

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет літакобудування

Кафедра автомобілів та транспортної інфраструктури

Пояснювальна записка
до дипломної роботи
(тип кваліфікаційної роботи)

магістр

(освітній ступінь)

на тему «Удосконалення конструкції зчеплення для трансмісії вантажного
автомобіля»

ХАІ.107.163т.213.2741601045 ПЗ

Виконав: студент 2 курсу групи № 163т

Галузь знань 27 Транспорт
(код та найменування)

Спеціальність 274 «Автомобільний транспорт»
(код та найменування)

Освітня програма Автомобілі та автомобільне
господарство
(найменування)

Михайліченко О.В.

(прізвище та ініціали здобувача)

Керівник: Маковецький А.В.
(прізвище та ініціали)

Рецензент: Аргун Щасяна Валіковна
(прізвище та ініціали)

Харків – 2021

РЕФЕРАТ

Дипломна робота магістра містить 97 с, 10 джерел, 12 листів графічної частини.

Мета роботи – розробка та дослідження зчеплення вантажного автомобіля Удосконалення пневмогідравлічного привода зчеплення транспортного засобу категорії N_2 та математичне моделювання його робочих процесів з пневмогідравлічним приводом.

Об'єкт роботи – робочі процеси зчеплення та його приводу.

Предмет дослідження – вплив конструкції приводу зчеплення на робочі процеси транспортного засобу.

Методи дослідження. Для визначення стану питання й постановки завдань дослідження використано методи збору й аналізу інформації, для розрахунку роботи зчеплення залучено методи математичного моделювання й численні методи розв'язання рівнянь.

В процесі проведення аналізу був виконаний огляд існуючих конструкцій зчеплень та його приводів для вантажного автомобіля четвертого класу, був проведений розрахунок однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною та математичне моделювання його приводу з пневмогідравлічним підсилювачем. Зчеплення в цілому має високі технологічні і експлуатаційні властивості, простоту та надійність в експлуатації та обслуговуванні.

Результати дипломної роботи можуть бути використані при проектуванні нових вантажних автомобілів категорії N_2 , або модифікації вже існуючих.

ВАНТАЖНИЙ АВТОМОБІЛЬ, ТРАНСМІСІЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ, ДІАФРАГМОВА ПРУЖИНА, ПРИВІД, ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИЙ ПІДСИЛЮВАЧ.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1 Аналіз існуючих конструкцій зчеплень.....	6
1.1 Призначення та класифікація зчеплень	6
1.2 Огляд вимог, що висуваються до зчеплень	7
1.3 Аналіз зчеплень, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу	9
1.4 Дослідження процесу вмикання зчеплення	13
1.5 Дослідження процесу вмикання зчеплення	20
2 Функціональний розрахунок зчеплення.....	21
2.1 Визначення основних параметрів зчеплення.....	21
2.2 Розрахунок деталей діафрагмової пружини.....	23
2.3 Розрахунок ведучих та відомих деталей зчеплення.....	28
2.4 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення.....	31
2.5 Визначення параметрів привода зчеплення.....	34
3 Аналіз типів керування зчепленням.....	38
3.1 Основні вимоги, що застосовуються до приводів зчеплень	38
3.2 Аналіз існуючих типів зчеплення транспортних засобів	39
3.3 Огляд і класифікація пневмогідрравлічних підсилювачів.....	42
4 Випробовування зчеплень.....	46
5 Моделювання статичних характеристик привода з пневмогідрравлічним підсилювачем.....	55
5.1 Вибір основних параметрів привода з пневмогідрравлічним підсилювачем.....	55
5.2 Розрахунок і вибір основних параметрів слідкуючої системи.....	59
5.3 Розрахунок статичних характеристик привода з пневмогідрравлічним підсилювачем.....	68
5.4 Висновки по розділу.....	71

6 Математичне моделювання процесу наповнення приводу з пневмогідрравлічним підсилювачем.....	72
6.1 Розробка розрахункової схеми приводу з пневмогідрравлічним підсилювачем	72
6.2 Реалізація математичної моделі у середовищі <i>MatLab Simulink</i>	75
Висновки.....	82
Перелік посилань.....	83
Додаток А Ілюстративний матеріал до дипломної роботи.....	84

ВСТУП

Автомобільний транспорт широко використовується у всіх галузях народного господарства. Перед автомобільним транспортом поставлені наступні задачі: підвищити ефективність використання автотранспортних засобів, і в першу чергу за рахунок широкого вживання причепів і напівпричепів, скорочення непродуктивних простоїв, поліпшити структуру автомобільного парку.

Технічний рівень автомобіля, відповідність його конструкції вимогам експлуатації безпосередньо впливають на продуктивність транспортної роботи. Вантажними автомобілями перевозяться найрізноманітніші вантажі продукти, відмінні фізичними властивостями, зокрема густиною, структурою, розмірами, упаковкою і т.д.[1-8]

З розвитком автомобільного транспорту виникли стабільні вантажопотоки однорідних вантажів, внаслідок чого у багатьох випадках виявилось економічно доцільним спеціально пристосовувати вантажні автомобілі для систематичного масового перевезення певних вантажів, з'явилися так звані спеціалізовані автомобілі.

Автомобільна промисловість в даний час випускає вантажні автомобілі різних моделей.

Беручи до уваги усі вищезгадані факти, метою даної дипломної роботи є дослідження та розробка зчеплення вантажного автомобіля четвертого класу.

1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ЗЧЕПЛЕНЬ

1.1 Призначення та класифікація зчеплень

За останні роки збільшився темп використання вантажних автомобілів четвертого класу (рис.1.1), з цим пов'язано збільшення кількості вантажоперевезень на території населених пунктів. Постійно зростаючі обсяги перевезень вимагають використання вантажних автомобілів з більшою вантажопідйомністю, а це накладає підвищені вимоги як до потужносних параметрів двигуна, так і до агрегатів трансмісії зокрема, особливо до конструкції зчеплення.

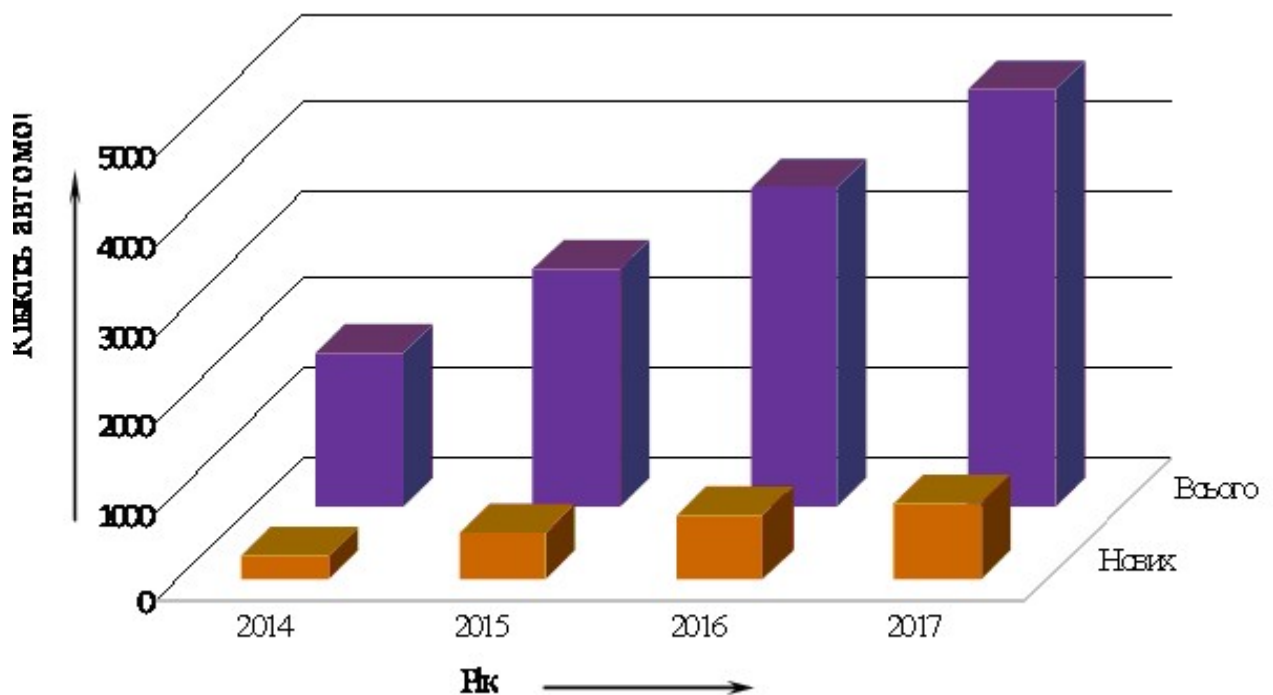


Рисунок 1.1 – Динаміка придбання вантажних автомобілів категорії N_2, N_3

Зчеплення – один з найбільш консервативних вузлів сучасного автомобіля, який може класифікуватися за різними ознаками (рис. 1.2). Ще з давніх часів автомобільна промисловість прийшла до єдино вірної схеми на автомобілях з механічними коробками передач – сухе фрикційне зчеплення.

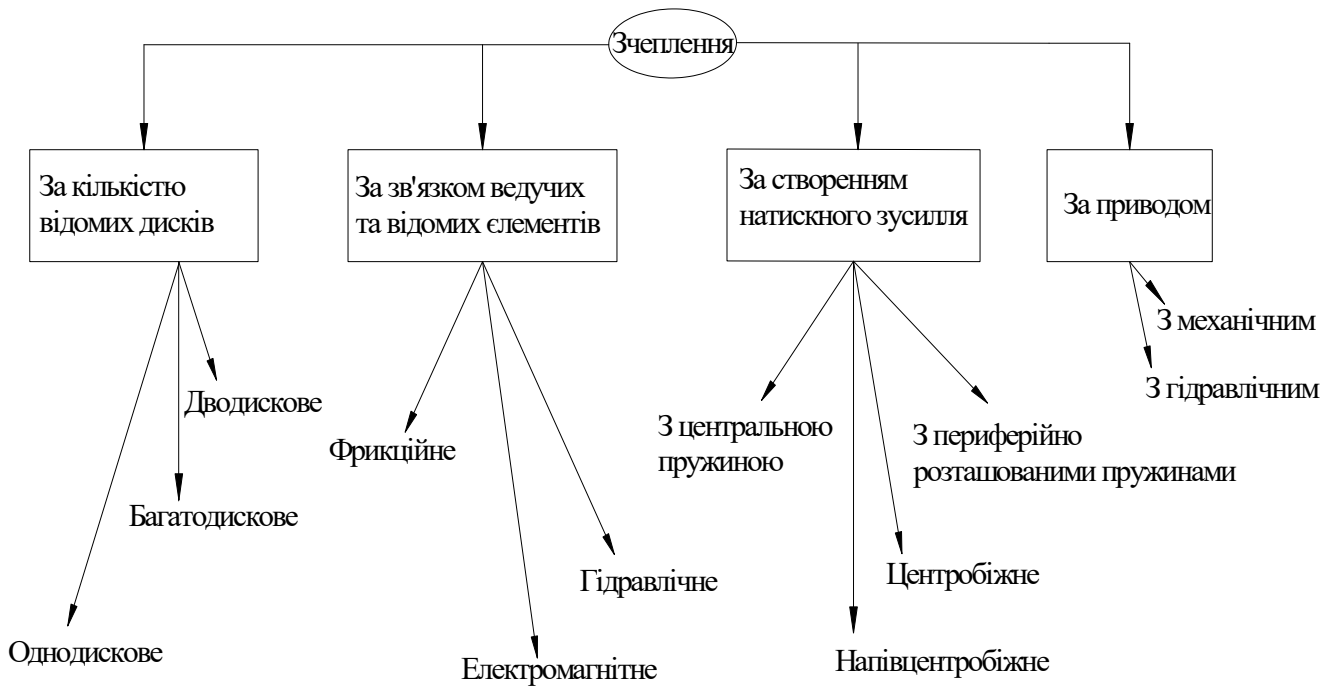


Рисунок 1.2 – Класифікація зчеплень

На вантажних автомобілях малої й середній вантажності встановлюються однодискові сухі зчеплення. Дводискові зчеплення застосовують для вантажних автомобілів підвищеної вантажності, але іноді з метою спрощення конструкції для них також використовують однодискові зчеплення. Багатодискове зчеплення застосовують у край рідко, застосовують тільки на мотоциклах, автомобілях великої вантажності й тракторах.

1.2 Огляд вимог, що висуваються до зчеплень

До зчеплень висуваються наступні вимоги [9]:

– надійна передача моменту, що крутить, від двигуна до трансмісії: зчеплення повинне забезпечувати можливість передачі моменту, що крутить, перевищуючий момент двигуна, що крутить. При зносі фрикційних пар, коли сила натискання пружин слабшає, зчеплення може тимчасово пробуксовувати. Тривале пробуксовування приводить до виходу з ладу;

– плавність і повнота включення: найбільш високу плавність включення мають багатодискові, однак вони застосовуються рідко. В однодисковому й дводисковому зчепленні плавність включення досягається кількома заходами: використання пружних відомих дисків (розрізний диск, що має деяку конусність чи опуклість секторів, пластинчасті пружини між відомим диском і однієї із фрикційних накладок і д. р.); створенням пружних елементів у механізмі вимикання (пелюстки діафрагмової пружини). У невеликому ступені сприяють плавності включення гасителя крутильних коливань. Для забезпечення повноти включення, необхідної при передачі повного моменту двигуна без пробуксовування, передбачають спеціальні регулювання, зчеплення і його привода. При значному зносі тертьових поверхонь зазор зменшується і важелі вимикання упираються в підшипник муфти включення, що заважає створенню пружинами необхідного натискного зусилля;

– мінімальний момент інерції відомих елементів. Він необхідний для зменшення ударних навантажень зубчастих коліс і роботи тертя в синхронізаторах при переключенні передач;

– гарний відвід теплоти від поверхонь тертя. Підтримка постійного теплового режиму обумовлює стабільність роботи зчеплення. При тривалому буксуванні температура поверхні тертя досягає 300°C і вище, але уже при 200°C коефіцієнт тертя знижується приблизно в 2 рази. Для відводу теплоти передбачаються: вентиляція картера зчеплення через вікна ажурного кожуху, напрямок потоку повітря спеціальними щитами, поглинання теплоти масивними дисками, видалення продуктів зношення, при наявності яких знижується коефіцієнт тертя, для цього на фрикційних накладках виконують радіальні канавки. Для збереження працездатності натискних пружин при нагріванні зчеплення вони повинні встановлюватися на термоізоляційних накладках;

– запобігання трансмісії від динамічних навантажень. Динамічні навантаження в трансмісії можуть бути одиничними (піковими) і періодичними. Пікові навантаження виникають у наступних випадках: при різкій зміні руху; при наїзді на нерівність і найбільші пікові навантаження при різкому вмиканні зчеплення.

Періодичні навантаження виникають у результаті нерівномірності моменту двигуна, що крутить. Вони є джерелом шуму в зубчастих передачах, підвищеної напруги в елементах трансмісії, а часто – причиною поломок деталей від втоми, особливо при резонансі;

– чистота вимикання. Абсолютне вимикання, при якому крутний момент на первинному валу коробки передач рівний нулю, важко досягти, але якщо момент, який передається вимкненим зчепленням достатньо малий і не заважає вмикати передачі, то можна вважати, що таке зчеплення вимкнено практично чисто;

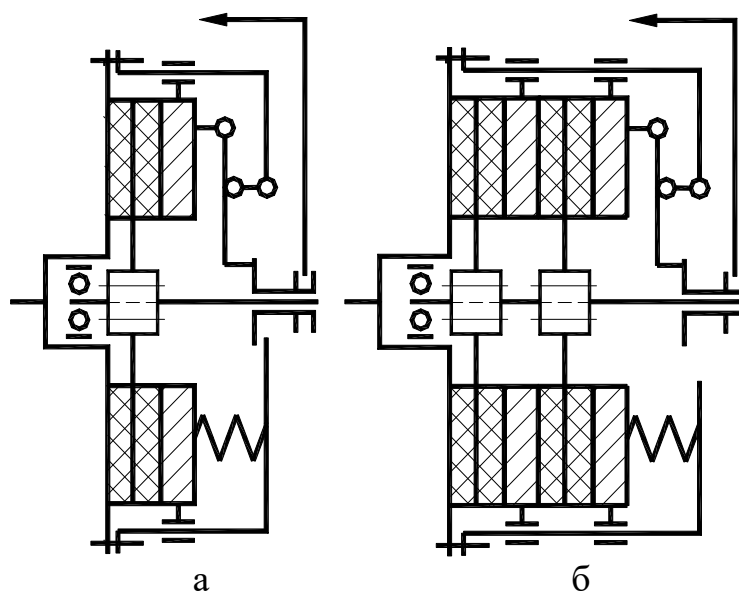
– мінімальна витрата фізичних зусиль на керування. Робота, затрачена на керування зчепленням, не повинна перевищувати визначених значень, тому що користуватися зчепленням, наприклад, на автобусах в умовах міського руху доводиться до 2000 разів за зміну. Надмірно велике зусилля керування зчепленням приводить до професійних захворювань водія. Для легкового автомобіля ця робота повинна бути не більш 25 Дж, для вантажного й автобуса – не більш 30 Дж;

– гарна врівноваженість. Фрикційне зчеплення повинно врівноважуватися. У більшості випадків зчеплення врівноважують у зборі з маховиком. У зчепленнях з периферійними пружинами вони деформуються під дією відцентрових сил, у результаті чого знижується зусилля. Тому застосування діафрагмових пружин переважніше.

Крім того, до зчеплення, як і до всіх механізмів автомобіля, пред'являють такі загальні вимоги: забезпечення мінімальних розмірів і маси, простота пристрою й обслуговування, технологічність, ремонтна придатність, низький рівень шуму.

1.3 Аналіз зчеплень, застосовуваних на вантажних автомобілях четвертого класу

На вантажних автомобілях четвертого класу ЗІЛ-130 та Урал-4320 встановлюється, відповідно, однодискові та дводискове зчеплення з периферійним розташуванням пружинами, кінематичні схеми яких показані на рисунку 1.3.



а – схема однодискового зчеплення; б – схема дводискового зчеплення

Рисунок 1.3 – Кінематичні схеми зчеплень з периферійним розташуванням пружин

Аналіз даних типів зчеплень дозволив виявити наступні переваги їхнього застосування:

- досягається надійна передача крутного моменту і забезпечується плавність включення;
- дводискове зчеплення може передавати більший крутний момент, ніж одностискове, за рахунок більшої кількості поверхонь тертя.

Недоліками таких зчеплень являються:

- великі витрати фізичних зусиль на управління;
- складна конструкція і велика маса вузла;
- великий момент інерції ведучих деталей.

В сучасності існують тенденції до зменшення маси і габаритів зчеплення, що досягається за рахунок застосування діафрагмової пружини. Кінематична схема такого типу зчеплення показана на рисунку 1.4. Таке зчеплення застосовується на автомобілях КамАЗ–4326.

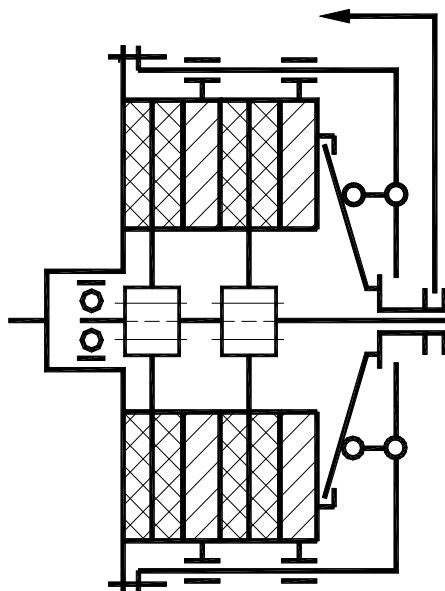


Рисунок 1.4 – Кінематична схема дводискового зчеплення з діафрагмовою пружиною

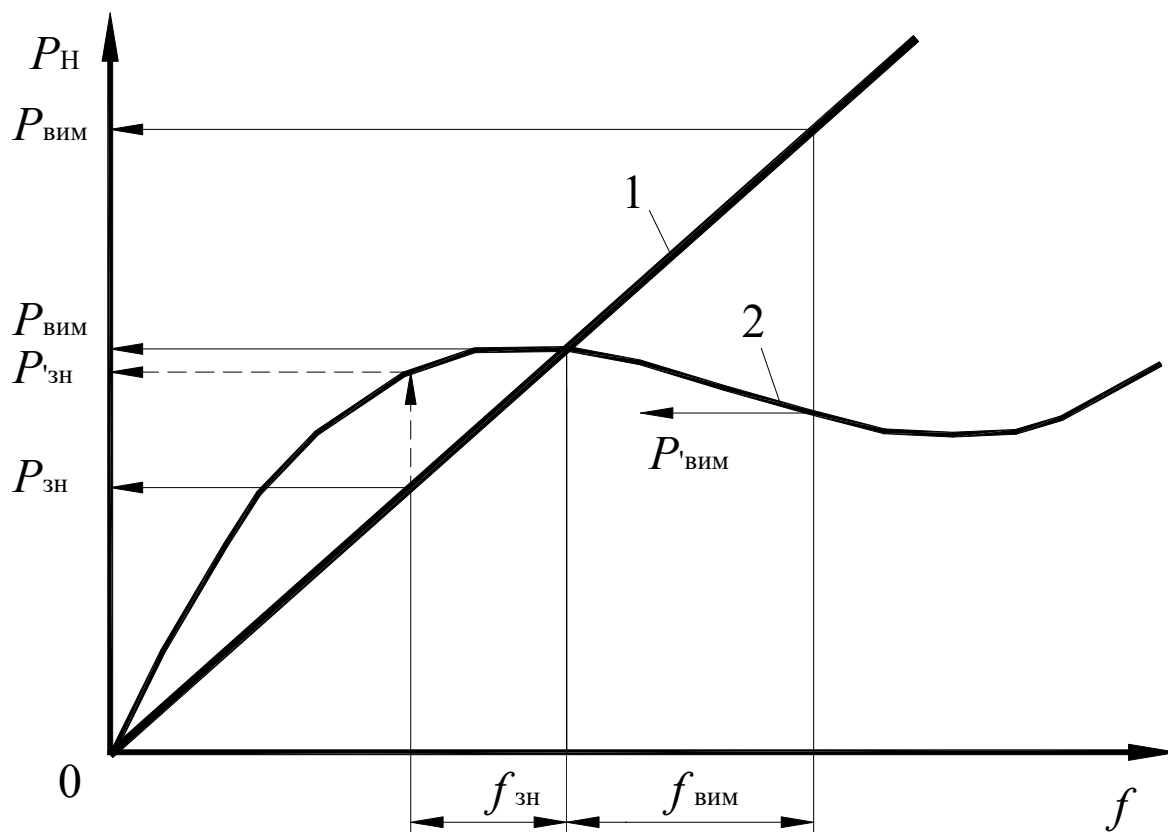
Такий тип зчеплення має цілий ряд переваг [9]:

– хороша врівноваженість. При експлуатації в результаті зносу фрикційних накладок натискний диск переміщається у бік маховика, змінюючи жорсткість пружин зчеплення. При зносі накладок діафрагмова пружина також зменшує деформацію на $f_{\text{зн}}$. Однак, сила натискання $P_{\text{н}}$ падає незначно до величини $P'_{\text{зн}}$. Це означає, що ймовірність пробуксовки дисків також незначна. Друга перевага проявляється при виключенні. Як видно з графіка, при додатковій деформації діафрагмової пружини на величину $f_{\text{вим}}$ зусилля пружини не росте, а навіть падає до $P'_{\text{вим}}$ (рис. 1.5).

– за рахунок зниження кількості деталей спрощується конструкція і зменшуються маса й габарити зчеплення;

– за рахунок застосування діафрагмової пружини досягається рівномірний розподіл тиску на натискний диск;

– при підвищених кутових швидкостях центробіжні сили не спотворюють характеристику зчеплення.



1 – зчеплення з периферійним розташуванням пружин; 2 – зчеплення з діафрагмовою пружиною

Рисунок 1.5 – Графік пружної характеристики зчеплень з периферійною та діафрагмовою пружиною

Основний недолік проявляється у випадку поломки діафрагмової пружини. Зчеплення повністю втрачає працездатність, у відмінності від зчеплення з периферійно розташованими пружинами, яке при виході з ладу однієї пружини недовгий час збереже працездатність.

Тож, проаналізувавши існуючі конструкції зчеплень вантажних автомобілів четвертого класу можна зробити наступні висновки та рекомендації:

- раціональніше всього використовувати конструкцію зчеплення з одним натискним диском, що дозволить зменшити інерційність агрегату і забезпечити простоту конструкції;

- в якості притискного елемента раціонально використовувати діафрагмову пружину, яка вимагає менші фізичні затрати необхідні на управління даного зчеплення (рис. 1.6).

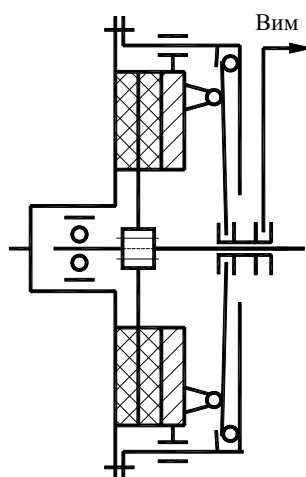


Рисунок 1.6 – Кінематична схема однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною

1.4 Дослідження процесу вмикання зчеплення

Найбільша робота буксування зчеплення виникає під час початку руху транспортного засобу з місця, тому розглянемо робочій процес зчеплення саме цього для цього випадку.

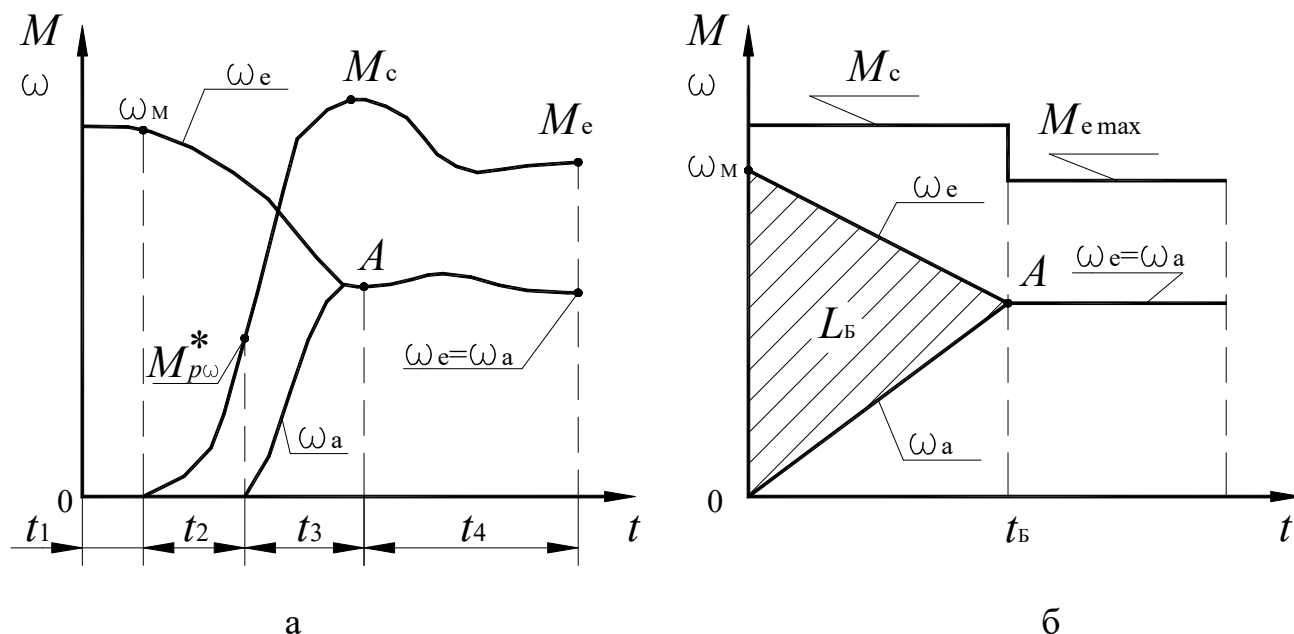
Під час початку руху транспортного засобу максимально навантажуються його двигун і трансмісія. Цей процес можна охарактеризувати чотирма часовими інтервалами (рис. 1.7):

- вибір зазору між поверхнями тертя при включеній нижній передачі (педаль зчеплення натиснута приблизно на третину, педаль газу натиснута на величину при якій відбувається додаткова подача палива і двигун стабільно працює) (інтервал часу t_1 на рисунку 1.7а);

- буксування зчеплення при нерухомих ведених частинах зчеплення (транспортний засіб не рухається, оскільки момент опору руху, приведений до ведених частин зчеплення, більший за момент двигуна) (інтервал часу t_2 на рисунку 1.7а);

- буксування зчеплення при обертанні ведених частин зчеплення (транспортний засіб починає рухатися за рахунок моменту тертя зчеплення) (інтервал часу t_3 на рисунку 1.7а);

– зчеплення не буксує (транспортний засіб почав рухатися, кутові швидкості ведучих та ведених частин зчеплення вирівнюються) (інтервал часу t_4 на рисунку 1.7а).



а – реальна діаграма; б – спрощена діаграма

Рисунок 1.7 – Діаграма робочого процесу вмикання зчеплення при початку руху транспортного засобу з місця

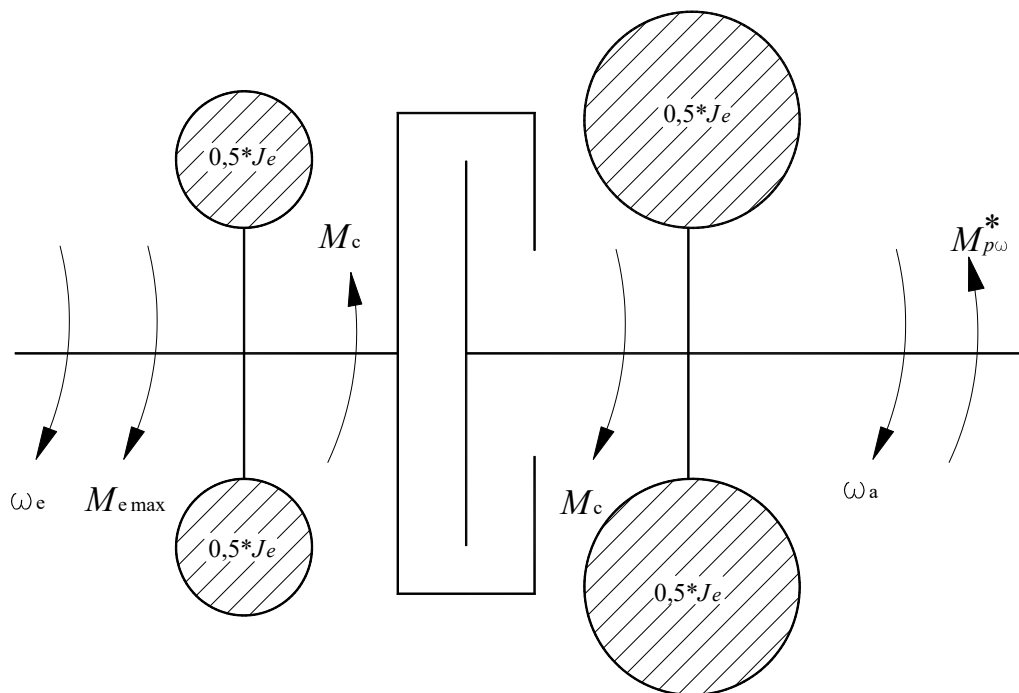
Показниками робочого процесу зчеплення при початку руху транспортного засобу з місця є час буксування t_B та робота буксування L_B (рис. 1.7б).

Для їх визначення приймаються наступні припущення:

- кутові швидкості ω_e та ω_a змінюються лінійно;
- зчеплення передає момент тертя зчеплення до точки A , після цієї точки передається максимальний момент двигуна;
- інтервалами часу t_1 та t_2 нехтують.

Завдяки прийнятим припущенням діаграма робочого процесу вмикання зчеплення при початку руху транспортного засобу з місця можна представити у вигляді, який показано на рисунку 1.7б.

Для визначення часу буксування зчеплення необхідно розглянути транспортний засіб у вигляді двомасової еквівалентної динамічної системи (рис. 1.8).



J_e та J_a – зведені до ведучих і ведених частин зчеплення моменти інерції відповідно двигуна та трансмісії автомобіля, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

Рисунок 1.8 – Двомасова еквівалентна динамічна модель контакту двигуна та трансмісії

Згідно принципу Даламбера рівняння рівноваги ведучих і ведених частин зчеплення описуються такою системою

$$\begin{cases} J_e \frac{d\omega_e}{dt} = M_{e \max} - M_c; \\ J_a \frac{d\omega_a}{dt} = M_c, \end{cases} \quad (1.1)$$

де $M_{e \max}$ – максимальний крутний момент двигуна, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

M_c – момент буксування зчеплення, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Рішення системи рівнянь (1.1) у загальному виді виглядає як наступна система

$$\begin{cases} \omega_e = \frac{M_{e\max} - M_c}{J_e} \cdot t + C_1; \\ \omega_a = \frac{M_c}{J_a} \cdot t + C_2, \end{cases} \quad (1.2)$$

де ω_e – частоту обертання колінчастого вала двигуна, об/хв;

ω_a – частота обертів первинного валу коробки передач, об/хв;

C_1 и C_2 – коефіцієнти диференціювання.

У точці A (рис. 1.7б) значення кутових швидкостей ω_e та ω_a дорівнює один одному, а значення часу t дорівнює t_B . При таких умовах з системи рівнянь (1.2) запишемо

$$\frac{M_{e\max} - M_c}{J_e} \cdot t_B + \omega_M = \frac{M_c}{J_a} \cdot t_B, \quad (1.3)$$

де ω_M – кутова швидкість, при якій починає передаватися крутний момент від двигуна через зчеплення, об/хв.

З урахуванням того, що відношення моменту буксування зчеплення M_c до моменту $M_{e\max}$ це коефіцієнт запасу зчеплення β , час буксування t_B розраховується за залежністю

$$t_B = \frac{\omega_M \cdot J_a \cdot J_e}{\left(J_e + \left(1 - \frac{1}{\beta} \right) \cdot J_a \right) \cdot M_c}. \quad (1.4)$$

Робота буксування L_B – це площа трикутника $(0A\omega_M)$ на спрощеній діаграмі (рис. 1.7б), тобто

$$L_{\text{Б}} = 0,5 \cdot \omega_M \cdot t_{\text{Б}} \cdot M_{\text{с}}. \quad (1.5)$$

Робота буксування зчеплення є головним показником зносостійкості фрикційного зчеплення.

Зносостійкість зчеплення оцінюється за допомогою питомої роботи тертя $L_{\text{Б}_0}$, яку можна визначити за формулою

$$L_{\text{Б}_0} = \frac{L_{\text{Б}}}{i \cdot \pi \cdot (R_{\text{Н}}^2 - R_{\text{В}}^2)}, \quad (1.6)$$

де i – кількість поверхонь тертя.

$R_{\text{Н}}$ і $R_{\text{В}}$ – відповідно зовнішній та внутрішній радіус фрикційних накладок.

Питома робота тертя однодискового зчеплення легкового та вантажного автомобіля до 3,5 тон не повинна перевищувати 70 Дж/см², вантажних автомобілів вище 3,5 тон та автобусів з однодисковим зчепленням – 150 ÷ 200 Дж/см², вантажних автомобілів, автобусів та автомобілів підвищеної прохідності з дводисковим зчепленням – 150 ÷ 170 Дж/см².

Показником міцності та довговічності є питома потужність тертя E , яку можна визначити з залежності

$$E = \frac{\mu \cdot N \cdot \omega_M \cdot R_{\text{Н}}}{\pi \cdot (R_{\text{Н}}^2 - R_{\text{В}}^2)} \leq |E| = \mu \cdot [q] \cdot [V_{\text{Н}}] \approx (250 \div 800) \text{ Вт/см}^2, \quad (1.7)$$

де $|E|$ – допустима питома потужність тертя, Вт/см²;

$|V_{\text{Н}}|$ – гранична швидкість на зовнішньому радіусі тертя, м/с;

$|q| = 0,14 - 0,30$ МПа – контактний тиск поверхні тертя.

Гранична швидкість $|V_H|$ обертання зчеплення на зовнішньому радіусі тертя знаходиться у діапазоні $65 \div 70$ м/с.

При відомій роботі буксування, якщо знехтувати відводом теплоти в оточуюче середовище, не важко визначити нагрівання деталей зчеплення при одному вмиканні Δt за формулою

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot L_B}{C_T \cdot m_c} \leq |\Delta t|, \quad (1.8)$$

де $C_T = 482$ Дж/(кг · К) – питома теплоємність чавуна або сталі;

m_c – маса натискного диска для однодискового зчеплення, або проміжного диска дводискового зчеплення, кг;

$|\Delta t|$ – граничне значення нагрівання деталей зчеплення при одному вмиканні, К.

$$\Delta t = \begin{cases} 10 \div 15 \text{ К} & \text{– для одиничних транспортних засобів;} \\ \leq 20 \text{ К} & \text{– для автомобілів з причепами або автопоїздів.} \end{cases}$$

Для руху з місця на першій передачі водій при вимкненому зчепленні підвищує частоту обертання колінчастого вала двигуна та плавно відпускає зчеплення. Це приводить до того, що зчеплення починає передавати оберти на вал коробки передач і вал починає обертатися. Процес передачі обертів супроводжується буксуванням зчеплення за час буксування (відстань між точками 1 та 2 (рис 1.9)), що знижує оберти колінчастого вала двигуна. При вирівнюванні обертів ω_e та ω_a водій підвищує оберти двигуна, тим самим підвищуючи оберти на валу коробки передач. Коли досягаються максимальні оберти на першій передачі водій швидко на тискає на педаль зчеплення та одночасно відпускає педаль подачі палива (точка 3 на рисунку 1.9) і перемикає передачу с першої на другу. Поки зчеплення вимкнуте автомобіль рухається накатом на протязі часу t_H . В точці 4 водій починає відпускати зчеплення і додавати трохи палива. В точці 5 зчеплення починає буксувати і передавати крутний момент на вал коробки при включеній другій переда-

чі. Час $t_{\text{заг}}$ це час, який витрачається на виключення та включення зчеплення при перемиканні передач. В точці 6 зчеплення повністю передає оберти на вал коробки передач і водій починає підвищувати оберти колінчастого вала двигуна.

Робота буксування зчеплення під час перемикання передач значно менша ніж при початку руху транспортного засобу з місця, тому теплові розрахунки для цього робочого процесу при конструюванні зчеплення не використовуються.

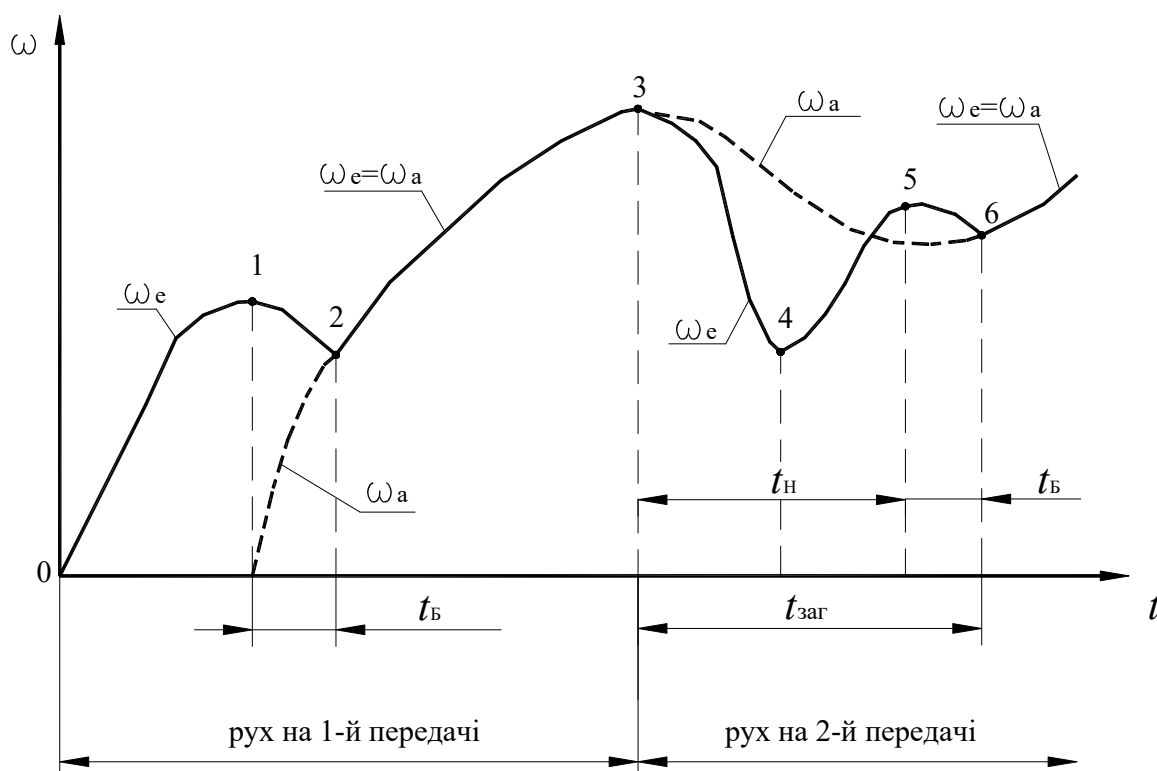


Рисунок 1.9 – Зміна кутових швидкостей зчеплення та вала коробки під час перемикання передач

1.5 Задачі дослідження

У відповідності з поставленою метою і на підставі проведеного аналізу літературних джерел сформульовані наступні завдання дослідження:

– провести аналіз конструкцій зчеплень, його приводів та вимог, що висуваються до них, та обрати на його основі найбільш раціональну конструкцію зчеплення та його приводу;

- провести функціональний розрахунок зчеплення для отримання необхідних конструктивних параметрів;
- провести огляд існуючих видів випробовувань зчеплень, для оцінки досліджуваних параметрів;
- розробити математичні моделі роботи зчеплення і приводу з пневмогідрравлічним підсилювачем для отримання його статичних характеристик;
- провести порівняльний аналіз статичних характеристик;
- провести математичне моделювання процесу наповнення пневматичної частини приводу з пневмогідрравлічним підсилювачем.

2 ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ЗЧЕПЛЕННЯ

2.1 Визначення основних параметрів зчеплення [8].

Для функціонального розрахунку зчеплення були задані наступні параметри, взяті з автомобіля аналогу КамАЗ-4308:

- повна маса автомобіля, $m_a = 9575$ кг ;
- максимальний крутний момент двигуна, $M_{e_{\max}} = 627$ Н·м;
- передавальне число головної передачі, $u_0 = 5,917$;
- передавальне число першої передачі, $u_{k1} = 5,62$;
- передавальне число другої передачі, $u_{k2} = 2,89$;
- статичний радіус колеса, $r_c = 0,5$ м ;
- частота обертання колінчастого вала при $N_{e_{\max}}$, $n_N = 1500$ об/хв .

Основні параметри зчеплення визначають його тип, конструкцію, габаритні розміри і масу. До основних параметрів відносяться:

- зовнішній діаметр фрикційних накладок веденого диска – D ;
- внутрішній діаметр фрикційних накладок веденого диска – d ;
- коефіцієнт запасу зчеплення – β ;
- сумарне нажимне зусилля пружин – N ;
- розрахункове значення коефіцієнта тертя – μ ;
- число поверхонь тертя, рівне подвоєному числу відомих дисків – i ;
- тип, число і жорсткість натискних пружин;
- число важелів виключення.

Число відомих дисків визначаю на основі аналізу конструкцій зчеплень автомобілів-аналогів.

Всі ці параметри визначають тип, конструкцію, габаритні розміри і масу зчеплення.

Параметри D , d , i визначаються по максимальному моменту двигуна або по максимальній частоті обертання колінчастого вала відповідно до ГОСТ 12238-76,

$M_{e\max} = 627 \text{ Н} \cdot \text{м}$ відповідно до роботи. Розрахункову величину коефіцієнта тертя приймаємо $\mu = 0,3$, так як цьому значенню відповідають властивості сучасних фрикційних матеріалів.

Після аналізу таблиці ГОСТ 12238-76 і автомобіля аналогу КамАЗ–4308, приймаємо наступні параметри:

- $D = 350 \text{ мм}$;
- $d = 200 \text{ мм}$;
- $i = 2$;
- $\delta = 4,0 \text{ мм}$.

Вибираємо коефіцієнт запасу зчеплення β , що характеризує у скільки разів більше крутний момент від двигуна дане зчеплення може передати на коробку передач, для вантажних автомобілів він дорівнює

$$\beta = \frac{M_c}{M_{e\max}} = 1,5 - 2,2 = 1,7. \quad (2.1)$$

Встановлено, що в процесі експлуатації коефіцієнт запасу зчеплення змінюється по мірі зносу накладок, усадки натискних пружин і відхилень коефіцієнта тертя від свого розрахункового значення. Звідси випливає, що момент пробуксовки зчеплення M_c буде рівний відповідно до формули

$$M_c = \beta \cdot M_{e\max} = 1,7 \cdot 627 = 1065,9 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (2.2)$$

Визначаємо сумарне натискне зусилля пружин N

$$N = \frac{M_c}{\mu \cdot R \cdot i} = \frac{1065,9}{0,3 \cdot 0,138 \cdot 2} = 12920 \text{ Н}, \quad (2.3)$$

де R – середній радіус тертя.

Середній радіус тертя визначаємо за наступною залежністю:

$$R = \frac{1}{4} \cdot (D + d) = \frac{1}{4} \cdot (0,35 + 0,2) = 0,138\text{м}, \quad (2.4)$$

Визначення контактного тиску поверхні тертя q повинна знаходитися у діапазоні 0,14 – 0,30 МПа, визначається за формулою

$$q = \frac{N}{F} \cong \frac{4}{\pi} \cdot \frac{N}{D^2 - d^2} = \frac{4}{3,14} \cdot \frac{12920}{0,35^2 - 0,2^2} = 0,199 \text{ МПа}. \quad (2.5)$$

На легкових і вантажних автомобілях малої вантажопідйомності рекомендується застосовувати зчеплення з діафрагмовою пружиною. Хід натискного диска для однодискових зчеплень s повинен забезпечувати повне вимикання зчеплення, що досягається при $s = 1,5 - 2$ мм. Приймаємо $s = 2$ мм.

2.2 Розрахунок деталей діафрагмової пружини

Розрахунок діафрагмової пружини.

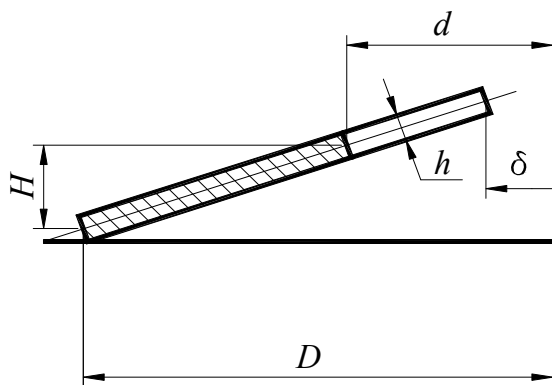
Діафрагмові пружини мають нелінійну залежність між силою і деформацією.

Розрахункові параметри діафрагмової пружини (рис. 2.1) реалізуються її кільцевою частиною, замкненою між зовнішнім (D) і внутрішнім (d) діаметрами.

Пелюсткова частина діафрагмової пружини служить для передачі зусилля від відтискного підшипника і виконує роль відтискних важелів. В зчепленнях автомобілів доцільно застосовувати діафрагмові пружини, у яких відношення стріли прогину H до товщини диска h знаходиться в діапазоні $1,70 \leq \frac{H}{h} \leq 1,80$. При цьому

номінальна сила N повинна відповідати прогину H , тобто. діафрагмова пружина при увімкненому зчепленні та не зношених накладках повинна знаходитися в

плоскому стані. З ціллю зниження зусилля на педалі зміна відношення $\frac{D}{d}$ рекомендується обмежувати діапазоном $1,20 \leq \frac{D}{d} \leq 1,30$. Це дозволяє також спростити основні розрахункові залежності.



H – стріла прогину; h – товщина диска; D – зовнішній діаметр діафрагмовою пружини; d – внутрішній діаметр діафрагмової пружини; δ – менший діаметр пружин

Рисунок 2.1 – Розрахункові параметри діафрагменної пружини

Діафрагмова пружина може виготовлюватися з наступних сталей:

- 60С2А з межею текучості $[\sigma] = 1400$ МПа;
- 60С2Н2А, 60С2ХА, 70С3А, які мають межу текучості $[\sigma] = 1600$ МПа;
- 60С2ХФА, 65С2ВА межа текучості яких $[\sigma] = 1700$ МПа.

Для розрахунків приймаємо сталь 60С2Н2А.

В рекомендованих вище запропонованих змінах $\frac{H}{h}$ і $\frac{D}{d}$ з точністю до 1% величина товщини диску h визначається по формулі

$$h = 1,525 \cdot \sqrt{\frac{N}{[\sigma]}} = 1,525 \cdot \sqrt{\frac{12920}{1600}} = 4,3 \text{ мм}, \quad (2.6)$$

де N – номінальне натискне зусилля;

$[\sigma]$ – допустима напруга, МПа;

Обираємо значення $\frac{D}{d} = 1,25$ і $\frac{H}{h} = 1,75$ з рекомендованих вище діапазонів

їх значень межі текучості для сталей.

Визначаємо зовнішній діаметр вільної пружини D по залежностям:

$$D = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot E}{3 \cdot N}} \cdot \sqrt{\frac{H}{h} \cdot \ln \frac{D}{d}} \cdot \frac{h^2}{1 - \frac{d}{D}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2,2 \cdot 10^5}{3 \cdot 12970}} \cdot \sqrt{1,75 \cdot \ln 1,25} \cdot \frac{4,3^2}{1 - \frac{1}{1,25}} = 350,4 \text{ мм}, \quad (2.7)$$

$$D = \sqrt{\frac{E}{[\sigma]}} \cdot \sqrt{\frac{\frac{D}{d}}{1 - \frac{d}{D}} \cdot \left(\frac{H}{h} + 1\right)} \cdot h =$$

$$= \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^5}{1600}} \cdot \sqrt{\frac{1,25}{1 - \frac{1}{1,25}} \cdot (1,75 + 1)} \cdot 4,3 = 347,4 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

де $E = 2,2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності першого роду, для пружинної сталі;

З двох отриманих значень приймаємо більше, $D = 350$ мм.

Тепер можемо визначити стрілу прогину H і внутрішній діаметр пружини

d з співвідношень $\frac{D}{d} = 1,25$ та $\frac{H}{h} = 1,75$: $d = 280$ мм та $H = 7,5$ мм.

Залежність зусиль від відносної деформації також представляється в безрозмірній формі в координатах $\frac{P}{N}$ та $\frac{\lambda}{H}$.

$$\frac{P}{N} = \left(\frac{H}{h}\right)^2 \cdot \frac{\lambda}{H} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{H}\right) \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{H}\right) + \left(\frac{h}{H}\right)^2 \right]. \quad (2.9)$$

Залежність напружень від відносної деформації також представляється в безрозмірній формі

$$\frac{\sigma}{\sigma_{\max}} = \frac{2}{\left(1 + \frac{h}{H}\right)^2} \cdot \frac{\lambda}{H} \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{\lambda}{H} + \frac{h}{H}\right). \quad (2.10)$$

По залежностям (2.9) та (2.10) будуюмо характеристику пружини (рис. 2.2).

Таблиця 2.1 – Характеристика пружини

$\frac{\lambda}{H}$	0	0,25	0,5	0,75	1	1,25	1,5	1,75	2
$\frac{P}{N}$	0	0,7524	1,07	1,1	1	0,89	0,925	1,247	2
$\frac{\sigma}{\sigma_{\max}}$	0	0,293	0,53	0,726	0,867	0,958	0,997	0,987	0,925

Виконаємо контроль обчислень.

У міру зносу накладок робоча точка на характеристиці пружини переміщається вліво, а при вимиканні зчеплення – вправо від точки $\frac{\lambda}{H}=1$, яка є точкою перегину кривої, функція $\frac{P}{N} = f\left(\frac{\lambda}{H}\right)$ пружини (рис. 2.2) має максимум і мінімум при значеннях аргументу

$$\frac{\lambda}{H} = 1 \pm \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{h}{H}\right)^2} = 1 \pm \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{2}{3} \cdot (0,57)^2} = 1 \pm 0,342. \quad (2.11)$$

Найбільші напруги виникають по внутрішньому діаметру кільцевої частини пружини. Свого максимального значення ці напруги досягають при відносній де-

формації: $\frac{\lambda}{H} = 1 + \frac{h}{H}$.

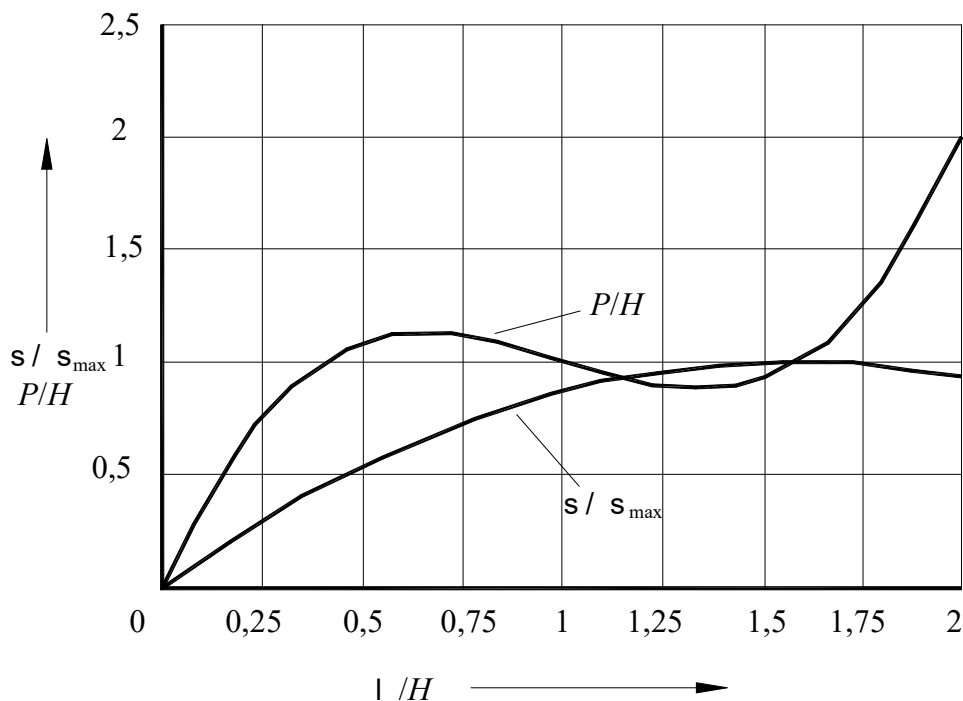


Рисунок 2.2 – Характеристика пружини

При цьому величина напруги σ_{\max}

$$\sigma_{\max} = E \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^2 \cdot \frac{\frac{D}{d}}{1 - \frac{D}{d}} \cdot \left(1 + \frac{h}{H}\right)^2 = \quad (2.12)$$

$$= 2,2 \cdot 10^5 \cdot \left(\frac{7,5}{350}\right)^2 \cdot \frac{1,25}{1 - \frac{1}{1,25}} \cdot (1 + 0,57)^2 = 1559 \text{ МПа} \leq |\sigma| = 1600 \text{ МПа}.$$

Внутрішній діаметр – δ пелюсткової частини пружини (рис. 2.1) визначається умовами компонування. Зазвичай $\frac{D}{\delta} \geq 2,5$. Приймаємо $\frac{D}{\delta} = 2,5$.

Якщо діафрагмова пружина тисне на натискний диск своїм зовнішнім діаметром, то її передавальне відношення $u_{дп}$ визначається формулою

$$u_{дп} = \frac{\frac{d}{D} - \frac{\delta}{D}}{1 - \frac{d}{D}} = \frac{0,8 - 0,4}{1 - 0,8} = 2. \quad (2.13)$$

Були отримані розрахункові параметри діафрагмової пружини, отримана її безрозмірна характеристика, а також перевірочний розрахунок напруги, які виникають по внутрішньому діаметру кільцевої частини пружини.

2.3 Розрахунок ведучих і відомих деталей зчеплення

Як напрямні пристрої для осьового переміщення натискного і проміжного дисків використовуються: виступи, шипи, зуби, пальці, шпонкові з'єднання чи рівно розташовані по колу тангенціально-пружні пластини.

Товщину натискного і проміжного дисків попередньо приймаємо рівною $0,045 - 0,060 D$ і потім уточнюємо за результатами теплового розрахунку.

Виступи, шипи, зуби, пальці, шпонкові з'єднання натискного і проміжного дисків розраховуються на напругу при зминанні $\sigma_{см}$

$$\begin{aligned} \sigma_{см} &= \frac{\gamma \cdot M_c}{r \cdot z \cdot s} = \\ &= \frac{0,5 \cdot 1065,9}{0,138 \cdot 2 \cdot 0,065} = 0,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}] = 15 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (2.14)$$

де $r = 0,138$ м – середній радіус розташування контактна;

$s = 0,065$ м² – площа контакту;

$z = 2$ – число контактів;

$\gamma = 0,5$ – коефіцієнт, який враховує кількість і розташування дисків.

Шліці маточини відомого диска розраховуються на зріз $\tau_{\text{сп1}}$ і зминання

$\sigma_{\text{см1}}$:

– розрахунок на зріз ведеться за наступною залежністю

$$\begin{aligned} \tau_{\text{сп1}} &= \frac{4 \cdot \gamma \cdot M_c}{(D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}}) \cdot z_{\text{ш}} \cdot l_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}}} \\ &= \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1065,9 \cdot 10^3}{(42 + 32) \cdot 10 \cdot 40 \cdot 6} = 12,03 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{сп}}] = 15 \text{ МПа}, \end{aligned} \quad (2.15)$$

де $D_{\text{ш}}$ і $d_{\text{ш}}$ – зовнішній і внутрішній діаметр шліців, мм;

$l_{\text{ш}}$ і $b_{\text{ш}}$ – довжина і ширина шліців, мм;

$z_{\text{ш}}$ – число шліців;

– розрахунок на зминання шліців можливо визначити за допомогою наступного виразу

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см1}} &= \frac{8 \cdot \gamma \cdot M_c}{(D_{\text{ш}}^2 - d_{\text{ш}}^2) \cdot z_{\text{ш}} \cdot l_{\text{ш}}} = \frac{8 \cdot 0,5 \cdot 1065,9 \cdot 10^3}{(42^2 - 32^2) \cdot 10 \cdot 40} = \\ &= 14,04 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 30 \text{ МПа}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Відтискний підшипник зчеплення перевіряють на величину статичної вантажопідйомності по зусиллю на довгому плечі важеля Q

$$Q = \frac{1,2 \cdot N}{i} \leq [Q], \quad (2.17)$$

де i – передавальне відношення важеля;

$[Q]$ – допустиме статичне навантаження підшипника.

$$Q = \frac{1,2 \cdot 12920}{2} = 7752 \text{ Н} \leq 24500 \text{ Н}.$$

Тангенціальні пружні пластини розраховують на зріз $\tau_{\text{сп2}}$, на зминання $\sigma_{\text{см2}}$
заклепок:

– на зріз

$$\tau_{\text{сп2}} = \frac{4 \cdot \gamma \cdot M_c}{r \cdot z_3 \cdot \pi \cdot d_3^2} =$$

$$= \frac{4 \cdot 0,5 \cdot 1065,9 \cdot 10^3}{194 \cdot 16 \cdot 3,14 \cdot 4^2} = 3,42 \text{ МПа} \leq 15 \dots 20 \text{ МПа},$$
(2.18)

де z_3 – число заклепок;

d_3 – діаметр заклепки, мм;

r – середній радіус розташування кріплення тенденційних пластин;

– на зминання

$$\sigma_{\text{см2}} = \frac{\gamma \cdot M_c}{r \cdot z_{\text{п}} \cdot d_3 \cdot \delta_{\text{п}}} =$$

$$= \frac{0,5 \cdot 1065,9 \cdot 10^3}{194 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 4} = 17,7 \text{ МПа} \leq 20 \dots 30 \text{ МПа},$$
(2.19)

де $z_{\text{п}}$ – кількість пластин,

$\delta_{\text{п}}$ – товщина пластини.

Був проведений перевірочний розрахунок ведучих та відомих деталей зчеплення, який показав, що вони знаходяться у межах параметрів, за якими контролюється.

2.4 Розрахунок показників зносостійкості зчеплення

Для вантажних автомобілів розрахунок показників зносостійкості ведеться для рушання автомобіля на першій передачі (при $\psi = 0,16$) і другій (при $\psi = 0,02$) передачі.

Розрахунок моменту опору руху автомобіля, підведеного до колінчастого валу автомобіля ведемо за наступними залежностями:

на першій передачі

$$M_{\psi 1} = \frac{\psi_1 \cdot m_a \cdot g \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{\text{кп1}}} = \frac{\psi_1 \cdot G \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{\text{кп1}}} = \frac{0,16 \cdot 93930,75 \cdot 0,5}{5,917 \cdot 5,62} = 226 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.20)$$

де $G = 93930,75 \text{ Н}$ – вага повністю завантаженого автомобіля;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

– та на другій передачі

$$M_{\psi 2} = \frac{\psi_2 \cdot m_a \cdot g \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{\text{кп2}}} = \frac{\psi_2 \cdot G \cdot r_d}{u_0 \cdot u_{\text{кп2}}} = \frac{0,02 \cdot 93930,75 \cdot 0,5}{5,917 \cdot 2,89} = 54,93 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.21)$$

де ψ – коефіцієнт дорожнього опору;

$M_{\psi 1}$ і $M_{\psi 2}$ – моменти опору руху автомобіля на першій та на другій передачах.

Величина кутової швидкості колінчастого валу при русанні автомобіля з місця для дизельних двигунів визначається за наступною залежністю

$$\omega_0 = 0,75 \cdot \omega_N = 0,75 \cdot 157 = 117,75 \text{ с}^{-1}, \quad (2.22)$$

де ω_N – кутова швидкість колінчастого валу при $N_{e\text{max}}$, с^{-1} .

$$\omega_N = \frac{\pi \cdot n_N}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}. \quad (2.23)$$

Визначаємо момент інерції умовного маховика на первинному валу коробки передач, еквівалентного поступальній масі автомобіля що рухається:

– момент інерції на першій передачі I_{a1}

$$I_{a1} = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{r_k}{u_0 \cdot u_{кп1}} \right)^2 = \frac{93930,75}{9,81} \cdot \left(\frac{0,5}{5,917 \cdot 5,62} \right)^2 = 2,165 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad (2.24)$$

– момент інерції на другій передачі I_{a2}

$$I_{a2} = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{r_k}{u_0 \cdot u_{кп2}} \right)^2 = \frac{93930,75}{9,81} \cdot \left(\frac{0,5}{5,917 \cdot 2,89} \right)^2 = 8,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (2.25)$$

Для практичних розрахунків рекомендується спрощена залежність для визначення роботи буксування зчеплення.

Робота буксування зчеплення буде дорівнювати:

– на першій передачі

$$W_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_{a1} \cdot \omega_0^2}{1 - \frac{M_{\psi 1}}{Me_{\max}}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2,2 \cdot 117,75^2}{1 - \frac{382,3}{627}} = 23460 \text{ Дж}; \quad (2.26)$$

– на другій передачі

$$W_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{I_{a2} \cdot \omega_0^2}{1 - \frac{M_{\psi 2}}{Me_{\max}}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{8,2 \cdot 117,75^2}{1 - \frac{54,93}{627}} = 62200 \text{ Дж}. \quad (2.27)$$

де W_1 і W_2 – робота буксування зчеплення відповідно на першій та на другій передачі.

Визначаємо питому роботу визначається за залежністю:

– першій передачі

$$a_1 = \frac{W_1}{i \cdot F} = \frac{23460}{2 \cdot 0,065} = 1,8 \cdot 10^5 \text{ Дж/м}^2; \quad (2.28)$$

– на другій передачі

$$a_2 = \frac{W_2}{i \cdot F} = \frac{62000}{2 \cdot 0,065} = 4,785 \cdot 10^5 \text{ Дж/м}^2. \quad (2.29)$$

де a_1 і a_2 – питома робота буксування зчеплення на першій та другій передачах.

Визначимо збільшення середньої температури на першій та другій передачах:

– збільшення середньої температури на першій передачі ΔT_1

$$\Delta T_1 = \frac{\gamma \cdot W_1}{c \cdot m_g} = \frac{0,5 \cdot 23460}{481,5 \cdot 6} = 4,1 \text{ К}; \quad (2.30)$$

– збільшення середньої температури на першій передачі ΔT_2

$$\Delta T_2 = \frac{\gamma \cdot W_2}{c \cdot m_g} = \frac{0,5 \cdot 62200}{481,5 \cdot 6} = 10,8 \text{ К}, \quad (2.31)$$

де m_g – маса диска, кг;

$c = 481,5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – питома масова теплоємність матеріалу диска;

$\gamma = 0,5$ – частка тепла, що йде на нагрівання диска.

Був проведений розрахунок, який дозволив отримати основні показники зносостійкості зчеплення на першій та на другій передачах.

2.5 Визначення параметрів привода

Робота, необхідна для переміщення натискного диску W при вимиканні зчеплення, визначається за приблизною залежністю

$$W = \frac{1}{2} \cdot (P + P_{\max}) \cdot z \cdot s, \quad (2.32)$$

де P і P_{\max} – відповідно номінальне та максимальне значення зусилля натискної пружини;

z – кількість пружин;

s – хід натискного диску.

Для зчеплень з діафрагмовою пружиною величина $P = N$.

Максимальне зусилля натискної пружини P_{\max} відповідає відносній деформації λ / H

$$\frac{\lambda}{H} = 1 - \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{h}{H}\right)^2} = 1 - \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{1}{1,75}\right)^2} = 0,66; \quad (2.33)$$

Завдяки отриманій залежності $\frac{\lambda}{H}$, та рисунку 2.2 отримуємо залежність

$P_{\max} / P = 1,1$ з якої знаходимо P_{\max}

$$P_{\max} = 1,1 \cdot N = 14212 \text{ Н} \quad (2.34)$$

Тепер можемо знайти роботу необхідну для переміщення натискного диску при вимиканні зчеплення

$$W = \frac{1}{2} \cdot (12920 + 14212) \cdot 1 \cdot 0,002 = 27,132 \text{ Дж.}$$

Перевіряємо отриману величину з допустимою роботою при вимиканні зчеплення

$$\frac{W}{\eta_{\text{п}}} = \frac{27,132}{0,85} = 32 > |W| = 30 \text{ Дж}, \quad (2.35)$$

де $\eta_{\text{п}} = 0,85$ – коефіцієнт корисної дії приводу зчеплення;

$|W| = 30 \text{ Дж}$ – максимально допустима робота, необхідна для вимикання зчеплення.

Оскільки залежність $\frac{W}{\eta_{\text{т}}} > |W|$ на автомобілі необхідно встановлювати підсилювач, силове передавальне відношення k якого визначається за залежністю

$$k \geq \frac{W}{\eta_{\text{п}} \cdot |W|} \geq \frac{32}{0,85 \cdot 30} = 1,255. \quad (2.36)$$

Приймаємо $k = 1,3$.

Визначимо передавальне відношення гідравлічної частини приводу $u_{\text{г}}$

$$u_{\text{г}} = \left(\frac{d_{\text{п}}}{d_{\text{г}}} \right)^2 = \left(\frac{38}{24} \right)^2 = 2,5, \quad (2.37)$$

де $d_{\text{п}}$ – діаметр робочого циліндру зчеплення, мм ;

$d_{\text{г}}$ – діаметр головного циліндру зчеплення, мм .

Підбираємо параметри, обираємо співвідношення плечей педалі зчеплення та приводної вилки для гідравлічного приводу $u_{\text{п}}$

$$u_{\text{п}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{d}{c} \cdot u_{\text{дп}} \cdot u_{\text{г}} = \frac{240 \cdot 215}{45 \cdot 100} \cdot 2 \cdot 2,5 = 57,5, \quad (2.38)$$

де $u_{\text{дп}}$ – передавальне відношення діафрагмової пружини;

a, b, c, d – плечі педалі зчеплення, приводної вилки, мм (рис 2.3).

Максимальне зусилля на педалі зчеплення визначається залежністю

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\text{max}} \cdot z}{\eta_{\text{п}} \cdot k \cdot u_{\text{п}}} = \frac{14212 \cdot 1}{0,85 \cdot 1,3 \cdot 57,5} = 210,68 \text{ Н} \leq |P_{\text{пед}}| = 250 \text{ Н}, \quad (2.39)$$

де $|P_{\text{пед}}|$ – максимально допустиме зусилля на педалі зчеплення для вантажних автомобілів, Н.

Хід педалі $l_{\text{пед}}$ обчислюється за формулою

$$l_{\text{пед}} = s \cdot u_{\text{п}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta}{s} \cdot \frac{1}{u_{\text{оп}}}\right) = 2 \cdot 57,5 \cdot \left(1 + \frac{2}{2} \cdot \frac{1}{4}\right) = 143,7 \leq |l_{\text{пед}}| = 190 \text{ мм}, \quad (2.40)$$

де $\Delta = 2 \dots 4$ мм – зазор між відтискним підшипником і відтискними важелями;

$u_{\text{оп}}$ – передавальне відношення відтискного важеля.

$|l_{\text{пед}}|$ – максимально допустимий хід педалі зчеплення, мм.

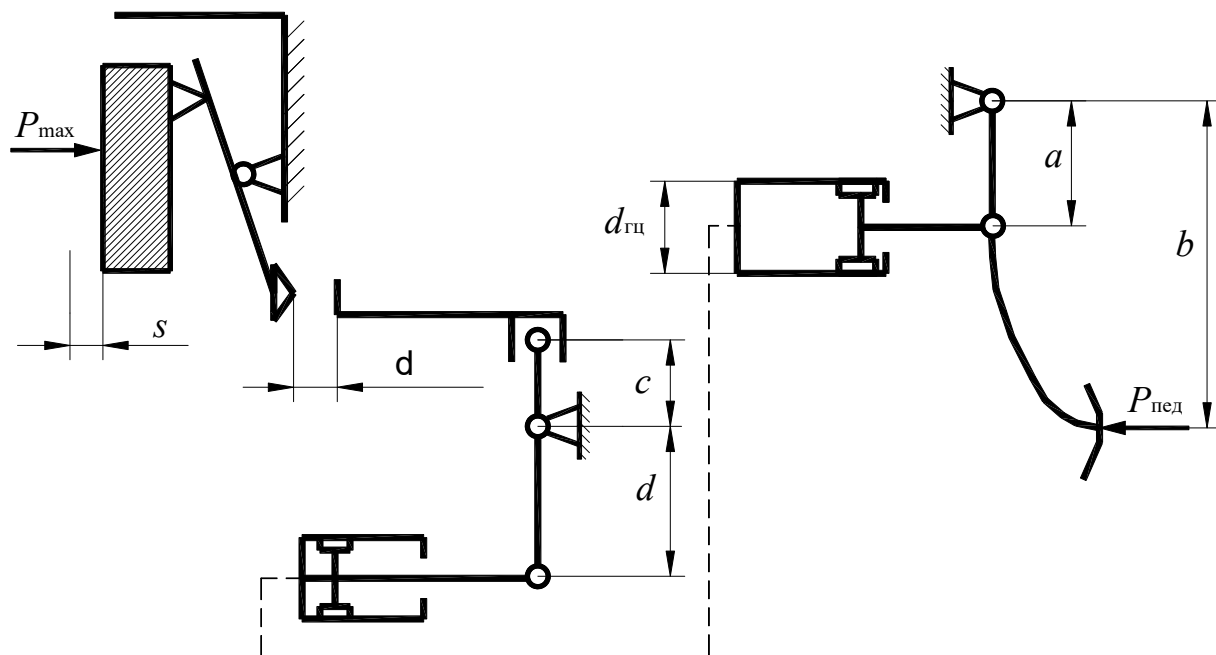


Рисунок 2.3 – Кінематична схема приводу зчеплення

Оскільки вираз (2.35) більше 30 Дж і в системі необхідно встановлювати підсилювач, подальші дослідження будуть проводитися саме для приводу, так як цей елемент впливає на швидкість спрацьовування зчеплення.

3 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ТИПІВ КЕРУВАННЯ ЗЧЕПЛЕННЯМ

3.1 Основні вимоги, що застосовуються до приводів зчеплень

Зв'язок між ногою водія і виделкою вимикання зчеплення здійснюється за допомогою приводу. Виконавчий орган і група апаратів, призначених для накопичення і передачі енергії робочого середовища (повітря або рідини) і з'єднаних між собою трубопроводами в певній послідовності, називається приводом.

Основним експлуатаційним режимом зчеплення є процес з'єднання двигуна з трансмісією при русанні автомобіля з місця і перемиканні передач. Під час перемикання передач зчеплення має швидко і повністю виключатися. Максимальний час вимикання не повинно перевищувати 0,2 – 0,25 с. Включення зчеплення після закінчення процесу перемикання передач, має відбуватися досить плавно, щоб у трансмісії автомобіля не з'являлося значних навантажень, що викликають у водія і пасажирів відчуття різкого уповільнення або прискорення автомобіля.

До основних вимог, що застосовуються до приводів зчеплення, відносяться:

- зручність і легкість управління;
- високий коефіцієнт корисної дії;
- наявність слідкуючої дії;
- надійність, довговічність і простота в обслуговуванні.

Зручність забезпечується вибором допустимих зусиль на педалі зчеплення її ходом. Встановлено, що зусилля, яке розвивається водієм для виключення зчеплення, повинне знаходитися в межах $P_{\text{п}} = 150 \dots 250 \text{ Н}$, а хід педалі зчеплення $S_{\text{п}} = 150 \dots 190 \text{ мм}$, при цьому нижнє значення відноситься до легкових автомобілів, а верхнє – до вантажних.

Зазначені обмеження по зусиллю і переміщенню, а також ряд експлуатаційних, технологічних та економічних факторів, що враховують перевагу того чи іншого конструктивного рішення, визначають тип приводу зчеплення. Приводи управління зчепленням підрозділяються на механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні і комбіновані. На потужних тракторах, автобусах і вантажних автомобі-

лях великої вантажопідйомності встановлюються приводи з підсилювачами, які управляються від педалі зчеплення з підведенням енергії до них від різних пристроїв. Так, гідравлічні та пневматичні підсилювачі застосовуються на тих машинах, на яких є гідравлічні та пневматичні системи, що обслуговують інші органи управління. Такі підсилювачі створюють необхідні зусилля для виключення зчеплення і володіють слідкуючою дією. Підсилювач повинен складатися з двох основних частин: виконавчий елемент (наприклад, пневмоциліндр) і керуючий пристрій (стежить механізм).

У зв'язку з тим, що підсилювач зчеплення встановлюють для полегшення управління зчепленням, основною вимогою до нього слід вважати забезпечення розрахункового коефіцієнта посилення, необхідного для вимикання зчеплення. Крім того, бажано забезпечення широкого діапазону розвиваються зусиль і переміщень, для використання його на автомобілях з різними умовами експлуатації.

3.2 Аналіз існуючих приводів зчеплення транспортних засобів

Як зазначалося вище, приводи керування зчепленням поділяються на автоматичні і неавтоматичні. Неавтоматичні приводи здійснюють безпосереднє управління зчепленням. В автоматичному приводі зчеплення мається його зв'язок з іншими органами управління автомобіля, завдяки чому з елементів управління може бути виключена педаль зчеплення, що полегшує управління зчепленням. Однак на вантажних автомобілях і автобусах автоматичні приводи практично не застосовуються.

Розглянемо конструктивні схеми приводів керування зчепленням, що отримали найбільше поширення в автомобілебудуванні. Класифікація приводів зчеплення, найбільш часто застосовуються для управління зчепленням, представлена на рис. 3.1.

Конструкція механічного приводу автомобільного зчеплення є найбільш простою і надійною в експлуатації. На сучасних автомобілях встановлюється два типи механічних приводів: тросовий і важільний. Сучасний тросовий привід во-

лодіє мінімальною масою, пристосований до дистанційного управління, простий в обслуговуванні. Його жорсткість і ККД знаходяться практично на рівні гідравлічного приводу, а можливість герметизації кузова така ж, як у гідроприводу. Основними недоліками даного приводу є труднощі, що виникають при установці зчеплення на значній відстані від органів управління, і поява значних зусиль на педалі при виключення зчеплення важких машин. Важільний механічний привід володіє порівняно невисоким ККД, і через нього передаються вібрації від двигуна на ногу водія.

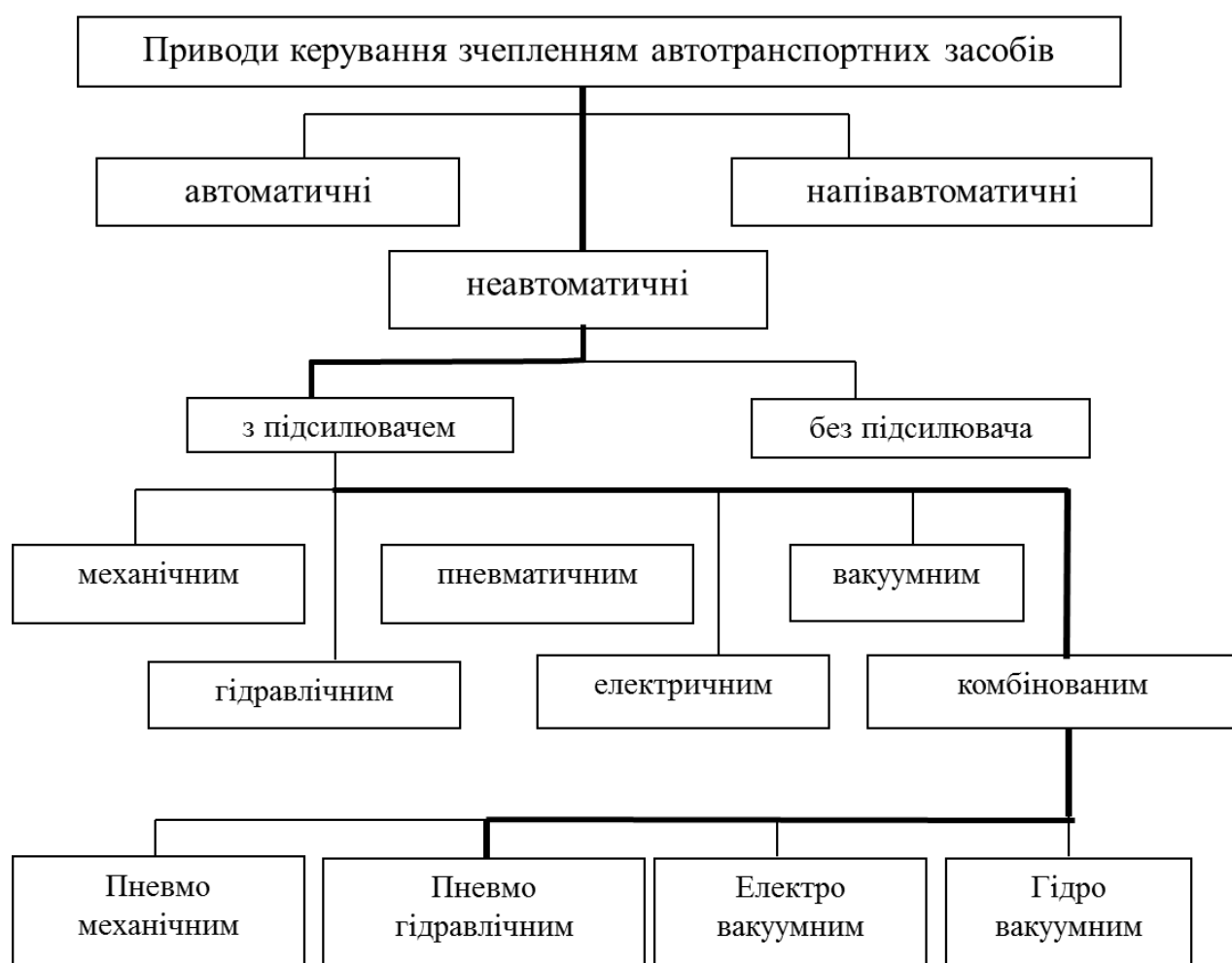


Рисунок 3.1 – Класифікація приводів зчеплення автотранспортних засобів [9].

Гідравлічний привід зчеплення, отримав останнім часом широкого поширення, аналогічний за принципом дії і конструктивним виконанням гідравлічному приводу гальм. Застосування гідравлічного приводу обумовлено рядом переваг,

які можна отримати при використанні передачі зусилля за допомогою енергії рідини. До переваг гідроприводу слід віднести наступні показники:

- кращу, порівняно з пневматичними системами, статичну точність регулювання;
- незначне запізнення в роботі завдяки практично повній незтискаємості рідини;
- кращі динамічні показники виконавчих пристроїв через малі приведені рухомі маси;
- гарне змащення робочих поверхонь рухомих елементів, що збільшує довговічність приводу.
- більш високий ККД (порівняно з пневматичним приводом);
- зручність компонування на автомобілі;
- простота обслуговування завдяки невеликій кількості точок змащування та регулювання;
- більш плавне включення зчеплення (у порівнянні з механічним приводом).

До істотних недоліків необхідно віднести високу залежність характеристик гідроприводу від умов експлуатації (температури) і можливість зовнішніх витоків робочої рідини.

Пневматичні приводи в чистому вигляді для управління зчепленням автомобілів мають обмежене застосування і в даний час практично не застосовуються. Фірмою «*Bosch*» був випущений пневматичний привід зчеплення, який володіє слідкуючою дією і придатний для дистанційного керування. Привід працює при зусиллі на педалі зчеплення 120-150 Н. До основних недоліків слід віднести невідповідність приводу основним вимогам, що пред'являються до зчеплення, а також низьку чутливість слідкуючого елемента і відсутність стеження по переміщенню. При включенні приводу в загальну пневматичну систему автомобіля в разі будь-якої несправності в ній припиняється робота приводу. Тому бажана установка окремого повітряного балона з зворотним клапаном, при якому створюється автономний пневматичний контур, що живить привід. В описаній схемі в

разі відмови пневматичної системи передбачений аварійний гідравлічний привід, що складається з насоса, який діє від педалі, при цьому для виключення зчеплення потрібно близько десяти натискань на педаль.

Основні переваги пневматичних і гідравлічних приводів управління перед механічними і електричними приводами наступні:

- поєднання великої вихідної потужності з малими габаритами і масою. Питомі сили гідравлічних виконавчих пристроїв в 10-20 і більше разів перевершують питомі сили електромагнітів;
- зручність перетворення повітря або рідини в механічну енергію;
- більш точне і просте управління приводом, особливо при великій вихідній потужності;
- легкість конструкції і відносно мала вартість елементів системи;
- відведення тепла, виділеного в результаті втрат енергії, разом з потоком повітря або рідини, що дає можливість підвищувати питому потужність виконавчих органів.

Завдяки використанню стисненого повітря пневмоприводи порівняно з гідроприводами мають конструктивні, експлуатаційні та екологічні переваги, що складаються в простоті пристрою пневматичних елементів приводу, повної пожежної безпеки та відсутності забруднення навколишнього середовища. Однак через стислість робочого середовища тиск у них обмежений (до 0,8 МПа) умовою безпеки. Загальний недолік цих приводів – менше значення ККД (до 0,8), ніж у механічних приводів (більше 0,9).

3.3 Огляд і класифікація пневмогідравлічних підсилювачів

На сучасних вітчизняних і зарубіжних автобусах і вантажних автомобілях середньої й великої вантажопідйомності широкого поширення набули пневматичні підсилювачі, які працюють у складі гідравлічного приводу (надалі пневмогідравлічні підсилювачі), зважаючи на низку явних переваг добре відрізняючих їх від інших типів підсилювачів.

Конструкції приводів зчеплення з пневмогідравлічним підсилювачем досить різноманітні, тому виникає необхідність класифікувати їх і вибрати найбільш кращі рішення.

Пневмогідравлічні підсилювачі відповідно до рис. 2.2 можуть бути класифіковані за типом слідкуючого елемента: з діафрагмовими слідкуючими елементами, з поршневыми. Основними недоліками діафрагмового слідкуючого елемента є зміна активної площі залежно від переміщення і низька довговічність, основною перевагою – незначна сила тертя при переміщенні. Однак при прийнятті заходів щодо зменшення тертя в поршневих ущільненнях (застосування манжет спеціальної форми, мастильних матеріалів забезпечуючих низький коефіцієнт тертя) поршневі слідкуючі елементи виявляються більш кращими. Цим пояснюється майже повне витіснення діафрагмових слідкуючих елементів поршневими.

За типом клапанного вузла: з конічними клапанами, сферичними, плоскими. Основною перевагою конічних і сферичних клапанів є здатність до самоцентрування при перекосах. До недоліків слід віднести велике переміщення (особливо у конічних клапанів) при відкритті і наявності активної площі (впускний клапан притискається до сідла тиском в системі, через що статична характеристика залежить від величини цього тиску), незручність розміщення випускних вікон внизу апарату, що створює передумови скупчення конденсату. Конічні клапани широко застосовувалися раніше. В даний час найбільш часто в конструкції ПГП застосовуються плоскі клапани з однією робочою поверхнею. Перевагу необхідно віддавати плоским клапанам, які не мають третьових поверхонь.

За способом регулювання керуючого впливу: з регулюванням по переміщенню, з регулюванням по зусиллю і швидкості його зміни з комбінованим регулюванням. З усіх вище перерахованих способів, перевагу слід віддавати комбінованому регулюванню. У цьому випадку здійснюється найбільш якісне стеження і досягається максимальна точність регулювання процесу включення зчеплення.

За наявністю елементів забезпечують плавність включення: з гідравлічними дроселями, пневматичними дроселями і комбінованими елементами, що передбачають наявність як пневматичних, так і гідравлічних дроселів. Регулювання про-

цесів управління за допомогою дроселювання досить добре досліджено і вивчено. На практиці в приводах керування зчепленням переважна поширення набули гідравлічні дроселі, однак питання про доцільність їх застосування в пневмогідравлічних приводах зчеплення підлягає дослідженню. Наявність гідравлічних дроселів негативно позначається на динаміці включення зчеплення, в той час як правильний вибір місця установки пневматичного дроселя виключає цей вплив, отже, його застосування більш переважно. Враховуючи, що пневматичні дроселі раніше не застосовувалися в конструкції існуючих пневмогідравлічних підсилювачів, необхідно досліджувати доцільність їх застосування в досліджувальному підсилювачі.

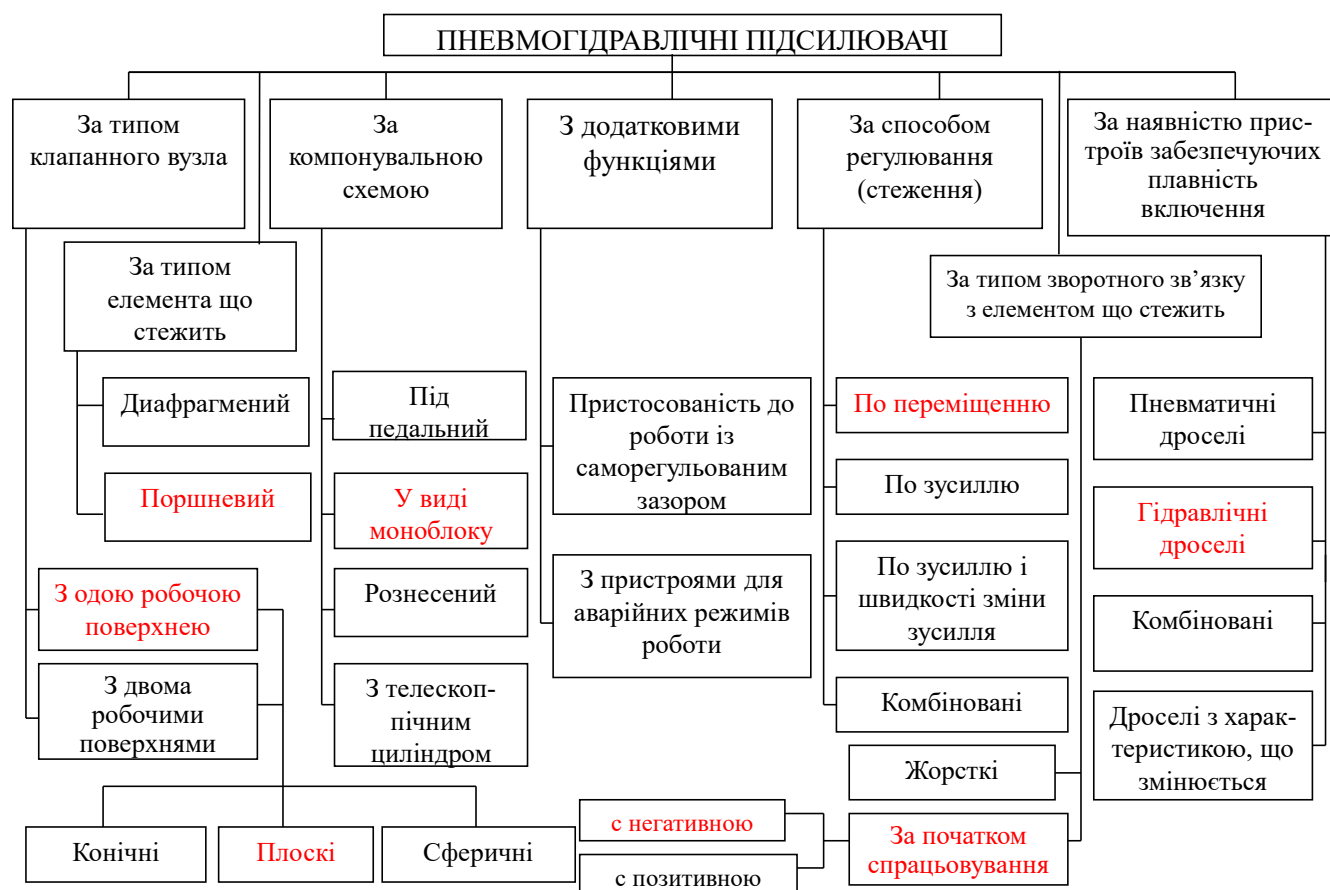


Рисунок 3.2 – Основні класифікаційні ознаки пневмогідравлічних підсилювачів[9].

За способом компоновки основних елементів: (головний циліндр, робочий циліндр, пневмоциліндр і стежить механізм), можуть бути виконані за такими схемами:

– підпедальна. Головний циліндр, пневмоциліндр і слідкуючий механізм виконані в одному корпусі і розташовуються під педаллю зчеплення, робочий циліндр розташований окремо;

– рознесена. Головний циліндр і слідкуючий механізм виконані роздільно, робочий циліндр і пневмоциліндр в одному корпусі;

– телескопічна. Телескопічний робочий циліндр і слідкуючий механізм виконані в одному корпусі, а пневмоциліндр з головним циліндром встановлюються роздільно;

– у вигляді моноблока. Пневмоциліндр, слідкуючий механізм і робочий циліндр виконані у вигляді моноблока, головний циліндр.

4 ВИПРОБОВУВАННЯ ЗЧЕПЛЕНЬ

При дорожніх і стендових випробуваннях досліджують як все зчеплення, так і окремі його деталі: вимірюють момент тертя зчеплення, коефіцієнт надійності при підвищених частотах обертання, балансування зчеплення, термостійкість фрикційних накладок, а також визначають характеристики демпфера крутильних коливань, механізму виключення зчеплення, натискних пружин і фрикційних матеріалів. Крім того, в тих випадках, коли зчеплення працює при напруженому тепловому режимі, проводять дослідження вентиляції картера зчеплення [10].

При визначенні довговічності зчеплення встановлюють зносостійкість фрикційних накладок і довговічності натискних пружин, деталей механізму виключення зчеплення, демпфера крутильних коливань і веденого диска зчеплення і картера зчеплення.

Перед випробуваннями перевіряють відповідність випробовуваного зчеплення технічним умовам. При новому відомому диску зчеплення проводять його приробку таким чином. На стенді, включаючи 50-100 разів зчеплення, забезпечують при кожному включенні роботу буксування, відповідну торганню автомобіля з місця у важких дорожніх умовах.[8]. При дорожніх випробуваннях здійснюють пробіг певної довжини (100-200 км) при регламентованому режимі руху (2-3 включення зчеплення на кілометр пробігу, включаючи рушання з місця). Після підробітки поверхню прилягання веденого диска зчеплення повинна становити не менше 80 %.

Контролюють фрикційні властивості матеріалу накладок веденого диска двома способами: визначенням моменту тертя зчеплення в зборі і коефіцієнта тертя матеріалу накладки. Момент тертя в зчепленні знаходять при випробуваннях на стенді, принципова схема якого наведена на рисунку 4.1а. Зчеплення 1 закріплюють на маховику 2, який утримується від провертання важелем 4, що спирається на динамометр 3. Ведений диск зчеплення 5 валиком 6 з'єднаний з редуктором 7 і електродвигуном 8, який провертає ведений диск щодо маховика 2. При ви-

пробуваннях вимірюють момент тертя (динамометром 3), кутову швидкість обертання веденого диска і температуру фрикційних накладок.

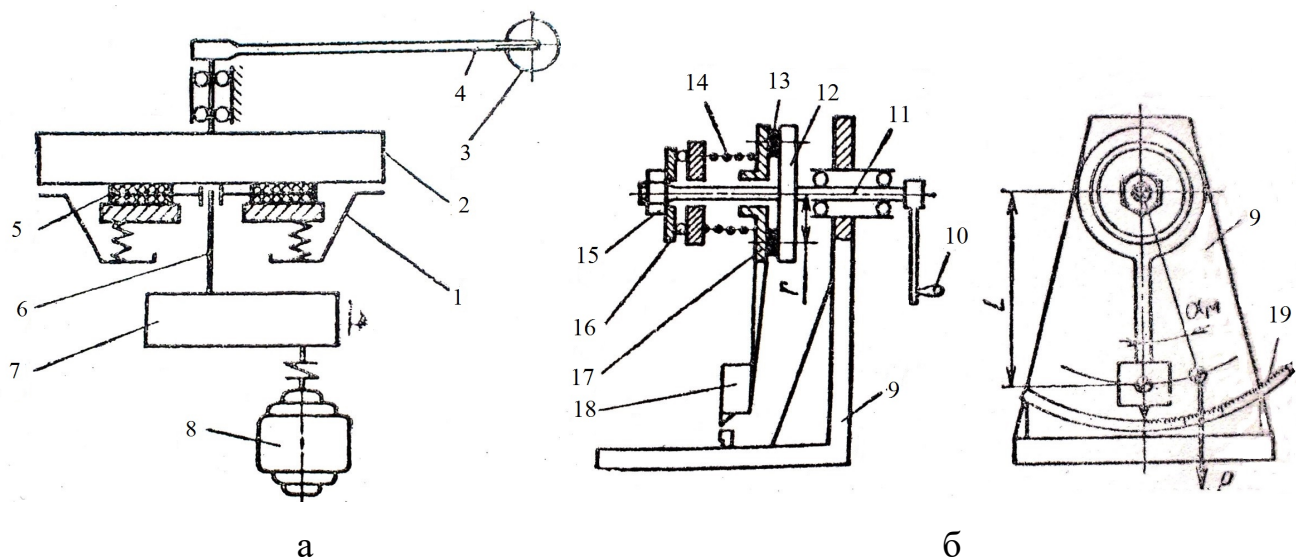
Випробування проводять у наступній послідовності:

– визначають момент тертя у неприробленого зчеплення при малих відносних кутових швидкостях обертання маховика і веденого диска зчеплення (0,1-0,16 рад/с);

– здійснюють приробку зчеплення на протязі 1-3 хв з перервами для охолодження на 30 с при різниці кутових швидкостей обертання маховика і веденого диска 94-105 рад / с;

– визначають момент тертя зчеплення при різній швидкості ковзання;

– встановлюють залежність моменту тертя зчеплення від швидкості ковзання і температурного стану зчеплення.



а – схема стану для визначення фрикційних властивостей матеріалу по моменту зчеплення; б – по моменту зчеплення; 1 – зчеплення; 2, 12 – маховик; 3 – динамометр; 4 – важіль; 5 – ведений диск зчеплення; 6 – валик; 7 – редуктор; 8 – електродвигун; 9 – опора; 10 – рукоятка; 11 – вал; 13 – фрикційні накладки; 14 – пружинний динамометр; 15 – гайка; 16 – кульковий підшипник; 17 – кільце; 18 – маятник; 19 – градуйована шкала

Рисунок 4.1 – Схеми станів для визначення фрикційних властивостей матеріалу зчеплення

Коефіцієнт тертя матеріалу накладок зчеплення визначають при випробуваннях на стенді. При цьому вимірюють момент тертя і осьове зусилля, що притискує до шліфованої торцевої поверхні маховика зразки фрикційних накладок встановленого розміру або фрикційну накладку. Для цього використовують різні стенди, наприклад стенд з маятником, що забезпечує високу точність вимірювання коефіцієнта тертя при відносній простоті конструкції.

Схема такого стенду показана на рис. 4.1б. В опорі 9 на шарикопідшипниках вільно обертається вал 11 з рукояткою 10. Кільце 17, жорстко прикріплене до маятника 18, притискається до жорстко пов'язаному з валом 11 маховику 12 гайкою 15 через пружинний динамометр 14 та опірний кульковий підшипник 16. Між кільцем 17 і маховиком 12 встановлюють або випробовувані зразки фрикційних накладок 13, або фрикційне кільце веденого диска. Повернувши попередньо рукоятку 10 на два оберти для підробітки поверхні зразка, повільно повертають її зі швидкістю 2 град/с до початку руху маятника. Кут відхилення маятника в цей момент вимірюють по градуйованою шкалою 19. Коефіцієнт тертя $\mu_{\text{тр}}$ визначають за формулою [10].

$$\mu_{\text{тр}} = \frac{q_{\text{м}} \cdot L_{\text{м}}}{Q \cdot r_{\text{об}}} \cdot \sin \alpha_{\text{м}}, \quad (4.1)$$

де $q_{\text{м}}$ – вага маятника;

$L_{\text{м}}$ – довжина маятника;

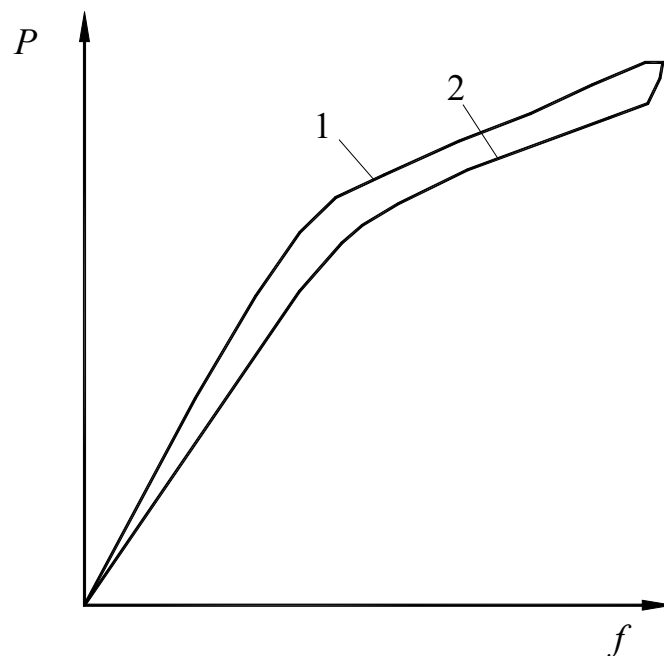
Q – зусилля пружини 14;

$r_{\text{об}}$ – середній радіус зразка;

$\alpha_{\text{м}}$ – кут повороту маятника.

Цей стенд зазвичай виконують переносним (з довжиною важеля маятника приблизно 200 мм), що дозволяє, поміщаючи його в термостат, вимірювати коефіцієнт тертя нагрітих до 200°C зразків фрикційних накладок.

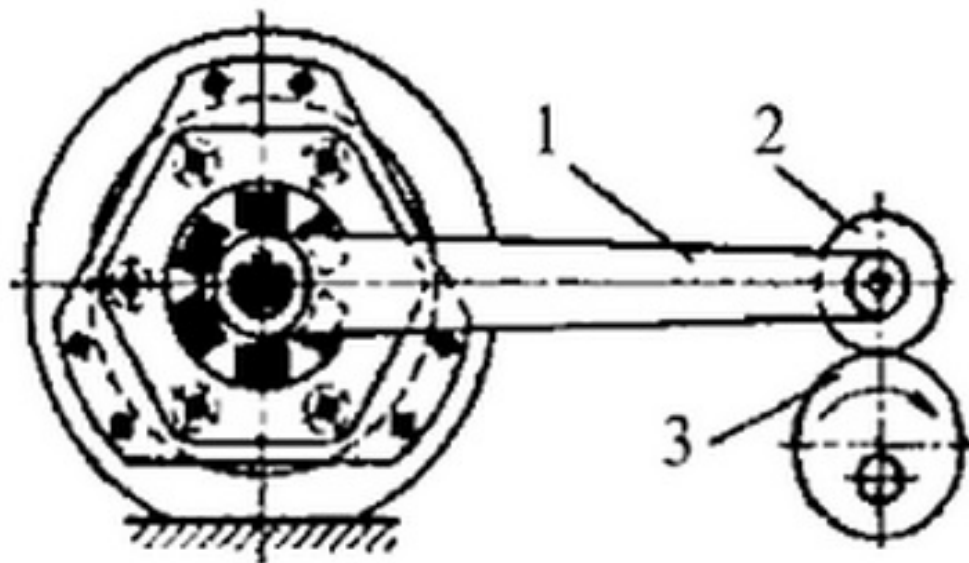
При визначенні характеристики натискного механізму зчеплення встановлюють залежність зусилля, що діє на важелі від їх переміщення. Зусилля, створюване механічним або гідравлічним пристроєм, можна вимірювати динамометром. Переміщення важелів визначають за індикатором. Орієнтовна характеристика натискного пристрою наведена на рис. 4.2. По осі абсцис відкладена величина ходу віджимних важелів f , по осі ординат – сила виключення зчеплення P_c . Цифрами 1 і 2 позначені відповідно хід навантаження і розвантаження.



1 – хід навантаження; 2 – хід розвантаження

Рисунок 4.2 – Характеристика натискного пристрою диска зчеплення

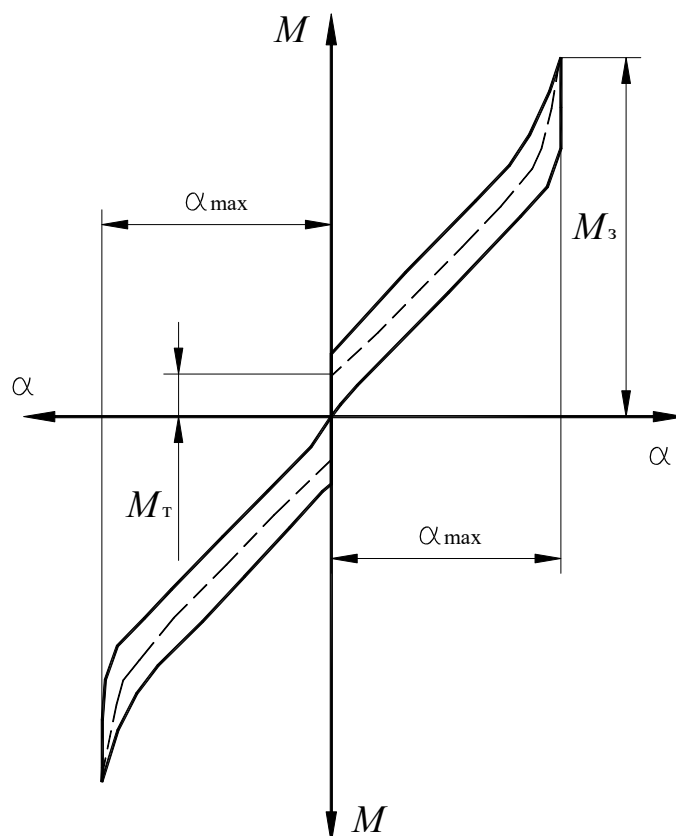
Характеристика демпфера (гасителя) крутильних коливань може бути визначена на стенді, на якому вимірюють крутний момент на маточині веденого диска зчеплення і кут повороту маточини щодо самого диска. Залежно від навантаження розрізняють статичну і динамічну характеристику демпфера крутильних коливань. Режим динамічного навантаження (частоти і амплітуди навантаження) повинен відповідати резонансному режиму роботи автомобіля (зазвичай трьох вузлової форми коливань).



1 – важіль; 2 – ролик; 3 – ексцентрик

Рисунок 4.3 – Схема стенду для визначення динамічної характеристики демпфера крутильних коливань

Для визначення динамічних характеристик демпфера крутильних коливань використовуються стенд, схема якого наведена на рисунку 4.3. До валу веденого диска зчеплення, встановленого на нерухомому маховику, прикріплений важіль 1, який через ролик 2 на кінці ексцентриком 3 приводиться в коливальний рух із встановленою частотою. Вимірюючи крутний момент на валику веденого диска і кут повороту важеля 1, отримують динамічну характеристику демпфера крутильних коливань. При цьому крутні моменти потрібно вимірювати при режимах навантаження і розвантаження для визначення моменту тертя в демпфері. При знятті характеристики демпфера крутильних коливань знаходять наступні моменти: переднатягу $M_{\text{п}}$, замикання демпфера $M_{\text{з}}$, тертя демпфера $M_{\text{т}}$, а також максимальний кут α_{max} деформації демпфера. Статична характеристика демпфера крутильних коливань наведена на рисунку 4.4.



α_{\max} – максимальний кут деформації демпфера; M_3 – момент замикання демпфера; M_T – момент тертя демпфера

Рисунок 4.4 - Статична характеристика демпфера крутильних коливань[9].

Характеристику натискних пружин зчеплення визначають на універсальних пресах, використовуючи в деяких випадках, наприклад при випробуванні діафрагмових пружин, спеціальні пристосування.

У разі потреби визначають спеціальні характеристики фрикційних накладок – термостійкість, змочуваність у воді і маслі, зносостійкість і т.д. Для визначення термостійкості фрикційних накладок зчеплень зразок накладки з поверхнею $60 - 70 \text{ см}^2$ поміщають на 3 години у сушильну шафу з постійною температурою, підтримувану в межах $275-280^\circ \text{C}$. При цьому матеріал накладки не повинен розм'якшуватися або обвуглюватися. Після охолодження визначають твердість накладок і коефіцієнт тертя, які повинні відповідати величинам, наведеним в технічних умовах.

Важливою характеристикою зчеплення є його динамічна збалансованість у зборі з маховиком і колінчастим валом. Окремі деталі зчеплення балансують зазвичай статично.

Довговічність зчеплення і окремих його деталей експериментально визначають на стендах, під час випробувань, що проводяться в дорожніх умовах, а також з аналізу експлуатаційних даних. Форсовані дорожні випробування на довговічність фрикційних накладок, деталей, які лімітують довговічність зчеплення, проводять при регламентованому режимі руху автомобіля.

Кожен цикл випробування складається з декількох рушань з місця при підвищених частотах обертання двигуна на крутому підйомі (наприклад рівному $2/3$ максимального, подоланого автомобілем на даній передачі) і пробігу по певному маршруту з метою охолодження зчеплення. Для будь-якого конкретного автомобіля встановлюють число рушань з місця при заданих умовах і частотах обертання двигуна, крутизну підйому і величини пробігів. Після випробувань оцінюють величину зносу накладок і технічний стан зчеплення. Внаслідок форсування режиму число включень зчеплення невелике, тому не можна одночасно судити про усталу довговічність всіх деталей механізму включення зчеплення.

Залежно від конструкції стенду програму випробувань складають або для кожного виду випробувань, або для деяких видів відразу. Всі програми повинні бути побудовані на підставі експериментального вивчення роботи зчеплення в експлуатаційних умовах. Характер поломок і зносу деталей при випробуванні на стенді і в експлуатаційних умовах повинен бути ідентичний. Програми повинні бути складені так, щоб можна було встановити відповідність довговічностей, отриманих на стенді і в умовах експлуатації.

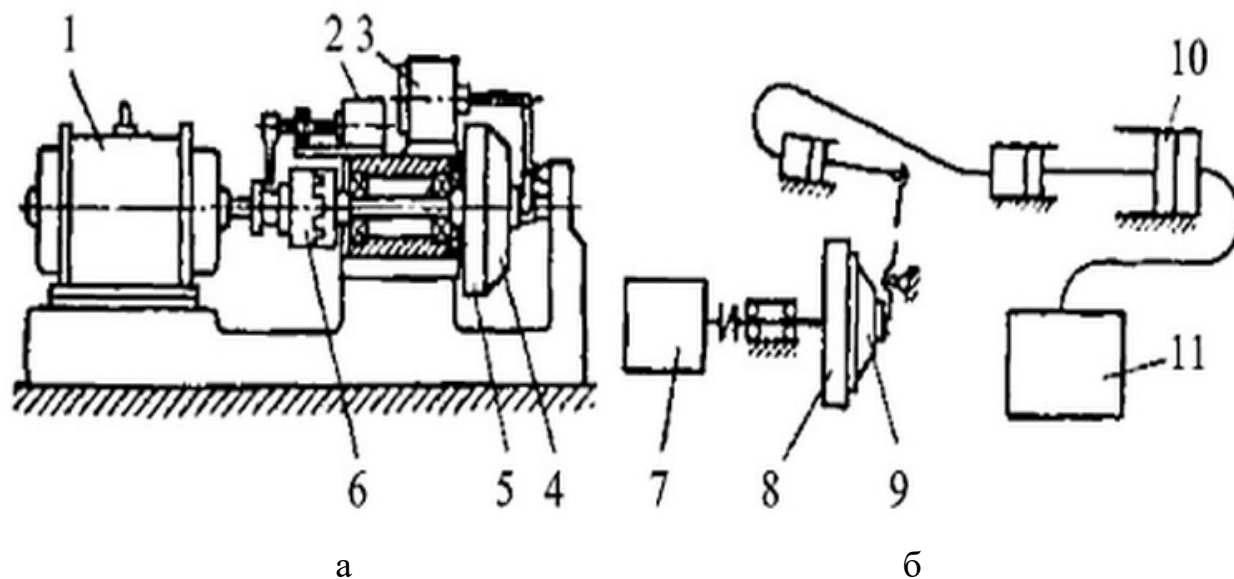
Схема стенда для випробування фрикційних накладок зчеплення на довговічність наведена на рис. 4.5а. Принцип роботи цього стенду полягає в наступному. Електродвигун 1 розганяє маховик 5 при вимкненому зчепленні 4 до кутової швидкості ω_1 . Потім силовий циліндр 2 роз'єднує муфтою 6 електродвигун 1 і маховик 5, одночасно вимикаючи електродвигун, а силовий циліндр 3, включаючи зчеплення 4, гальмує рух маховика 5 до кутової швидкості ω_2 . Після цього зчеп-

лення вимикається, а силовий циліндр 2 включає муфту 6 і електродвигун 1 і цикл повторюється. Програмою передбачено вибір значень кутових швидкостей ω_1 і ω_2 , які повинні забезпечити необхідну роботу буксування зчеплення. Підбором кутових швидкостей ω_1 і ω_2 імітують роботу буксування зчеплення і при рушанні автомобіля з місця, і при перемиканні передач. За допомогою відповідного програмуючого пристрою можна повністю відтворити роботу зчеплення в реальних умовах.

Деталі механізму включення зчеплення на довговічність можна випробовувати на стенді, схема якого наведена на рис. 4.5б. Випробовуване зчеплення 9, встановлене на маховику 8, приводиться в обертання електродвигуном 7, частоту обертання якого регулюють в певному діапазоні. Вимикають і включають зчеплення за допомогою пневмо- або гідроциліндра 10. Частоту обертання двигуна, число циклів виключення і включення зчеплення, час, необхідний на охолодження зчеплення, регламентують при створенні програми випробувань. Механізм виключення зчеплення повинен витримати встановлене число циклів роботи без пошкоджень, що перешкоджають нормальній роботі зчеплення. Зазвичай встановлене число циклів становить $(5 \div 10) \cdot 10^5$. Стенд має блок управління 11.

Деталі зчеплення зазнають також на стендах більш простої конструкції. Натискні пружини зчеплення на втомну міцність перевіряють на універсальних пресах. Режим навантаження повинен відповідати режиму навантаження пружини при нормальному виключенні зчеплення.

Для більшої безпеки роботи автомобіля перевіряти зчеплення на міцність необхідно при підвищеній частоті обертання колінчастого вала двигуна. Випробування проводять на розгінний стенді з плавно наростаючою кутовий швидкістю обертання до руйнування зчеплення або до кутової швидкості, яка витримується протягом 15 хв., вдвічі перевищуючу максимальну кутову швидкість обертання колінчастого вала двигуна. В останньому випадку перевіряють тільки відсутність яких-небудь пошкоджень зчеплення. При цих випробуваннях зчеплення особлива увага повинна бути приділена техніці безпеки.



а – схема стану для випробовування фрикційних накладок зчеплень;
 б – схема стану для випробовування деталей приводу зчеплення; 1, 7 – електродвигун; 2, 3 – силові циліндри; 4, 9 – зчеплення; 5, 8 – маховик; 6 – муфта; 10 – гідроциліндр; 11 – блок управління

Рисунок 4.5 – Схеми станів для випробувань на довговічність

Для визначення довговічності роботи гасителя крутильних коливань і веденого диска зчеплення використовують стенд, схема якого наведена на рис. 4.3. При обертанні ексцентрика 3 через ролик 2 і важіль 1 гаситель крутильних коливань і ведений диск зчеплення, притиснутий до маховика, навантажують циклічним крутним моментом. Середнє значення і амплітуди крутного моменту встановлюють експериментальним дослідженням дійсного навантажувального режиму гасителя крутильних коливань.

5 МОДЕЛЮВАННЯ СТАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ З ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ

5.1 Вибір параметрів приводу з пневмогідрравлічним підсилювачем

На основі аналізу існуючих конструкцій приводу зчеплення з пневмогідрравлічним підсилювачем (ПГП) можна зробити висновок, що найбільш повно відповідає сучасним вимогам привід управління зчеплення з ПГП, виконаний за компонуальною схемою у вигляді моноблока.

Розрахункова схема до вибору основних параметрів ПГП, представлена на рис. 5.1.

Для вибору основних параметрів ПГП необхідно мати вихідні дані щодо яких проводиться розрахунок підсилювача:

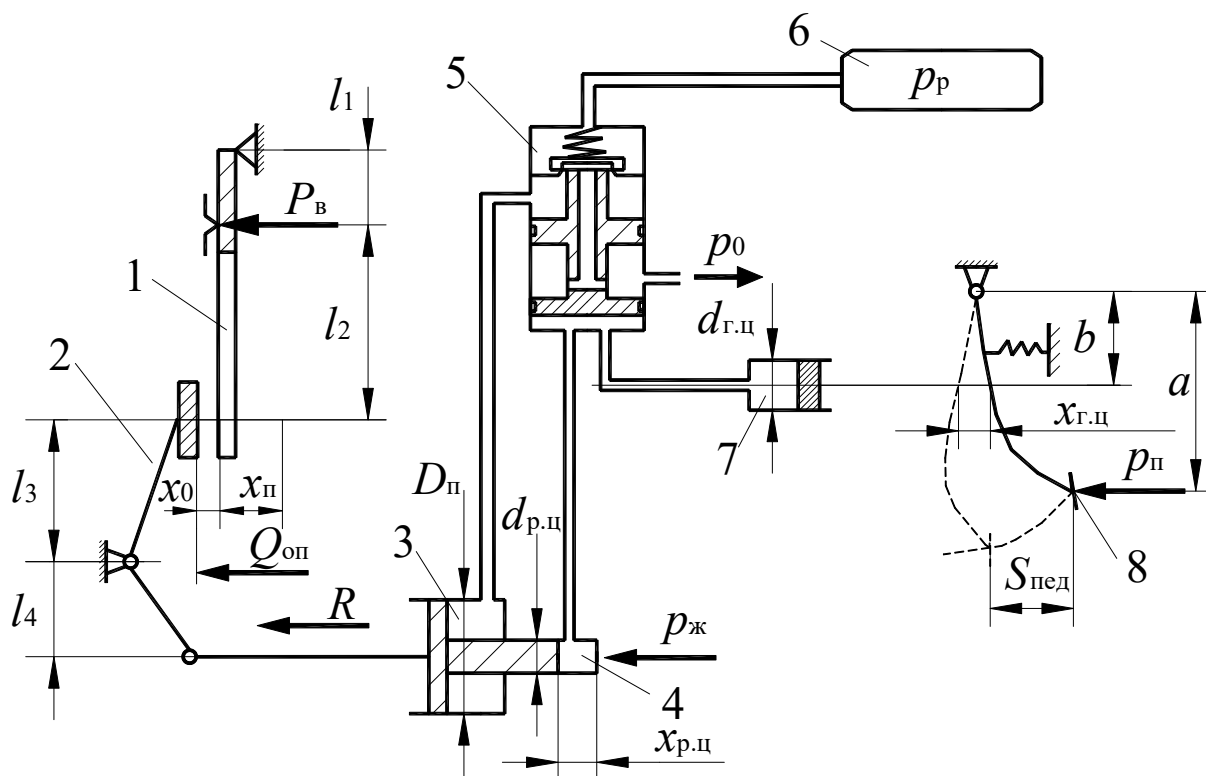
- тип зчеплення;
- максимальна сила натискних пружин при вимкненому зчепленні $P_{\text{вим}}$;
- максимальна сила віджимних пружин на вилці зчеплення $Q_{\text{оп}}$;
- робочий хід віджимного підшипника зчеплення x_p ;
- хід педалі зчеплення $S_{\text{пед}}$;
- передавальне число вилки зчеплення i_B ;
- холостий хід віджимного підшипника x_0 ;
- передавальне число педалі зчеплення $i_{\text{п}}$;
- передавальне число важелів або діафрагмової пружини i ;
- тиск повітря в ресивері p_p .

Умовну роботу, затрачену ПГП для виключення зчеплення L можна підрахувати за рівнянням

$$L = \left(\frac{P_{\text{вим}}}{i_B \cdot i \cdot \eta_c} + Q_{\text{оп}} \right) \cdot x_{\text{п}} \cdot i_B, \quad (5.1)$$

де η_c – коефіцієнт корисної дії, що враховує втрати на тертя в зчепленні і його приводі;

$x_{\Pi} = x_0 + x_p$ – повний хід віджимного підшипника.



1 – натискна пружина; 2 – вилка вимикання зчеплення; 3 – пневматичний циліндр; 4 – гідравлічний циліндр; 5 – слідкуючий елемент; 6 – ресивер; 7 – головний циліндр; 8 – педаль зчеплення

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема приводу з ПГП

Величину зусилля $P_{\text{вим}}$ необхідно вибрати з умови застосування ПГП для управління сучасними однодисковими діафрагмовими зчепленнями вантажних автомобілів.

Максимальна сила на кінці вилки R в момент повного виключення зчеплення

$$R = \frac{L}{x_{\text{р.ц}}}, \quad (5.2)$$

де $x_{\text{р.ц}} = x_{\Pi} \cdot i_{\text{в}}$ – максимальний хід поршня робочого циліндра ПГП.

Так максимальне зусилля R на штоці ПГП від однодискового зчеплення з діафрагмовою пружиною "втяжного" типу, розроблене фахівцями ЯМЗ відповідає величині 4000 Н.

Робота при включенні зчеплення, здійснювана головним циліндром, дорівнюватиме $(1,2...1,25) \cdot L$. Зазначене зростання роботи пояснюється потребою збільшення ходу головного циліндра, що необхідно для перекриття компенсаційного отвору і для подачі певного об'єму рідини в систему, що стежить з метою забезпечення переміщення золотникового поршня стежить системи.

Максимальна сила на педалі зчеплення $P_{\text{п}}$, необхідна для повного виключення зчеплення

$$P_{\text{п}} = \frac{(1,2...1,25) \cdot L}{S_{\text{пед}}} \quad (5.3)$$

Якщо розрахункове зусилля на педалі зчеплення перевищує регламентоване ГОСТ 21398-89, необхідно повторити розрахунок, варіюючи вхідними параметрами в допустимих межах.

Хід поршня головного циліндра $x_{\text{г.ц}}$ можна визначити за формулою

$$x_{\text{г.ц}} = \frac{S_{\text{пед}}}{i_{\text{п}}} - \Delta_{\text{м}}, \quad (5.4)$$

де $\Delta_{\text{м}} = 0,5...1$ мм – зазор між штоком і поршнем головного циліндра.

Вибір діаметра виконавчого гідропоршня ПГП ґрунтується на сумісності роботи з головним циліндром приводу зчеплення. Аналіз конструктивних розмірів гідравлічних приводів показує, що найчастіше діаметр головного циліндра менше або дорівнює діаметру робочого циліндра $d_{\text{г.ц}} < d_{\text{р.ц}}$ (рис. 5.1). Це пояснюється тим, що в гідравлічних приводах зчеплення без підсилювачів (легкові та вантажні автомобілі малої та середньої вантажопідйомності) доцільно збільшувати

передавальне число приводу знижуючи зусилля на педалі зчеплення. Однак зниження зусилля веде до збільшення ходу педалі зчеплення, що прийнято для легкових і вантажних автомобілі малої та середньої вантажопідйомності. Обмеження ходу педалі зчеплення, а також застосування дводискових зчеплень не дозволяє на автобусах і вантажних автомобілях великої вантажопідйомності виконувати конструктивні параметри циліндрів за запропонованою схемою. Тому, при розрахунку статичних характеристик гідравлічного приводу з пневматичним підсилювачем пропонується приймати $d_{г.ц} > d_{р.ц}$.

При $d_{г.ц} = d_{р.ц}$ необхідно забезпечити виконання умови $x_{г.ц} = (1,2...1,25) \cdot x_{р.ц}$. Якщо дана умова не виконується доцільно зменшувати діаметр робочого циліндра. При цьому необхідно враховувати, що при значному зменшенні d_p збільшується зусилля на педалі зчеплення при непрацюючому пневматичному підсилювачі.

Максимальна сила на штоці ПГП, розвиваєма пневматичним циліндром підсилювача $F_{п.ц}$ для повного виключення зчеплення

$$F_{п.ц} = R - P_{п} \cdot i_{п} \cdot \frac{f_{р.ц}}{f_{г.ц}}, \quad (5.5)$$

де $f_{р.ц}$ і $f_{п.ц}$ – відповідно площі робочого і головного циліндрів.

Робочу площа поршня пневматичного циліндра підсилювача $f_{п}$ можна визначити за формулою

$$f_{п} = \frac{F_{п.ц}}{P_{\min}}, \quad (5.6)$$

де P_{\min} – мінімальна величина тиску повітря в пневмоциліндрі, необхідна для забезпечення зусилля на поршні $F_{п.ц}$.

З метою збереження працездатності підсилювача зчеплення при низькому тиску в пневмосистемі необхідно вибирати $p_{\min} \approx 0,4$ МПа.

Після визначення F_{Π} знаходимо діаметр поршня пневматичного циліндра D_{Π}

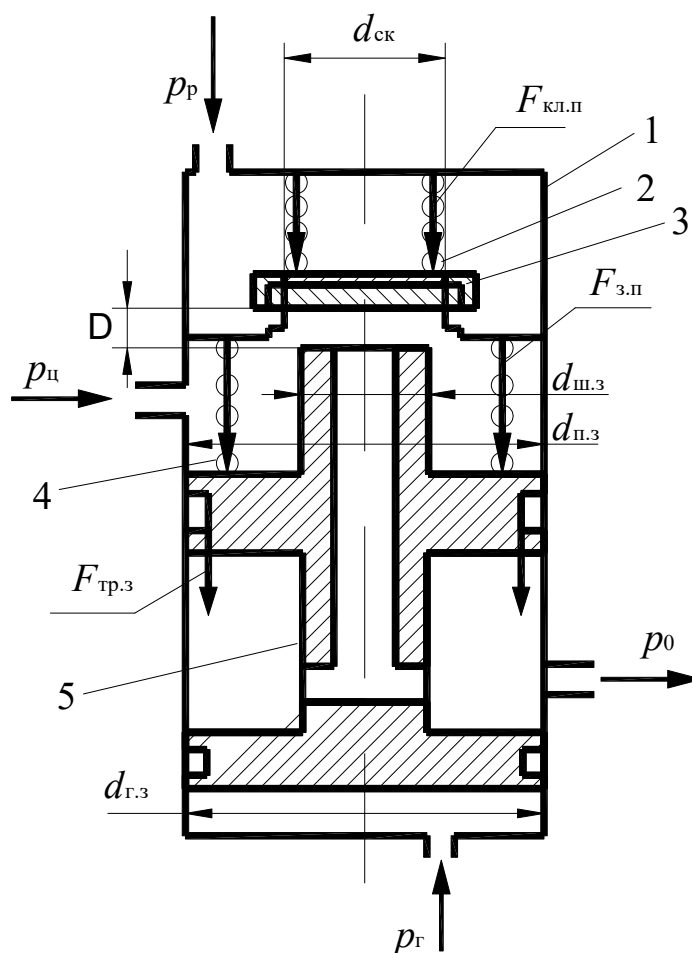
$$D_{\Pi} = \sqrt{\frac{4 \cdot (f_{\Pi} + f_{p.\Pi})}{\pi}}. \quad (5.7)$$

Відповідно до вимог розрахунковий діаметр пневмоциліндра повинен забезпечувати широкий діапазон зусилля, що розвивається, тому доцільно збільшити D_{Π} , на 15 – 20 % від отриманого з розрахунку.

5.2 Розрахунок і вибір основних параметрів слідкуючої системи.

Від правильності вибору параметрів слідкуючої системи залежать не тільки статичні характеристики ПГП, а й динамічні показники, тому в процесі розрахунку (рис. 5.2) необхідно прагнути зменшувати кількість припущень і враховувати найбільше число факторів, що впливають на процес включення зчеплення.

Слідкуючий механізм повинен мати низький гістерезис, тобто високу чутливість до приводного зусилля, одночасно має виконуватися умова забезпечення допустимого зусилля на педалі зчеплення (вимога ергономіки). У першому випадку потрібно збільшувати діаметр $d_{\Pi.3}$ слідкуючого поршня, у другому його зменшувати. Так як варіантів співвідношення розмірів елементів слідкуючої системи безліч, необхідно провести їх оптимізацію. Критеріями оптимізації є: гістерезис, зусилля на педалі зчеплення і габаритні розміри. Параметри оптимізації: геометричні розміри елементів слідкуючої системи: співвідношення діаметрів $d_{\Pi.3}$, $d_{ш.3}$ і $d_{ск}$, (рис. 5.2) характеристики пружин слідкуючого золотника і клапана.



1 – корпус; 2 – зворотна пружина клапана; 3 – повітряний клапан; 4 – зворотна пружина золотника; 5 – золотник

Рисунок 5.2 – Розрахункова схема слідкуючої системи ППП

де $d_{г.з} = 25$ мм – діаметр гідравлічного поршня золотника;

$d_{ск} = 12$ мм – діаметр сідла клапана;

$d_{п.з} = 25$ мм – діаметр пневматичного поршня;

$d_{ш.з} = 10$ мм – діаметр штоку золотника, вибирається відповідно з мінімальним перетином каналів, що зв'язують робочу порожнину пневмоциліндра з атмосферою;

$p_p = 0,6 \dots 0,8$ МПа – тиск в ресивері;

$F_{з.п} = 20$ Н – попереднє стиснення пружини золотника;

$F_{кл.п} = 8$ Н – попереднє стиснення пружини повітряного клапана;

$F_{\text{тр.з}} = 10 \text{ Н}$ – сила тертя ущільнень золотника;

$p_{\text{ц}}$ – тиск в робочій порожнині пневмоциліндра, МПа.

З точки зору стратегії пошуку оптимального співвідношення параметрів, досить застосувати ітераційний метод лінійного програмування, заснований на знаходженні оптимуму вздовж довільно обраного напрямку. Даний метод безпосереднього пошуку оптимуму включає в себе операції вибору напрямку пошуку і довжини кроку.

Для вибору параметрів секції необхідно створити модель її статичної характеристики. Перш, ніж почати моделювання статичної характеристики слідкуючої системи, доцільно визначити ті параметри, що не залежать від зусилля на педалі зчеплення (тиску рідини).

Мінімально необхідний зазор між клапаном і золотником визначається з умови забезпечення мінімального прохідного перерізу системи. У свою чергу мінімальне прохідний перетин системи повинно бути більше або дорівнювати перерізу підвідного трубопроводу від ресивера до ПГП.

Для вибору вихідних параметрів слідкуючої системи ПГП доцільно проводити розрахунок декількох проміжних показників, значення яких можна рекомендувати як результатів попереднього розрахунку. У наслідку ці показники можуть бути уточнені.

Для розрахунку основних параметрів слідкуючої системи необхідно скласти рівняння сил, що діють на золотник. У момент вступу підсилювача в роботу рівняння сил на золотнику (рис. 5.2) має вигляд

$$f_{\text{г.з}} \cdot p_{\text{Г min}} = F_{\text{кл.п}} + F_{\text{з.п}} + f_{\text{кл.н}} \cdot p_{\text{р}} + F_{\text{тр.з}}, \quad (5.8)$$

де $p_{\text{Г min}}$ – мінімальний тиск рідини на виході головного циліндра, в момент спрацьовування підсилювача;

$f_{\text{г.з}}$ – площа гідравлічного поршня золотника, м^2 .

$f_{Г.З}$ – Площа клапана, що приводить до його невірноваженості за різниці тиску по обидві сторони клапана, м².

Площа гідравлічного поршня золотника

$$f_{Г.З} = \frac{\pi \cdot d_{Г.З}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,025^2}{4} = 0,000491 \text{ м}^2. \quad (5.9)$$

Площа клапана, що приводить до його невірноваженості за різниці тиску по обидві сторони клапана

$$f_{кл.н} = \frac{\pi \cdot d_{ск}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} = 0,000113 \text{ м}^2. \quad (5.10)$$

При подальшому збільшенні тиску в гідроприводі зчеплення від $p_{Г\min}$ до $p_{Г\max}$ рівняння рівноваги сил прийме вигляд

$$f_{Г.З} \cdot p_{Г} = F_{кл.п} + F_{з.п} + (f_{п.з} - f_{у}) \cdot p_{ц} + f_{кл.н} \cdot p_{р} + F_{тр.з}, \quad (5.11)$$

де $f_{п.з}$ – слідкуюча площа пневматичного поршня золотника, м²;

$f_{у}$ – врівноважена площа клапана, м².

Слідкуюча площа пневматичного поршня золотника

$$f_{п.з} = f_{Г.З} - \frac{\pi \cdot d_{ш.з}^2}{4} = 0,000491 - \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,000412 \text{ м}^2. \quad (5.12)$$

Врівноважена площа клапана

$$f_{у} = f_{кл.н} - \frac{\pi \cdot d_{ш.з}^2}{4} = 0,000113 - \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 0,00003 \text{ м}^2. \quad (5.13)$$

Поточний тиск в пневмоциліндрі $p_{ц1}$, враховуючи (5.11) запишемо у вигляді

$$p_{ц1} = \frac{f_{Г.з} \cdot p_{Г} - F_{кл.п} - F_{з.п} - f_{кл.н} \cdot p_{р} - F_{тр.з}}{f_{п.з} - f_{у}} . \quad (5.14)$$

При зменшенні тиску в гідроприводі зчеплення від $p_{гmax}$ до нуля, тиск повітря в робочій порожнині пневмоциліндра $p_{ц2}$ розраховуємо за рівнянням

$$p_{ц2} = \frac{f_{Г.з} \cdot p_{Г} - F_{з.п} + F_{тр.з}}{f_{п.з}} . \quad (5.15)$$

Наявність пружини клапана $F_{кл.п}$, невірноваженої площі клапана $f_{кл.н}$ і сили тертя $F_{тр.з}$ призводять до появи в статичній характеристиці слідкуючої системи петлі гістерезису.

На рис. 5.3 представлена статична характеристика слідкуючої системи. Збільшення тиску повітря в пневмоциліндрі підсилювача, розраховане за рівнянням (5.14), відповідає ділянці 1-2 (рис. 5.3), зменшення тиску у відповідності з виразом (5.15) – ділянка 3-4. Результати розрахунків за цими залежностями зведені у таблицю 5.1

Таблиця 5.1 – Результати розрахунків статичної характеристики ПГП

Параметр	Значення параметру								
1	2								
При $p_{р} = 0,8$ МПа									
$p_{Г1}$, МПа	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,961
$p_{ц1}$, МПа	-0,45	-0,32	-0,19	-0,06	0,07	0,2	0,33	0,46	0,8

1	2								
$p_{r2}, \text{МПа}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,753
$p_{ц2}, \text{МПа}$	-0,097	0,02	0,14	0,26	0,38	0,498	0,617	0,736	0,8
При $p_p = 0,7 \text{ МПа}$									
$p_r, \text{МПа}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,861
$p_{ц}, \text{МПа}$	-0,42	-0,29	-0,16	-0,03	0,1	0,23	0,36	0,49	0,7
При $p_p = 0,6 \text{ МПа}$									
$p_r, \text{МПа}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,762
$p_{ц}, \text{МПа}$	-0,39	-0,26	-0,3	0,0002	0,13	0,26	0,39	0,52	0,6

Для отримання хорошої слідкуючої дії ширина петлі гістерезиса Δp_r повинна бути мінімальною

$$\Delta p_r = p_{r\min} - p_{r\min}, \quad (5.16)$$

$p_{r\min}$ – мінімальний тиск рідини в гідролінії на ділянці 2 (рис. 5.3) в момент, коли $p_{ц} = 0$.

Проведені дослідження статичних характеристик слідкуючої системи показали, що величина петлі гістерезиса Δp_r , є величиною змінною, яка змінюється зі зміною тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. Це явище спостерігається для слідкуючих систем, що мають нерозвантажені клапани. У зв'язку з чим, оцінювати величину гістерезису необхідно не тільки при $p_{ц} = 0$, але й при $p_{ц} = \max$.

$$\Delta p_r = p_{r\max} - p_{r\max}. \quad (5.17)$$

де $p_{r\max}$ – максимальний тиск рідини в гідролінії на ділянці 3-4 (рис. 5.3) в момент, коли $p_{ц} = 0,8$ МПа.

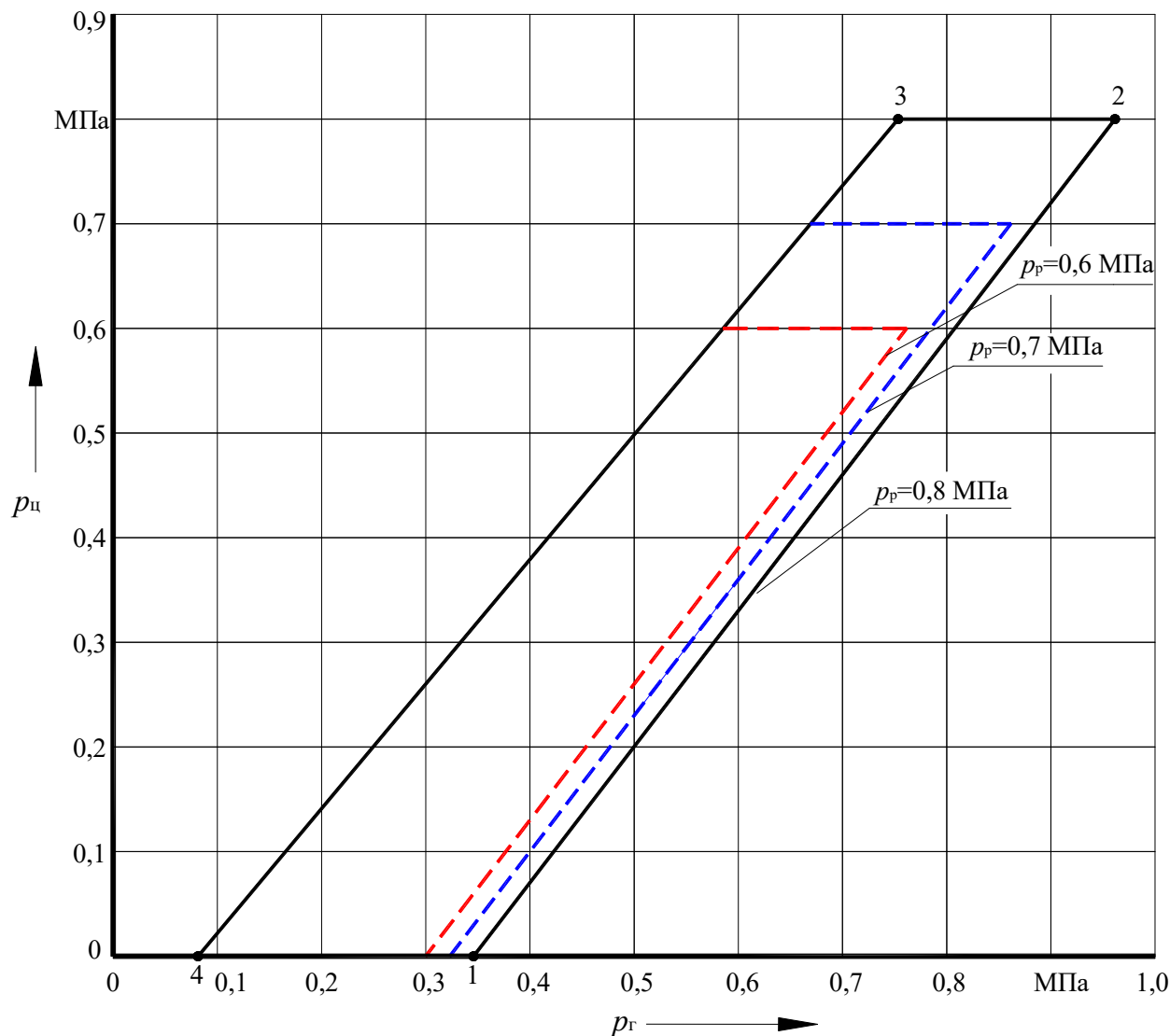


Рисунок 5.3 – Розрахункова статична характеристика слідкуючого механізму

При цьому відчуті вплив гістерезису на якість слідкуючої дії ПГП в умовах експлуатації можливе тільки при переміщенні штока, коли тиск повітря $p_{ц}$ в пневмоциліндрі досягає величини необхідної для подолання зусилля навантаження натискних пружин. Для однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $p_{ц} = 0,51$ МПа.

Враховуюючи, що при виключенні зчеплення на всьому переміщенні штока ПГП тиск повітря $p_{\text{ц}}$ змінюється незначно ($p_{\text{ц}} = 0,51 \dots 0,53$ МПа), величину гістерезису $\Delta p_{\text{Г}}$ можна прийняти постійною в цьому проміжку тисків і залежить не тільки від сил тертя, але й зусилля натискних пружин, а також тиску повітря в ресивері. Оцінити величину гістерезису $\Delta p_{\text{Г}}$ залежно від тиску повітря в ресивері можна за допомогою розрахункової характеристики представлені на рис. 5.3.

При знаходженні мінімального тиску спрацьовування підсилювача $p_{\text{Гmin}}$ на ділянці 1-2 необхідно розглянути процес вантаження золотника слідкуючої системи, який визначає величину $p_{\text{Г}}$. При плавному збільшенні $p_{\text{Г}}$ золотник починає рух, якому перешкоджають в первинний момент сила тертя $F_{\text{тр.з}}$ і сила золотникової пружини $F_{\text{з.п}}$. Після вибору зазору Δ (рис. 5.2) шток золотника стикається з повітряним клапаном і не відкриваючи його долає зусилля, що забезпечує герметизацію клапана ($F_{\text{гер}} = f_{\text{кл.н}} \cdot p_{\text{р}}$), викликану пневматичним підпором, в результаті чого клапан і сідло залишаються герметичні під дією зусилля пружини клапана $F_{\text{кл.п}}$. Це явище викликане тим, що гума клапана має осьову податливість та освіта зазору між сідлом і клапаном відбувається не миттєво (у разі жорсткого клапана), а з деяким запізненням, яке залежить від жорсткості гуми клапана. Тому збільшення жорсткості гуми клапана веде до збільшення і мінімальної сили герметизації $F_{\text{герmin}}$, при цьому сила $f_{\text{кл.н}} \cdot p_{\text{р}}$ на золотнику зменшується.

При подальшому збільшенні тиску до $p_{\text{Гmax}}$ відбувається впуск стисненого повітря, стан системи описується рівнянням 5.11. При зупинці педалі зчеплення на золотнику з'являється сила $(f_{\text{п.з}} - f_{\text{н}}) \cdot p_{\text{ц}}$, яка закриває клапан, створюючи на ньому зусилля $F_{\text{герmin}}$. У цьому випадку рівняння сил на золотнику прийме вигляд, відповідний ділянці 1-2 рис. 5.3.

$$f_{\text{Г.з}} \cdot p_{\text{Г}} = F_{\text{з.п}} + (f_{\text{п.з}} - f_{\text{н}}) \cdot p_{\text{ц}} + f_{\text{кл.н}} \cdot p_{\text{р}} + F_{\text{тр.з}}. \quad (5.18)$$

При зменшенні тиску p_{Γ} золотник відходить від клапана і повітря з ПГП виходить в атмосферу, рівняння сил на золотнику в момент відкриття клапана, відповідний ділянці 3-4 має вигляд

$$f_{\Gamma,3} \cdot p_{\Gamma} = F_{3,п} + f_{кл,н} \cdot p_p - F_{тр,3}. \quad (5.19)$$

Аналізуючи рівняння 5.18 і 5.19 можна зробити висновок, що при збільшенні тиску повітря в пневмоциліндрі $p_{ц}$ величина Δp_{Γ} – зменшується. При збільшенні тиску повітря в ресивері p_p величина Δp_{Γ} – збільшується.

Збільшуючи або зменшуючи діаметр сідла клапана $d_{ск}$, можна варіювати статичної точністю роботи слідкуючої системи. Однак може виявитися, що система не забезпечує необхідну швидкість зміни тиску в робочій порожнині пневматичного циліндра підсилювача при швидких вимиканнях зчеплення, тобто система матиме погані динамічні характеристики. Тому зменшення $d_{ск}$ обмежується величиною мінімального прохідного перетину (d_0) системи.

Рекомендоване попереднє стиснення пружини клапана $F_{кл,п}$ визначається виходячи з умови забезпечення герметизації впускного клапана в процесі відстеження тиску. Найбільш несприятливий режим для герметизації клапана за умови $p_p = p_{ц}$, коли повітряний підпір мінімальний. Для забезпечення гарної слідкуючої дії силу попереднього стиску пружини клапана не слід брати вище 10 Н.

Вибору величини пневматичного діаметра золотника $d_{п,з}$, що забезпечує достатню точність і чутливість слідкуючого механізму відводиться особливе значення. Від правильного вибору площі слідкуючого елемента $f_{п,з}$ залежить не тільки величина тиску рідини $p_{ц}$, що характеризує зміну зусилля на педалі зчеплення, а й динамічні показники системи в цілому.

Попереднє стиснення пружини золотника $F_{3,п}$ вибирають з урахуванням забезпечення високих динамічних якостей підсилювача при $p_{ц}$ близьких до нуля, коли відсутнє зусилля на слідкуючій пневматичній площі золотника $f_{3,пн}$. Вихо-

дючи з цих позицій $F_{з.п}$ повинна відповідати умові $F_{з.п} > 2 \cdot F_{тр.з}$. Однак, при збільшенні $F_{з.п}$, збільшується і тиск рідини в приводі p_r , що сприяє збільшенню зусилля на педалі зчеплення. Зазвичай $F_{з.п}$ вибирають в широких межах 40-150 Н, в залежності від вимог, що пред'являються до слідкуючою системи підсилювача.

5.3 Розрахунок статичних характеристик приводу з пневмогідравлічним підсилювачем

Основною статичною характеристикою ПГП є залежність подоланого корисного навантаження на штоку підсилювача від вхідного впливу у керуючій частині ПГП (тиск рідини). Розрахункова характеристика $R = f(p_r)$, залежно від тиску повітря на вході в систему p_p , представлена на рис. 5.4.

Відповідно до вище обраних параметрів, зусилля на штоку ПГП R , враховуючи вираз 5.5, обчислювалося за формулою

$$R = F_{п.ц} + F_{р.ц} - F_{тр}, \quad (5.20)$$

де $F_{п.ц}$ – зусилля на штоку ПГП, створюване пневмоциліндром підсилювача, Н;

$F_{р.ц}$ – зусилля на штоку ПГП, створюване робочим циліндром підсилювача, Н;

$F_{тр} = 65$ Н – сила тертя від переміщення штока ПГУ.

Зусилля на штоку ПГП, створюване пневмоциліндром підсилювача

$$F_{п.ц} = p_{ц} \cdot f_{ц}. \quad (5.21)$$

Зусилля на штоку ПГП, створюване робочим циліндром підсилювача

$$F_{p.ц} = p_r \cdot f_{p.ц} \cdot \quad (5.22)$$

При $p_{ц} = 0$, $R = F_{p.ц} - F_{тр}$ в цьому випадку для створення розрахункового зусилля на штоку ПГП необхідно значно збільшувати тиск рідини в системі. Початок спрацьовування підсилювача відбувається при p_{rmin} розрахованого за формулою (5.2) залежно від тиску повітря p_p .

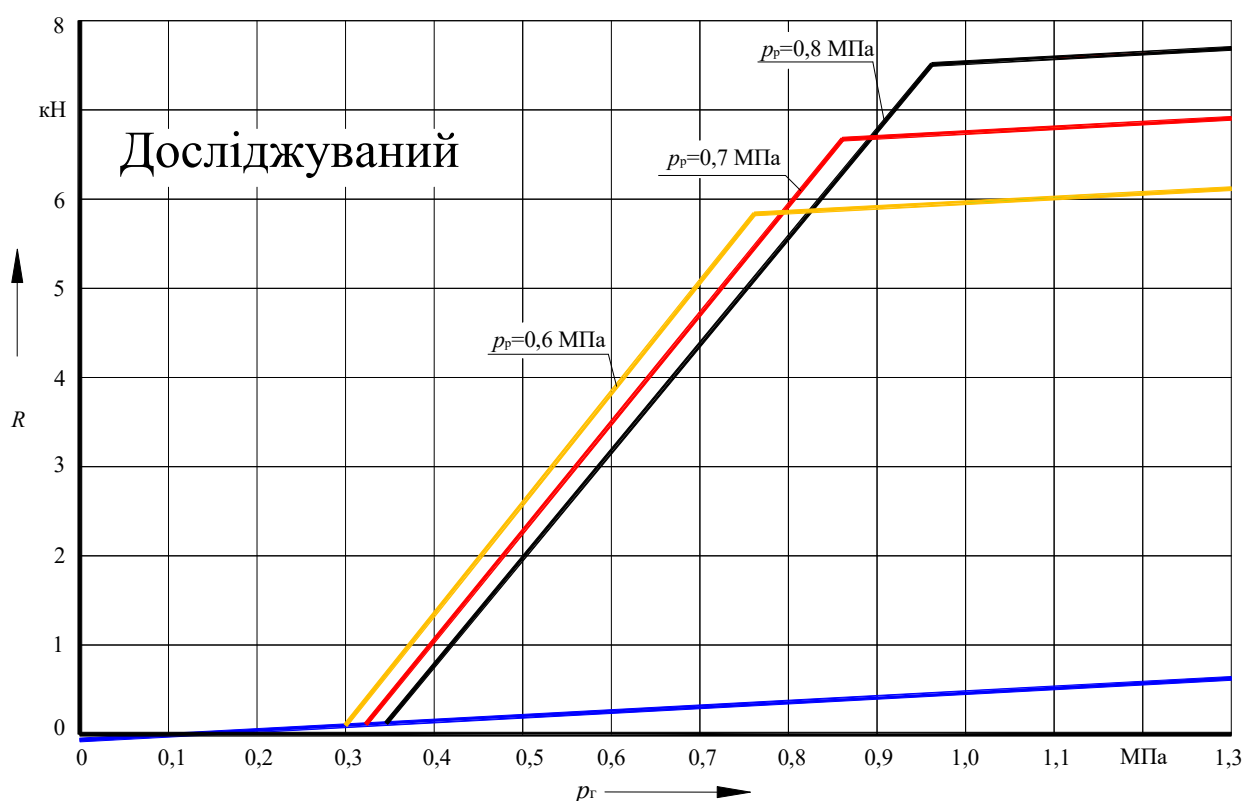


Рисунок 5.4 – Розрахункова залежність вихідного зусилля від тиску рідини

Порівнюючи основні параметри характеристик існуючих ПГП світових лідерів у виробництві пневмогідролічної апаратури і характеристики досліджуваного ПГП можна зробити висновок про те, що зусилля на штоку ПГП при фіксованому тиску повітря на вході в систему порівняно, а в більшості випадків перевершує аналоги по даному параметру. Крім того, тиск у гідравлічному ланцюгу приводу у досліджуваного ПГП нижче ніж у аналогів при рівності зусиль на штоку ПГП. Тому за відсутності стисненого повітря в системі ($p_{ц} = 0$) і інших рівних

умовах зусилля на педалі зчеплення з одним і тим же передавальним числом механічної частини приводу до розробленого ПГП менше на 10-15% ніж у аналогів.

Статичні характеристики пневмогідравлічних підсилювачів "Wabco" модель 970051 і "Knorr-Bremse" представлені на рис. 5.5 і 5.6 відповідно.

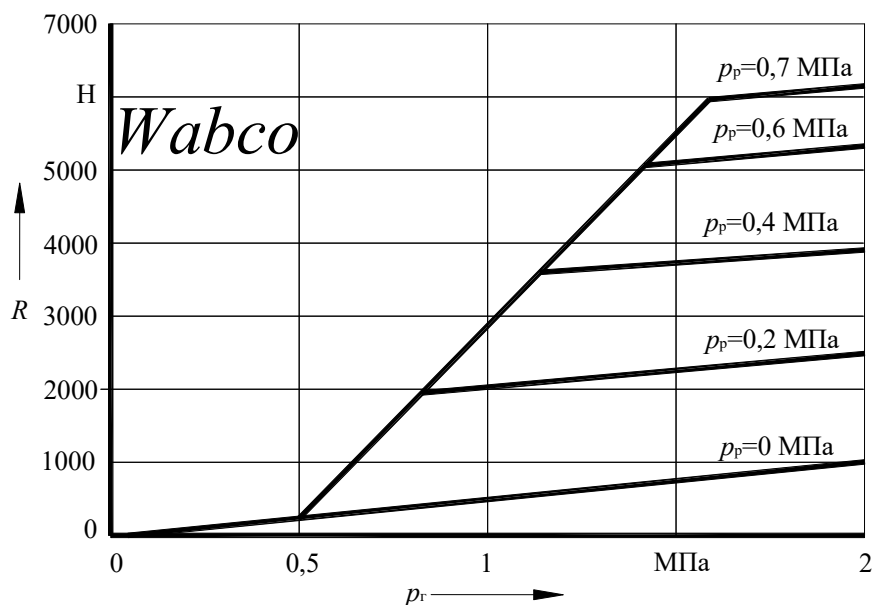


Рисунок 5.5 – Статична характеристика ПГП "Wabco" модель 970051

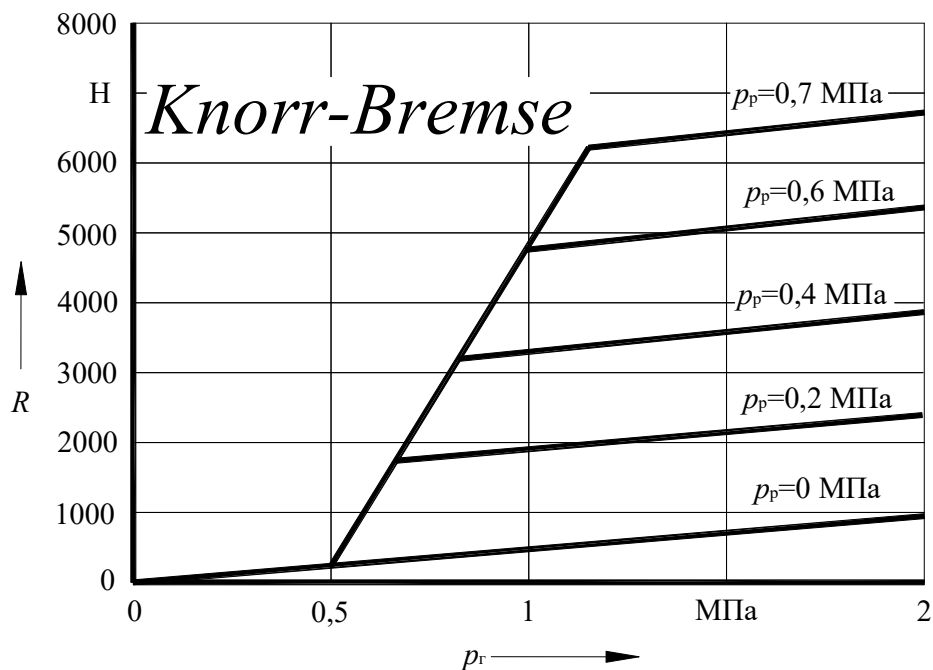


Рисунок 5.6 – Статична характеристика ПГП "Knorr-Bremse"

5.4 Висновки по розділу

– Запропонована методика розрахунку статичних характеристик, дозволяє враховувати залежність початку спрацьовування підсилювача і характеру наростання тиску в пневмоциліндрі, від тиску в ресивері. Основною причиною даного зростання є наявність неврахованої площі пневматичного клапана, яка призводить до залежності статичної характеристики слідкуючого механізму від тиску в пневмосистемі;

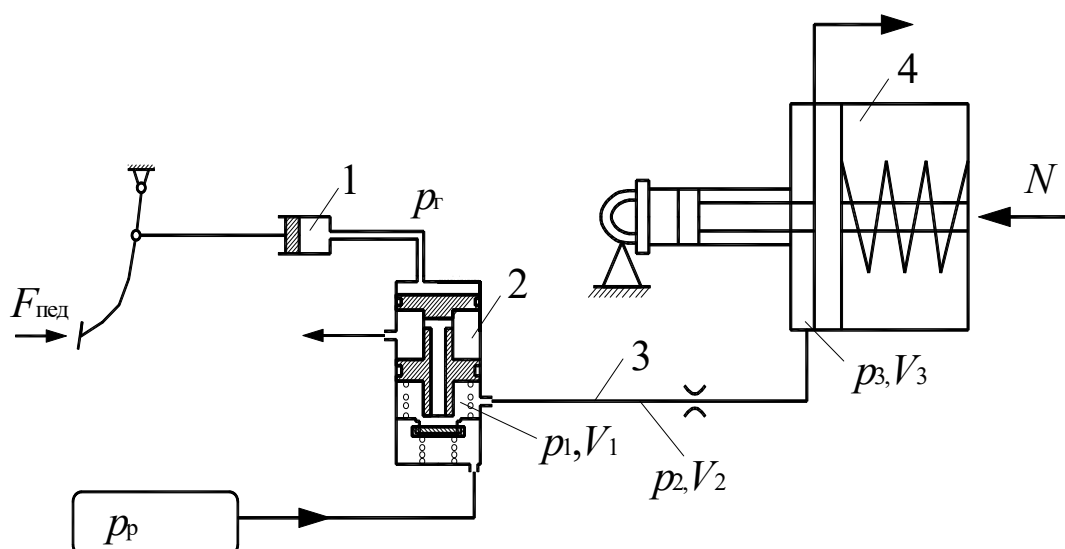
– проведені дослідження статичних характеристик слідкуючої системи показали, що ширина петлі гістерезиса Δp_r , є величиною змінною, яка змінюється зі зміною тиску повітря в пневматичній порожнині підсилювача. У зв'язку з чим, оцінювати величину гістерезису необхідно при переміщенні штока, коли тиск повітря в пневмоциліндрі підсилювача $p_{ц}$ досягає величини необхідної для подолання зусилля натискних пружин. Враховуючи, що при виключенні зчеплення на всьому переміщенні штока ППП тиск повітря $p_{ц}$ змінюється незначно (для перспективного однодискового зчеплення автомобіля КрАЗ $p_{ц} = 0,51...0,53$ МПа), величину гістерезису Δp_r можна прийняти постійною в цьому проміжку тисків.

6 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ НАПОВНЕННЯ ПРИВОДУ З ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНИМ ПІДСИЛЮВАЧЕМ

6.1 Розробка розрахункової схеми приводу з пневмогідравлічним підсилювачем

З ціллю отримання бистродії спрацювання конструкції підсилювача, площин його прохідних січень та ходу золотника на роботу приводу виконано математичне моделювання роботи досліджуваного приводу з ПГП.

Розрахункова схема приводу з пневмогідравлічним підсилювачем (рис. 6.1) складається із ресиверу p_p , головного циліндра, слідкуючого клапану, трубопроводу, та пневматичного циліндру.



1 – головний циліндр; 2 – слідкуючий клапан; 3 – трубопровід; 4 – пневматичний циліндр; V_1 – об’єм керуючої порожнини слідкуючого клапану; V_2 – об’єм порожнини з’єднувального трубопроводу; V_3 – об’єм пневматичного циліндру; p_1 – тиск в керуючій порожнині слідкуючого клапану; p_2 – тиск в порожнині з’єднувального трубопроводу; p_3 – тиск в пневматичному циліндрі; $F_{\text{пед}}$ – зусилля на педалі зчеплення; p_p – тиск в ресивері

Рисунок 6.1 – Розрахункова схема приводу з ПГП

Для математичного опис динаміки процесу наповнення ПГП був прийнятий ряд припущень:

- рідина не зтискаєма;
- відсутні втрати і витічки рідини;
- пневматична цій розглядається як система з зосередженими параметрами;
- температура повітря в їмкостях приймається однаковою й постійною за час перехідного процесу;
- тиск повітря у ресивері p_p не змінюється за час перехідного процесу;
- відсутні витічки з пневмосистеми;
- не враховується динаміка відкриття клапану (він або відкритий або закритий)

Динамічна характеристика наповнення звен дросель-ємкості (ДЄ) описується системою диференційних рівнянь газодинамічних функцій, яка в загальному випадку має наступний вигляд

$$\begin{cases} \frac{dp_1}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T}{V_1} \cdot (G_{T1}^H - G_{T2}^H - G_{T3}^H); \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T}{V_2} \cdot (G_{T2}^H - G_{T3}^H); \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T}{V_0 + S_{\Pi} \cdot h_{\Pi}} \cdot G_{T3}^H. \end{cases} \quad (6.1)$$

де k – показник адіабати;

R – газова стала, Дж/кг · К ;

T – абсолютна температура повітря перед дроселем, К ;

S_{Π} – площа поршня, мм²;

h_{Π} – переміщення поршня, $h_{\Pi} = 0 \dots 22$ мм ;

V_1 – об'єм порожнини слідкуючого елемента, м³;

V_2 – об'єм порожнини трубопроводу, м³;

V_0 – початковий об’єм в полості ПГП, м^3 .

Система рівнянь описуюча роботу слідкуючого клапану

$$\begin{cases} p_{\Gamma} = \frac{h_{\Pi} \cdot C_{\text{сц}} - S_{\Pi} \cdot p_3}{S_{\text{шт}}}; \\ F_{\text{пед}} = p_{\Gamma} \cdot S_{\text{порш}}^{\text{ГЦ}} \cdot i_{\Pi}; \\ h_{\text{пр}} = \frac{p_{\Gamma} \cdot S_{\text{зол}} - \sum F_{\text{тр}} - p_1 \cdot S_{\text{зол}}^{\text{В}}}{C_{\text{пр}}^{\text{зол}}}; \\ f_1 = \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot h_{\text{пр}}, \end{cases} \quad (6.2)$$

де $\sum F_{\text{тр}}$ – сумарна сила тертя у пневмоциліндрі, Н;

$C_{\text{сц}}$ – жорсткість пружини зчеплення, $\frac{\text{Н}}{\text{м}}$;

$S_{\text{шт}}$ – площа штока ПГП, м^2 ;

$S_{\text{порш}}^{\text{ГЦ}}$ – площа поршня головного циліндра, м^2 ;

h_{Π} – переміщення пружин клапану, м;

$S_{\text{шт}}$ – площа повітряної частини золотника, м^2 ;

$d_{\text{кл}}$ – діаметр клапану, м.

Знаходимо миттєвий розхід повітря за наступними залежностями:

– миттєвий розхід повітря у клапані $G_{\text{т1}}^{\text{H}}$, $\text{м}^3 / \text{с}$

$$G_{\text{т1}}^{\text{H}} = \mu_1 \cdot f_1 \cdot p_0 \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}} \cdot A \frac{1 - \frac{p_1}{p_0}}{B - \frac{p_1}{p_0}}; \quad (6.3)$$

– миттєвий розхід повітря у трубопроводі $G_{\text{т2}}^{\text{H}}$, $\text{м}^3 / \text{с}$

$$G_{r2}^H = \mu_2 \cdot f_2 \cdot p_1 \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}} \cdot A \frac{1 - \frac{p_2}{p_1}}{B - \frac{p_2}{p_1}}; \quad (6.4)$$

– миттєвий розхід повітря у пневмоциліндрі G_{r3}^H , м³/с

$$G_{r3}^H = \mu_3 \cdot f_3 \cdot p_2 \frac{\sqrt{k}}{\sqrt{k \cdot R \cdot T}} \cdot A \frac{1 - \frac{p_3}{p_2}}{B - \frac{p_3}{p_2}}, \quad (6.5)$$

де $A = 0,654$ та $B = 1,13$ – коефіцієнти апроксимації газодинамічних функцій;

μ_1 – коефіцієнт розходу пневмосупротиву слідкуючого елементу;

μ_2 – коефіцієнт розходу пневмосупротиву трубопроводу;

μ_3 – коефіцієнт розходу пневмосупротиву пневмоциліндра;

f_1 – площа поперечного перерізу порожнини клапана;

f_2 – площа поперечного перерізу вхідного отвору трубопроводу;

f_3 – площа поперечного перерізу вхідного отвору пневмоциліндра.

6.2 Реалізація математичної моделі у середовищі *MatLab Simulink*

Simulink – інтерактивний інструмент (програмне забезпечення) для моделювання, імітації та аналізу динамічних систем, включаючи дискретні, неперервні та гібридні, нелінійні та розривні системи. Розроблене компанією *The MathWorks*. Дає можливість будувати графічні блок-діаграми, імітувати динамічні системи, досліджувати працездатність систем і вдосконалювати проекти. *Simulink* повністю інтегрований *Matlab*, що забезпечує швидкий доступ до широкого спектру інструментів аналізу і проектування. *Simulink* також інтегрується з *Stateflow* для моделювання поведінки, викликані подіями. Ця перевага робить *Simulink* найпопу-

лярнішим інструментом для проектування систем керування і комутації, цифрової обробки і інших додатків моделювання.

Simulink має масу ключових особливостей такий як:

- інтерактивне графічне середовище для побудови блок-діаграм;
- розширювана бібліотека готових блоків;
- засоби побудови багаторівневих ієрархічних багатокomпонентних моделей;
- засоби навігації та налаштування параметрів складних моделей – *Model Explorer*;
- засоби інтеграції готових *C/C++*, *Fortran*, *Ada* та *Matlab*-алгоритмів у модель, взаємодія з зовнішніми програмами для моделювання;
- сучасні засоби вирішення диференціальних рівнянь для неперервних, дискретних, лінійних та нелінійних об'єктів (в т.ч. з гістерезисом та розривами);
- імітаційне моделювання нестационарних систем за допомогою вирішувачів зі змінним та постійним кроком чи методом керованого з *Matlab* пакетного моделювання;
- інтерактивна візуалізація вихідних сигналів, засоби налаштування та завдання вхідних впливів;
- засіб відлагодження та аналізу моделей;
- повна інтеграція з *Matlab*, включаючи численні методи, візуалізацію, аналіз даних та графічні інтерфейси.

При запуску *Simulink* відкриваються два вікна (рис 6.2):

- пусте робоче вікно – заготовка для створення нової моделі (*untitled*);
- вікно бібліотеки *Simulink*, яке включає в себе набори основних розділів (*Simulink Library Browser*).

Процес побудови моделі у середовищі *Simulink* представляє послідовність вибору необхідних блоків з відповідних бібліотек та їхнім з'єднанням.

Починаємо побудову моделі з задання блоків *Constant*, з вікна бібліотеки *Sources*, в які заносимо відомі нам параметри (наприклад коефіцієнти апроксимації газодинамічних функцій $A = 0,654$ та $B = 1,13$ (рис. 6.3)), та підключаємо їх до

необхідних блоків математичних функцій, які мають стільки входів, скільки має права частина рівняння (див. рис. 6.4, 6.5).

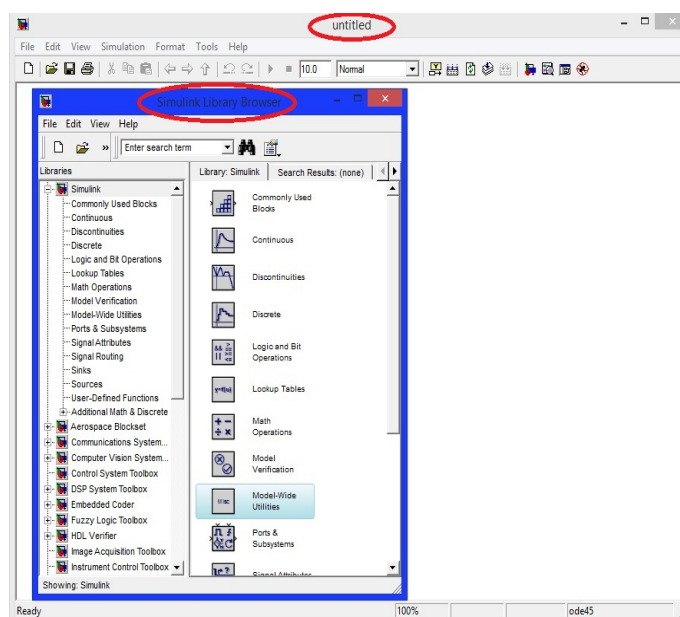


Рисунок 6.2 – Приклад початку роботи в *Simulink*

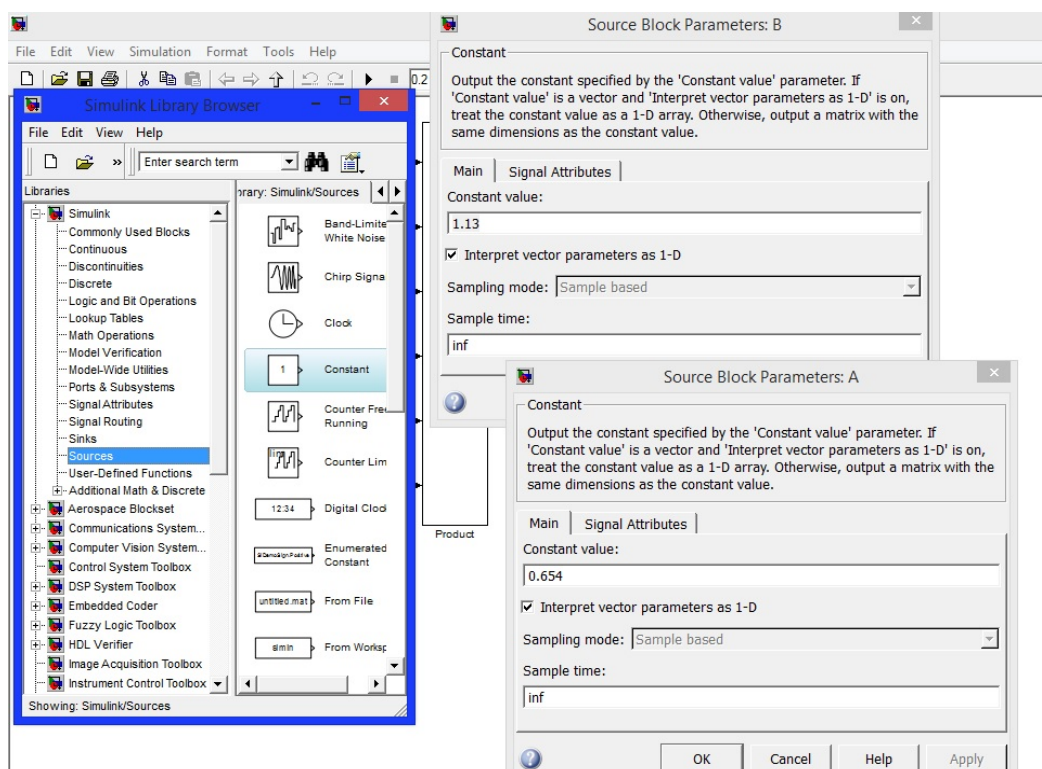


Рисунок 6.3 – Задання блоку *Constant*

Для зменшення розмірів математичної моделі замаскуємо рівняння миттєвого розходу повітря (6.3–6.5) у підсистемі (рис. 6.6).

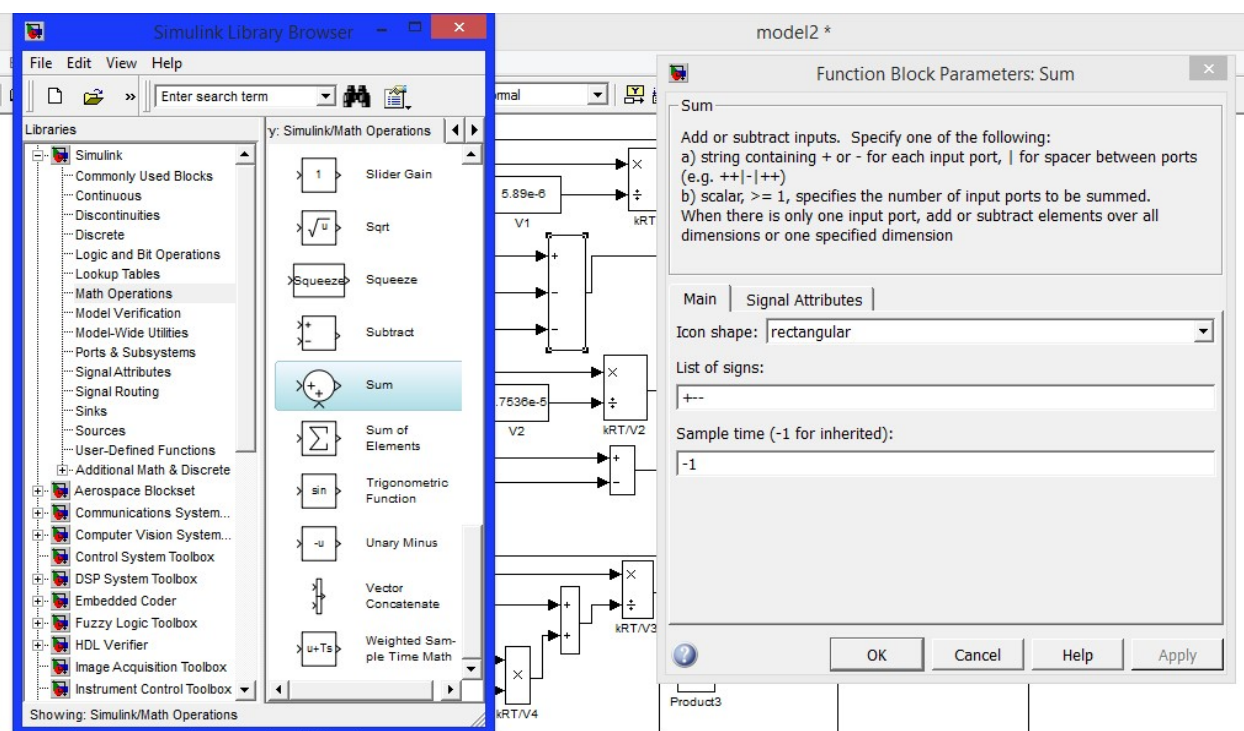


Рисунок 6.4 – Настроювання блока суматора

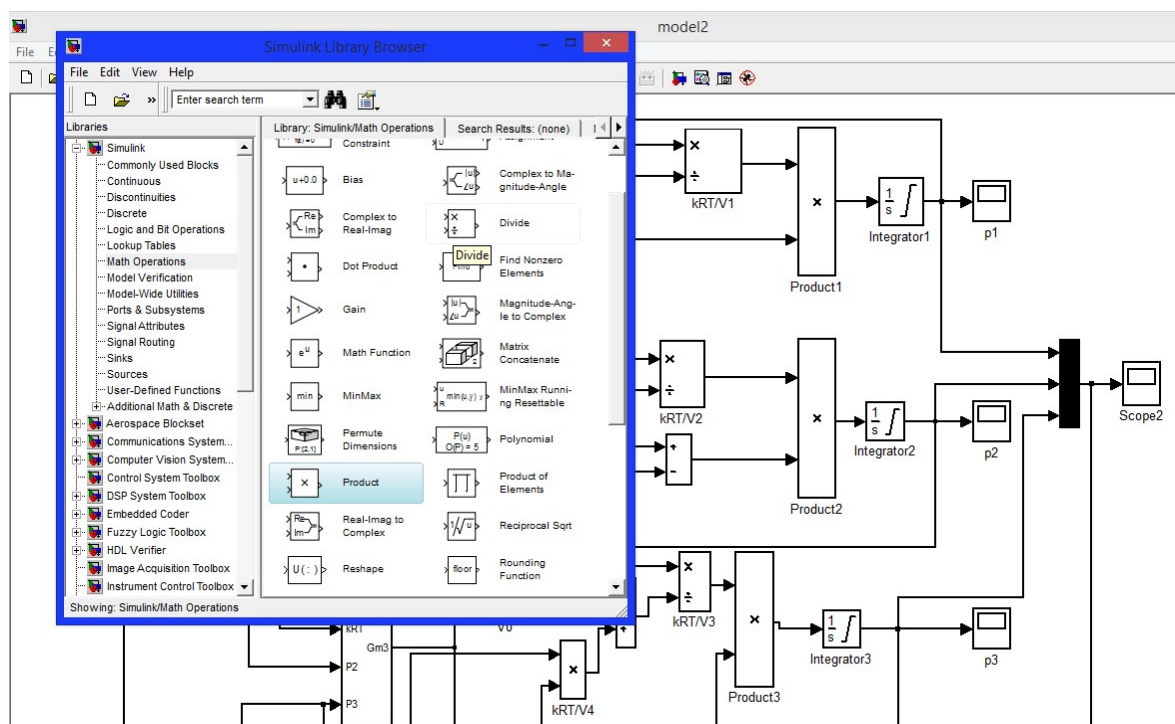


Рисунок 6.5 – Приклад виконання елементарних математичних операцій в середовищі *MatLab Simulink*

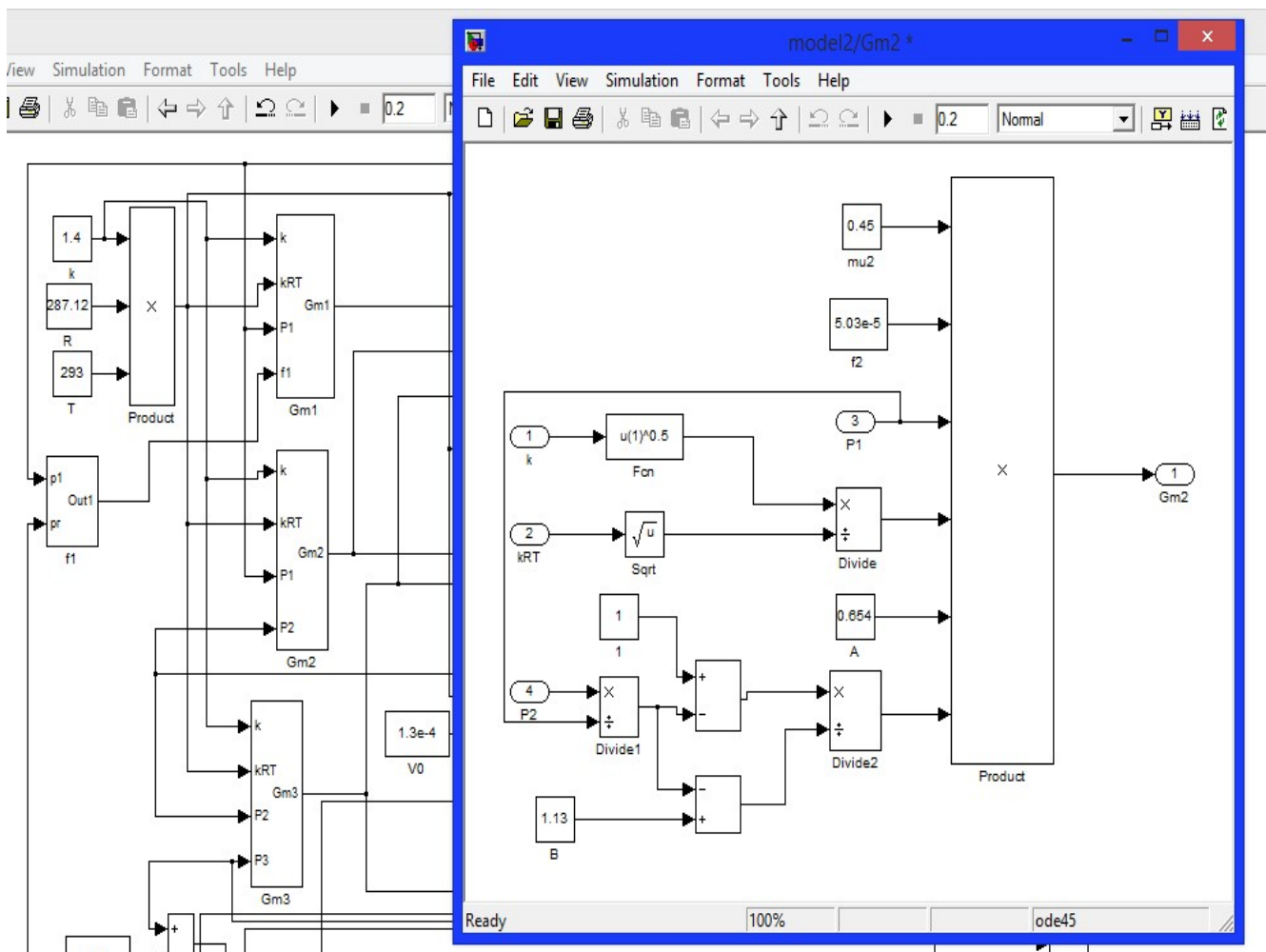


Рисунок 6.6 – Рівняння миттєвого розходу повітря в підсистемі

До виходу необхідних блоків включаємо послідовно інтегратори (рис. 6.7), та вбиваємо, де це потрібно верхню та нижню границю, на виході яких отримуємо значення перемінної.

Для спостереження за процесами в моделі встановимо "осцилографи" – блоки *Scope*, для відображення змінення перемінних у часі.

На основі представлених системи рівнянь (6.1) та (6.2) була складена математична модель приводу в середовищі *MatLab Simulink*, представлена на рисунку 6.8, яка дозволила розрахувати динаміку зміни тиску в пневмоциліндрі під час наповнення та були отримані наступні залежності (рис. 6.10).

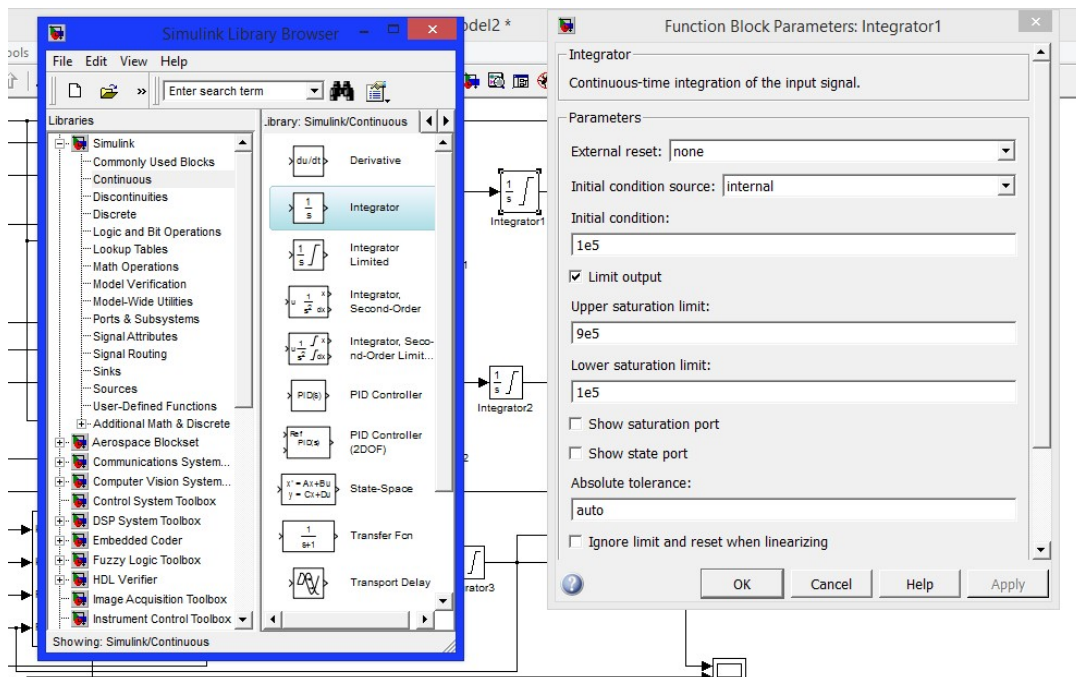
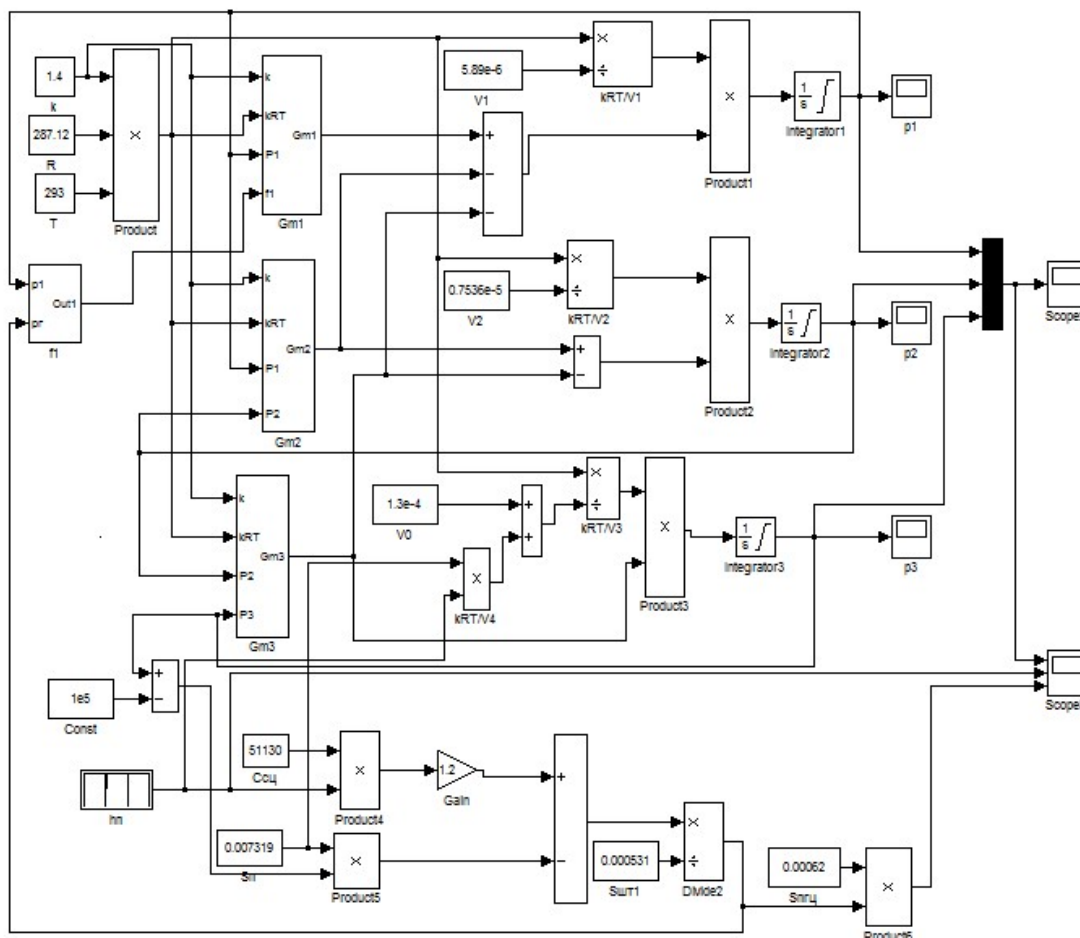
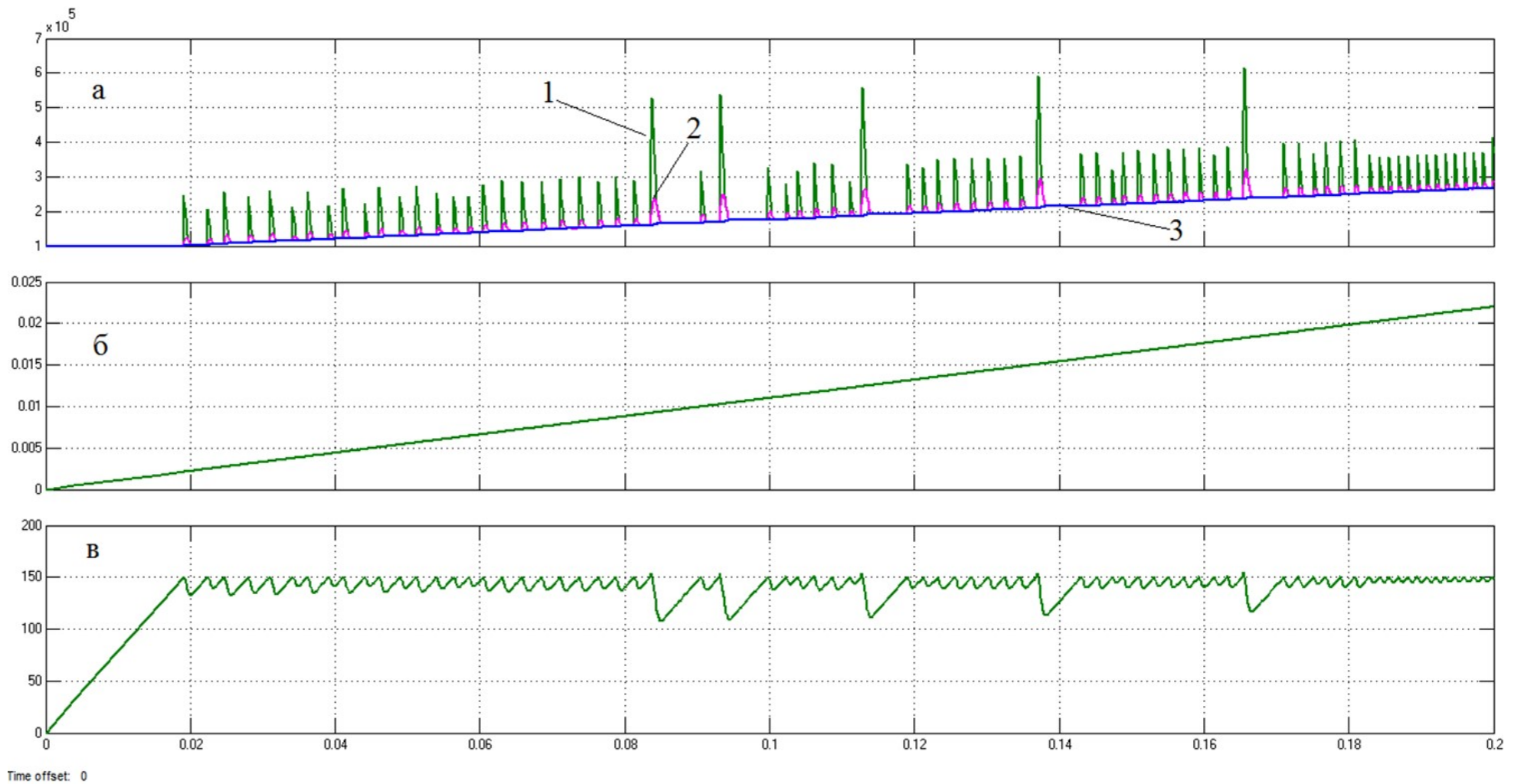


Рисунок 6.8 – Настроювання блока інтегратора

Рисунок 6.9 – Математична модель динаміки наповнення пневматичної частини приводу з пневмогідролічним підсилювачем у середовищі *MatLab Simulink*



а – графік зміни тиску; б – вхідна величина переміщення штока; в – графік зміни зусилля на педалі; 1 – зміна тиску у слідуючому елементі, 2 – зміна тиску у трубопроводі, 3 – зміна тиску у пневмоциліндрі

Рисунок 6.10 – Результати моделювання вимикання зчеплення

ВИСНОВКИ

- Був проведений аналіз конструкцій зчеплень, який дозволив виявити найбільш раціональну конструкцію для вантажних автомобілів категорії N_2 ;
- функціональний розрахунок зчеплення дозволив отримати основні параметри механізми зчеплення та показав, що на автомобілі необхідно встановити підсилювач;
- аналіз підсилювачів, дозволив отримати найбільш розпоширені конструкції для вантажних автомобілів;
- проведений розрахунок статичних характеристик приводу з ПГП дозволив порівняти отримані результати з його аналогами та показав, що зусилля на штоці ПГП при фіксованому тиску повітря на вході в систему перевершує аналоги по даному параметру. Крім того, тиск у гідравлічному ланцюгу приводу у досліджуваного ПГП нижче ніж у аналогів при рівності зусиль на штоці ПГП;
- була розроблена динамічна модель наповнення пневматичної порожнини приводу з ПГП, яка дозволила отримати змінення тиску в ній у часі, в залежності від зміни тиску у слідкуючому пристрої та трубопроводі.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Алёкса Н.Н. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Автотранспортные средства» (раздел «Определение основных параметров проектируемого автотранспортного средства (автомобиля)») / Алёкса Н.Н., Федосов А.С. – Харьков: ХАДИ, 1990. – 32 с.
2. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы»/ Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.
3. Устиненко В.Л. Основы проектирования деталей машин / Устиненко В.Л., Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. – Харьков: Вища школа, 1983. – 184 с.
4. Кудрявцев В.Н. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов / Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Арефьев И.И. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1984. – 400 с.
5. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник./ Под общ. ред. А.И. Гришкевича - М.: Машиностроение, 1984 – 272 с.
6. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. – М.: Транспорт, 1979. – 464 с.
7. Будько И.И. Методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине автомобили. – Харьков: ХАДИ, 1983. – 15с.
8. Испытания автомобилей/ [Цимбалин В.Б., Успенский Н.И., Кравец Н.В. и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
9. Осепчугов В.В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета: учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»/ Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 .

10. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. [8-е изд. перераб. и доп. Под ред. Жестоковой И.Н./ Анурьев В.И. – М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.