

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра "Експлуатація та ремонт машин"



**МЕХАТРОНІКА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ І СИСТЕМ**

Методичні вказівки

до виконання курсового проекту для студентів  
другого (магістерського) рівня вищої освіти  
спеціальності 274 "Автомобільний транспорт"

Друкується за рішенням  
кафедри експлуатації та ремонту машин  
Протокол № 13 від 17.01.2023 р.

Кропивницький, 2023

Аулін В.В., Голуб Д.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни "Мехатроніка транспортних засобів і систем" для студентів другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 274 "Автомобільний транспорт", Кропивницький: ЦНТУ, 2023. – 68 с.

Рецензенти: Солових Є.К. – д.т.н., проф. каф. "Експлуатації та ремонту машин";  
Голованов А.П. – голова правління ПАТ "Таксомоторний парк".

Автори: Аулін В.В. – д.т.н., проф. каф. "ЕРМ";  
Голуб Д.В. – к.т.н., доц. каф. "ЕРМ".

Відповідальний за випуск, комп'ютерний набір та верстка: Д.В. Голуб

© Мехатроніка транспортних засобів і систем  
© Автори: В.В. Аулін, Д.В. Голуб

## Зміст

Перелік умовних скорочень	4
Вступ	5
Загальні вказівки до виконання курсового проекту	6
1. Аналіз технічного завдання	8
2. Принципова і функціональна схеми ГРП	9
3. Математична модель пневмодвигуна	11
4. Математична модель ЕМП	12
5. Математична модель газового приводу	13
6. Розрахунок параметрів контуру ГРП	14
6.1. Вибір узагальнених параметрів приводу	14
6.2 Розрахунок параметрів контуру при негативному шарнірному моменті	15
6.2.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмопривода	15
6.2.2 Визначення параметрів автоколивань	17
6.2.3 Гармонійна лінеаризація	18
6.2.4 Цифрове моделювання пневмоприводу	19
6.3 Розрахунок параметрів контуру при позитивному шарнірному моменті	21
6.3.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмоприводу	21
6.3.2 Визначення параметрів автоколивань	22
6.3.3 Гармонійна лінеаризація	23
6.3.4 Цифрове моделювання пневмоприводу	24
7. Проектування фільтру, що коригує	26
8. Розрахунок конструктивних параметрів	29
8.1 Розрахунок конструктивних параметрів приводу	29
8.2 Розрахунок параметрів ГРП	30
Висновки	33
Приклад виконання курсового проекту у програмі Mathcad	34
Рекомендована література	59
Додатки	62

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

АЧХ - амплітудна частотна характеристика

ГРП - газовий розподільний пристрій

ДЗЗ - датчик зворотного зв'язку

ДСГ - джерело стислого газу

ЕМП - електромеханічний перетворювач

НЕМ - нейтральний електромагніт

МП - механічна передача

ЛАФЧХ - Логарифмічна амплітудно-фазова частотна характеристика

ОУ - об'єкт управління

ПК - персональний комп'ютер

ПП - підсилювач потужності

ПД - пневмодвигун двосторонньої дії

РЕ - релейний елемент

ФЧХ - фазова частотна характеристика

## Вступ

Керуючі приводи систем входять до складу системи управління автомобілем. Як і електронна апаратура, системи приводів повинні точно відтворювати певний клас вхідних сигналів. Успіх проектування системи приводу багато в чому залежить від вибору його структури. У системах приводів систем, що управляють, застосовуються структури систем безперервної і релейної дії. Системи приводів безперервної дії порівняно з системами релейної дії більше трудомісткі у виробництві, оскільки їх елементи повинні мати лінійні статичні характеристики. У системах приводів релейної дії використовуються простіші елементи. Підсилювач потужності, електромагніт і розподільник функціонують в двопозиційному режимі. Автоколивальні системи приводів не вимагають забезпечення стійкості. Тому на сьогоднішній день вони використовуються майже у всіх системах сучасних автомобілів.

## **Загальні вказівки до виконання курсового проекту**

Метою виконання курсового проекту є отримання здобувачами знань, умінь та навичок на основі інформаційного аналізу та синтезу мехатронних систем на автомобільному транспорті за допомогою комп'ютерних систем різного рівня та призначення, що спрямовані на створення та використання на автомобільному транспорті мехатронних підсистем, ланок та комплексів автомобільних транспортних засобів.

Здобувачі отримують знання з теоретичних та практичних основ трьох основних частин мехатроніки: механічної, електричної та інформаційної, набувають вмінь працювати з сучасними ПК з використанням пакетів прикладних програм у процесі аналізу та створення мехатронних комплексів підсистем та ланок автомобільного транспорту.

Виконання курсового проекту з дисципліни "Мехатроніка транспортних засобів і систем" на тему "Розробка мехатронної системи газового рульового приводу" відбувається за допомогою використання пакету прикладних програм, а саме програми Mathcad.

Здобувачам пропонується на основі запропонованих алгоритмів спроектувати мехатронну автоколивальну систему газового приводу автомобіля з двопозиційним релейним елементом. В прикладі виконання курсового проекту наведена тема, мета, короткі теоретичні відомості, основні завдання, перелік контрольних питань, перелік рекомендованої літератури, а також приклад виконання в системі Mathcad та додатки.

У результаті виконання курсового проекту у здобувачів формується загальна уява по базовим поняттям, майбутні фахівці зможуть вільно використовувати принципи аналізу та синтезу мехатронних систем, теоретичних основ їх розробки та експлуатації, а також отримати знання з технічного забезпечення мехатронних комплексів та дослідження операцій в них.

При підготовці до виконання курсового проекту здобувачі повинні самостійно опрацювати рекомендовану літературу та ознайомитися з прикладом його виконання.

Після виконання курсового проекту оформлюється пояснювальна записка та ілюстративний матеріал для захисту. Пояснювальна записка повинна містити титульний лист, завдання по варіанту, відомість проекту, зміст, вступ, теоретичну частину, вихідну базу даних, розрахункові розділи курсового проекту, висновки та список літературних джерел, додатки (специфікацію та ін.).

Курсовий проект здобувач захищає в індивідуальному порядку комісійно. Позитивно захищений здобувачем курсовий проект підписується всіма членами профільної комісії викладачів по захисту проекту, що сформована на кафедрі, з зазначенням відповідної кількості балів за 100 бальною системою.

## 1. Аналіз технічного завдання

Об'єктом проектування є керуючий привід системи, що працює в автоколивальному режимі. Енергія від джерела в газову силову систему поступає під тиском. Для вищезгаданого робочого тіла характерні наступні показники. У якості двигуна застосовується силовий циліндр. У якості розподільника застосовується газовий розподільний пристрій (ГРП) типу «струминна трубка». Для дроселя коефіцієнт витрати вважатимемо рівним. У системі релейної дії, хоча б в одній її ланці, при безперервній зміні вхідної величини вихідна величина змінюється стрибкоподібно. У проектованій системі в якості такого елемента виступатиме нейтральний двопозиційний електромеханічний перетворювач (ЕМП).

При постановці завдання проектування вимоги до динамічних характеристик сформульовані по відношенню до певного вхідного сигналу, яким є гармонійний сигнал в частотному діапазоні  $0 \div \omega_0$ . Вимоги до параметрів системи приводу сформульовані у формі вимог до параметрів спрощеної математичної моделі системи, тобто до еквівалентної аперіодичної ланки:  $\frac{K}{Tp+1}$ . З цього виходить, що спроектowana система повинна мати показники, що відповідають йому, а саме фазове зрушення в робочому діапазоні частот  $0 \div \omega_0$  і коефіцієнт передачі  $K$ . Крім того, система повинна управляти навантаженням, опис якого включає приведені параметри (момент інерції і коефіцієнт в'язкого тертя), а також діапазон зміни питомого шарнірного моменту. Вихідна координата кута відхилення керма має обмеження по амплітуді ( $\delta_m$ ). При проектуванні необхідно вибирати параметри динамічної моделі так, щоб характеристики системи були оптимальними на всіх напрямках. Сукупність параметрів повинна задовольняти деяким оптимальним величинам (маса, габарити).

Автоколивальна система газового приводу представляється наступними ланками:

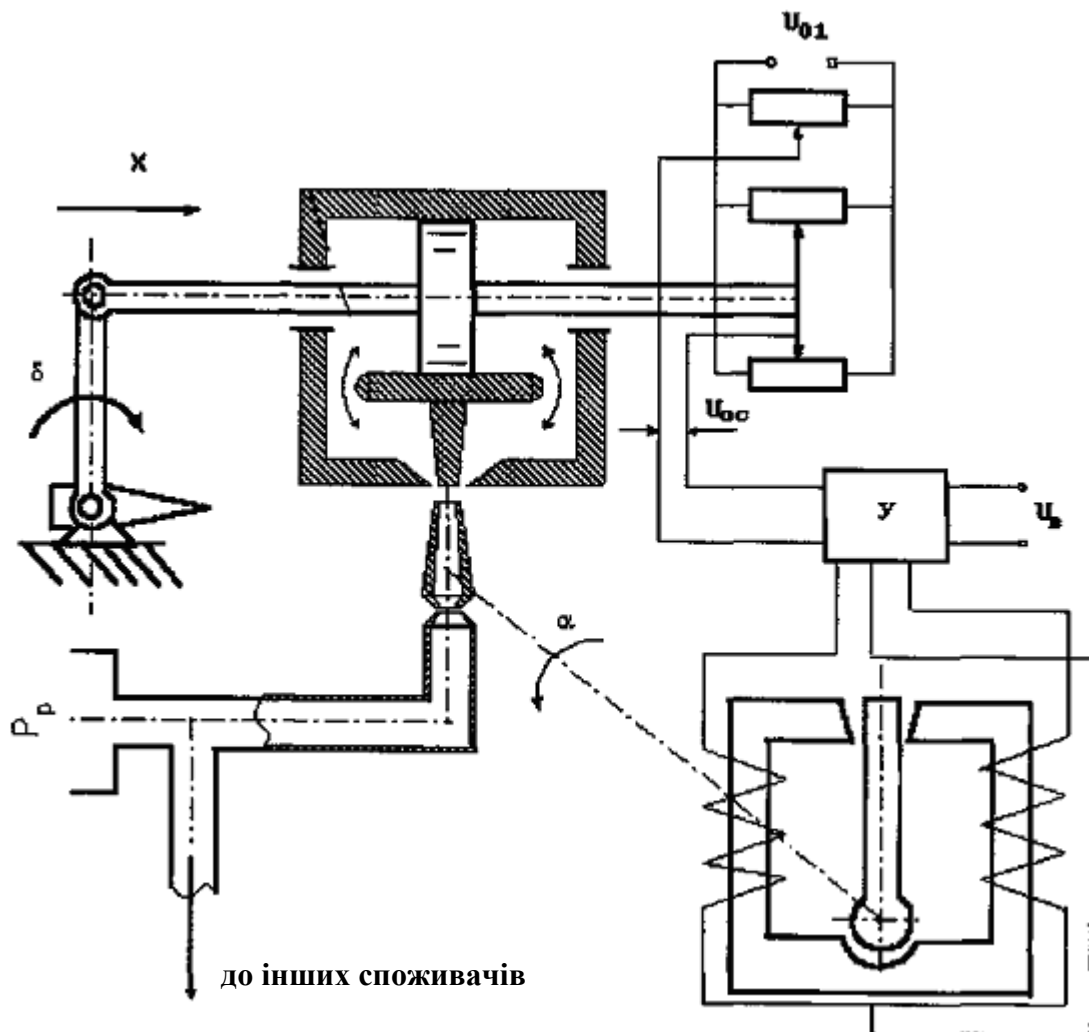
– газовий привід;



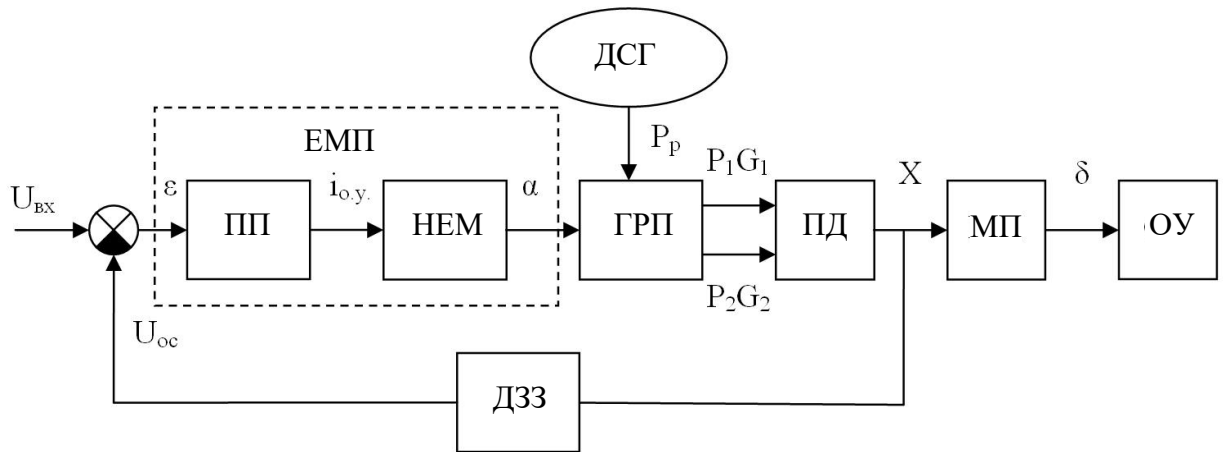
- електромеханічний перетворювач;
- релейний елемент з петлею неоднозначності;
- підсилювач напруги;
- коригуючий фільтр;
- визначник похибки;
- датчик зворотного зв'язку.

Метою проектування є розробка конструкції рулевих машин, а також отримання залежностей, що відображають функціонування системи приводу.

## 2. Принципова і функціональна схеми газового рулевого приводу (ГРП)



а)



б)

Рисунок 1.1 - Принципова(а) та функціональна(б) схеми газового рульового приводу

Перерахуємо елементи, що входять в цю функціональну схему :

- ПП - підсилювач потужності;
- НЕМ- нейтральний електромагніт;
- ЕМП- електромеханічний перетворювач;
- ДСГ - джерело стислого газу;
- ГРП- газорозподільний пристрій - струминна трубка;
- ПД - пневмодвигун двосторонньої дії;
- МП - механічна передача;
- ОУ - об'єкт управління;
- ДЗЗ - датчик зворотного зв'язку.

Визначимо змінні на вході і виході елементів :

- $U_{вх}$  - вхідний сигнал;
- $\varepsilon$  - сигнал помилки;
- $U_{ос}$  - сигнал датчика зворотного зв'язку;
- $i_{о.у.}$  - струм в обмотках управління ЕМП;
- $\alpha$  - кут повороту якоря ЕМП;
- $P_p$  - тиск газу на вході в привід;
- $P_1G_1, P_2G_2$  - тиск і витрата газу в порожнинах ПД;
- $X$  - переміщення поршня ПД;
- $\delta$  - кут повороту керма.

### 3. Математична модель пневмодвигуна

Газовий привід є нестационарною динамічною системою. Внаслідок того, що у міру прогрівання конструкції змінюються температура і тиск газу на вході в привід і інтенсивність теплообміну в порожнинах, коефіцієнти і постійні часу структурної схеми приводу виявляються змінними в часі. Швидкість зміни змінних параметрів приводу значно менше швидкості зміни змінних при відробітку вхідного сигналу, що дозволяє при аналізі динаміки приводу і рішенні задачі проектування рахувати значення цих параметрів в окремі моменти часу постійними, тобто скористатися методом «заморожених» коефіцієнтів.

В результаті лінеаризації нелінійної моделі пневмодвигуна можна отримати спрощену лінійну модель газового приводу з електричним зворотним зв'язком у вигляді наступних структурних схем:

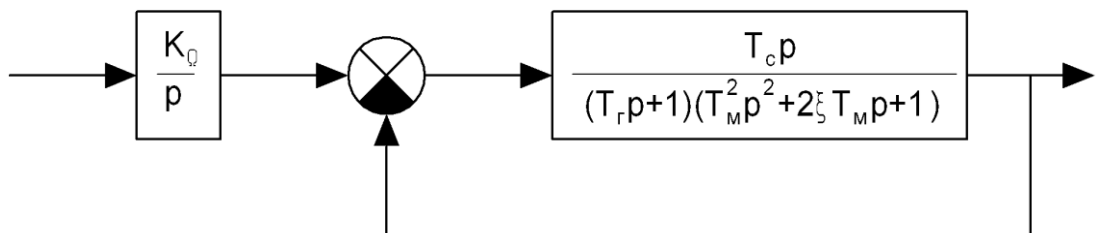


Рисунок 1.2 - Структурна схема пневмоприводу при негативному шарнірному моменті

$$K_{\Omega} = \frac{\Omega_{\max}}{\alpha_{\max}}; T_c = \frac{\delta_{\max}}{\Omega_{\max} \sigma}; T_r = \frac{\delta_{\max}}{\Omega_{\max} \cdot v}; T_m = \sqrt{\frac{J}{|m_{ш}|}}; \xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{f}{\sqrt{J \cdot m_{ш}}}. \quad (1.1)$$

де  $\Omega_{\max}$  - максимальна кутова швидкість обертання аеродинамічного керма;

$\alpha_{\max}$  - максимальний кут повороту якоря ЕМП;

$\delta_{\max}$  - максимальний кут обертання аеродинамічного керма;

$J$  - сумарний момент інерції елементів приводу;

$m_{ш}$  - шарнірний момент;

$f$  - коефіцієнт в'язкого тертя;

$\sigma$  - відносне навантаження.

Ця структурна схема справедлива при негативному шарнірному моменті. При позитивному шарнірному моменті структурна схема може бути приведена до виду, представленого на рис. 3:

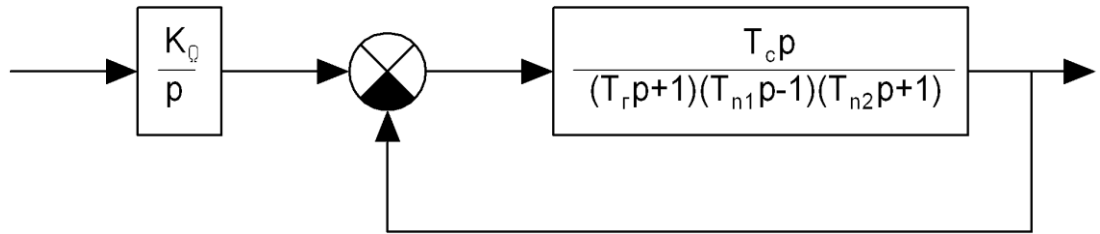


Рисунок 1.3 - Структурна схема пневмоприводу при позитивному шарнірному моменті

$$\text{де } T_{n1} = \left| -\frac{f}{2J} + \sqrt{\left(\frac{f}{2J}\right)^2 + \frac{m_{w2}}{J}} \right|^{-1}; T_{n2} = \left| -\frac{f}{2J} - \sqrt{\left(\frac{f}{2J}\right)^2 + \frac{m_{w2}}{J}} \right|^{-1}; T_c = \frac{M_{\text{макс}}}{\Omega_{\text{макс}}} \cdot \frac{|T_{n1}| \cdot |T_{n2}|}{J}. \quad (1.2)$$

#### 4. Математична модель ЕМП

У автоколивальній системі газового приводу з двопозиційним електромеханічним перетворювачем в релейному режимі функціонує тригер, підсилювач потужності і нейтральний електромагніт. Динаміка їх може бути представлена еквівалентною схемою, що складається з релейного елемента і еквівалентних лінійних ланок: ланки запізнювання (рис. 1.4 а) і коливальної ланки (рис. 1.4 б).

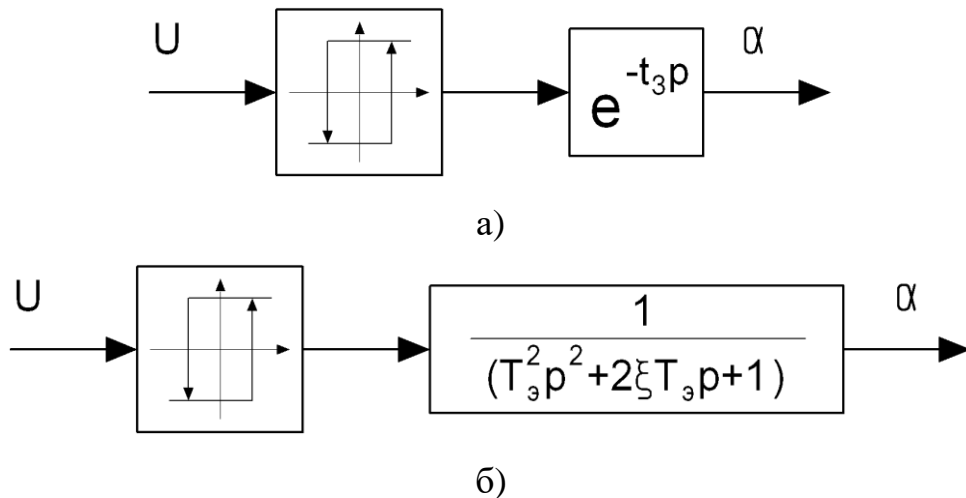


Рисунок 1.4 – Еквівалентні схеми ланки запізнювання (а) і коливальної ланки (б)

Динаміка електромеханічного перетворювача оцінюється часом еквівалентного запізнювання  $t_3$  і часом руху від упору до нуля  $t_0$ . Оскільки  $t_0$  нехтує мало, то для розрахунків використовуватимемо схему на рис. 1.4 а.

### 5. Математична модель газового приводу

Структурна схема газового приводу в цілому при пружинному шарнірному навантаженні виглядає таким чином:

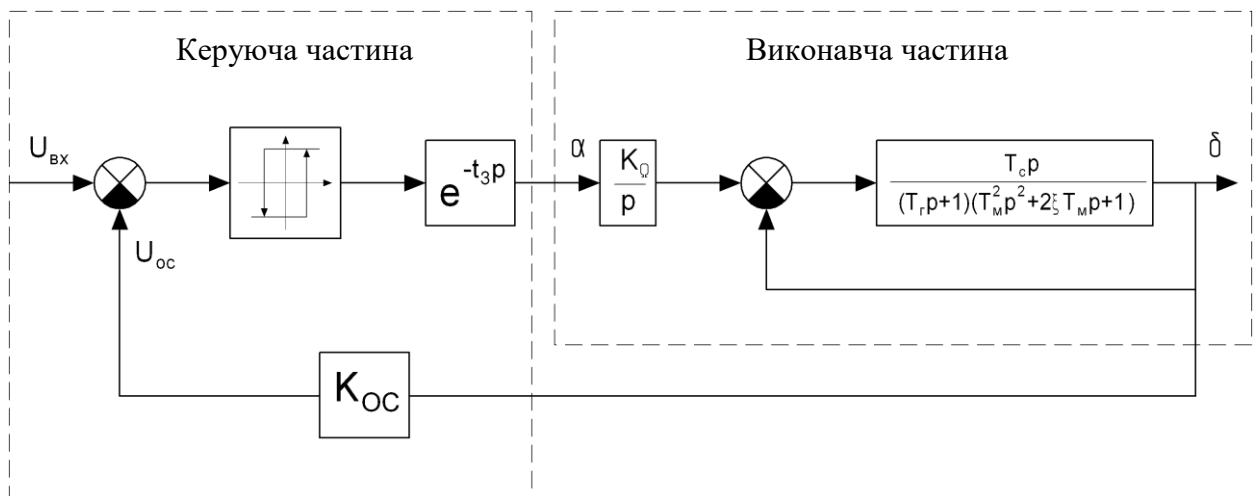


Рисунок 1.5 – Структурна схема ГП при пружинному навантаженні

Структурна схема газового приводу при перевертаючому шарнірному навантаженні:

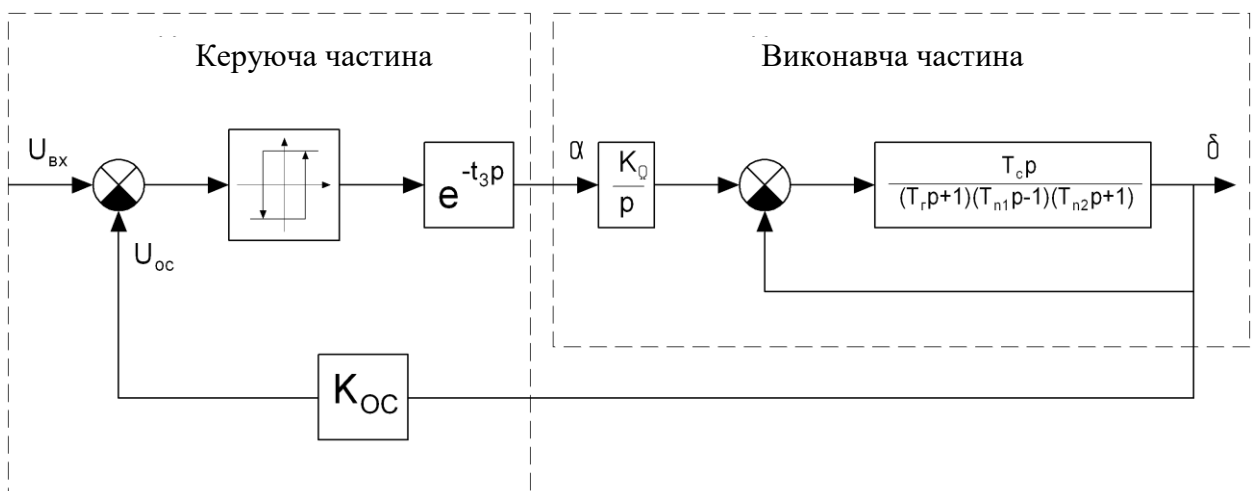


Рисунок 1.6 – Структурна схема ГП при перевертаючому навантаженні

## 6. Розрахунок параметрів контуру ГРП

### 6.1. Вибір узагальнених параметрів приводу

Усі рівняння для керуючої і виконавчої підсистем приведені вище. Динамічні властивості пневмодвигуна при заданому моменті навантаження  $M_n$  визначаються двома узагальненими параметрами: максимальною кутовою швидкістю  $\Omega_{\max}$  і величиною безрозмірного навантаження  $\sigma = \frac{M_n}{M_m}$ , де  $M_m$  - максимальний гальмівний момент.

Безрозмірне навантаження  $\sigma$  визначимо за допомогою критерію мінімуму потрібної витрати, вирішивши рівняння:

$$\zeta \cdot \sigma^3 + 2\sigma^2 - c^2 = 0; \quad (1.3)$$

$$c = \frac{\delta_{\max} \cdot \alpha_0}{\delta_0 \cdot \alpha_{\max}}; \quad (1.4)$$

$$\xi = \frac{1}{k} (\alpha_v + \alpha_y) \frac{W_n}{S_n X_m}. \quad (1.5)$$

Звідси

$$\Omega_{\max} = \delta_{\max} \omega_0 \frac{1 + \zeta \cdot \sigma}{\sqrt{c^2 - \sigma^2}}. \quad (1.6)$$

Визначимо моменти навантаження для заданих питомих шарнірних моментів і максимальний гальмівний момент.

$$\delta_{\max} = \frac{\delta_0}{0,8} = 0,35; \quad \sigma = \frac{M_n}{M_m}; \quad M_n = |m_{u1}| \cdot \delta_{\max}; \quad M_m = \frac{m_u \cdot \delta_{\max}}{\sigma}. \quad (1.7)$$

Для пружинного навантаження:

$$M_{nпр} = |m_{u1}| \delta_{\max}. \quad (1.8)$$

Для перевертаючого навантаження:

$$M_{nопр} = |m_{u2}| \delta_{\max}. \quad (1.9)$$

Оскільки по вище приведеній залежності значення максимальної кутової швидкості визначалося без урахування тертя, проведемо його аналіз за допомогою коефіцієнта тертя:

$$K_{mp} = \frac{f \Omega_m}{M_m}. \quad (1.10)$$

Реальна максимальна кутова швидкість при отриманих узагальнених параметрах буде нижча, врахуємо це, перерахувавши  $\Omega_\delta$  по залежності:

$$\Omega_m = \frac{\Omega_m}{1 - K_{mp}}. \quad (1.11)$$

Таким чином, при обліку впливу тертя, необхідна величина максимальної швидкості зростає.

## **6.2 Розрахунок параметрів контуру при негативному шарнірному моменті(пружинне навантаження)**

### **6.2.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмоприводу при негативному шарнірному моменті**

Особливістю шарнірного навантаження, що діє на вихідному валу пневмодвигуна, є те, що вона в процесі експлуатації змінюється не лише за величиною, але і по знаку, тому в технічному завданні на проектування задано два значення питомого шарнірного моменту ( $m_{ш1}, m_{ш2}$ ), що відповідає граничним значенням негативної (пружинною) і позитивної (перекоменсаційної) навантажень. Проектування ведеться для найгіршого режиму функціонування, тобто для максимального моменту навантаження, тому контур проектуватимемо на основі ЧХ приводу при пружинному навантаженні, а перевірку динаміки проведитимемо для двох режимів.

При негативному шарнірному моменті динаміка пневмодвигуна описується структурною схемою, представленою на рисунку 1.2. Для цієї структурної схеми знайдемо константи, що відповідають вище знайденим узагальненим параметрам приводу, а також прийнятим раніше технологічним параметрам системи ( $\alpha_m = 3,5^\circ$ ).

$$K_\Omega = \frac{\Omega_m}{\alpha_m}, \quad (1.12)$$

$$T_2 = \frac{\delta_{\max}}{\Omega_m \nu}, \quad (1.13)$$

$$T_M = \sqrt{\frac{J}{|m_{u1}|}}, \quad (1.14)$$

$$T_c = \frac{\delta_m}{\Omega_m \sigma}, \quad (1.15)$$

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \frac{f}{\sqrt{J|m_{u1}|}}, \quad (1.16)$$

Для рассчитанной структурной схемы строим частотные характеристики. Для этого строим ЛАФЧХ для передаточной функции:

$$W_{\text{раз.нр.1}}(p) = \frac{T_c p}{(T_2 p + 1)(T_M^2 p^2 + 2\xi T_M p + 1)}; \quad W_{\text{зам.нр.1}} = \frac{K_\Omega}{p} \cdot \frac{W_{\text{раз.нр.1}}}{1 + W_{\text{раз.нр.1}}}. \quad (1.17)$$

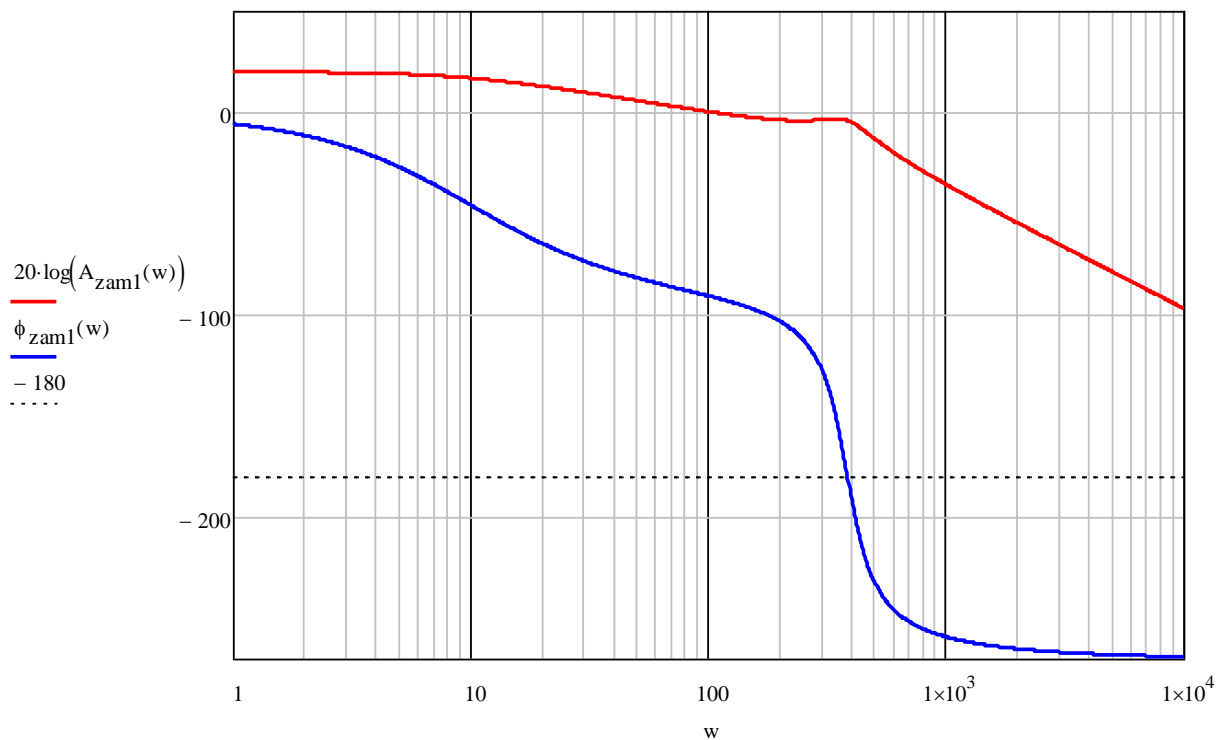


Рисунок 1.7 - Частотні характеристики пневмоприводу при негативному шарнірному моменті.



## 6.2.2 Визначення параметрів автоколивань

Динаміка ЕМП описується передатною функцією:

$$W_{\mathcal{E}}(p) = e^{-pt_{\mathcal{E}}}. \quad (1.18)$$

При цьому ФЧХ і АЧХ ЕМП описуються залежностями:

$$\phi_{\mathcal{E}}(\omega) = -57,3 \cdot \omega \cdot t_{\mathcal{E}}, \quad (1.19)$$

$$A_{\mathcal{E}}(\omega) = |e^{-i\omega t_{\mathcal{E}}}|. \quad (1.20)$$

Динаміка електромеханічного перетворювача, відтворюючого періодичний сигнал прямокутної форми, оцінюється часом еквівалентного запізнювання  $t_{\mathcal{E}}$ .

З технологічних міркувань час еквівалентного запізнювання повинен задовольняти нерівності  $t_{\mathcal{E}} \geq 0,002 \text{ c}$ .

Очевидно, що при зменшенні  $t_{\mathcal{E}}$  фазове зрушення зменшується і за інших рівних умов частота автоколивань збільшується, що призводить до поліпшення точності контуру ГРП. Тому покладемо  $t_{\mathcal{E}} = 0,003 \text{ c}$  і розрахуємо параметри автоколивань.

Для релейного елемента з петлею неоднозначності вираження еквівалентних амплітудною і фазовою характеристик на частоті автоколивань мають вигляд:

$$A_H(\omega_a) = \frac{4 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A}, \quad \phi_H(\omega_a) = -\arcsin(\lambda), \quad (1.21)$$

$$\text{де } \lambda = \frac{b}{A}.$$

Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань:

$$\phi_p(\omega_a) = \phi_n(\omega_a) + \phi_{\mathcal{E}}(\omega_a) + \phi_H(\omega_a). \quad (1.22)$$

При проектуванні задається бажана величина  $\lambda$  в межах від 0,05 до 0,20. Приймаємо  $\lambda = 0,1$ .

Виходячи з рівняння балансу фаз:

$$\phi_p(\omega_a) = \phi_n(\omega_a) + \phi_{\mathcal{E}}(\omega_a) + \phi_H(\omega_a). \quad (1.23)$$

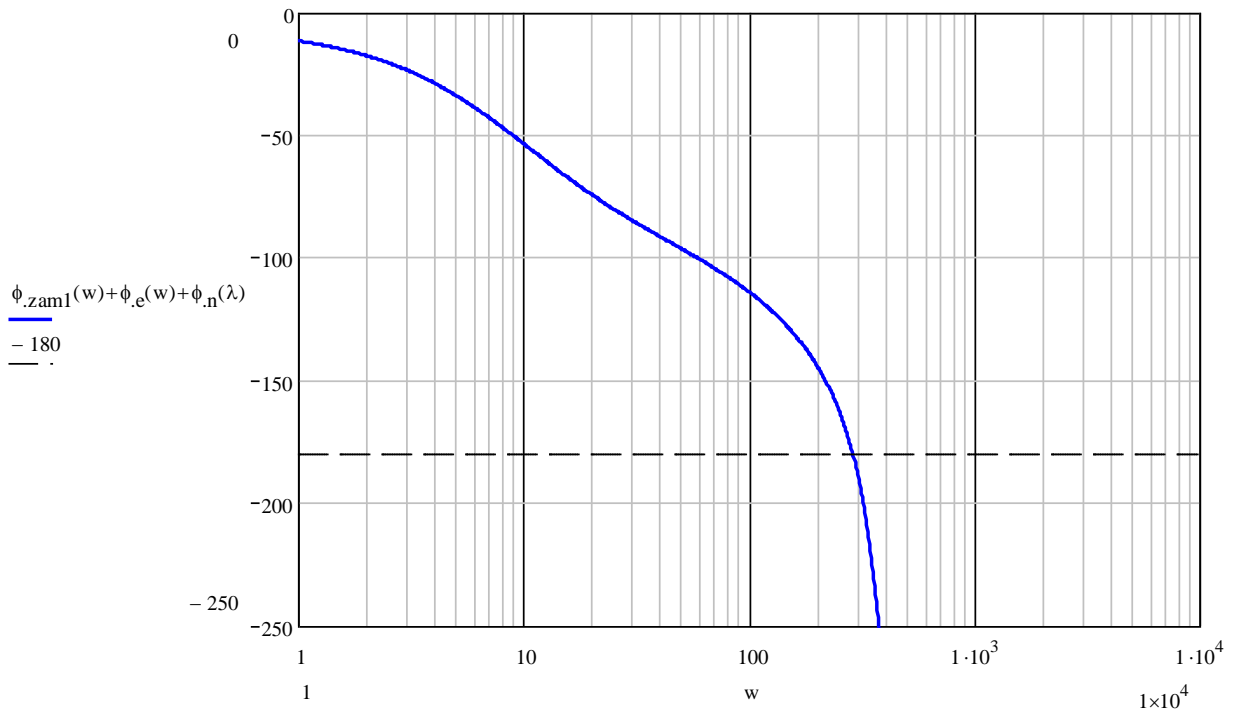


Рисунок 8 - Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань

Величина частоти автоколивань повинна знаходитися в межах:

$$4\omega_0 \leq \omega_a \leq \omega_\pi, \quad (1.24)$$

$$\text{де } \omega_\pi = \sqrt{\frac{\nu(M_m + f\Omega_m)}{J\delta_m}}.$$

### 6.2.3 Гармонійна лінеаризація

Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань :

$$A_H(\omega_a) = \frac{1}{A_n(\omega_a)A_\Omega(\omega_a)A_k(\omega_a)}, \quad (1.25)$$

$$A_H(\omega_a) = \frac{4\alpha_m\sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A}, \quad A = \frac{4\alpha_m\sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A_H(\omega_a)}. \quad (1.26)$$

Параметр  $b$  релейного елементу(ширина петлі гістерезису PE) :

$$b = \lambda A =. \quad (1.27)$$

Визначимо  $K_{нел}$  по формулі:

$$K_{нел1} = \frac{2\alpha_m}{\pi A \cdot \sqrt{1-\lambda^2}}; \quad (1.28)$$

Побудуємо ЛАФЧХ замкнутої лінеаризованої системи.

$$W_{раз.сист.1} = W_{зам.пр.1} \cdot K_{нел1}; \quad W_{зам.сист.1} = \frac{W_{раз.сист.1}}{1 + W_{раз.сист.1}}; \quad (1.29)$$

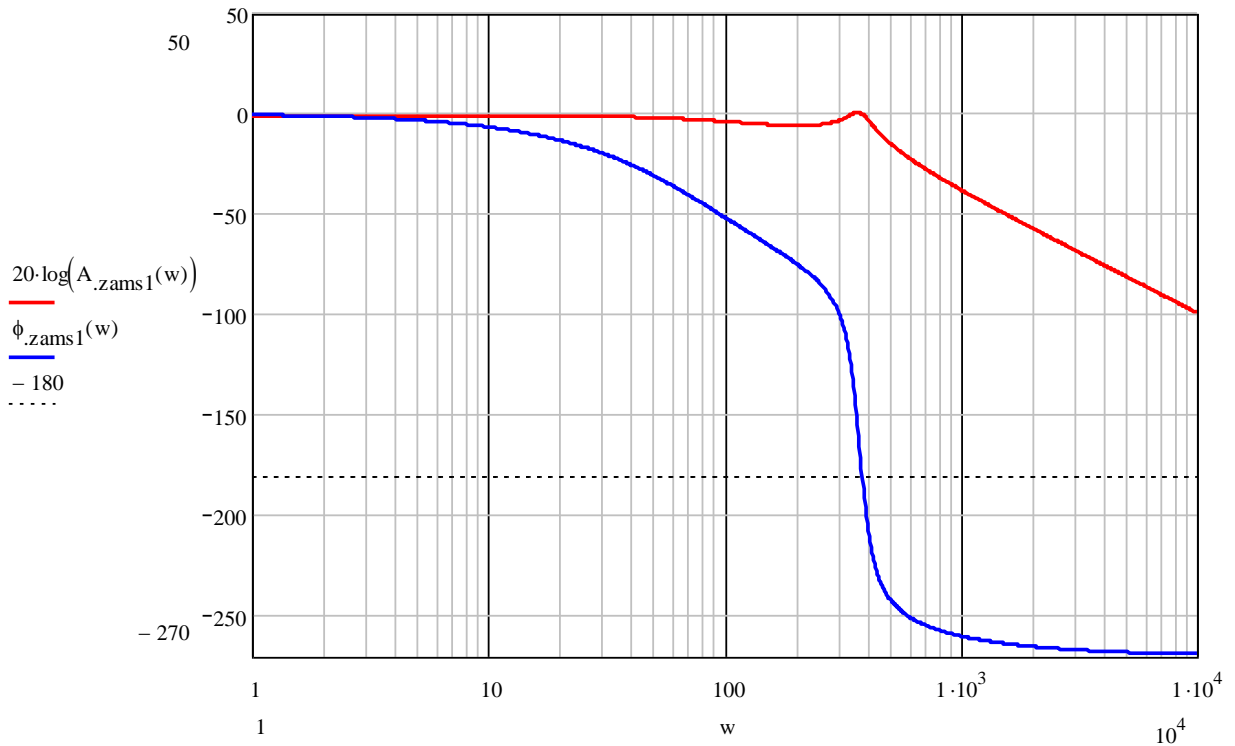


Рисунок 1.9 - ЛАФЧХ замкнутої системи при негативному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої системи при негативному шарнірному моменті на робочій частоті  $\varphi_{зам.сист.1}(\omega_0)$ .

#### 6.2.4 Цифрове моделювання пневмоприводу при негативному шарнірному моменті

Проведемо цифрове моделювання роботи системи та побудуємо графіки за допомогою пакету програми Mathcad.

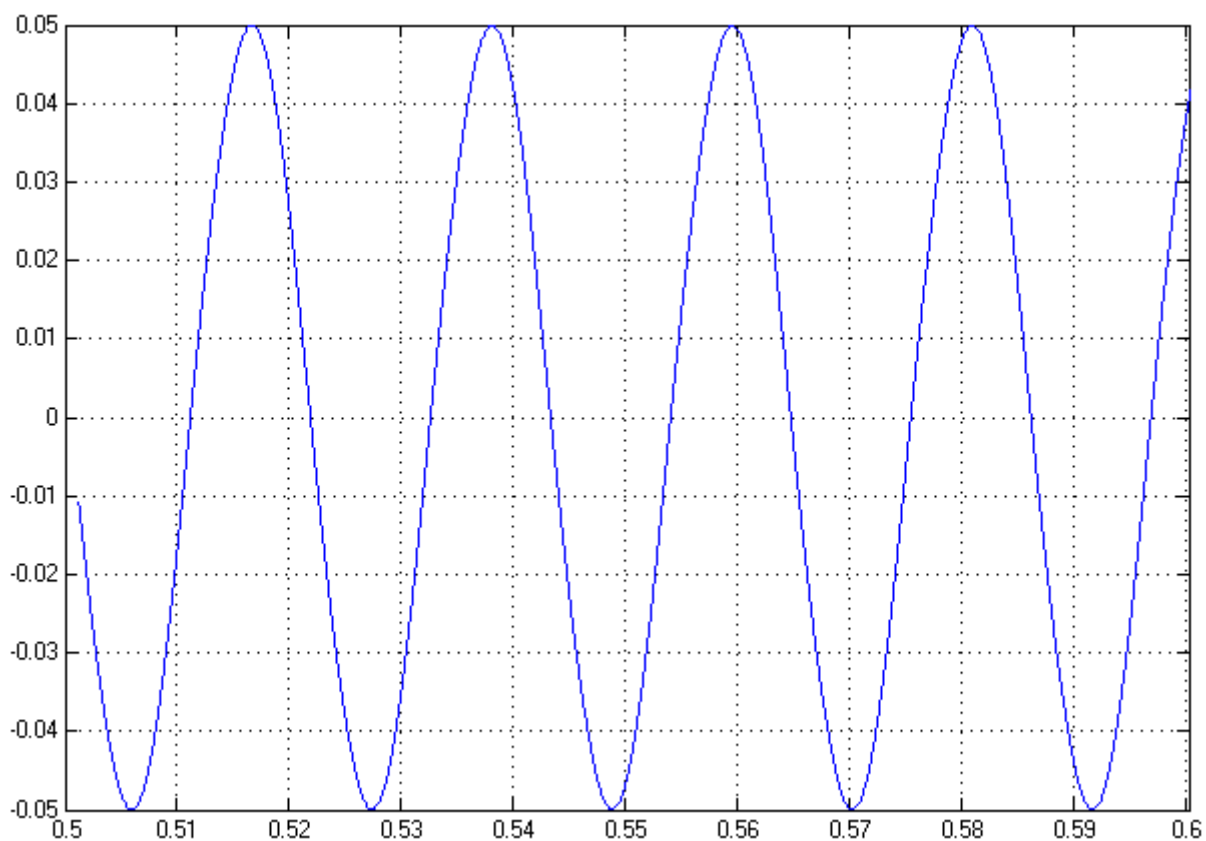


Рисунок 1.10 - Автоколивання на виході ГРП

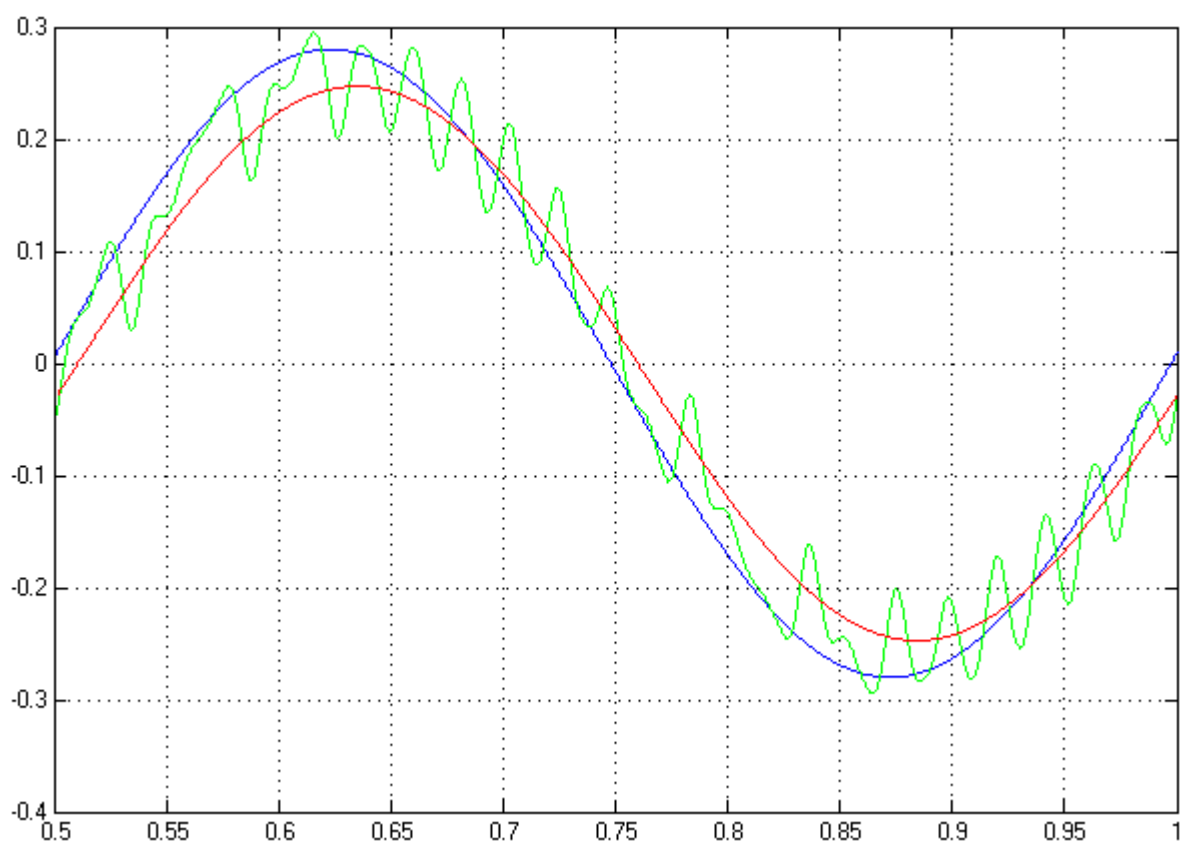


Рисунок 1.11 - Реакція нескоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$

## 6.3 Розрахунок параметрів контуру при позитивному шарнірному моменті (перекомпенсаційне навантаження)

### 6.3.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмоприводу при позитивному шарнірному моменті

При позитивному шарнірному моменті динаміка пневмодвигуна описується структурною схемою, представленою на рисунку 1.3. Наявність немінімально-фазової ланки  $\frac{1}{T_{n1}p - 1}$  в структурній схемі, обумовлено дією позитивного (перекомпенсаційного) моменту. Для автоколивальних приводів при позитивному максимальному шарнірному моменті мають місце найгірші динамічні характеристики. Збільшення ж негативного шарнірного моменту призводить до зростання потрібної витрати повітря, збільшення маси і габаритів. Тому при проектуванні необхідно керуватися принципом мінімізації шарнірного навантаження.

Для цієї структурної схеми знайдемо константи, що відповідають вище знайденим узагальненим параметрам приводу, а також прийнятим раніше технологічним параметрам системи.

$$T_{n1} = \left| -\frac{f}{2J} + \sqrt{\left(\frac{f}{2J}\right)^2 + \frac{m_{ш2}}{J}} \right|^{-1}; \quad (1.30)$$

$$T_{n2} = \left| -\frac{f}{2J} - \sqrt{\left(\frac{f}{2J}\right)^2 + \frac{m_{ш2}}{J}} \right|^{-1}; \quad (1.31)$$

$$T_c = \frac{M_{\max}}{\Omega_{\max}} \cdot \frac{|T_{n1}| \cdot |T_{n2}|}{J}; \quad (1.32)$$

$$T_c = \frac{\delta_{\max}}{\Omega_m \nu}; \quad (1.33)$$

Для розрахованої структурної схеми будемо частотні характеристики. Для цього будемо ЛАФЧХ для передатної функції:

$$W_{\text{раз.пр.2}}(p) = \frac{T_c p}{(T_c p + 1)(T_{n1} p - 1)(T_{n2} p + 1)}; \quad W_{\text{зам.пр.2}}(p) = \frac{K_\Omega}{p} \cdot \frac{W_{\text{раз.пр.2}}(p)}{1 + W_{\text{раз.пр.2}}(p)}. \quad (1.34)$$

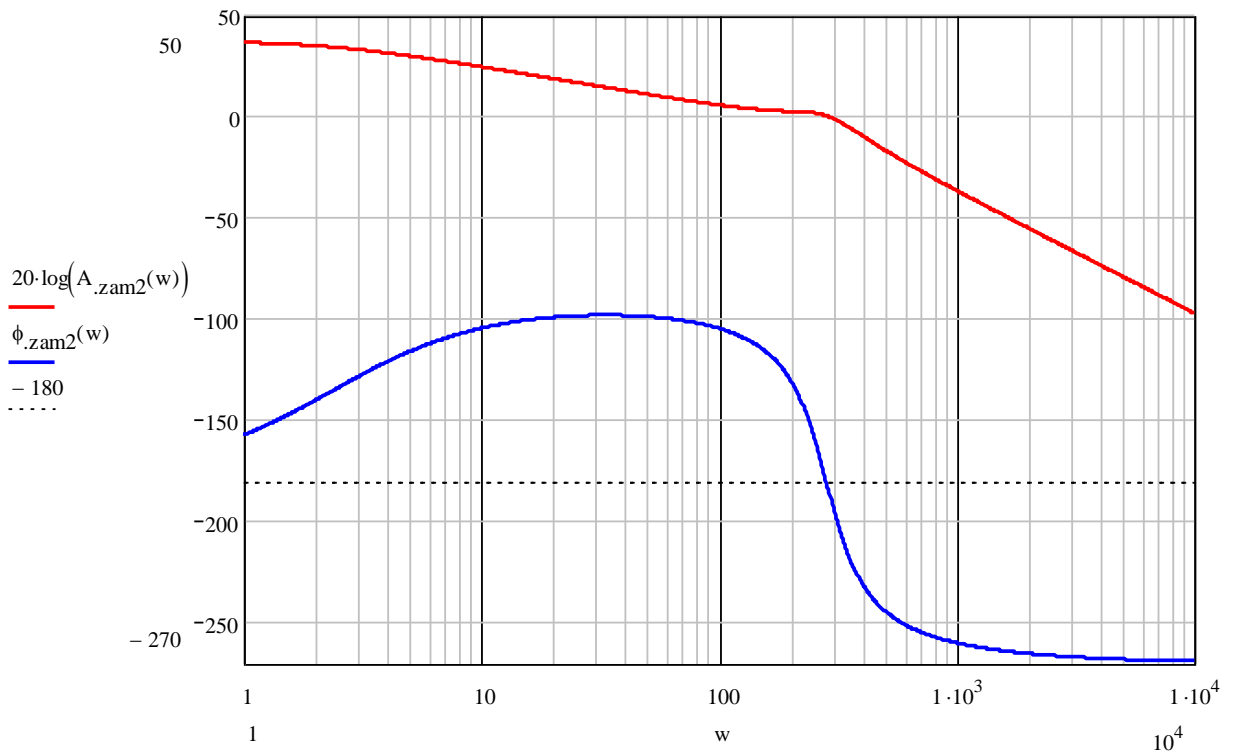


Рисунок 1.12 - Частотні характеристики пневмоприводу при позитивному шарнірному моменті

### 6.3.2 Визначення параметрів автоколивань

Як і для випадку негативного шарнірного моменту покладемо  $t_3 = 0,003$  с і розрахуємо параметри автоколивань. Для релейного елемента з петлею неоднозначності вираження еквівалентних амплітудною і фазовою характеристик на частоті автоколивань мають вигляд:

$$A_H(\omega_a) = \frac{4 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A}, \quad \phi_H(\omega_a) = -\arcsin(\lambda), \quad (1.35)$$

де  $\lambda = \frac{b}{A}$ .

Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань :

$$\phi_p(\omega_a) = \phi_n(\omega_a) + \phi_3(\omega_a) + \phi_H(\omega_a). \quad (1.36)$$

При проектуванні задається бажана величина  $\lambda$  в межах від 0,05 до 0,20. Покладемо  $\lambda = 0,1$ .

Виходячи з рівняння балансу фаз :

$$\phi_p(\omega_a) = \phi_n(\omega_a) + \phi_\Sigma(\omega_a) + \phi_H(\omega_a). \quad (1.37)$$

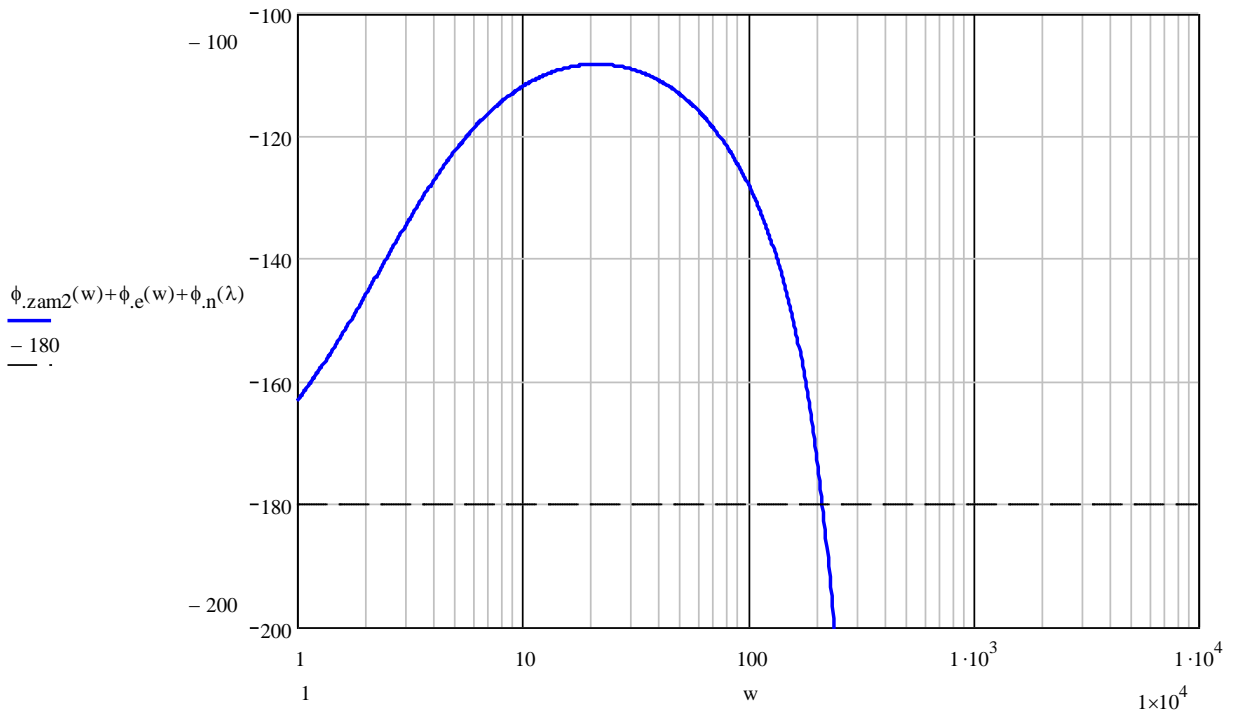


Рисунок 1.13 - Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань

Величина частоти автоколивань повинна знаходитися в межах:

$$4\omega_0 \leq \omega_a \leq \omega_\pi, \quad (1.38)$$

$$\text{де } \omega_\pi = \sqrt{\frac{\nu(M_m + f\Omega_m)}{J\delta_m}}.$$

### 6.3.3 Гармонійна лінеаризація

Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань :

$$A_H(\omega_a) = \frac{1}{A_n(\omega_a)A_\Sigma(\omega_a)A_k(\omega_a)}, \quad (1.39)$$

$$A_H(\omega_a) = \frac{4\alpha_m \sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A}, \quad A = \frac{4\alpha_m \sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A_H(\omega_a)}. \quad (1.40)$$

Параметр  $b$  релейного елемента (ширина петлі гістерезису PE) :

$$b = \lambda A. \quad (1.41)$$

Визначимо  $K_{нел1}$  по формулі:

$$K_{нел2} = \frac{2\alpha_m}{\pi A \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}}. \quad (1.42)$$

Побудуємо ЛАФЧХ замкнутої лінеаризованої системи.

$$W_{раз.сист.2} = W_{зам.пр.2} \cdot K_{нел2}; \quad W_{зам.сист.2} = \frac{W_{раз.сист.2}}{1 + W_{раз.сист.2}}. \quad (1.43)$$

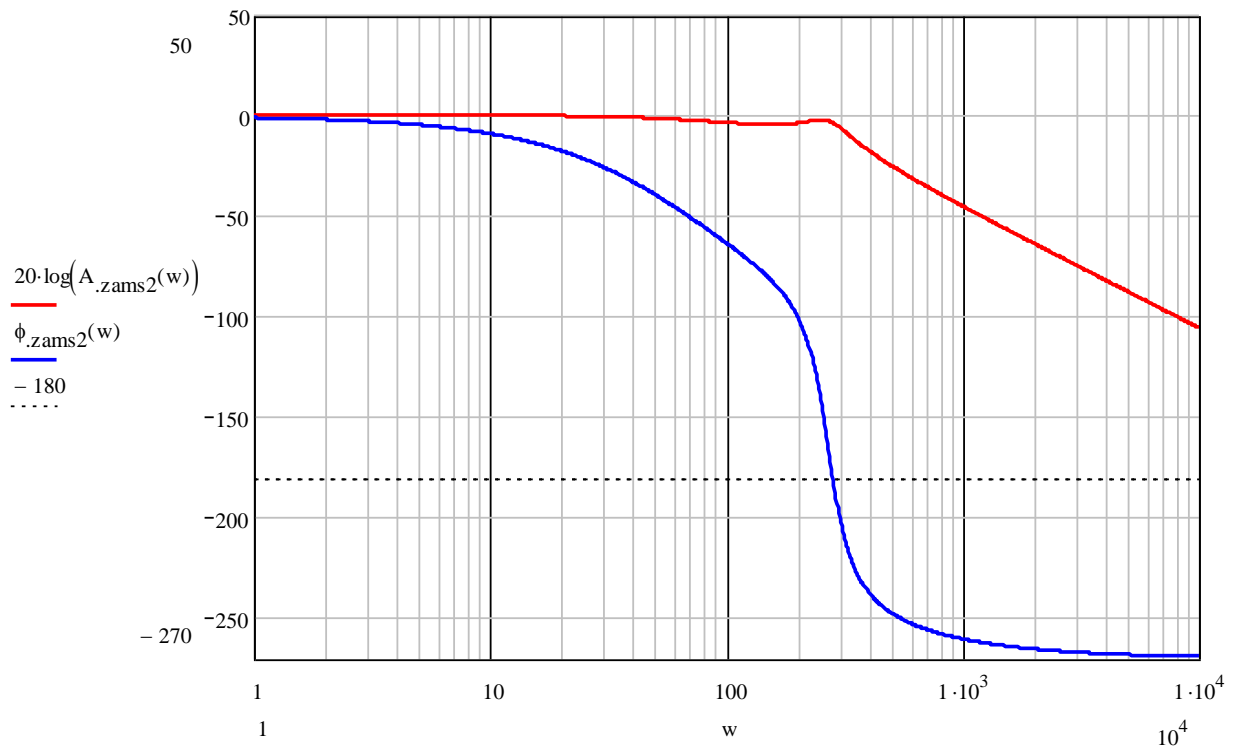


Рисунок 1.14 - ЛАФЧХ замкнутої системи при позитивному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої системи при позитивному шарнірному моменті на робочій частоті  $\varphi_{зам.сист.2}(\omega_0)$ .

### 6.3.4 Цифрове моделювання пневмоприводу при негативному шарнірному моменті

Проведемо цифрове моделювання роботи системи та побудуємо графіки за допомогою пакету програми Mathcad.



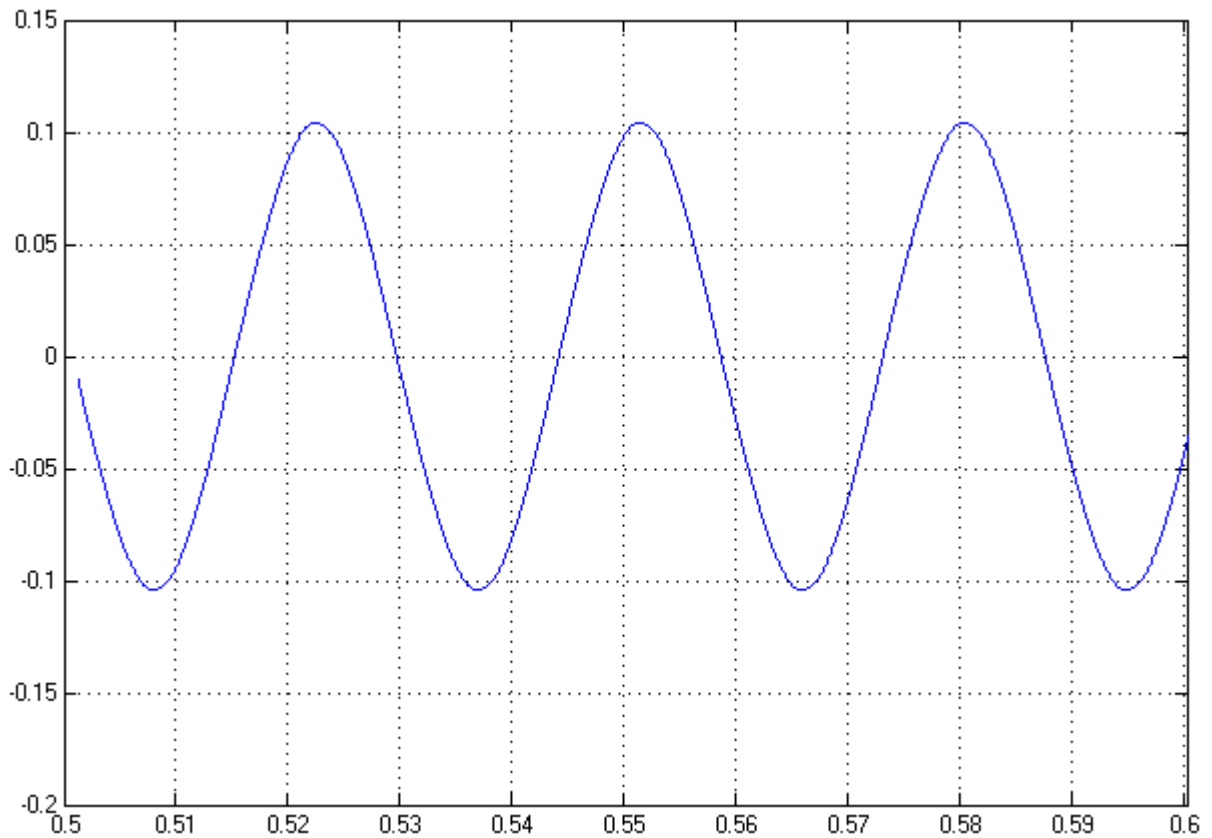


Рисунок 1.14 - Автоколивання на виході ГРП

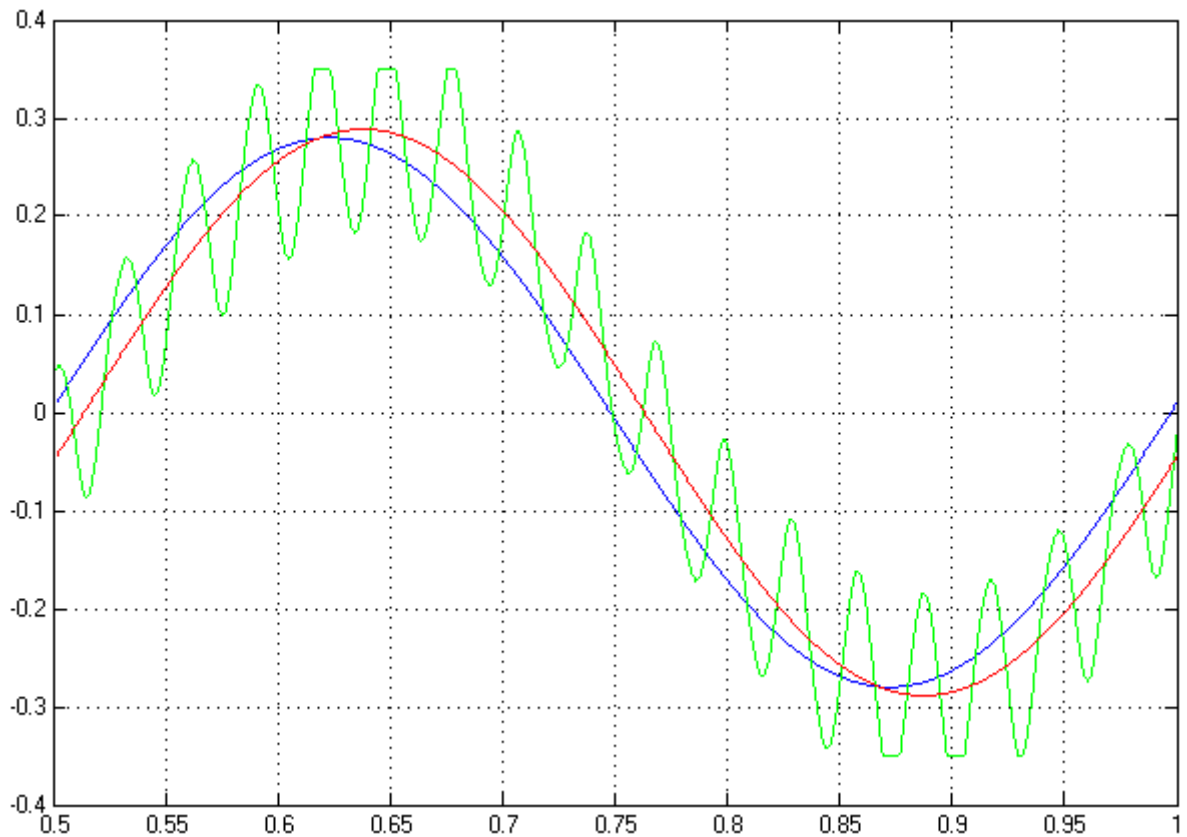


Рисунок 1.15 - Реакція нескоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$

## 7. Проектирование корректирующего фильтра.

Найгіршим з точки зору точності відробітку синусоїдального сигналу з робочою частотою являється другий режим.

Тому доцільно скоректувати систему при перевертаючому навантаженні. Для збільшення точності системи введемо в систему фільтр, що коригує, ослабляє амплітудну характеристику приводу на частоті автоколивань, але що по можливості не спотворює амплітудну характеристику на частоті  $\omega_0$  і фазові характеристики на частоті  $\omega_0$  і  $\omega_a$ .

Поставимо інтегро-диференціюючий фільтр з передатною функцією:

$$W_{\kappa} = \frac{(T_1 p + 1)(T_3 p + 1)}{(T_2 p + 1)(T_4 p + 1)}, \quad (1.44)$$

$$T_2 > T_1 > T_3 > T_4. \quad (1.45)$$

Параметри фільтру вибираються так, щоб на частоті автоколивань фазове зрушення той, що вноситься фільтром дорівнював нулю.

ЛАФЧХ коригуючого фільтру прийме вид, що наведено на рис. 1.16.

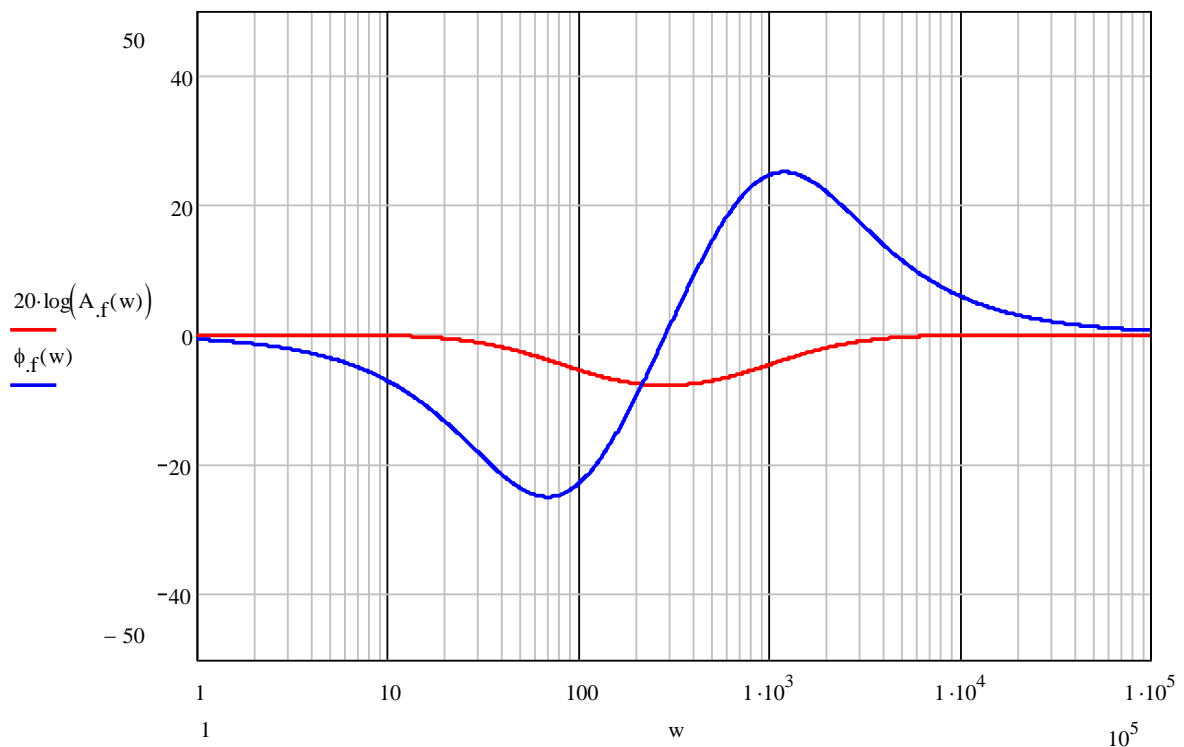


Рисунок 1.16 - ЛАФЧХ коригуючого фільтру

Для побудови замкнутої ЛАФЧХ скоректованої системи необхідно провести гармонійну лінеаризацію з урахуванням фільтру. Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань:

$$A_H(\omega_a) = \frac{1}{A_n(\omega_a)A_2(\omega_a)A_k(\omega_a)}, \quad (1.46)$$

$$A_H(\omega_a) = \frac{4\alpha_m \sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A}, \quad (1.47)$$

$$A = \frac{4\alpha_m \sqrt{1-\lambda^2}}{\pi A_H(\omega_a)}. \quad (1.48)$$

Параметр  $b$  релейного елемента (ширина петлі гістерезису PE):

$$b = \lambda A. \quad (1.49)$$

Визначимо  $K_{нел.кор.}$  по формулі:

$$K_{нел.кор.} = \frac{2\alpha_m}{\pi A \cdot \sqrt{1-\lambda^2}}. \quad (1.50)$$

Побудуємо ЛАФЧХ замкнутої лінеаризованої скоректованої системи.

$$W_{раз.сист.2} = W_{зам.пр.2} \cdot K_{нел.кор.} \cdot W_{\Phi}; \quad W_{зам.сист.2} = \frac{W_{раз.сист.2}}{1 + W_{раз.сист.2}}. \quad (1.51)$$

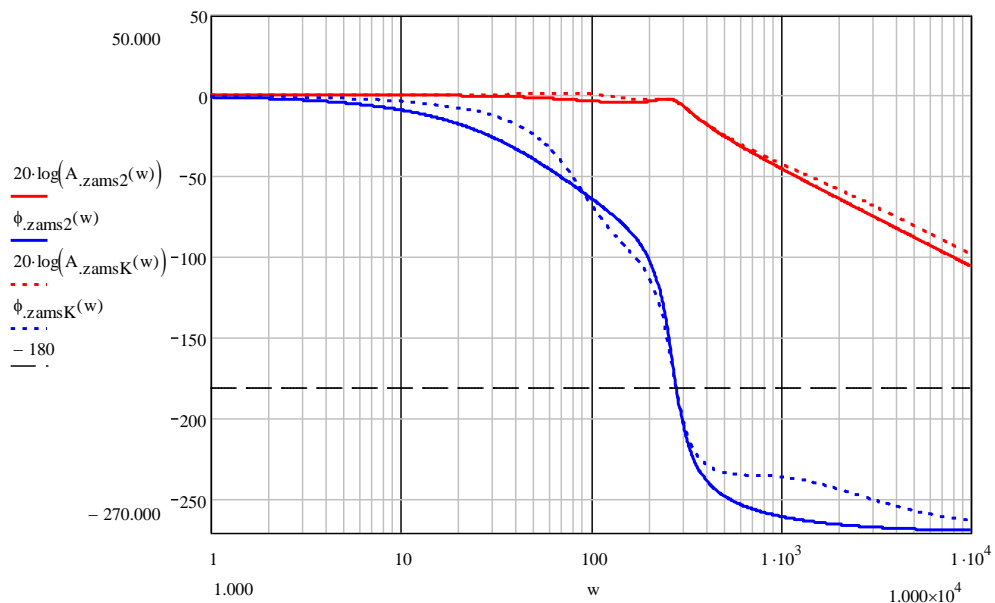


Рисунок 1.17 - ЛАФЧХ замкнутої системи до і після корекції при позитивному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої скоректованої системи при позитивному шарнірному моменті на робочій частоті  $\varphi_{\text{зам.сист.2кор}}(\omega_0)$ .

Визначимо також постійну часу еквівалентної аперіодичної ланки, знаючи фазове зрушення на робочій частоті.

$$T_{ГССУ} = \frac{\tan \varphi_{\text{зам.сист.2кор}}(\omega_0)}{\omega_0} \quad (1.52)$$

Проведемо цифрове моделювання роботи скоректованої системи.

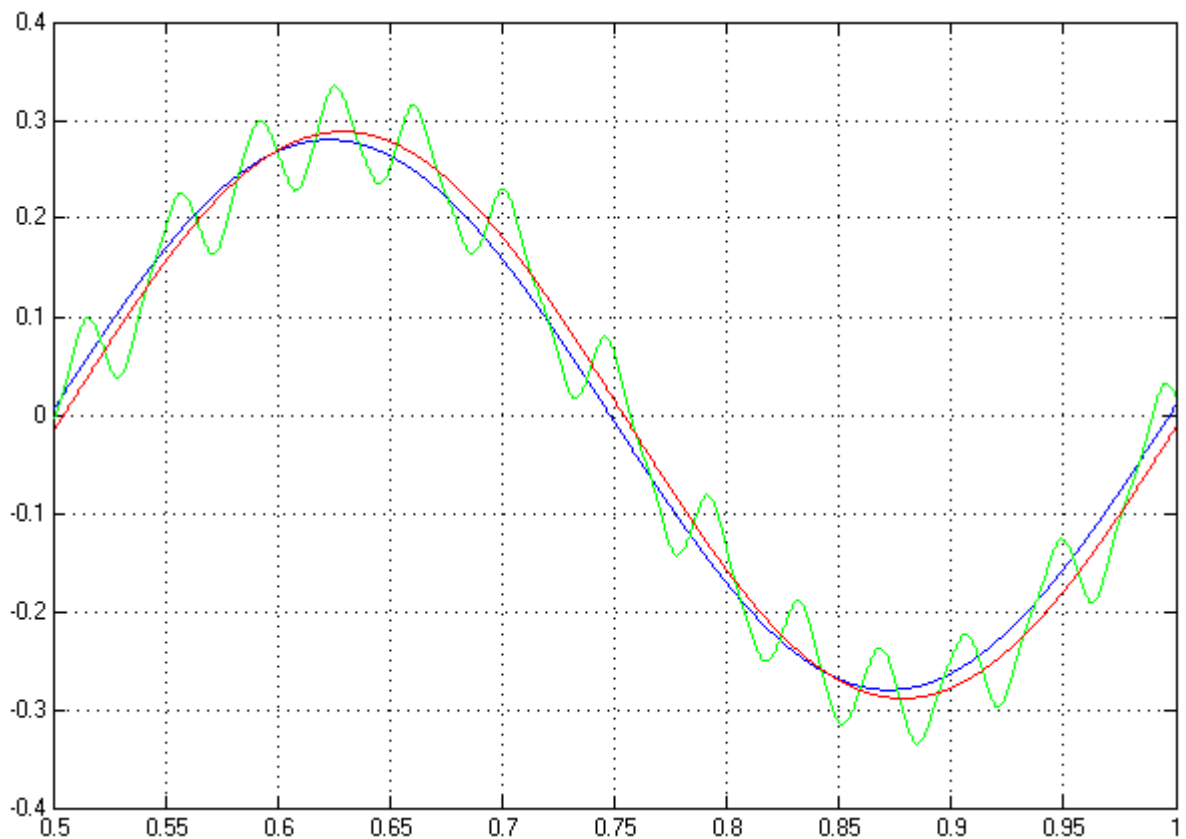


Рисунок 1.18 - Реакція скоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$

## 8. Розрахунок конструктивних параметрів

### 8.1 Розрахунок конструктивних параметрів приводу

Необхідно визначити плече механічної передачі  $l$ , діаметр поршня силового циліндра  $D_{\Pi}$ , величина вільного ходу приводу  $X_m$ . При визначенні плеча  $l$  треба задатися співвідношенням між вільним ходом поршня і його діаметром.

З міркувань компактності конструкції силового циліндра, що розробляється, зазвичай використовується наступне співвідношення:

$$D_{\Pi} = 2 \cdot X_m. \quad (1.53)$$

При переміщенні  $X = X_m$  максимальний момент, що створюється приводом, повинен в  $\frac{1}{\sigma}$  раз перевершувати максимальний момент від навантаження:

$$S_{\Pi} \cdot \Delta p_{max} \cdot l = \frac{m_{Шmax} \cdot \delta_m}{\sigma}. \quad (1.54)$$

З урахуванням прийнятого співвідношення  $D_{\Pi} = 2 \cdot X_m$  з останньої рівності отримаємо залежність:

$$l = \sqrt[3]{\frac{m_{Шmax}}{\pi \cdot \Delta p_{max} \cdot \delta_m \cdot \sigma}}. \quad (1.55)$$

Максимальний перепад тисків в порожнинах силового циліндра  $\Delta p_{max}$  залежить від величини  $P_p$ , типу і співвідношень геометричних розмірів розподільного пристрою, а також від інтенсивності теплообміну в порожнинах. При розрахунках величини  $l$  можна орієнтовно приймати для приводів з ГРП типу сопло-заслінка  $\Delta p_{max} = (0.55 \dots 0.65) \cdot P_p$ .

При розрахунку величини  $l$  величина  $\Delta p_{max}$  повинна відповідати 1-у режиму роботи приводу.

При відносно малих значеннях кута  $\delta_m$ :

$$X_m = l \cdot \delta_m, \quad (1.56)$$

$$D_{II} = 2 \cdot X_m; D_{II} = 2 \cdot X_m = 2 \cdot l \cdot \delta_m. \quad (1.57)$$

Визначемо об'єм робочої порожнини з урахуванням зроблених раніше припущень:

$$\Psi = \frac{W_H}{S_n X_m}, \quad (1.58)$$

$$W_H = \Psi \cdot S_{II} X_m. \quad (1.59)$$

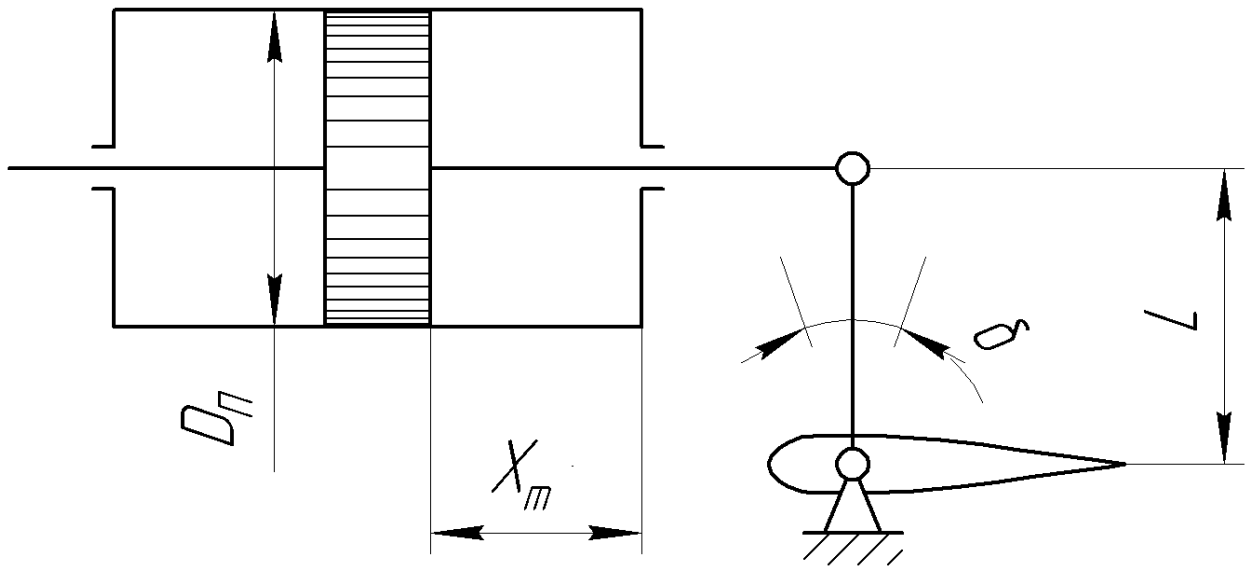


Рисунок 1.19 - Вид приводу

## 8.2 Розрахунок параметрів ГРП

Розрахунок ГРП ведеться, виходячи з вимог до максимальної швидкості приводу  $V_m$ . Тобто, необхідно, щоб в найгіршому випадку (при негативному шарнірному моменті) забезпечувалася швидкість приводу не нижче  $V_m = \Omega_m \cdot l$ , де  $\Omega_m$  - значення максимальної кутової швидкості (визначена вище).

Як розподільник використовується газорозподільний пристрій «струминна трубка». Такий пристрій реалізує регулювання газового потоку

«на виході». Максимальна швидкість приводу, що встановилася, визначається залежністю:

$$V_m = \frac{1}{2} \left( \alpha_v \sqrt{q^2 + 4} + \alpha_y \cdot (\sqrt{q^2 + 4} - q) \right) \cdot \frac{a \cdot k_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_p}}{S_{II}}. \quad (1.60)$$

З цієї залежності виходить, що:

$$a = \frac{V_m \cdot S_{II}}{k_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_p}} \cdot \frac{2}{\alpha_v \sqrt{q^2 + 4} + \alpha_y \cdot (\sqrt{q^2 + 4} - q)}, \quad (1.61)$$

де  $\alpha_v$ ,  $\alpha_y$ ,  $\beta_0$  - коефіцієнти, характеризуючі ГРП:

$\alpha_v$  - коефіцієнт ефективності ГРП на виході;

$\alpha_y$  - коефіцієнт ефективності ГРП на вході;

$\beta_0$  - величина, що характеризує співвідношення вхідного і вихідного перерізів ГРП ( $\beta_0 = 0.55$ ).

Оскільки як ГРП використовується струминна трубка, то:

$$\alpha_v = \frac{d \cdot x_m}{c}, \quad (1.62)$$

$$\alpha_y = \frac{b \cdot x_m}{a}. \quad (1.63)$$

Температура в джерелі прийнята рівною  $T_p = 223^\circ K$ , що відповідає найгіршим умовам функціонування приводу  $-50^\circ C$ . З цих міркувань знаходиться величина  $a$  ( $a = 5.723 \cdot 10^{-7}$ ),  $c$ ,  $(d \cdot x_m)$  і  $(b \cdot x_m)$ :

$$c = \beta_0 \cdot a, \quad (1.64)$$

$$d \cdot x_m = \alpha_v \cdot c, \quad (1.65)$$

$$b \cdot x_m = \alpha_y \cdot a. \quad (1.66)$$

Після розрахунку величин  $a$ ,  $c$ ,  $b \cdot x_m$  та  $d \cdot x_m$  визначаються основні геометричні розміри розподільника.

Діаметр приймального вікна розподільника визначається з умови:

$$\mu \cdot \frac{\pi \cdot d_C^2}{4} = (a + b \cdot x_m), \quad (1.67)$$

звідки

$$d_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot (a + b \cdot x_m)}{\mu \cdot \pi}}, \quad (1.68)$$

де коефіцієнт витрати  $\mu = 0.8$ .

Згідно з рекомендаціями, виробленими інженерною практикою, доцільно призначати наступні співвідношення геометричних розмірів струйного розподільника:

$$d_c = (0.7 \dots 0.8) \cdot d_{II} = 0.7 \cdot d_{II}, \quad (1.69)$$

$$\Delta = 0.08 \cdot d_c, \quad (1.70)$$

$$\Delta_3 = 0.2 \cdot d_c. \quad (1.71)$$

Величина максимального переміщення кінця струминної трубки :

$$x_m = \frac{d_{II} + \Delta}{2}, \quad (1.72)$$

Довжина струминної трубки :

$$l_c = \frac{x_m}{\alpha_m}. \quad (1.73)$$

При відомому значенні  $x_m$  обчислюємо величини  $b$  і  $d$ .

$$d = \frac{\alpha_v \cdot c}{x_m}, \quad (1.74)$$

$$b = \frac{\alpha_y \cdot a}{x_m}. \quad (1.75)$$



## **Висновки**

В результаті виконання курсового проекту виконано проектування автоколивальної силової системи управління. На основі спрощених залежностей був проведений аналіз динамічних характеристик пневмодвигуна і усієї системи рульового приводу автомобіля, визначені параметри автоколивань, зроблений синтез коригуючого фільтру, що вимагається для збільшення точності роботи системи, цифрове моделювання системи рульового приводу і вибір початкових параметрів системи.

## Приклад виконання курсового проекту в системі Mathcad

### Вихідна база даних:

Вимоги до системи рульового приводу:

-коефіцієнт передач  $K_{\text{www}} := 0.13 \frac{\text{рад}}{\text{В}}$

-еквівалентна постійна часу приводу  $T_{\text{www}} := 6.6 \cdot 10^{-3} \text{ м}\cdot\text{с}$

-максимальна частота вхідного сигналу  $\omega_0 := 12.4 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Параметри навантаження:

-максимальна амплітуда  $\delta_0 := 0.27 \text{ рад}$

-питомий шарнірний момент (пружинний)  $m_{\text{sh1}} := -35 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$

-питомий шарнірний момент (що перевертає)  $m_{\text{sh2}} := 5 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$

-приведений момент інерції  $J_{\text{www}} := 4 \cdot 10^{-4} \frac{\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2}{\text{рад}}$

-коефіцієнт в'язкого тертя  $f := 0.07 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}}{\text{рад}}$

Характеристики джерел живлення:

-тиск  $p_p := 2.2 \cdot 10^6 \text{ МПа}$

-робоче тіло - повітря

Параметри довкілля:

-температура  $t \pm 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Конструктивні параметри:

Газорозподільний пристрій - струмина трубка

## 6. Розрахунок параметрів контуру ГРП

### 6.1. Вибір узагальнених параметрів приводу

Усі рівняння для керуючої і виконавчої підсистем приведені вище. Динамічні властивості пневмодвигуна при заданому моменті навантаження  $M_n$  визначаються двома узагальненими параметрами: максимальною кутовою швидкістю  $\Omega_{\max}$  і величиною безрозмірного навантаження  $\sigma = \frac{M_n}{M_m}$ , де  $M_m$  - максимальний гальмівний момент.

Безрозмірне навантаження  $\sigma$  визначимо за допомогою критерію мінімуму потрібної витрати, вирішивши рівняння:

$$\text{Амплітуда} \quad \delta_m := \frac{1}{0.8} \cdot \delta_0 \rightarrow 0.3375 \quad (1.9)$$

$$c = \frac{\delta_{\max} \cdot \alpha_0}{\delta_0 \cdot \alpha_{\max}}; \quad c_{\text{ww}} := \frac{0.77}{0.8} \rightarrow 0.9625 \quad (1.10)$$

$$\Psi = \frac{W_n}{S_n X_m} = 1.2 \dots 1.25 \quad \Psi := 1.22 \quad (1.10)$$

$$\alpha_v := 0.6 \quad \alpha_y := 0.8 \quad k := 1.4$$

$$\zeta := \frac{1}{k} (\alpha_v + \alpha_y) \cdot \Psi = 1.22 \quad (1.11)$$

$$\zeta \cdot \sigma^3 + 2 \cdot \sigma^2 - c^2 \text{ solve } , \sigma \rightarrow \begin{pmatrix} 0.58436217421642922743 \\ -1.1118532182557555973 + 0.25146043250033161418i \\ -1.1118532182557555973 - 0.25146043250033161418i \end{pmatrix}$$

$$\text{Відносне навантаження-} \sigma := 0.584$$

Максимальна кутова швидкість обертання аеродинамічного керма:

$$\Omega_{\max} = \delta_{\max} \omega_0 \frac{1 + \sigma \cdot \zeta}{\sqrt{c^2 - \sigma^2}} \quad (1.12)$$

$$\Omega_m := \delta_m \cdot \omega_0 \cdot \frac{1 + \sigma \cdot \zeta}{\sqrt{c^2 - \sigma^2}} = 9.367$$

Визначимо моменти навантаження для заданих питомих шарнірних моментів і максимальний гальмівний момент.

Для пружинного навантаження:

$$M_{n\max_{pr}} := |m_{sh1}| \cdot \delta_m = 11.813 \quad (1.13)$$

Для перевертаючого навантаження:

$$M_{n\max_{opr}} := |m_{sh2}| \cdot \delta_m = 1.688$$

$$M_{t\max} := \frac{M_{n\max_{pr}}}{\sigma} = 20.227 \quad (1.14)$$

Оскільки по вище приведеній залежності значення максимальної кутової швидкості визначалося без урахування тертя, проведемо його аналіз за допомогою коефіцієнта тертя:

$$K_{tr} := \frac{f \cdot \Omega_m}{M_{t\max}} = 0.032 \quad (1.15)$$

Реальна максимальна кутова швидкість при отриманих узагальнених параметрах буде вища, врахуємо це, перерахувавши  $\Omega_m$  по залежності:

$$\Omega_{m_{\text{реаль}}} := \frac{\Omega_m}{1 - K_{tr}} = 9.681 \quad (1.16)$$

Таким чином, при обліку впливу тертя, необхідна величина максимальної швидкості зростає.

## **6.2 Розрахунок параметрів контура при негативному шарнірному моменті(пружинне навантаження)**

### **6.2.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмоприводу при негативному шарнірному моменті**

Особливістю шарнірного навантаження, що діє на вихідному валу пневмодвигуна, є те, що вона в процесі експлуатації змінюється не лише за величиною, але і по знаку, тому в технічному завданні на проектування задано два значення питомого шарнірного моменту ( $m_{ш1}, m_{ш2}$ ), що відповідає граничним значенням негативної (пружинною) і позитивної (перекомпенсаційних) навантажень. Проектування ведеться для найгіршого режиму функціонування, тобто для максимального моменту навантаження, тому контур проектуватимемо на основі ЧХ приводу при пружинному

навантаженні, а перевірку динаміки проводитимемо для двох режимів.

При негативному шарнірному моменті динаміка пнемо двигуна описується структурною схемою, представленою на рисунку 1.2. Для цієї структурної схеми знайдемо константи, що відповідають вище знайденим узагальненим параметрам приводу, а також прийнятим раніше технологічним параметрам системи ( $\alpha_m = 3,5^\circ$ ).

$$\alpha_m := 3.5 \cdot \frac{\pi}{180} = 0.061 \quad \text{rad} \quad \text{Струминна трубка}$$

$$K_\Omega := \frac{\Omega_m}{\alpha_m} = 158.482 \quad (1.17)$$

$$T_c := \frac{\delta_m}{\Omega_m \cdot \sigma} = 0.06 \quad (1.18)$$

$$T_g := \frac{\delta_m \cdot \zeta}{\Omega_m} = 0.043 \quad (1.19)$$

$$T_m := \sqrt{\frac{J}{|m_{sh1}|}} = 3.381 \times 10^{-3} \quad (1.20)$$

$$\xi := \frac{1}{2} \cdot \frac{f}{\sqrt{J \cdot |m_{sh1}|}} = 0.296 \quad (1.21)$$

Для розрахункової структурної схеми будемо частотні характеристики. Для цього будемо ЛАФЧХ для передаточної функції:

$$W_{\text{raz1}}(w) := \frac{T_c \cdot i \cdot w}{(T_g \cdot i \cdot w + 1) \cdot [T_m^2 (i \cdot w)^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_m \cdot i \cdot w + 1]} \quad (1.22)$$

$$A_{\text{raz1}}(w) := |W_{\text{raz1}}(w)| \quad (1.23)$$

$$\phi_{\text{raz1}}(w) := \arg(W_{\text{raz1}}(w)) \cdot \frac{180}{\pi} \quad (1.24)$$

$$W_{\text{zam1}}(w) := \frac{K_\Omega}{i \cdot w} \cdot \frac{W_{\text{raz1}}(w)}{1 + W_{\text{raz1}}(w)} \quad (1.25)$$

$$A_{\text{zam1}}(w) := |W_{\text{zam1}}(w)| \quad (1.26)$$

$$\phi_{\text{zam1}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam1}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam1}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam1}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (1.27)$$

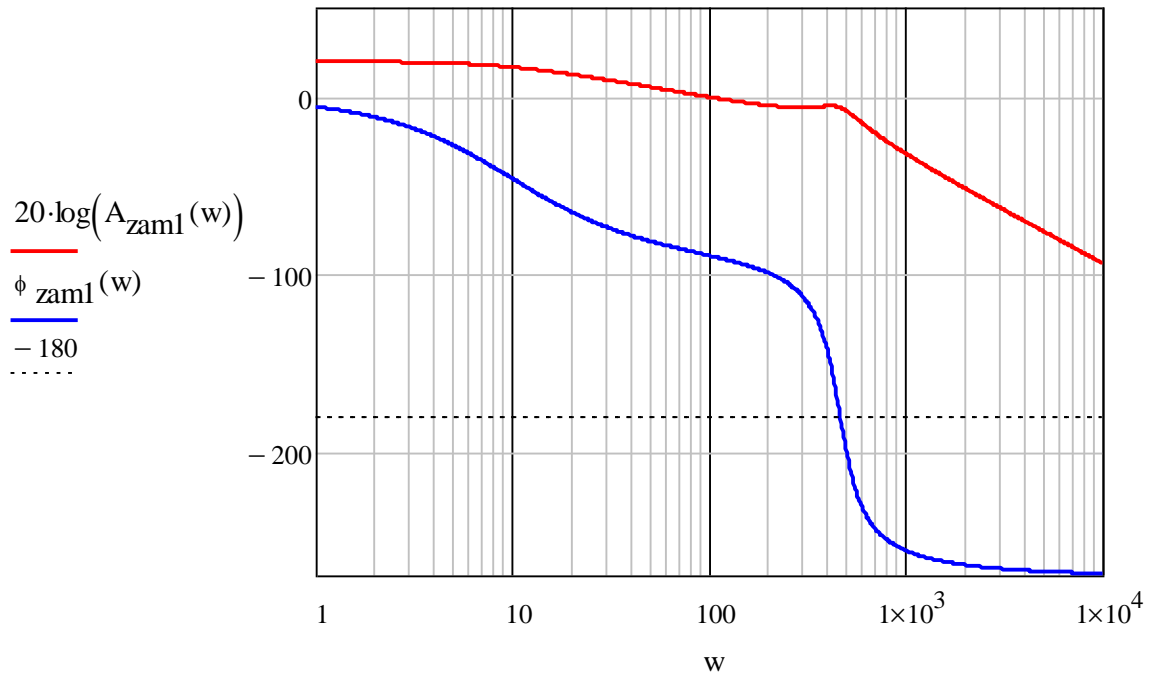


Рисунок 1.7 - Частотні характеристики пневмоприводу при негативному шарнірному моменті.

## 6.2.2 Визначення параметрів автоколивань

Динаміка ЕМП описується передатною функцією:

$$W_3(p) = e^{-pt_3} \quad (1.28)$$

При цьому ФЧХ і АЧХ ЕМП описуються залежностями:

$$\phi_3(\omega) = -57,3 \cdot \omega \cdot t_3 \quad (1.29)$$

$$A_3(\omega) = |e^{-i\omega t_3}| \quad (1.30)$$

Динаміка електромеханічного перетворювача, відтворюючого періодичний сигнал прямокутної форми, оцінюється часом еквівалентного запізнювання  $t_3$ .

З технологічних міркувань час еквівалентного запізнювання повинен задовольняти нерівності  $t_3 \geq 0,002 \text{ c}$ .

Очевидно, що при зменшенні  $t_3$  фазове зрушення зменшується і за інших рівних умов частота автоколивань збільшується, що призводить до поліпшення точності контура ГРП. Тому покладемо  $t_3 = 0,003 \text{ c}$  і розрахуємо параметри автоколивань.

Для релейного елементу з петлею неоднозначності вираження еквівалентних амплітудною і фазовою характеристик на частоті автоколивань мають вигляд:

$$\lambda := 0.1 \quad \omega_{\pi} := \sqrt{\frac{M_{tmax} + f \cdot \Omega_m}{J \cdot \delta_m \cdot \zeta}} \quad (1.31)$$

$$\phi_n(\lambda_a) := -\text{asin}(\lambda_a) \cdot \frac{180}{\pi} \quad \phi_n(\lambda) = -5.739 \quad (1.32)$$

Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань:

$$\omega_{a0} := 124 \quad t_s = \frac{-\pi}{180 \cdot \omega_{ажел}} (-180 - \phi_n(\omega_a) - \text{arcsin}(\lambda)) \quad (1.33)$$

$$t_{e0} := \frac{-\pi}{180 \cdot \omega_{a0}} (-180 - \phi_{zam1}(\omega_{a0}) - \text{asin}(\lambda)) \quad (1.34)$$

$$t_{e0} = 0.012 \quad t_e := 0.004$$

При проектуванні задається бажана величина  $\lambda$  в межах від 0,05 до 0,20. Приймаємо  $\lambda = 0,1$ .

Виходячи з рівняння балансу фаз:

$$\phi_e(w) := \frac{-180 \cdot w \cdot t_e}{\pi} \quad (1.35)$$

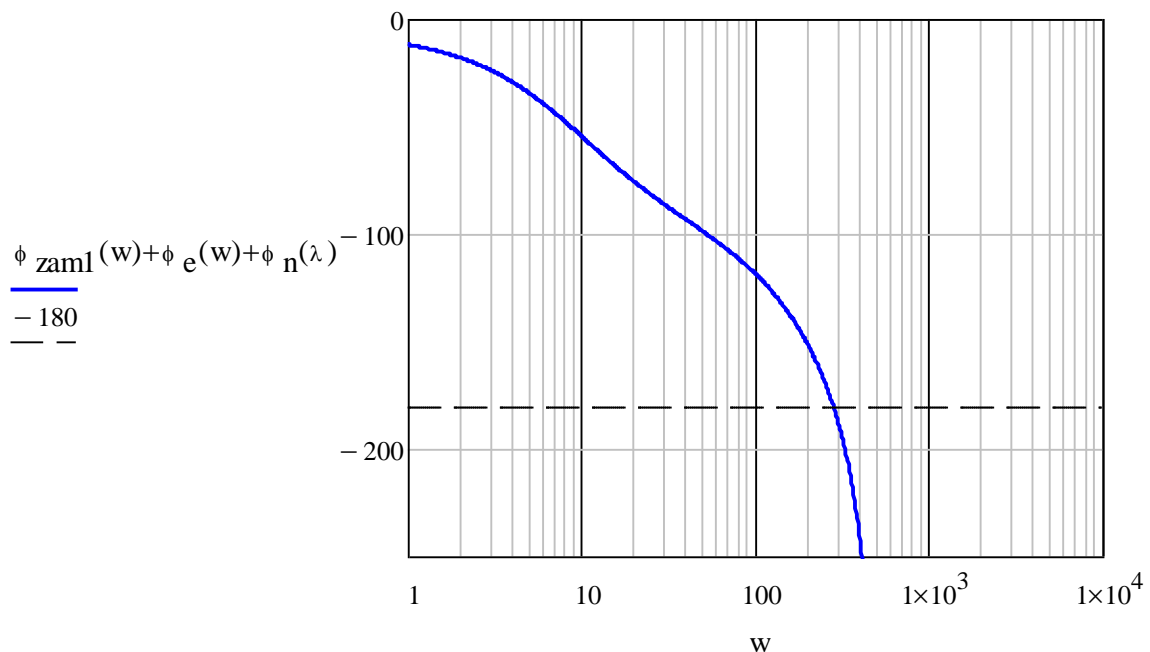


Рисунок 8 - Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань

Величина частоти автоколивань повинна знаходитися в межах:

$$\omega_{a1} := 281.454 \quad \phi_{zam1}(\omega_{a1}) + \phi_n(\lambda) + \phi_e(\omega_{a1}) = -180 \quad (1.36)$$

$$4\omega_0 \leq \omega_a \leq \omega_\pi \quad 4 \cdot \omega_0 = 49.6 \quad \omega_{a1} = 281.454 \quad \omega_\pi = 356.265 \quad 10 \cdot \omega_0 = 124$$

### 6.2.3 Гармонійна лінеаризація

Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань :

$$A_e(w) := \left| \exp(-iw \cdot t_e) \right| \rightarrow e^{0.004 \cdot \text{Im}(w)}$$

$$A_n(w) := \frac{1}{A_{zam1}(w) \cdot A_e(w)} \quad A_n(\omega_{a1}) = 2.078 \quad (1.37)$$

Параметр  $b$  релейного елемента(ширина петлі гістерезису PE) :

$$A := \frac{4 \cdot \alpha_m \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}}{\pi \cdot A_n(\omega_{a1})} = 0.037 \quad (1.38)$$

Визначимо  $K_{nell}$  по формулі:

$$A \cdot \frac{180}{\pi} = 2.134 \quad (1.39)$$

$$\frac{A}{\delta_m} = 0.11 \quad (1.40)$$

$$b := \lambda \cdot A = 3.725 \times 10^{-3}$$

$$K_{nell} := \frac{2 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{b}{A}\right)^2}} = 1.049 \quad (1.41)$$

$$A_{razs10}(w) := A_{zam1}(w) \cdot A_e(w) \cdot K_{nell} \quad (1.42)$$

$$\phi_{razs10}(w) := \phi_{zam1}(w) + \phi_e(w) + \phi_n(\lambda) \quad (1.43)$$

$$W_{razs1}(w) := W_{zam1}(w) \cdot K_{nell} \quad (1.44)$$

$$A_{razs1}(w) := \left| W_{razs1}(w) \right| \quad (1.45)$$



$$\phi_{\text{razs1}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razs1}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razs1}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razs1}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$W_{\text{zams1}}(w) := \frac{W_{\text{razs1}}(w)}{1 + W_{\text{razs1}}(w)} \quad (1.46)$$

$$A_{\text{zams1}}(w) := |W_{\text{zams1}}(w)| \quad (1.47)$$

$$\phi_{\text{zams1}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zams1}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zams1}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zams1}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

Побудуємо ЛАФЧХ замкнутої лінеаризованої системи.

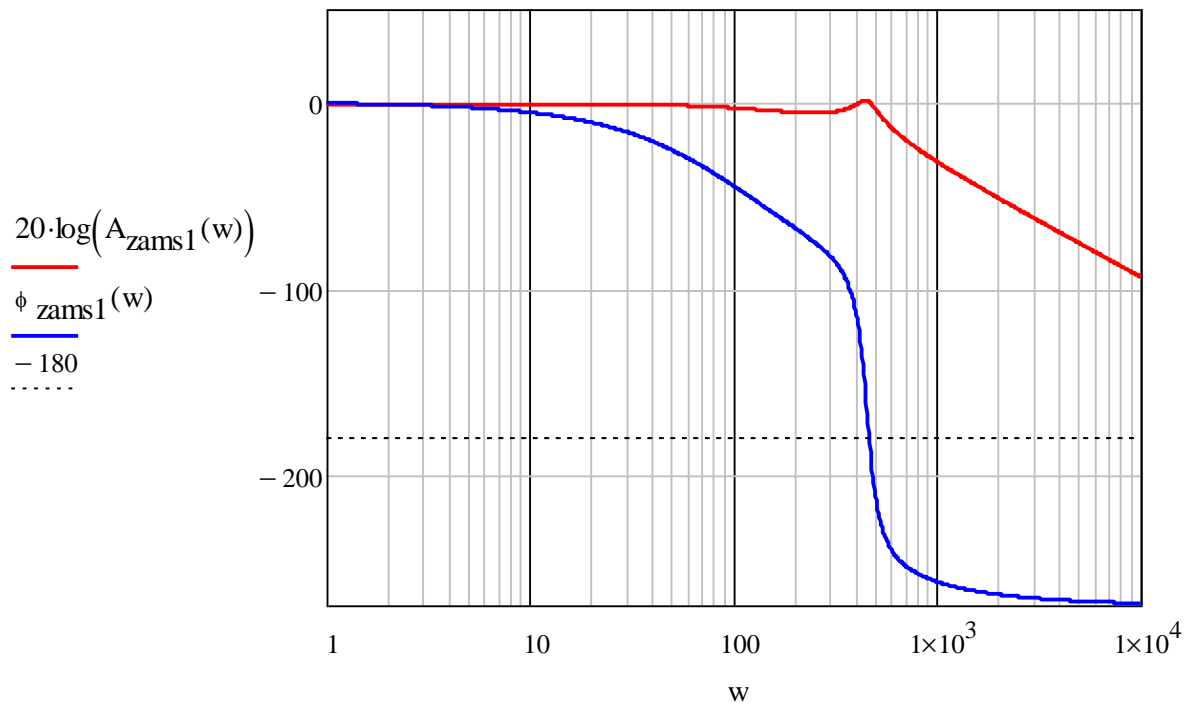


Рисунок 1.9 - ЛАФЧХ замкнутої системи при негативному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої системи при негативному шарнірному моменті на робочій частоті

$$\phi_{\text{zams1}}(\omega_0) = -6.75$$

## 6.2.4 Цифрове моделювання пневмоприводу при негативному шарнірному моменті

Проведемо цифрове моделювання роботи системи за допомогою пакету програми Mathcad.

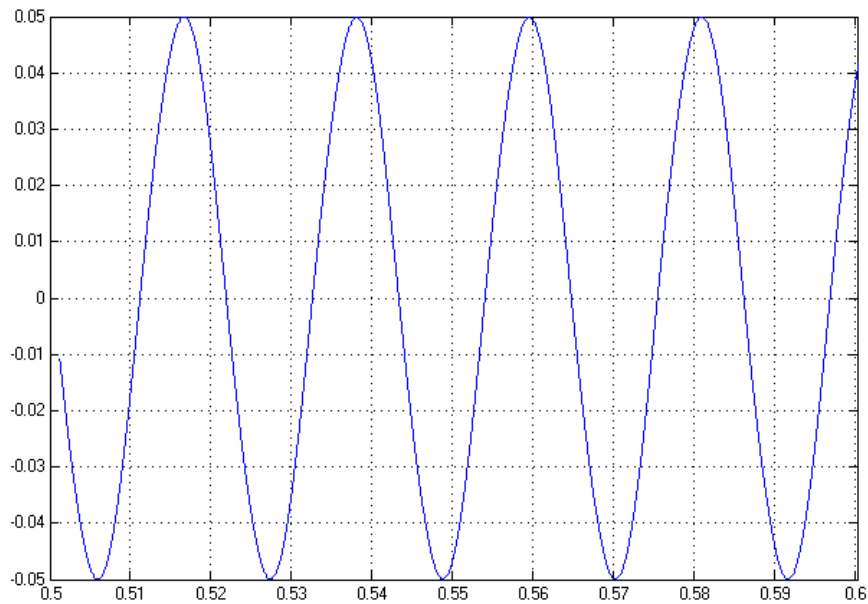


Рисунок 1.10 - Автоколивання на виході ГРП

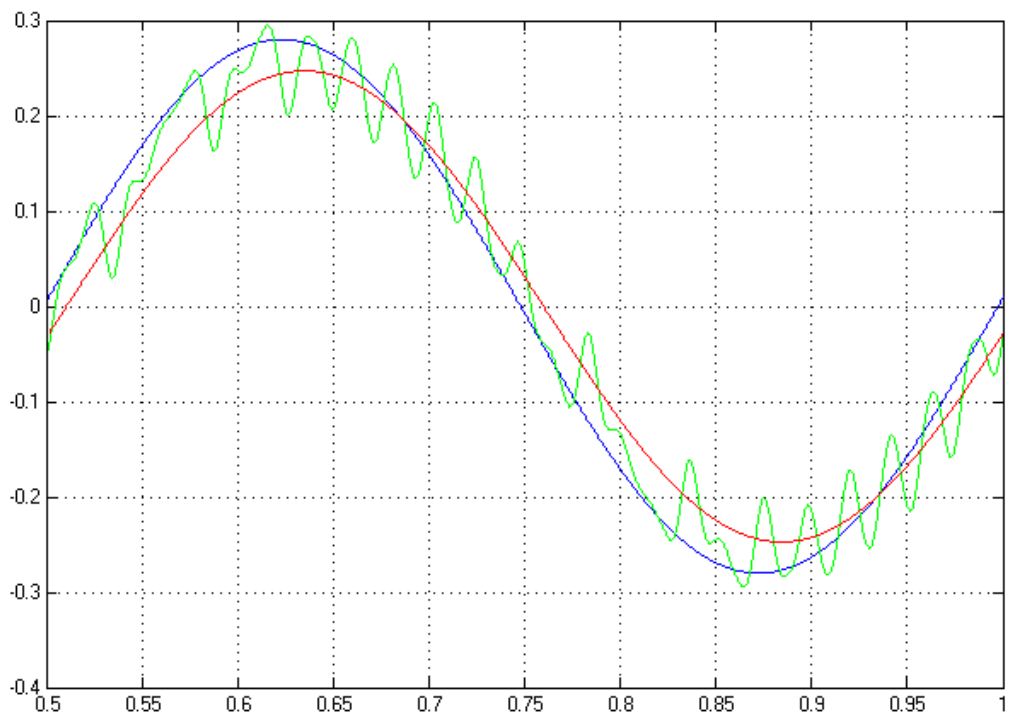


Рисунок 1.11 - Реакція нескоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$

### 6.3 Розрахунок параметрів контуру при позитивному шарнірному моменті (перекомпенсаційне навантаження)

#### 6.3.1 Розрахунок і побудова частотних характеристик пневмоприводу при позитивному шарнірному моменті

При позитивному шарнірному моменті динаміка пневмодвигуна описується структурною схемою, представленою на рисунку 1.3. Наявність немінімально-фазової ланки  $\frac{1}{T_{n1}p - 1}$  в структурній схемі, обумовлено дією позитивного (перекомпенсаційного) моменту. Для автоколивальних приводів при позитивному максимальному шарнірному моменті мають місце найгірші динамічні характеристики. Збільшення ж негативного шарнірного моменту призводить до зростання потрібної витрати повітря, збільшення маси і габаритів. Тому при проектуванні необхідно керуватися принципом мінімізації шарнірного навантаження.

Для цієї структурної схеми знайдемо константи, що відповідають вище знайденим узагальненим параметрам приводу, а також прийнятим раніше технологічним параметрам системи.

$$T_{n1} := \left[ \left| \frac{-f}{2 \cdot J} + \sqrt{\left(\frac{f}{2 \cdot J}\right)^2 + \frac{m_{sh2}}{J}} \right| \right]^{-1} = 0.018 \quad (1.48)$$

$$T_{n2} := \left[ \left| \frac{-f}{2 \cdot J} - \sqrt{\left(\frac{f}{2 \cdot J}\right)^2 + \frac{m_{sh2}}{J}} \right| \right]^{-1} = 4.358 \times 10^{-3} \quad (1.49)$$

$$T_s := \frac{M_{tmax} \cdot |T_{n1}| \cdot |T_{n2}|}{\Omega_m \cdot J} = 0.418 \quad (1.50)$$

Для розрахованої структурної схеми будемо частотні характеристики.  
Для цього будемо ЛАФЧХ для передатної функції:

$$W_{\text{raz2}}(w) := \frac{T_s \cdot i \cdot w}{(T_g \cdot i \cdot w + 1) \cdot (T_{n1} \cdot i \cdot w - 1) \cdot (T_{n2} \cdot i \cdot w + 1)} \quad (1.51)$$

$$W_{\text{zam2}}(w) := \frac{K_\Omega}{i \cdot w} \cdot \frac{W_{\text{raz2}}(w)}{1 + W_{\text{raz2}}(w)} \quad (1.52)$$

$$A_{\text{zam2}}(w) := |W_{\text{zam2}}(w)| \quad (1.53)$$

$$\phi_{\text{zam2}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam2}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam2}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zam2}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

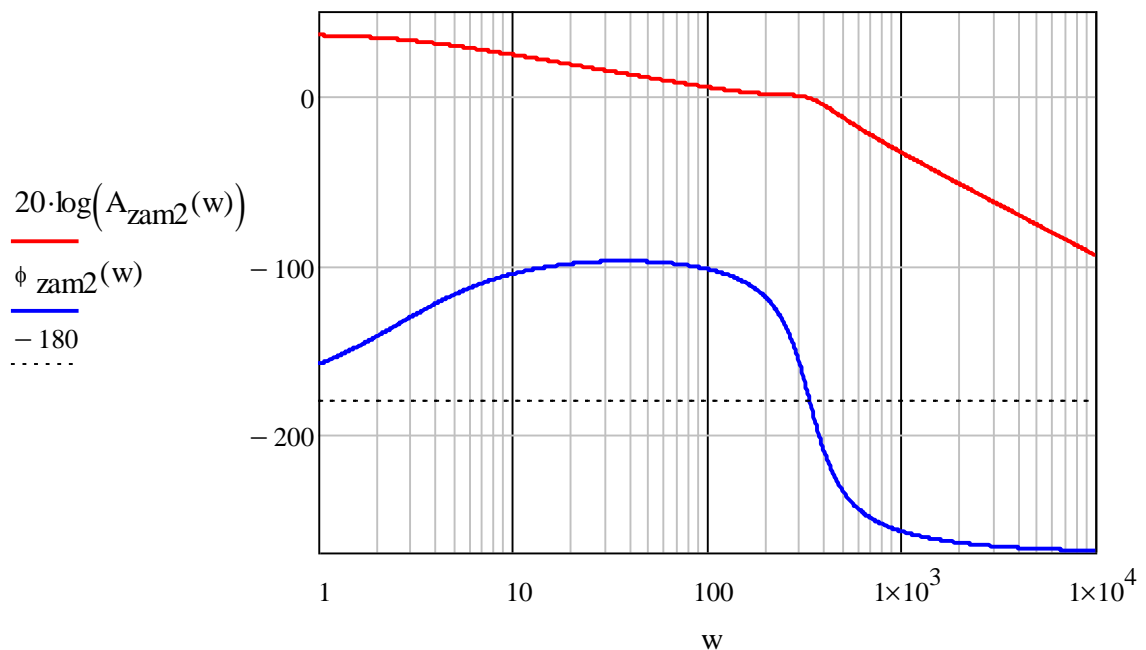


Рисунок 1.12 - Частотні характеристики пневмоприводу при позитивному шарнірному моменті

### 6.3.2 Визначення параметрів автоколивань

Як і для випадку негативного шарнірного моменту покладемо  $t_3 = 0,003$  с і розрахуємо параметри автоколивань. Для релейного елемента з петлю неоднозначності вираження еквівалентних амплітудною і фазовою характеристик на частоті автоколивань мають вигляд:

$$A_H(\omega_a) = \frac{4 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A}, \quad \phi_H(\omega_a) = -\arcsin(\lambda) \quad (1.54)$$

$$\lambda = \frac{b}{A} \quad (1.55)$$

Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань :

$$\phi_p(\omega_a) = \phi_n(\omega_a) + \phi_\Sigma(\omega_a) + \phi_H(\omega_a) = -180 \quad (1.56)$$

При проектуванні задається бажана величина  $\lambda$  в межах від 0,05 до 0,20. Покладемо  $\lambda = 0,1$ .

Виходячи з рівняння балансу фаз :

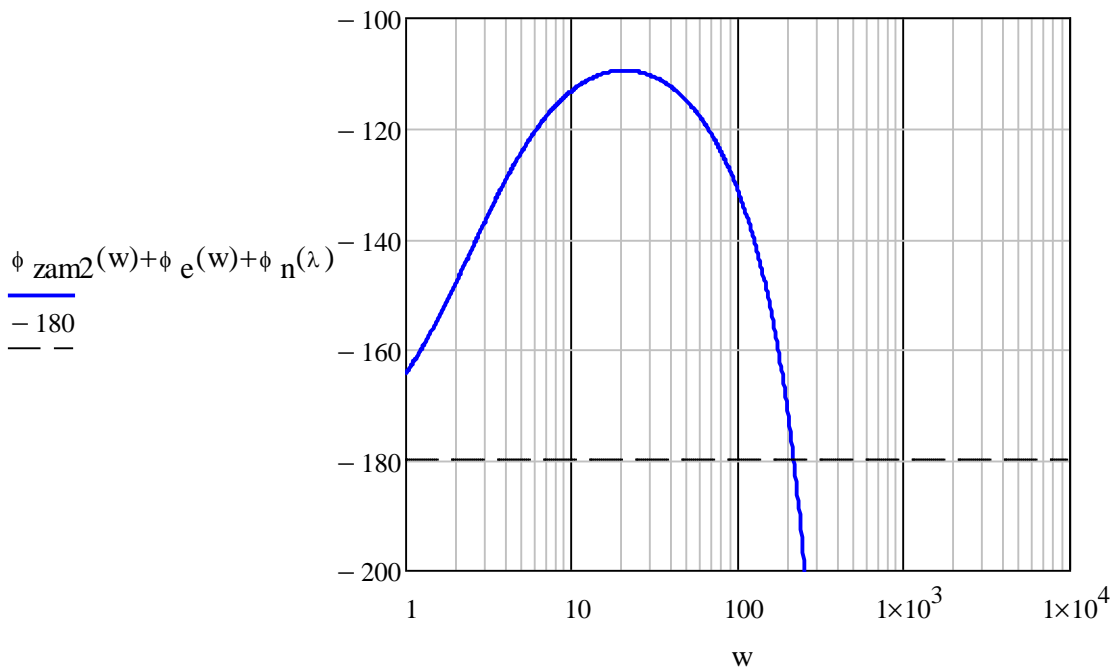


Рисунок 1.13 - Рівняння балансу фаз на частоті автоколивань

Величина частоти автоколивань повинна знаходитися в межах:

$$\omega_{a2} := 219.151 \quad \phi_{zam2}(\omega_{a2}) + \phi_n(\lambda) + \phi_e(\omega_{a2}) = -180$$

$$4\omega_0 \leq \omega_a \leq \omega_\pi$$

$$4 \cdot \omega_0 = 49.6$$

$$\omega_{a2} = 219.151$$

$$\omega_\pi = 356.265$$

$$10 \cdot \omega_0 = 124$$

### 6.3.3 Гармонійна лінеаризація

Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань :

$$A_{zw}(w) := \left| \exp(-iw \cdot t_e) \right| \rightarrow e^{0.004 \cdot \text{Im}(w)} \quad (1.57)$$

$$A_n(w) := \frac{1}{A_{zam2}(w) \cdot A_e(w)} \quad A_n(\omega_{a2}) = 0.902 \quad (1.58)$$

$$A := \frac{4 \cdot \alpha_m \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}}{\pi \cdot A_n(\omega_{a2})} = 0.086 \quad (1.59)$$

$$A \cdot \frac{180}{\pi} = 4.915 \quad \frac{A}{\delta_m} = 0.254$$

Параметр  $b$  релейного елементу(ширина петлі гістерезису PE) :

$$b := \lambda \cdot A = 8.578 \times 10^{-3}$$

Визначимо  $K_{nel1}$  по формулі:

$$K_{nel2} := \frac{2 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{b}{A}\right)^2}} = 0.456 \quad (1.60)$$

Побудуємо ЛАФЧХ замкнутої лінеаризованої системи.

$$A_{razs0}(w) := A_{zam2}(w) \cdot A_e(w) \cdot K_{nel2} \quad (1.61)$$

$$\phi_{razs0}(w) := \phi_{zam2}(w) + \phi_e(w) + \phi_n(\lambda) \quad (1.62)$$

$$W_{razs2}(w) := W_{zam2}(w) \cdot K_{nel2} \quad (1.63)$$

$$A_{razs}(w) := \left| W_{razs2}(w) \right| \quad (1.64)$$

$$\phi_{razs}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{razs2}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{razs2}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{razs2}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$W_{zams2}(w) := \frac{W_{razs2}(w)}{1 + W_{razs2}(w)} \quad (1.65)$$

$$A_{zams2}(w) := \left| W_{zams2}(w) \right| \quad (1.66)$$

$$\phi_{zams2}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{zams2}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{zams2}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{zams2}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

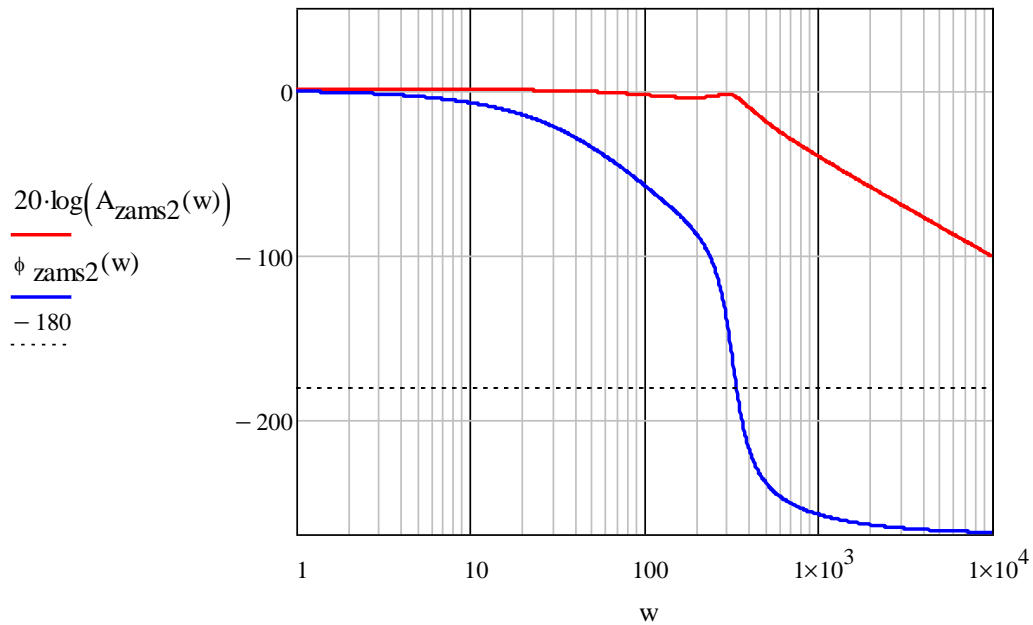


Рисунок 1.14 - ЛАФЧХ замкнутої системи при позитивному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої системи при негативному шарнірному моменті на робочій частоті

$$\phi_{zams2}(\omega_0) = -9.417$$

### 6.3.4 Цифрове моделювання пневмоприводу при негативному шарнірному моменті

Проведемо цифрове моделювання роботи системи за допомогою пакету програми Mathcad.

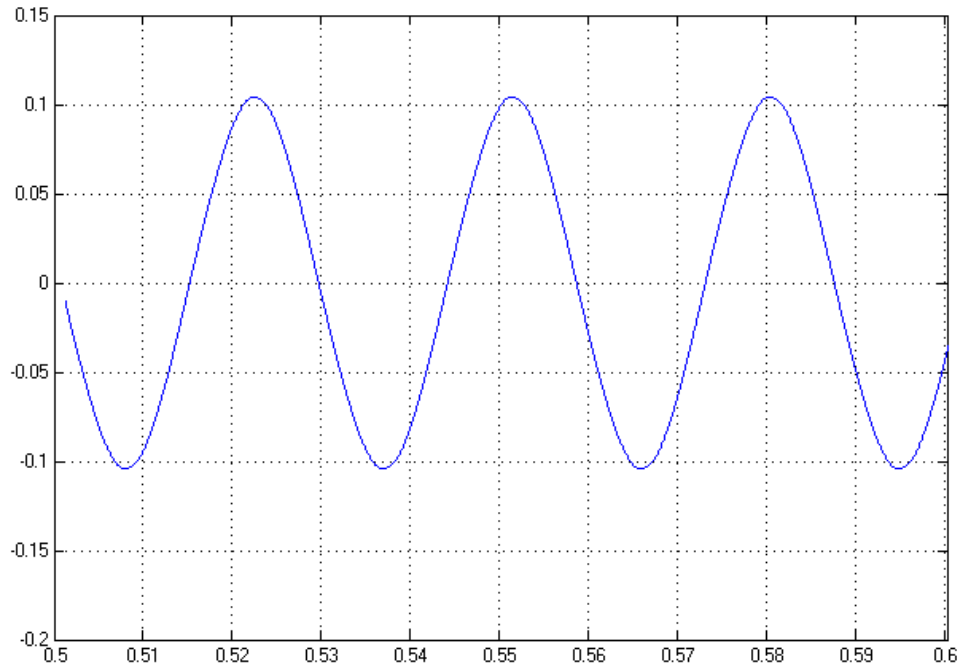


Рисунок 1.14 - Автоколивання на виході ГРП

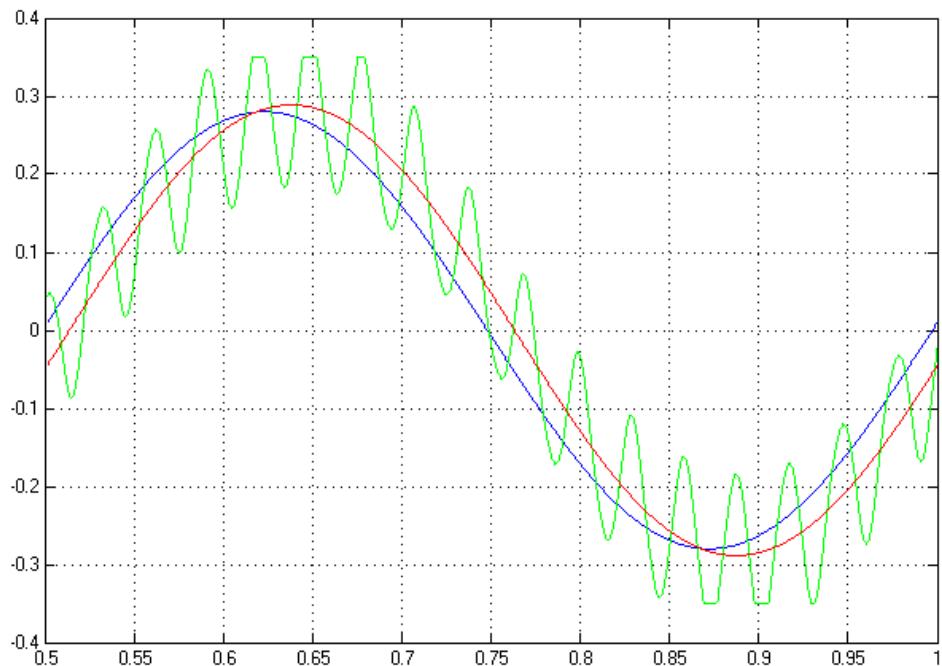


Рисунок 1.15 - Реакція нескоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$



## 7. Проектирование корректирующего фильтра.

Найгіршим з точки зору точності відробітку синусоїдального сигналу з робочою частотою являється другий режим.

Тому доцільно скоректувати систему при перевертаючому навантаженні. Для збільшення точності системи введемо в систему фільтр, що коригує, ослабляє амплітудну характеристику приводу на частоті автоколивань, але що по можливості не спотворює амплітудну характеристику на частоті  $\omega_0$  і фазові характеристики на частоті  $\omega_0$  і  $\omega_a$ .

Поставимо інтегро-диференціюючий фільтр з передатною функцією:

$$\begin{aligned} \phi_{zams1}(\omega_0) &= -6.75 \\ \phi_{zams2}(\omega_0) &= -9.417 \\ \omega_{a2} &= 219.151 \end{aligned} \quad \begin{array}{l} \text{Із умови точності необхідним для 2-го режиму роботи} \\ \text{привода - позитивний шарнірний момент} \\ \text{(перекидуючого навантаження)} \end{array}$$

$$kf_1 := 2.0 \quad kf_2 := 6.0$$

$$T_1 := \frac{1}{\omega_{a1}} \cdot kf_1 = 7.106 \times 10^{-3} \quad (1.68)$$

$$T_2 := \frac{1}{\omega_{a1}} \cdot kf_2 = 0.021$$

$$T_3 := \frac{1}{\omega_{a1}} \cdot \frac{1}{kf_1} = 1.776 \times 10^{-3}$$

$$T_4 := \frac{1}{\omega_{a1}} \cdot \frac{1}{kf_2} = 5.922 \times 10^{-4}$$

$$kf := 1 \quad T_2 > T_1 > T_3 > T_4$$

$$W_f(w) := kf \cdot \frac{T_1 \cdot i \cdot w + 1}{T_2 \cdot i \cdot w + 1} \cdot \frac{T_3 \cdot i \cdot w + 1}{T_4 \cdot i \cdot w + 1} \quad (1.69)$$

$$A_f(w) := |W_f(w)| \quad (1.70)$$

$$\phi_f(w) := \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_f(w)) \quad (1.71)$$

$$A_f(w) := |W_f(w)| \quad (1.72)$$

Параметри фільтру вибираються так, щоб на частоті автоколивань фазове зрушення, що вноситься фільтром дорівнювало нулю.

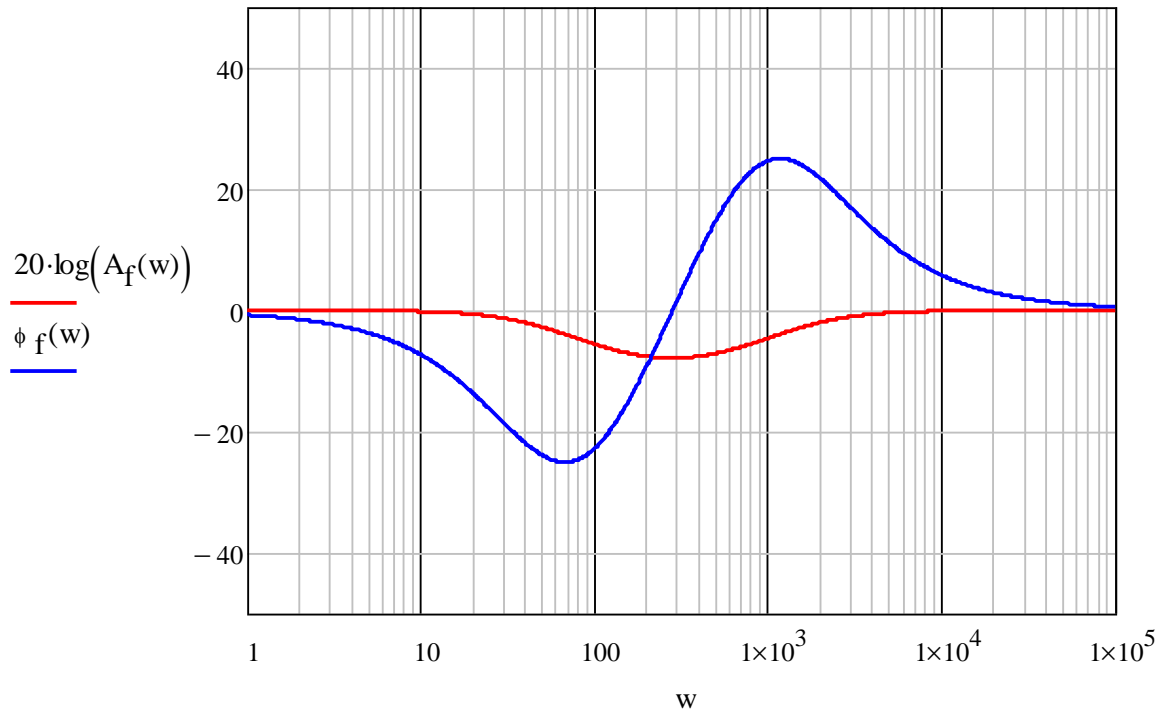


Рисунок 1.16 - ЛАФЧХ коригуючого фільтру

Для побудови замкнутої ЛАФЧХ скоректованої системи необхідно провести гармонійну лінеаризацію з урахуванням фільтру. Знайдемо амплітуду автоколивань виходячи з виконання рівняння балансу амплітуд на частоті автоколивань:

$$A_n(\omega) := \frac{1}{A_{zam2}(\omega) \cdot A_e(\omega) \cdot A_f(\omega)} \quad A_n(\omega_{a1}) = 2.387 \quad (1.73)$$

$$A := \frac{4 \cdot \alpha_m \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}}{\pi \cdot A_n(\omega_{a2})} = 0.035 \quad (1.74)$$

$$A \cdot \frac{180}{\pi} = 2.026 \quad \frac{A}{\delta_m} = 0.105$$

Параметр  $b$  релейного елемента (ширина петлі гістерезису PE) :

$$b := \lambda \cdot A = 3.536 \times 10^{-3}$$

Визначимо  $K_{нел.кор.}$  по формулі:

$$K_{nel2K} := \frac{2 \cdot \alpha_m}{\pi \cdot A \cdot \sqrt{1 - \lambda^2}} = 1.105 \quad (1.75)$$

Построим ЛАФЧХ замкнутой линейризованной скорректированной системы.

$$W_{\text{razsK}}(w) := W_{\text{zam2}}(w) \cdot K_{\text{nel2K}} \cdot W_f(w) \quad (1.76)$$

$$A_{\text{razsK}}(w) := |W_{\text{razsK}}(w)| \quad (1.77)$$

$$\phi_{\text{razsK}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razsK}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razsK}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{razsK}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$W_{\text{zamsK}}(w) := \frac{W_{\text{razsK}}(w)}{1 + W_{\text{razsK}}(w)} \quad (1.78)$$

$$A_{\text{zamsK}}(w) := |W_{\text{zamsK}}(w)| \quad (1.79)$$

$$\phi_{\text{zamsK}}(w) := \begin{cases} \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zamsK}}(w)) - 360 & \text{if } \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zamsK}}(w)) > 0 \\ \frac{180}{\pi} \cdot \arg(W_{\text{zamsK}}(w)) & \text{otherwise} \end{cases}$$

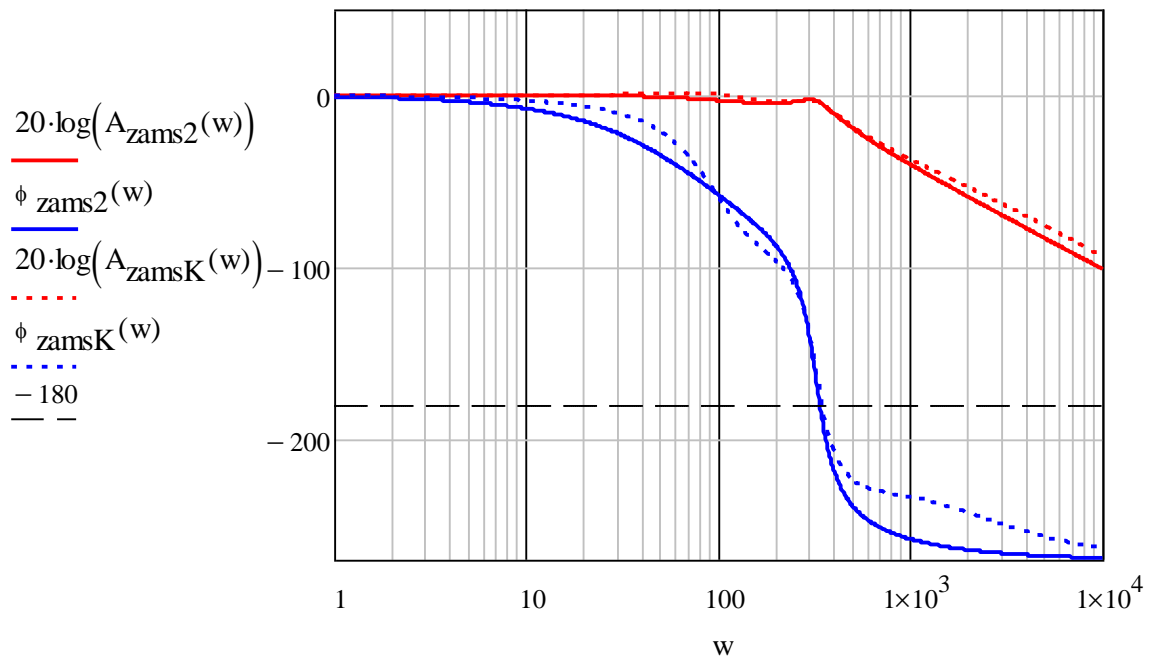


Рисунок 1.17 - ЛАФЧХ замкнутої системи до і після корекції при позитивному шарнірному моменті

З аналізу частотних характеристик можна визначити фазове зрушення замкнутої скоректованої системи при позитивному шарнірному моменті на робочій частоті

$$\phi_{\text{zamsK}}(\omega_0) = -3.795$$

$$T_{\text{gssy}} := \frac{|\tan(\phi_{\text{zamsK}}(\omega_0))| \cdot \frac{\pi}{180}}{\omega_0} \quad (1.80)$$

$$T_{\text{gssy}} = 1.078 \times 10^{-3}$$

Проведемо цифрове моделювання роботи скоректованої системи

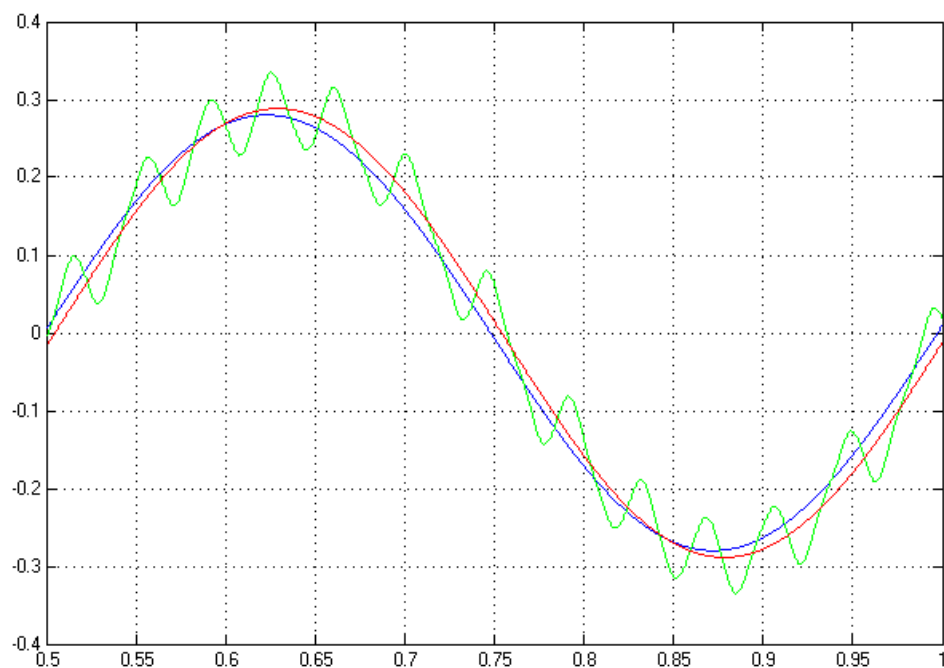


Рисунок 1.18 - Реакція скоректованої ГРП на подання синусоїдального вхідного сигналу з робочою частотою  $\omega_0$

## 8. Розрахунок конструктивних параметрів

### 8.1 Розрахунок конструктивних параметрів приводу

Необхідно визначити плече механічної передачі  $l$ , діаметр поршня силового циліндра  $D_p$ , величина вільного ходу приводу  $X_m$ . При визначенні плеча  $l$  треба задатися співвідношенням між вільним ходом поршня і його діаметром.

З міркувань компактності конструкції силового циліндра, що розробляється, зазвичай використовується наступне співвідношення:

$$\Delta p_{\max} = (0.55 \dots 0.65) \cdot P_p$$

$$\Delta p_{\max} := 0.55 \cdot p_p \quad \Delta p_{\max} = 1.21 \times 10^6 \quad (1.81)$$

$$l := \sqrt[3]{\frac{m_{sh1}}{\pi \cdot \Delta p_{\max} \cdot \delta_m \cdot \sigma}} \quad l = 0.03601 \quad (1.82)$$

$$X_m := l \cdot \delta_m = 0.012 \quad (1.83)$$

$$D_p := 2 \cdot X_m = 0.024 \quad (1.84)$$

При переміщенні  $X = X_m$  максимальний момент, що створюється приводом, повинен в  $\frac{1}{\sigma}$  раз перевершувати максимальний момент від навантаження:

$$S_p := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4} = 4.642 \times 10^{-4} \quad (1.85)$$

З урахуванням прийнятого співвідношення  $D_p = 2 \cdot X_m$  з останньої рівності отримаємо залежність:

$$l = \sqrt[3]{\frac{m_{sh \max}}{\pi \cdot \Delta p_{\max} \cdot \delta_m \cdot \sigma}} \quad (1.86)$$

Максимальний перепад тисків в порожнинах силового циліндра  $\Delta p_{max}$  залежить від величини  $P_p$ , типу і співвідношень геометричних розмірів розподільного пристрою, а також від інтенсивності теплообміну в порожнинах. При розрахунках величини  $l$  можна орієнтовно приймати для приводів з ГРП типу сопло-заслінка  $\Delta p_{max} = (0.55 \dots 0.65) \cdot P_p$ .

При розрахунку величини  $l$  величина  $\Delta p_{max}$  повинна відповідати 1-у режиму роботи приводу.

Визначемо об'єм робочої порожнини з урахуванням зроблених раніше припущень:

$$\Psi = \frac{W_n}{S_n X_m} = 1.2 \dots 1.25 \quad \Psi_{\text{норм}} := 1.22 \quad (1.87)$$

$$W_n := \Psi \cdot S_p \cdot X_m = 6.883 \times 10^{-6} \quad (1.88)$$

$$W_n \cdot 1000000 = 6.883 \quad (1.89)$$

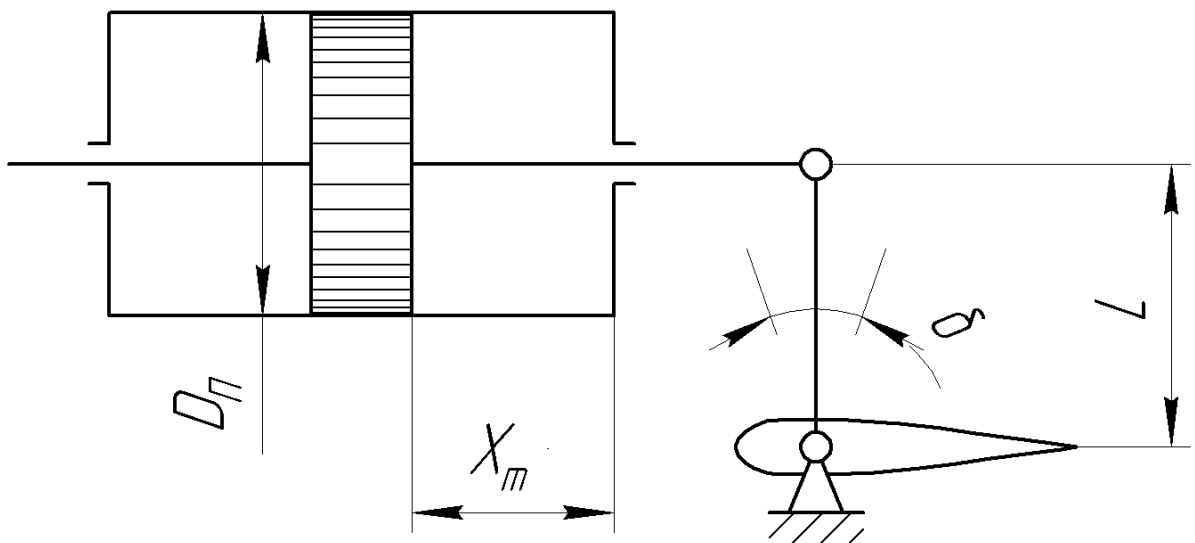


Рисунок 1.19 - Вид приводу

## 8.2 Розрахунок параметрів ГРП

Розрахунок ГРП ведеться, виходячи з вимог до максимальної швидкості приводу  $V_m$ . Тобто, необхідно, щоб в найгіршому випадку (при негативному шарнірному моменті) забезпечувалася швидкість приводу не нижче  $V_m = \Omega_m \cdot l$ , де  $\Omega_m$  - значення максимальної кутової швидкості (визначена вище).

Як розподільник використовується газорозподільний пристрій «струминна трубка». Такий пристрій реалізує регулювання газового потоку «на виході». Максимальна швидкість приводу, що встановилася, визначається залежністю:

$$V_m := \Omega_m \cdot l = 0.349 \quad (1.89)$$

З цієї залежності виходить, що:

$$k_0 := 0.685 \quad T_p := 223 \quad \underline{R} := 287 \quad q := 0$$

$$a := \frac{V_m \cdot S_p}{k_0 \cdot \sqrt{R \cdot T_p}} \cdot \frac{2}{\alpha_v \cdot \sqrt{4 + q^2} + \alpha_y \cdot (\sqrt{4 + q^2} - q)} = 6.67 \times 10^{-7} \quad (1.90)$$

$$\underline{\alpha}_v := 0.6 \quad \underline{\alpha}_y := 0.8 \quad \underline{k} := 1.4 \quad \beta_0 := 0.5$$

$\alpha_v, \alpha_y, \beta_0$  - коефіцієнти, характеризуючі ГРП:

$\alpha_v$  - коефіцієнт ефективності ГРП на виході;

$\alpha_y$  - коефіцієнт ефективності ГРП на вході;

$\beta_0$  - величина, що характеризує співвідношення вхідного і вихідного перерізів ГРП ( $\beta_0 = 0.55$ ).

Оскільки як ГРП використовується струминна трубка, то:

$$\alpha_v = \frac{d \cdot x_m}{c} = 0.65 \quad (1.91)$$

$$\alpha_y = \frac{b \cdot x_m}{a} = 0.75 \quad (1.92)$$

Температура в джерелі прийнята рівною  $T_p = 223^\circ K$ , що відповідає найгіршим умовам функціонування приводу  $-50^\circ C$ . З цих міркувань знаходиться величина  $a$  ( $a = 5.723 \cdot 10^{-7}$ ),  $a$ , ( $d \cdot x_m$ ) і ( $b \cdot x_m$ ):

$$c := \beta_0 \cdot a \quad c = 3.335 \times 10^{-7} \quad (1.93)$$

$$dxm := \alpha_v \cdot c \quad dxm = 2.001 \times 10^{-7} \quad (1.94)$$

$$bxm := \alpha_y \cdot a \quad bxm = 5.336 \times 10^{-7} \quad (1.95)$$

Після розрахунку величин  $a$ ,  $c$ ,  $b \cdot x_m$  та  $d \cdot x_m$  визначаються основні геометричні розміри розподільника.

Діаметр приймального вікна розподільника визначається з умови:

$$\mu := 0.8$$

звідци

$$d_p := \sqrt{\frac{4 \cdot (a + bxm)}{\mu \cdot \pi}} = 1.382 \times 10^{-3} \quad (1.96)$$

де коефіцієнт витрати  $\mu = 0.8$ .

Згідно з рекомендаціями, виробленими інженерною практикою, доцільно призначати наступні співвідношення. Після розрахунку величин  $a$ ,  $c$ ,  $b \cdot x_m$  та  $d \cdot x_m$  визначаються основні геометричні розміри розподільника.

Діаметр приймального вікна розподільника визначається з умови:

геометричних розмірів струйного розподільника:

$$d_c := 0.75 \cdot d_p = 1.037 \times 10^{-3} \quad (1.97)$$

$$\Delta := 0.08 \cdot d_c = 8.294 \times 10^{-5} \quad (1.98)$$

$$\Delta_c := 0.2 \cdot d_c = 2.074 \times 10^{-4} \quad (1.99)$$

Величина максимального переміщення кінця струминної трубки :

$$x_m := \frac{d_p + \Delta}{2} = 7.327 \times 10^{-4} \quad (1.100)$$

Довжина струминної трубки :

$$l_c := \frac{x_m}{\alpha_m} = 0.012 \quad (1.101)$$



При відомому значенні  $x_m$  обчислюємо величини  $b$  і  $d$ .

$$d := \frac{dxm}{x_m} = 2.731 \times 10^{-4} \quad (1.102)$$

$$\underline{b} := \frac{bxm}{x_m} = 7.284 \times 10^{-4} \quad (1.103)$$

## **Висновки**

В результаті виконання курсового проекту здійснено проектування автоколивальної силової системи керування вантажного автомобіля. На основі спрощених залежностей був проведений аналіз динамічних характеристик пневмодвигуна, а також в цілому системи рульового приводу автомобіля, визначені параметри автоколивань, зроблений синтез коригуючого фільтру, що необхідний для збільшення точності роботи системи, цифрове моделювання системи рульового приводу і вибір початкових параметрів системи.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Алексієв О.П., Алексієв В.О., Суярко Ю.М. Автомобільна мехатроніка: термінологічний словник. - Харків: ХДАТУ, 2000. - 38 с.
2. Алексієв В.О., Алексієв О.П., Ніконов О.Я. Мехатроніка, телематика, синергетика у транспортних додатках: навч. посібн. - Х.: ХНАДУ, 2011. – 212 с.
3. Антощенко Р.В. , Нанка О.В., Лебедев А.Т. та ін. Мехатронні системи автомобілів і тракторів: підручник. – Харків: ХНТУСГ, 2020 р. – 219 с.
4. Артюх О.М., Дударенко О.В., Кузьмін В.В. та ін. Основи мехатроніки: навч. посіб. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2021. – 372 с.
5. Віниченко В.С. Мікропроцесорні засоби на транспорті. – Харків: ХДАМГ, 2002. – 215 с.
6. Бронштейн М.И. Электронное управление двигателем, трансмиссией и ходовой частью автомобиля. Учебное пособие. – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 150 с.
7. Грабченко А.И., Клепиков В.Б., Доброскок В.Л. и др. – Х.: НТУ "ХПИ", 2014. – 274 с.
8. Мигаль В.Д. Мехатронні та телематичні системи автомобіля: навч. посібник. - Х.: Майдан, 2017. - 314 с.
9. Павленко Т.П., Шавкун В.М., Козлова О.С. та ін. Сучасні електромехатронні комплекси і системи : навч. посібник. Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2019. – 116 с.
10. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В. Мехатроніка. Навчальний посібник. – К., 2012. - 357 с.
11. Голобородько О.О., Коробочка О.О. Мехатронні системи автомобільного транспорту. – Харків: ТОВ «СМІТ», 2006.- 300 с.

12. Загарий Г.И., Ковзель Н.О., Поддубняк В.И. и др. Программируемые контроллеры для систем управления. - Харьков: Регионинформ, 2001. - 316 с.

13. Кашканов А. А. Інформаційні комп'ютерні системи автомобільного транспорту. Вінниця : ВНТУ, 2010. 230 с.

14. Копитчук М.Б., Дащенко О.Ф., Максимов В.Г. та ін. Загальні принципи діагностування електронних систем керування автомобілів: навч. посіб., О.: Наука і техніка, 2012. – 392 с.

15. Панков А.О., Аулін В.В., Голуб Д.В. Розробка мехатронного програмно-апаратного комплексу регулювання норми висіву. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції "Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу с-х машин і знарядь". 28-29 березня 2018 р. Житомир: Житомирський агротехнічний коледж, 2018.– С. 311-313.

16. Панков А.О., Аулін В.В., Голуб Д.В. та ін. Розробка інтелектуального мехатронного модуля для системи управління дозуванням. Збірник тез Дванадцятій міжнародної науково-практичної конференції "Інтегровані інтелектуальні робототехнічні комплекси (ІРТК-2019)", 21-22 травня 2019 року, Київ, Україна. – К.: НАУ, 2019. - 173-175.

17. Яглінський В. П., Іоргачев Д.В. Моделювання динамічних процесів роботизованого виробництва. Одеса : АстроПрінт, 2004. – 234 с.

18. Konrad Reif. Automotive mechatronics. Automotive networking, driving stability systems, electronics. Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2015. 549 p.

19. Levent Güvenc, Bilin Aksun Güvenc, Burak Demirel. Control of mechatronic systems. London : The Institution of Engineering and Technology, 2017. 217 p.

20. Patrick Kaltjob. Mechatronic Systems and Process Automation. Boca Raton : CRC Press, 2018. 468 p.

21. Аулін В.В., Голуб Д.В. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни "Мехатроніка транспортних засобів і систем" для студентів

другого (магістерського) рівня вищої освіти спеціальності 274 "Автомобільний транспорт". – Кропивницький: ЦНТУ, 2022. – 60 с.

22. Andrew J. Kurdila. Dynamics and control of robotic systems. Hoboken : John Wiley & Sons Ltd, 2020. 517 p.

23. Clifford A. Pickover. Artificial intelligence. An illustrated history. New York : Sterling Publishing Co., Inc., 2019. 268 p.

24. Robert H. Bishop. Mechatronic Systems, Sensors, And Actuators. Boca Raton : CRC Press, 2007. 656 p.

25. William Bolton. Mechatronics: electronic control systems in mechanical and electrical engineering. Harlow : Pearson, 2015. 663 p.

26. Fijalkowski B.T. Automotive mechatronics: operational and practical issues. Heidelberg : Springer, 2011. Volume I. 612 p.

27. Uwe Kiencke, Lars Nielsen. Automotive control systems for engine, driveline, and vehicle. Berlin : Springer-Verlag, 2005. 521 p.

28. Günter Ullrich. Automated guided vehicle systems a primer with practical applications. Berlin : Springer-Verlag, 2015. 237 p.

**ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ**

**ФАКУЛЬТЕТ БУДІВНИЦТВА ТА ТРАНСПОРТУ**

**Кафедра експлуатації та ремонту машин**

**Спеціальність: 274 «Автомобільний транспорт»**

## ЗАВДАННЯ

на курсовий проект магістранта групи \_\_\_\_\_

**ТАРАСЕНКО Т.Т.**

- 1. Тема проекту:** Розробка мехатронної системи газового рульового приводу.
- 2. Термін здачі магістрантом закінченого проекту:** \_\_\_\_\_
- 3. Вихідні дані для проекту:**

<b>Вимоги до системи рульового приводу:</b>	
Коефіцієнт передачі $K$ , рад/В	0,13
Еквівалентна постійна часу приводу $T$ , м·с	6,6
Максимальна частота вхідного сигналу $\omega_0$ , рад/с	12,4
<b>Параметри навантаження:</b>	
Максимальна амплітуда $\delta_0$ , рад	0,27
Питомий шарнірний момент (пружинний) $m_{ш1}^\delta$ , Н·м/рад	-35
Питомий шарнірний момент (що перевертає) $m_{ш2}^\delta$ , Н·м/рад	+5
Приведений момент інерції $J$ , Н·м·с <sup>2</sup> /рад	$4 \cdot 10^{-4}$
Коефіцієнт в'язкого тертя $f$ , Н·м·с/рад	0,07
<b>Характеристики джерела живлення:</b>	
Тиск $P_p$ , МПа	2,2
Робоче тіло	повітря
<b>Параметри довкілля:</b>	
Температура $t$ , °С	±50
Тиск $P_A$ , МПа	0,1
<b>Конструктивні параметри:</b>	
Газорозподільний пристрій	струминна трубка

**4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що підлягають розробці):**

- 4.1. Аналіз технічного завдання.
- 4.2. Принципова і функціональна схеми ГРП.
- 4.3. Математична модель пневмодвигуна.
- 4.4. Математична модель ЕМП.
- 4.5. Математична модель газового приводу.
- 4.6. Розрахунок параметрів контуру ГРП.
- 4.7. Проектування фільтру, що коригує.
- 4.8. Розрахунок конструктивних параметрів.

**5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):**

**Аркуш 1 (формат А4):** Складальне креслення рульового приводу.

**Аркуш 2 (формат А4):** Структурні схеми та частотні характеристики газорозподільного пристрою при перекомпенсаційному і пружинному навантаженнях.

**Аркуш 3 (формат А4):** Структурна схема газорозподільного пристрою та його корегуючі характеристики.

**6. Дата видачі завдання:** \_\_\_\_\_

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№	Назва етапу курсового проекту	Термін виконання	Примітка
1	Аналіз технічного завдання		
2	Принципова і функціональна схеми ГРП		
3	Математична модель пневмодвигуна		
4	Математична модель ЕМП		
5	Математична модель газового приводу		
6	Розрахунок параметрів контуру ГРП		
7	Проектування фільтру, що коригує		
8	Розрахунок конструктивних параметрів		
9	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки		
10	Виконання графічної частини курсового проекту		

Магістрант \_\_\_\_\_ Тарас ТАРАСЕНКО

(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Дмитро ГОЛУБ

(підпис)

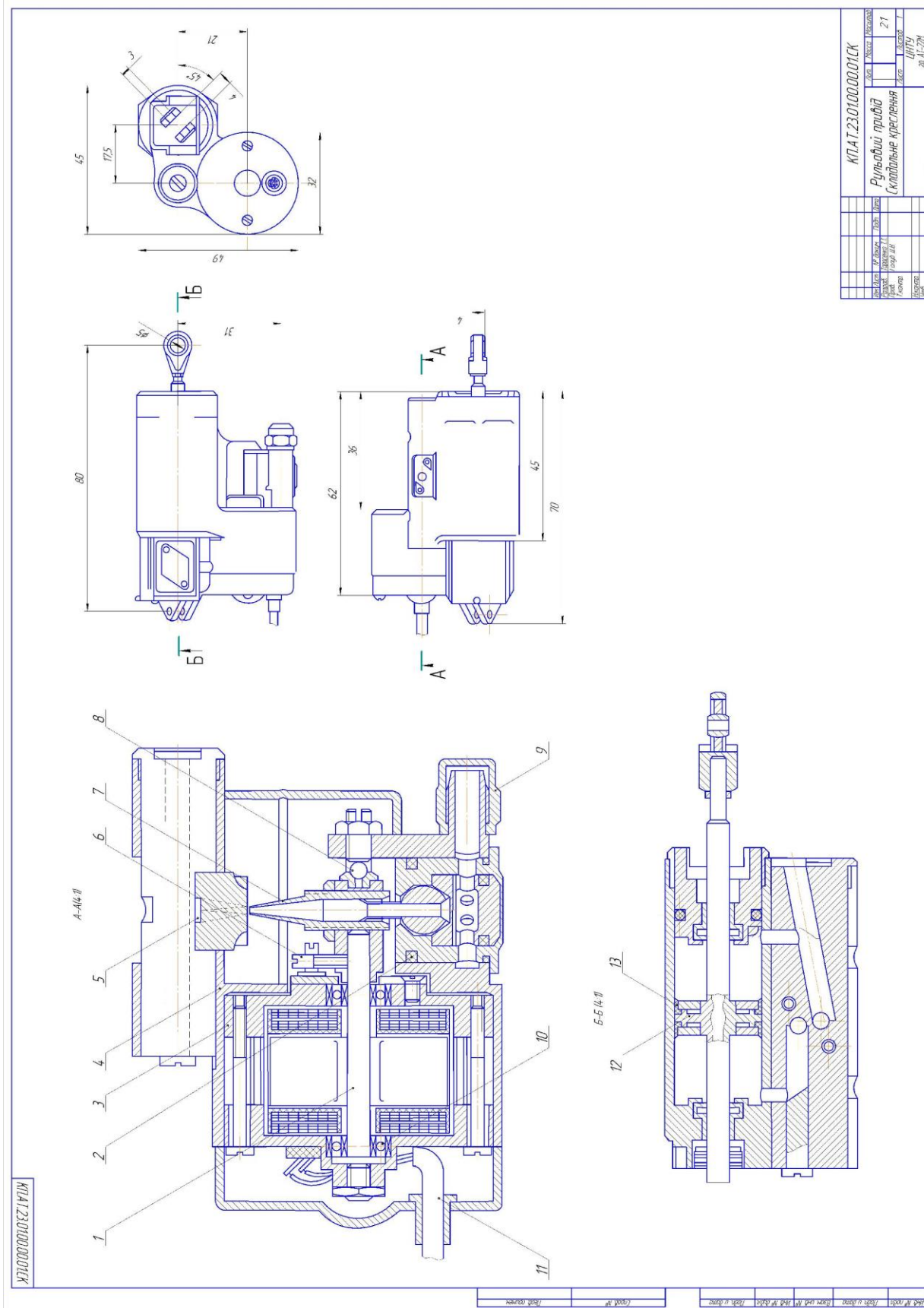


Рисунок 1.20 - Вид складального креслення рульового приводу (аркуш 1)



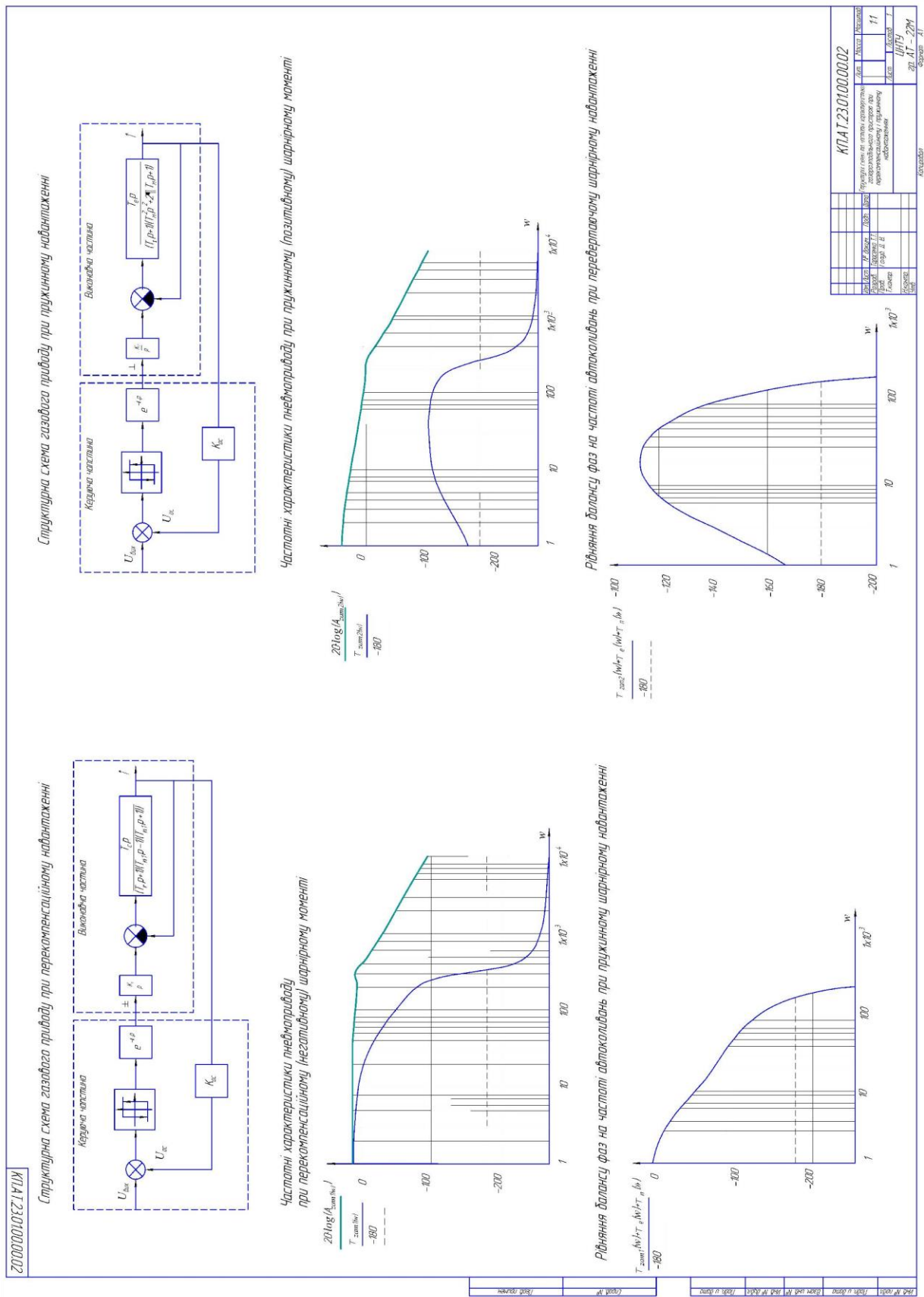


Рисунок 1.21 - Вигляд структурних схем та частотних характеристик газорозподільного пристрою при перекompенсаційному і пружинному навантаженнях (аркуш 2)



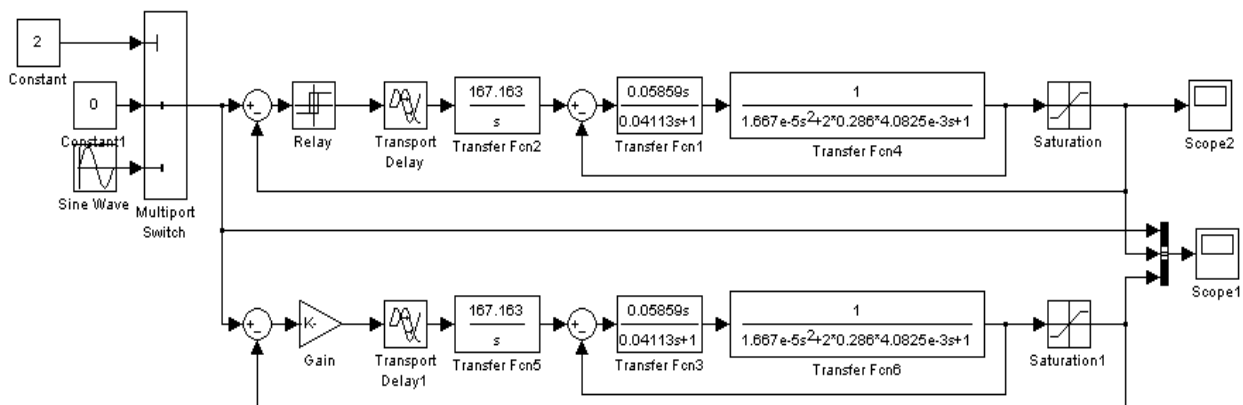


Рисунок 1.23 - Схема моделювання системи при пружинному навантаженні

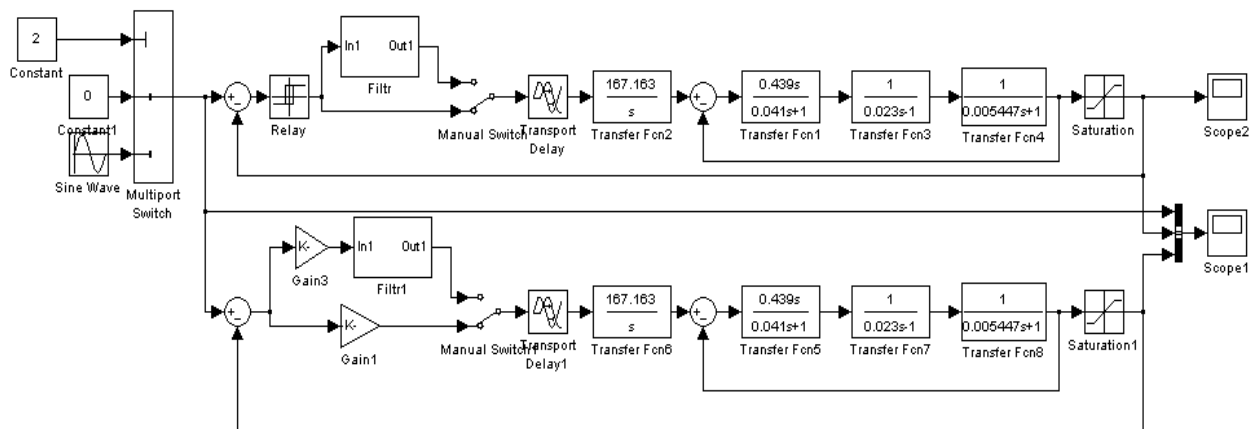


Рисунок 1.24 - Схема моделювання системи при перекомпенсаційному навантаженні

Навчально-методичне видання

МЕХАТРОНІКА ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ І СИСТЕМ

Методичні вказівки  
до практичних робіт для студентів  
другого (магістерського) рівня вищої освіти  
спеціальності 274 “ Автомобільний транспорт ”

Укладачі: В.В. Аулін,  
Д.В. Голуб

Тиражування на різнографі: В.В. Абрамова

Підписано до друку 20.01.2023 р. Здано до тиражування 23.01.2023 р.

Формат 60x86 1/16. Папір газетний.

Ум. друк. арк. 6. Тираж 70 прим. Зам. № 121/2023 р.

© РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8. Тел.: 390-541,  
390-551