лініями наведена наявна ЛАЧХ ($L(\omega)^{\text{НАЯВ}}$), при якій частота зрізу $\omega_{\text{ЗР}}^{\text{НАЯВ}}$ знаходиться в зоні, де ФЧХ проходить достатньо низько при невеликому запасі стійкості за фазою. У цьому випадку доцільно здійснити стабілізацію за рахунок І-ланцюга (табл. 1). Інтегруючий ланцюг внесе на середніх частотах ослаблення і частота зрізу зрушить вліво в зону, де ФЧХ буде проходити достатньо високо при великому запасі стійкості за фазою. Вибір параметрів корегуючої ланки здійснюється графоаналітичним методом, сутність якого викладена на рис. 17. Виділені шляхом графічної побудови сполучувані частоти ω_1 і ω_2 дозволяють визначити числові значення постійних часу T_1 і T_2 корегуючої ланки.

У цьому випадку поправкова ЛАЧХ корегуючої ланки (рис. 17) відповідає передавальній функції у вигляді добутку аперіодичної і форсуючої ланок [5]:

$$W_{\text{КОР}} = \frac{T_2s+1}{T_1s+1}, \quad (46)$$

де $T_1 = \frac{1}{\omega_1}$, $T_2 = \frac{1}{\omega_2}$ – постійні часу.

З табл. 1 видно, що таку передавальну функцію має RC-ланцюг під номером 2 у таблиці інтегруючих контурів.

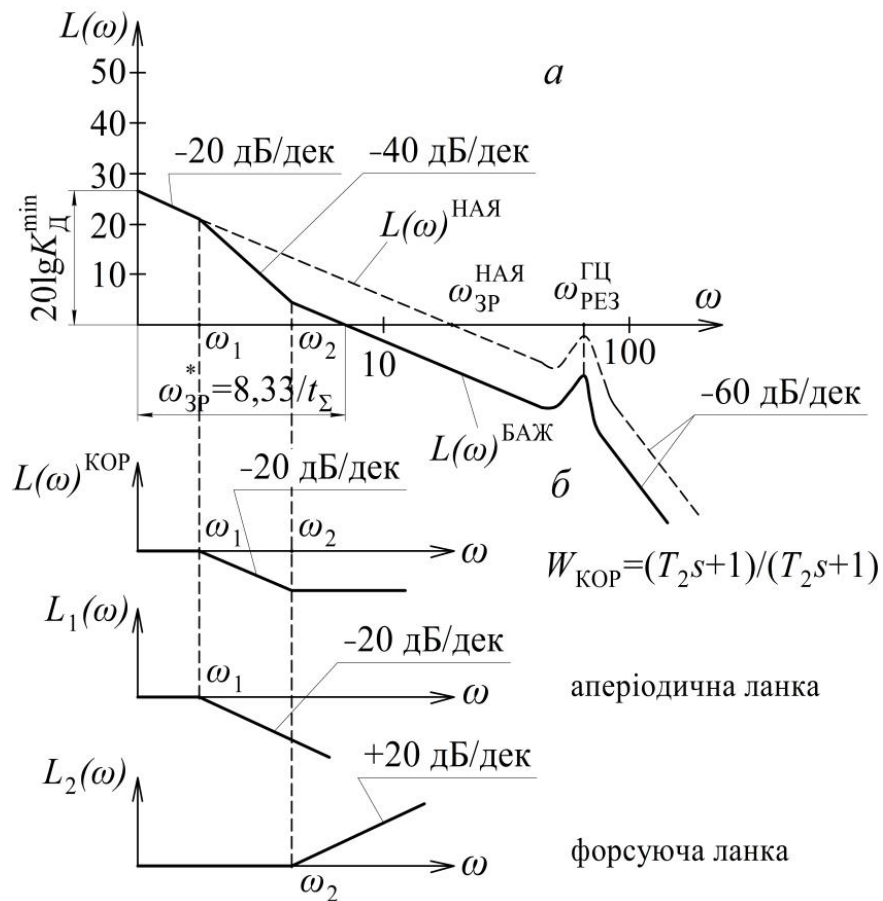


Рис. 17. ЛАЧХ: *а* – нескорегованого (пунктирна лінія); *б* – скорегованого (суцільна лінія) ЕГСП (*а*) і ЛАЧХ корегуючої ланки (*б*)

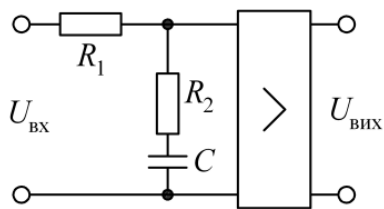


Рис. 18 Корегуюча ланка

З табл. видно, що таку передавальну функцію має RC -ланцюг під номером 2 у таблиці інтегруючих контурів.

Корегуюча ланка, що відповідає передавальній функції (46) являє собою пасивний чотириполюсник (рис. 18). Через те, що пасивні RC -ланцюги мають ослаблюючі властивості, на його виході доцільно встановлювати підсилювач постійного струму. Значення номіналів для опорів і ємності обираються з співвідношень (табл. 1):

$$\begin{aligned} T_1 &= (R_1 + R_2)C; \\ T_2 &= R_2 \cdot C. \end{aligned} \quad (47)$$

Через те що вираз (54) являє собою систему двох рівнянь з трьома невідомими, значення одного з опорів задають (наприклад $R_2 = 100 \text{ КОм}$). Як завершуючу частину динамічного синтезу визначають коефіцієнт підсилення електронного підсилювача.

$$K_{\text{ЕП}} = \frac{K_{\text{Д}}^{\text{min}}}{K_{\text{ЗВ}} \cdot K_{\text{v}} \cdot K_{\text{ЕП}}} \cdot \quad (48)$$

2.9. Індивідуальне завдання № 2

Завданням динамічного синтезу є вибір параметрів ЕГСП, які забезпечують при заданому навантаженні мінімум енерговитрат, задані динамічні характеристики, а також необхідну точність позиціонування.

Завдання в цьому випадку формується таким чином: потрібно зробити вибір таких параметрів ЕГСП, які забезпечують переміщення заданої маси m при статичному навантаженні P на задану відстань y за даний час t_{Σ} і з заданою точністю позиціонування $\pm \Delta y$ при мінімальних витратах енергії. У випадку створення широкодіапазонного ЕГСП як y може бути прийнятий максимальний хід робочого органу L .

Перелік питань, що повинні бути висвітлені в завданні:

1. Розрахунок оптимальної сили, що розвивається поршнем, виходячи з принципу мінімізації енерговитрат при дії суто інерційного навантаження, Розрахунок мінімально необхідної потужності ЕГСП. Перерахунок сили та потужності при обліку як інерційного, так і статичного навантажень

2. Розрахунок встановленої швидкості поршня, номінальної витрати ЕГСП, а також постійних часів розгону та гальмування. Розрахунок оптимальної площі поршня та тиску живлення ЕГСП, виходячи з принципу мінімізації енерговитрат.

3. Розрахунок коефіцієнта передачі електрогідравлічного підсилювача потужності. Побудова забороненої області в низкочастотній частині ЛАЧХ виходячи із заданої точності позиціонування. Визначення коефіцієнта добротності ЕГСП виходячи із заданої точності позиціонування. Розрахунок коефіцієнта посилення електронного підсилювача.

4. Розрахунок резонансної частоти ЕГСП. Визначення частоти зрізу виходячи із заданого часу спрацювання ЕГСП. Побудова наявної та бажаної ЛАЧХ і ФЧХ.

5. Вибір структури коригуючої ланки на основі типових RC -ланцюгів.

Розрахунок графо-аналітичним методом виду передавальної функції та

постійних часу коригувального ланки. Розрахунок електричних номіналів коригувального ланки

Таблиця варіантів до індивідуального завдання № 2

Показники	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m, кг$	1200	1500	1300	1400	1100	1000	1250	1350	1150	1450
$P, Н$	+2000	-1500	+1300	-1400	-1200	+1500	-1300	+1600	-2000	+1800
$L, м$	0,8	0,5	0,6	0,7	0,45	0,65	0,9	0,75	0,55	0,7
$t_{\Sigma}, сек$	1,2	1,4	1,3	1,5	1,7	1,8	1,5	1,7	1,4	1,6
$\pm\Delta y, мм$	1,5	1,2	1,4	1,7	1,6	1,8	2,0	1,3	1,6	1,4

Вихідні данні для проектування

Переміщувана маса $m = 1200$ кг, зустрічна статична навантаження $P = 2000$ Н, повний хід поршня $L = 0,7$ м, задана точність позиціонування. $\pm\Delta y = 1,5$ мм, заданий час спрацювання $t_{\Sigma} = 1,2$ с.

Розрахунок площі поршня та тиску живлення ЕГСП виходячи з мінімуму енерговитрат

$$(A_{\text{опт}})_0 = 12,6 \frac{m \cdot L}{t_{\Sigma}^2} = 12,6 \frac{1200 \cdot 0,7}{1,2^2} = 7350 \text{ Н} \quad (49)$$

де m – масове навантаження, кг; L – довжина ходу, м; t_{Σ} – заданий час спрацювання, с.

$$(N_{\text{min}})_0 = 18,7 \cdot \frac{m \cdot L^2}{t_{\Sigma}^3} = 18,7 \cdot \frac{1200 \cdot 0,7^2}{1,2^3} = 6363 \text{ Вт} \quad (50)$$

Знаходимо відношення статичного та інерційного навантаження:

$$\frac{P}{(A_{\text{опт}})_0} = \frac{2000}{7350} = 0,27. \quad (51)$$

З графіка безрозмірних параметрів, що показаний на рис. 9 беремо:

$$\frac{A_{\text{опт}}}{(A_{\text{опт}})_0} = 0,98; \quad \frac{N_{\text{min}}}{(N_{\text{min}})_0} = 0,95. \quad (52)$$

Тоді як оптимальні значення для навантаження та потужності ЕГСП дорівнюють:

$$A_{\text{опт}} = 0,98 \cdot (A_{\text{опт}})_0 = 0,98 \cdot 7350 = 7203 \text{ Н}. \quad (53)$$

$$N_{\text{min}} = 0,95 \cdot (N_{\text{min}})_0 = 0,95 \cdot 6363,2 = 6045 \text{ Вт}.$$

Розрахунок площі поршня і тиску живлення гідросистеми

Беремо найменшу з ряду стандартних поршневих площин ЕГСП (ПЭГС-2) з додатку 1: $F_{\text{min}} = 6,2 \text{ см}^2$.

30

Розраховуємо тиск живлення в системі:

$$p_{\text{ном}} = \frac{A_{\text{опт}}}{F_{\text{min}}} = \frac{7203}{6,2 \cdot 10^{-4}} = 11,6 \text{ МПа}.$$

Умова тиску в межах роботи ЕГСП $6.3 < p_{\text{жив}} < 16$ МПа - виконана.

Розрахунок необхідних параметрів для динамічного синтезу. Побудова наявної та бажаної ЛАЧХ. Вибір параметрів коригувального ланки.

Визначення коефіцієнту передачі ЕГП $k_{\text{ЕГП}}$

$$k_{\text{ЕГП}} = k_{\text{ЕГП}}^* \sqrt{\frac{p_{\text{жив}}}{p_{\text{н}}^*}} = 8,33 \sqrt{\frac{11,6}{16}} = 7,1 \text{ см}^3 / \text{с} \cdot \text{мА},$$

де $p_{\text{н}}^*$ – максимальний тиск у ЕГСП, 16 МПа;

$k_{\text{ЕГП}}^*$ – паспортний коефіцієнт підсилення ЕГП, $\text{см}^3 / \text{мА}$.

Визначення коефіцієнту добротності ЕГСП на основі точності позиціонування $\Delta y = \pm 0,15$ см

$$k_{\text{д}}^{\text{min}} = \frac{\Delta I}{\Delta y} \frac{k_{\text{ЕГП}}}{2F_{\text{н}}} = \frac{4 \cdot 7,1}{0,15 \cdot 2 \cdot 6,2} = \frac{28,4}{1,86} = 15,26 \text{ 1/с},$$

де ΔI – паспортний струм статизму, мА (додаток 1).

Знаходимо коефіцієнт зворотного зв'язку:

$$k_{\text{зз}} = k_{\text{дп}} k_{\text{рп}} = 8,75 \cdot 0,014 = 0,1225 \text{ В/см},$$

де $k_{\text{дп}}$ – паспортний коефіцієнт передачі датчика положення сельсинового типу, що перетворює кут повороту в пропорційну напругу В/рад (додаток 1);

$k_{\text{рп}}$ – паспортний коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від штоку гідроциліндра до датчика, рад/с (додаток 1).

Визначення коефіцієнту електронного підсилювача

$$k_{\text{ЕП}} = \frac{k_{\text{д}}^{\text{min}}}{k_{\text{зз}} k_{\text{v}} k_{\text{ЕГП}}} = \frac{15,26}{0,1225 \cdot 0,16 \cdot 7,1} \cong 110 \text{ мА/В},$$

31

де $k_{\text{v}} = \frac{1}{6,2} = 0,16 \text{ 1/см}^2$.

Визначення частоти зрізу на основі необхідного часу спрацювання
 $t_{\Sigma} = 1,2 \text{ с}$

$$\omega_{зр} = \frac{8,6}{t_{\Sigma}} = 7,2 \text{ 1/с} \quad K_{Д}^* = \omega_{зр}.$$

Визначення резонансної частоти ЕГСП

Резонансна частота визначається за наступною формулою:

$$\omega_{рез} = F_{min} \sqrt{\frac{2E}{W_0 m_4}} = 6,2 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8 \cdot 10^9}{255 \cdot 10^{-6} \cdot 1200}} \approx 67 \text{ 1/с},$$

де $W_0 = \frac{W_p}{2} = \frac{510}{2} = 255 \text{ см}^3$ - об'єм лівої і правої порожнини гідروциліндра ЕГСП при знаходженні його у середньому положенні; W_p – паспортний робочий об'єм гідроциліндра ЕГСП, 510 см³; E – об'ємний модуль пружності масла, МПа; m_4 – задане масове навантаження ЕГСП, кг.

Визначення частоти спрягання ЕГП. Побудова ЛАЧХ

Визначаємо частоту спрягання ЕГП за наступною формулою:

$$\omega_{сопр} = \frac{1}{T_{ЕГП}} = \frac{1}{2,3 \cdot 10^{-3}} = 435 \text{ 1/с},$$

де $T_{ЕГП}$ – паспортна постійна часу ЕГП, с.

Побудова наявної та бажаної ЛАЧХ

За отриманими даними будуємо наявну ЛАЧХ (пунктирна лінія на рис. 19). Оскільки $K_{Д}^{min} > K_{Д}^*$, привід вимагає коригування. Для визначення структури і параметрів коригувальної ланки побудуємо бажану ЛАЧХ (суцільна лінія на рис. 19). Визначимо $\omega_1^{кор}$ та $\omega_2^{кор}$ як абсциси координат зламу відповідно відрізка лінії, що відповідає заданій точності і відрізка лінії, що відповідає заданій швидкодії.

$$\omega_1^{кор} = 1,95 \text{ 1/с};$$

$$\omega_2^{кор} = 3,6 \text{ 1/с}.$$

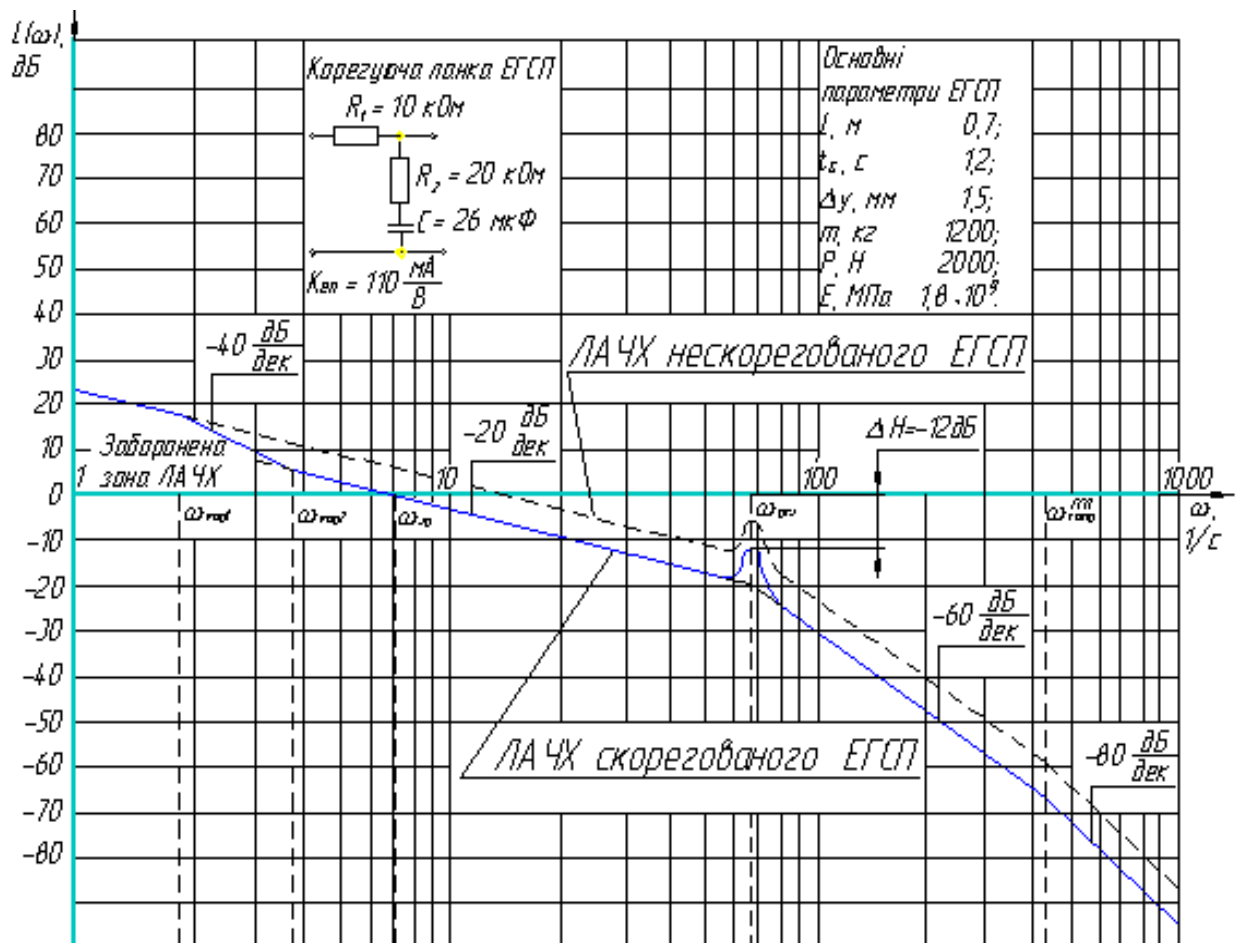


Рисунок 19 – ЛАЧХ скорегованого ЕГСП

Визначення постійних часу RC-ланки

$$T_1 = \frac{1}{\omega_1^{kop}} = \frac{1}{1,95} = 0,51c; \quad T = \frac{1}{\omega_2^{kop}} = \frac{1}{3,8} = 0,26c.$$

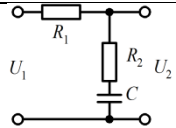
Розрахунок електричних параметрів RC-ланки

Розрахунок електричних параметрів RC-ланки проведемо задаючись опором $R_2 = 10 \text{ кОм}$ за системою (47), з якої:

$$C = \frac{T_2}{R_2} = \frac{0,26}{10 \cdot 10^3} \cong 26 \text{ мкФ};$$

$$R_1 = \frac{T_1}{C} - R_2 = \frac{0,51}{26 \cdot 10^{-6}} - 10 \cdot 10^3 \approx 20 \text{ кОм}.$$

Оптимальні параметри ЕГСП (на основі вихідних даних)

№ п/п	Найменування параметра	Значення параметра
1	Тиск живлення. $P_{ЖИВ}$	11,6 МПа
2	Площа поршня, F	6,2 см ²
3	Коефіцієнту добротності ЕГСП, k_d	15,26 1/с
4	Корегуюча ланка	
5	Електричний параметр корегуючої RC-ланки	$C=26$ мкФ, $R_1 = 20$ кОм, $R_2 = 10$ кОм,
6	Коефіцієнт підсилення ЕГП, $k_{ЕГП}$	$7,1 \frac{\text{см}^3}{\text{с} \cdot \text{МА}}$
7	Коефіцієнт підсилення електронного підсилювача, $K_{еп}$	110 мА/В
8	Резонансна частота ЕГСП, $\omega_{рез}$	67 1/с
9	Частота спрягання ЕГП, $\omega_{сопр}$	435 1/с

ВАРІАНТИ ЗАВДАННЯ

Параметри	1	2	3	4	5	6	7
Переміщувана маса m , кг	1300	1100	1000	1200	1400	1300	1200
Статична навантаження P , Н	+1500	+1200	+1100	-1300	+1000	+900	+900
Повний хід поршня L , м	1,0	0,8	0,7	1,0	0,6	0,8	1,0
Задана точність позиціонування. $\pm \Delta u$, мм	2,0	1,8	1,5	1,7	1,6	2,0	1,8
Заданий час спрацювання t_{Σ} , с	1,8	1,5	1,7	1,6	1,8	1,5	1,7
Модуль пружності масла $E \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	1,7	2,0	1,8	1,9	2,1	1,65	2,0

+P – зустрічне навантаження, P – супутнє навантаження.

Параметри	8	9	10
Переміщувана маса m , кг	1100	1300	1200
Статична навантаження P , Н	+1500	-1200	+1100
Повний хід поршня L , м	0,6	1,0	0,7
Задана точність позиціонування. $\pm\Delta u$, мм	1,6	1,5	1,5
Заданий час спрацювання t_{Σ} , с	1,8	1,5	1,9
Модуль пружності масла $E \cdot 10^9 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$	1,9	2,0	1,8

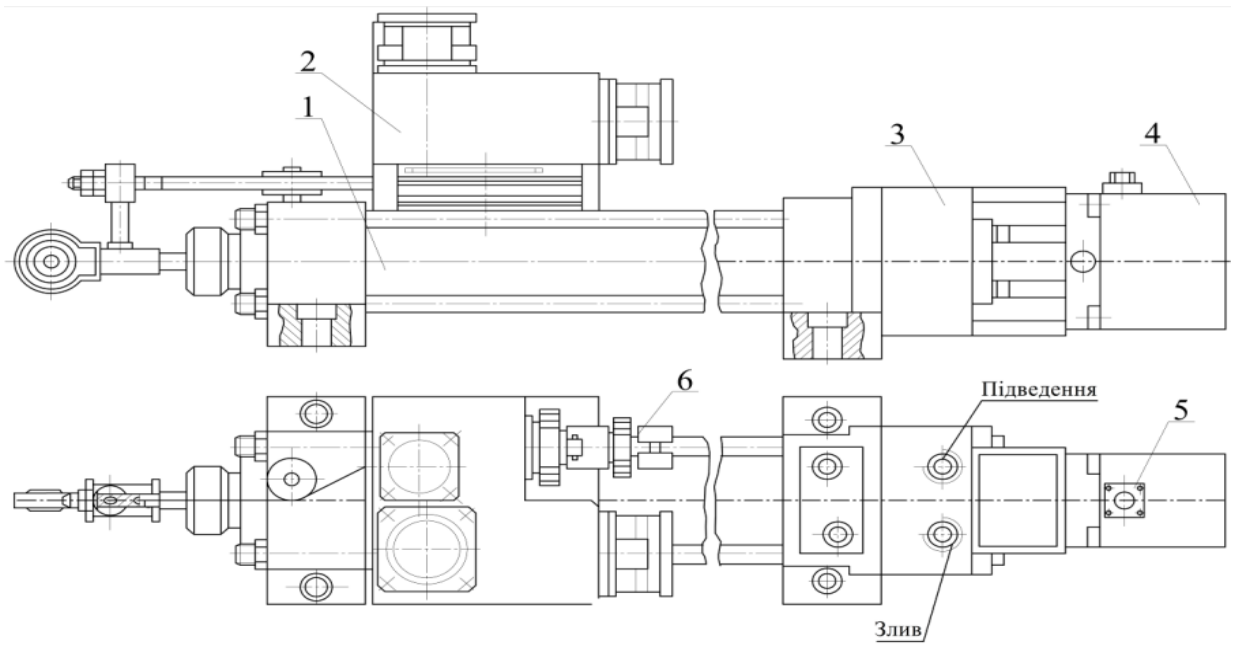
Параметри	Типорозмір				
	ПЕГС-2	ПЕГС-6	ПЕГС-8	ПЕГС-9	ПЕГС-9/1
1	2	3	4	5	6
Тиск, кгс/см ² : номінальний мінімальний	125 100			160 125	
Номінальна витрата, л/хв			40		
Швидкість пере- міщення наван- таження, мм/с	300-800	200-600		150-450	
Точність позиціювання, мм	± 1,5	± 0,75		± 1,5	± 0,75
Величина інерційного навантаження, кгс	15	30		100	30
Тривалість перехідного процесу, не більше, с	0,1	0,15	0,15	0,2	
Маса (без масла), кг	23	21,3	28,4	29,1	31
Тиск живлення p_H , кгс/см ²	63-160	63-160	63-160	63-160	63-160
Площа поршня гідроциліндра з боку штока F , см ²	6,2	7,65	12,2	12,2	12,2
Коефіцієнт передачі електрогідравлічного підсилювача при $p_H = 160$ кгс/см ² і відсутності навантаження $K_{ЕГП}^*$, см ³ /с·МА	8,33	8,33	8,33	8,33	8,33
Постійна часу T_1 , с	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-3}$
Робочий об'єм гідроциліндра $W_{РОБ}$, см ³	510	510	1000	1270	1590

36

Продовження таблиці

1	2	3	4	5	6
Робочий об'єм гідроциліндра	510	510	1000	1270	1590

$W_{\text{РОБ}}, \text{см}^3$					
Коефіцієнт внутрішніх витоків $K_{\text{ВИТ}}$, $\text{см}^5/\text{кгс} \cdot \text{с}$	0	0	0	0	0
Коефіцієнт передачі за швидкістю (при втягуванні штока) $K_v, 1/\text{см}^2$	0,161	0,131	0,082	0,082	0,082
Тип датчиків положення	ВТ-5	ВТ-5	ВТ-6	ВТ-5	ВТ-5
Частота напруги живлення датчиків $f_{\text{ЖДП}}, \text{Гц}$	400	400	400	400	400
Напруга живлення датчиків $U_{\text{ЖДП}}, \text{В}$	20	20	20	20	20
Коефіцієнт передачі датчиків $K_{\text{ДП}}, \text{В/рад}$	8,75	8,75	8,75	8,75	8,75
Коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від штока гідроциліндра до датчика грубого відліку $K_{\text{РП}}, \text{рад/см}$	0,014	0,014	0,014	0,014	0,014
Коефіцієнт передачі кінематичного ланцюга від датчика грубого відліку до датчика точного відліку K_i	30	30	30	30	30
Статизм $\Delta I, \text{ма}$	4	4	4	4	4



Електрогідрравлічний слідкувальний привід типу ПЕГС [2]:

1 – циліндр, 2 – блок датчиків і редукторів, 3 – гідрозамок, 4 – ЕГП, 5, 6 – електричні роз’єми відповідно ЕГП і блоку датчиків

Джерела інформації:

1. Васильєв Д. В. Основи розрахунку слідкувальних систем / Д. В. Васильєв, Г. С. Філіппов. - М; Л.: Держенерговидат, 1959. - 471 с.
2. Гідропривід та гідрообладнання у верстатобудуванні (методичні рекомендації) ч. 1, ч. 2 – М.: НДІМАШ 1980. – 434 с.
3. Крутіков Г.А. Системи гідроприводів [навчальний посібник] / Г.А. Крутіков, М.Г. Стрижак. - Харків, НТУ "ХПІ", 2015. - 220 с.
4. Лещенко В. А. Гідравлічні слідчі приводи верстатів з програмним управлінням / В. А. Лещенко. - М.: Машинобудування, 1975. - 288 с.
5. Проектування гідроприводів та систем управління промислових роботів. Методичні рекомендації. - М.: НДІМАШ, 1975. - 63 с.
6. Воронов А. А. Теорія автоматичного управління. Частина 2; за ред. А.А. Воронова. - М.: Вища школа, 1977. - 288 с.
7. Хохлов В. А. Електрогідравлічні системи стеження / А.В. Хохлов, В. Н. Прокоф'єв. - М.: Машинобудування, 1971. - 432 с.

Методичні вказівки
до практичних робіт з навчальних дисциплін «Проектування гідравлічних та
пневматичних силових контурів мехатронних систем», «Теорія
автоматичного керування та динаміка SMART-гідропневмосистем»
за спеціальністю «Прикладна механіка»

Укладачі:
КРУТИКОВ Геннадій Анатолійович
СТРИЖАК Мар'яна Георгіївна

Відповідальний за випуск проф. Заковоротний О. Ю.
Роботу до видання рекомендував доц. Шевцов В. М.

В авторській редакції

План 2025 р., поз. 656

Підп. до друку 2025 р. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 1,5.

Видавничий центр НТУ «ХП»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Електронна версія