

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до випускної роботи
для освітнього ступеня «МАГІСТР»
за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»
на тему:

**Дослідження силових факторів в штангах механізму
паралельної кінематики з трьома приводними
важелями, що коливаються в паралельних площинах**

**Investigation of force factors in the rods of the mechanism of
parallel kinematics with three drive levers oscillating in
parallel planes**

Виконавець: ст. гр. МВ-20М1,9

_____ Данило ТОРЧІЛОВ

Керівник: к.т.н., доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

_____ Завідувач кафедри ММР

_____ Андрій ГРЕЧКА

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	133 Галузеве машинобудування
Освітньо-наукова програма	Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММР

_____ Андрій ГРЕЧКА

« ____ » _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ НА ВИПУСКНУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Данила ТОРЧІЛОВА

(прізвище, ім'я, по батькові)

- Тема роботи: Дослідження силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах
- Керівник роботи: к.т.н., доц. Андрій ГРЕЧКА
- Строк подання роботи до захисту 17 травня 2022 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: дослідження силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму.

Завдання:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної кінематики;
- вибір прототипу для проведення теоретичних досліджень силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики;
- постановка і розв'язок кінематичних задач для запропонованої компоновки механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах;
- розробка схеми навантаження механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, в залежності від напрямку дії зовнішніх технологічних сил;
- проведення теоретичних досліджень розподілу внутрішніх силових факторів у штангах механізму та визначення раціональних параметрів схеми його навантаження;
- розрахунок економічної ефективності від впровадження результатів проведених досліджень.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Науково-			
дослідний	Андрій ГРЕЧКА		
Організаційно-			
економічний	Ірина ЖУРИЛО		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	14.01	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	14.02	вик.
3.	Розв'язок задач кінематики.	28.02	вик.
4.	Синтез схем навантаження.	07.03	вик.
5.	Аналітичне визначення внутрішніх силових факторів.	28.03	вик.
6.	Побудова графічних залежностей.	18.04	вик.
7.	Аналіз отриманих даних.	22.04	вик.
8.	Оформлення графічної частини роботи.	29.04	вик.
9.	Розрахунок економічної ефективності.	09.05	вик.
10.	Оформлення пояснювальної записки.	16.05	вик.
11.	Здача роботи на кафедру.	17.05	вик.

Дата видачі завдання «____» _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

Завдання прийнято до виконання «____» _____ 20__ р.

Здобувач вищої освіти _____ Данило ТОРЧІЛОВ

Анотація

ТОРЧІЛОВ Данило. Дослідження силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах. Випускна кваліфікаційна робота для освітнього ступеня «магістр»: ЦНТУ, 2022. – 108 с. Матеріали презентації 21 іл.

Синтезовано схеми навантаження механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах. Отримано аналітичні залежності для розрахунку силових факторів в штангах даного механізму. Результати розрахунків представлено у вигляді графіків.

Очікуваний економічний ефект від впровадження результатів досліджень при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної кінематики складає у споживача 241800 грн.

Актуальність: розрахунок величин внутрішніх силових факторів у штангах механізму з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, є доповненням до існуючої задачі синтезу механізму на основі мінімізації довжин штанг і приводних важелів, та може бути використаний в якості критерію визначення оптимальної відстані між згаданими площинами.

Практичне значення: отримані дані для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

Ключові слова: механізм паралельної кінематики, схема навантаження, внутрішні силові фактори.

Summary

TORCHILOV Danylo. Investigation of force factors in the rods of the mechanism of parallel kinematics with three drive levers oscillating in parallel planes. Graduation thesis for a master's degree: CUNTU, 2022.– 108 p. Presentation materials 21 il.

It is synthesized load schemes of mechanism of parallel kinematics with three drive levers oscillating in parallel planes. Analytical dependences for the calculation of force factors in the bars of this mechanism are obtained. The results of calculations are presented in the form of graphs.

Expected economic effect from the implementation of research results in the design, manufacture and exploitation of this mechanism of parallel kinematics makes the consumer 241800 hryvnias.

Keywords: mechanism of parallel kinematics, load scheme, internal power factors.

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ	6
1.1 Класифікація механізмів паралельної кінематики	6
1.2 Приклади конструктивної реалізації механізмів з паралельною кінематикою на основі штанг постійної довжини	12
1.3 Опис прототипу для проведення теоретичних досліджень	21
1.4 Мета і задачі досліджень	24
РОЗДІЛ 2 КІНЕМАТИЧНІ ЗАДАЧІ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМУ	27
2.1 Пряма задача кінематики	27
2.2 Зворотна задача кінематики	37
РОЗДІЛ 3 СИНТЕЗ СХЕМИ НАВАНТАЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВНУТРІШНІХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ В ШТАНГАХ МЕХАНІЗМУ	41
3.1 Синтез схеми навантаження механізму та аналітичних залежностей внутрішніх силових факторів	41
3.2 Розрахунок внутрішніх силових факторів в штангах механізму	53
РОЗДІЛ 4 ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ	83
ВИСНОВКИ	104
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	106

ВСТУП

Актуальність роботи. Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки Центральноукраїнського національного технічного університету має свої традиції в сфері досліджень механізмів паралельної кінематики. Примітно, що саме групою науковців з її складу була зроблена перша спроба в Україні розширеної класифікації нового типу технологічного обладнання. Розгляд даного механізму йде в руслі подальшого розвитку наукової школи кафедри. Актуальність здійснення даних теоретичних досліджень викликана рядом чинників. Сюди можна віднести попередній розрахунок при проектуванні механізму для забезпечення конструктивної можливості сприйняття визначених навантажень. Особливо це стосується пар паралельних штанг постійної довжини, що утворюють шарнірно поєднаний паралелограм. Саме шарніри є однією з найслабших ланок в механізмах паралельної кінематики. Також важливим чинником є визначення моментів, які діятимуть на двигун, тобто безпосередній підбір технічних характеристик приводу. В більш широкому контексті можна зазначити ще один чинник, який буде корисним в подальших дослідженнях. Як відомо з принципу д'Аламбера, «якщо до діючої та тіло активної сили і реакції в'язей прикласти додаткову силу інерції, то тіло буде знаходитися в рівновазі (сума всіх сил, що діють в системі, та доповнена головним вектором інерції, дорівнює нулю)». Реакції в'язей у даному випадку і є безпосередньо внутрішні силові фактори. Але найбільш важливим чинником актуальності ми вважаємо продовження досліджень перспективної конструкції механізму паралельної кінематики. Річ у тім, що попередні дослідження щодо встановлення мінімальних розмірів штанг механізму показують, що всі приводи повинні бути розміщені в одній точці посередині відносно робочого простору. Таке конструктивне виконання механізму призведе до поганого сприйняття опрокидуючих моментів на приводи штанг, що виникатимуть внаслідок

прикладення зовнішніх сил до робочого органу. Таким чином, розрахунок силових факторів, що виникають в у штангах даного механізму паралельної кінематики, є актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Метою роботи є дослідження силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної кінематики;
- вибір прототипу для проведення теоретичних досліджень силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики;
- постановка і розв’язок кінематичних задач для запропонованої компоновки механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах;
- розробка схеми навантаження механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, в залежності від напрямку дії зовнішніх технологічних сил;
- проведення теоретичних досліджень розподілу внутрішніх силових факторів у штангах механізму та визначення раціональних параметрів схеми його навантаження.

Додатково до поставленої мети підтверджено економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

Об’єкт дослідження – механізм паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

Предмет дослідження – розподіл внутрішніх силових факторів у штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

Наукова новизна одержаних результатів:

Вперше встановлено аналітичні залежності для розрахунку внутрішніх силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

Практичне значення – отримані дані для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

Особистий внесок – проведено теоретичні дослідження та запропоновано практичні рекомендації щодо проектування механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД МЕХАНІЗМІВ ПАРАЛЕЛЬНОЇ КІНЕМАТИКИ

1.1 Класифікація механізмів паралельної кінематики

Розгляд будь-якого обладнання варто починати з наведення його класифікаційних ознак, що дозволить охопити усі зв'язки між параметрами технологічного обладнання, його характеристиками, що дозволяє визначити сферу використання кожного конкретного зразка такого обладнання та спростити пошук подальшої інформації. Технологічне обладнання, що використовується в обробці матеріалів різанням, має широку основу для проведення класифікації. Сюди можна віднести технологічні процеси, для яких таке обладнання використовується, рівень продуктивності на основі аналізу складових часу обробки, рівень автоматизації обладнання, степінь агрегування обладнання, можливість доступу інструмента до заготовки з різних сторін та ще багато інших. Проте специфіка властивостей технологічного обладнання з паралельною кінематикою значно ускладнює застосування традиційних підходів класифікації. Як зазначено в роботі [1], «класифікація технологічного обладнання і, зокрема, верстатного з паралельною кінематикою, у теперішній час взагалі відсутня». Проте в цій же роботі зазначається, що такі спроби з тим чи іншим успіхом вже здійснювались. Зокрема, відзначається робота кафедри металорізальних верстатів та систем нашого університету, результат якої можна відстежити у роботі [2]. В її основу покладено аналіз функціональних, конструктивних та експлуатаційних властивостей технологічного обладнання з паралельною кінематикою. Подальша наведена класифікація у даному пункті роботи є об'єднанням інформації з джерел [1, 2].

До функціональних властивостей механізмів з паралельною кінематикою належать:

- кількість степеней свободи виконавчого органа;
- характеристики виконавчих приводів;
- форма і розміри робочого простору механізму;
- метод перетворення рухів;
- характеристика систем управління;
- технологічні сили, котрі діють на виконавчий орган;
- діапазони швидкостей і прискорень;
- точність позиціювання виконавчого органа.

Саме дослідженню впливу технологічних сил на виконавчий орган і наслідки такого впливу на штанги механізму паралельної кінематики присвячена дана робота. Для цього варто звернути увагу на наступну класифікаційну ознаку, а саме конструктивні особливості механізмів паралельної кінематики:

- наявність чи відсутність напрямних;
- у випадку їх наявності – взаємне розташування напрямних у просторі;
- конструкція опорних шарнірів;
- конструкція кінематичних ланок;
- розташування виконавчого органа відносно нерухомого базисного елемента механізму.

Наведемо також експлуатаційні властивості механізмів з паралельною кінематикою:

- матеріалоемність;
- потужність виконавчих двигунів;
- надійність;
- ремонтоздатність;
- час переналагоджування на іншу номенклатуру деталей і режими роботи;
- вартість обладнання;

- простота управління технологічним обладнанням.

Частина експлуатаційних властивостей дотично залежна від впливу технологічних сил, котрі діють на виконавчий орган.

Варто зупинитися на деяких властивостях більш докладно. За методом перетворення рухів механізми з паралельною кінематикою діляться по способу забезпечення руху виконавчого органу:

- зміна координат опорних шарнірів;
- зміна довжини штанг;
- шляхом примусового обертання шарніра, який змонтовано на нерухомому базисному елементі механізму;
- зміни кута між елементами кінематичного ланцюга.

При зміні координат опорних шарнірів механізми мають кінематичні ланки 2 постійної довжини, як показано на рис. 1.1, а. Виконавчий орган 1 змінює своє розташування у просторі в залежності від координат опорних шарнірів 4 відносно осі штоку гідроциліндра 3. Гальмування одного зі штоків гідроциліндра при переміщенні іншого призведе до розташування виконавчого органу під кутом до початкового положення. Синхронний рух обох шарнірів назустріч один одному чи навпаки призведе до переміщення виконавчого органу уверх чи вниз відповідно. Рівномірний рух шарнірів в одному напрямку призведе до рівнобіжного руху виконавчого органу.

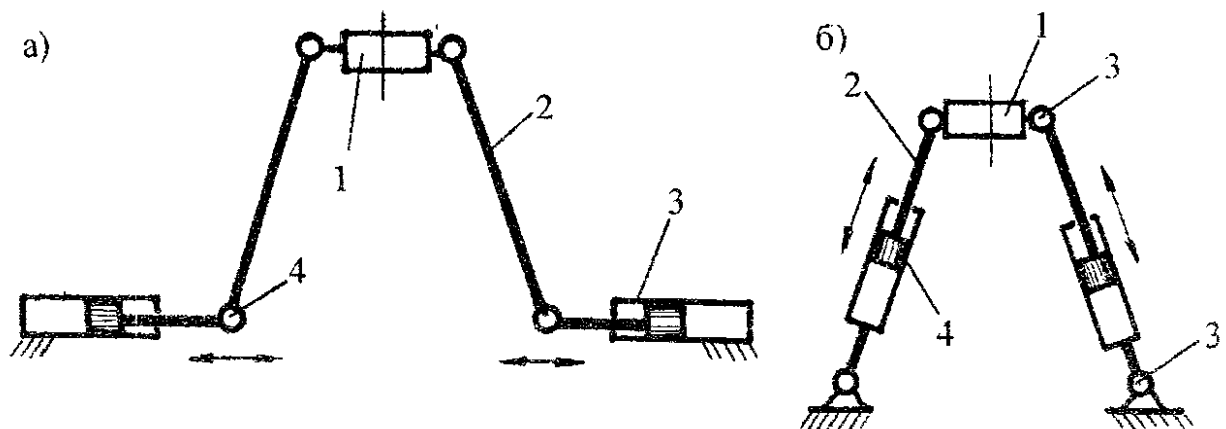


Рис. 1.1. Механізми з кінематичними ланками постійної (а) та змінної (б) довжини

Рівномірна зміна довжини кінематичних ланок – штанг 2 з рис. 1.1, б, призведе до лінійного руху виконавчого органу уверх чи вниз. Відповідно при нерівномірній зміні довжин штанг 2 виконавчий орган буде мати додатковий поворот та зміну кута нахилу до початкового положення. Під зміною довжини штанги мається на увазі зміна відстані між центрами шарнірів нерухомого і рухомого елементів механізму з паралельною кінематикою. Відповідно кожна така кінематична ланка повинна мати привід поступальної дії, тип і конструкція яких можуть бути різними (гідропривід, електричний привід прямої дії, електромеханічний привід з перетворюючим механізмом тощо).

Ще одним способом зміни координат розташування опорних шарнірів є введення додаткових кінематичних ланок, які обертаються навколо шарнірів, закріплених на нерухомому елементі (рис. 1.2, а). Синхронний поворот таких ланок назустріч одна одній чи навпаки призводитиме до руху виконавчого органу у вертикальному напрямку, несинхронний – до зміни кута його нахилу відносно початкового положення. Зміна кутового розташування кінематичних ланок, які обертаються навколо шарнірів, закріплених на нерухомому елементі механізму, може також відбуватися за рахунок додаткової ланки змінної довжини, котра кріпиться до проміжної поєднуючої ланки між вже згаданими та виконавчим органом (рис. 1.2, б). наведені приклади реалізації лише однієї класифікаційної ознаки показує величезне різномаяття конструкцій механізмів паралельної структури.

Також прийнято розрізняти механізми з паралельною кінематикою за кількістю степеней свободи виконавчого органу, яке безпосередньо залежить від кількості кінематичних ланок механізму. Механізми з двома степенями свободи можуть бути:

- сферичний механізм;

- біпод;
- біглайд;
- ножиці;
- лямбда.

Механізми з трьома степенями свободи можуть бути:

- трипод;
- триглайд;
- дельта;
- лінапод;
- ортоглайд.

Механізми з чотирма степенями свободи можуть бути:

- adept quattro;
- four-rod.

Відсутність прийнятого перекладу механізмів з чотирма степенями свободи показує їх недостатню розповсюдженість. За аналогією з механізмами з іншою кількістю свобод виконавчого органу можна увести такі назви для механізмів з чотирма степенями свободи:

- квадропод;
- квадроглайд.

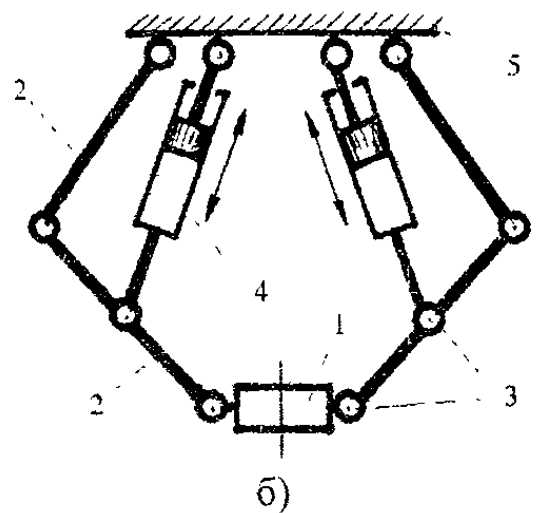
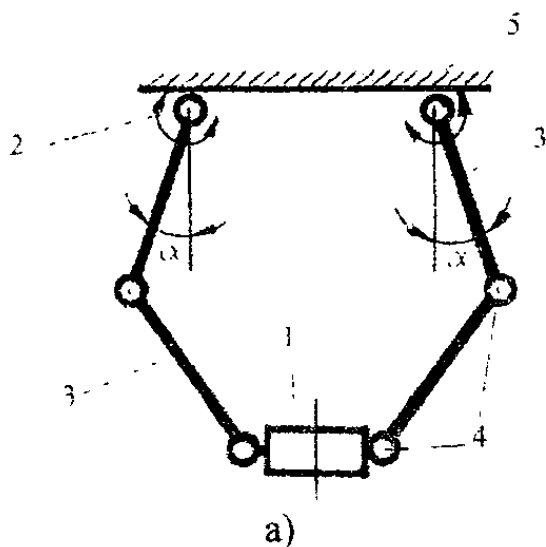


Рис. 1.2. Механізми з кінематичними ланками постійної довжини: а) з примусовим поворотом ланки; б) з додатковою ланкою змінної довжини

Механізми з п'ятьма степенями свободи можуть бути:

- пентапод;
- пентаглайд.

Механізми з шістьма степенями свободи можуть бути:

- гексапод;
- гексаглайд.

В цілому можна зазначити, що механізми з паралельною кінематикою, побудовані на основі використання повзунів та штанг постійної довжини, мають у своїй назві закінчення «глайд». Механізми з паралельною кінематикою, побудовані на основі використання кінематичних ланок змінної довжини, мають у своїй назві закінчення «под». Може зустрічатися комбінація використання зазначених кінематичних ланок. Загальноприйнятих назв для таких механізмів нам знайти не вдалося.

Конструктивне виконання механізмів з паралельною кінематикою може передбачати такі приклади реалізації:

- шарнірно-важільні механізми, які складаються з певної кількості штанг постійної довжини, кожна з яких на кінцях має шарніри визначеної конструкції (універсальні чи сферичні);
- штанги змінної довжини, котрі можуть бути телескопічного чи іншого типу виконання, на кінцях яких розміщуються відповідні шарніри, відстань між центрами яких змінюється за необхідним законом;
- паралелограмний механізм, який передбачає використання двох паралельних штанг постійної довжини, які за рахунок наявності шарнірів на своїх кінцях утворюють шарнірно поєднаний паралелограм;

- сферичний механізм, кожна кінематична ланка якого виконана у вигляді двох послідовно поєднаних напівкілець (даний тип механізмів не знайшов широкого розповсюдження);

- V-подібний механізм, який складається з двох шарнірно поєднаних прямокутних пласких елементів, на кінцях яких розташовані шарніри.

В якості приводних елементів у механізмах з паралельною кінематикою використовуються електродвигуни, мотор-редуктори, електромеханічні приводи, особливо з передачею гвинт-гайка кочення, прямі лінійні електричні приводи, гідравлічні та пневматичні приводи.

Привід головного руху на верстатному обладнанні, побудованому на основі механізмів з паралельною кінематикою, може розташовуватися або безпосередньо на рухомому виконавчому органі, або на нерухомому елементі механізму за умови використання передавальних ланок.

Крім основних приводів подачі можуть бути використані різноманітні допоміжні та установчі приводи.

1.2 Приклади конструктивної реалізації механізмів з паралельною кінематикою на основі штанг постійної довжини

Одним з можливих шляхів удосконалення технічних характеристик просторових важільних систем в складі технологічного обладнання з паралельною кінематикою являється використання механізмів зі штангами постійної довжини. Це дало поштовх до розвитку групи технологічного обладнання з покращеними динамічними характеристиками завдяки тому, що механізми приводів рухомих повзунів розташовані на базисній основі [3].

Як зазначено в даному джерелі [3], управління виконавчим органом виконується в таких верстатах шляхом програмованого переміщення кінців штанг, шарнірно з'єднаних з повзунами, які мають рух по одній координаті,

що забезпечується відповідними напрямними. Перші створені моделі верстатів з механізмами паралельної структури зі штангами постійної довжини за будовою були схожими на верстати-гексаподи і мали "підвішену" компоновку. По факту віртуальні напрямні гексаподів були замінені фактичними лінійними напрямними у верхній частині базисного каркаса. Одніми з перших дане технічне рішення втілили дослідницькі колективи Інституту машинобудування IWF (Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung) в Німеччині і Швейцарського федерального технологічного інституту ETH (Eidgenössische Technische Hochschule в м. Цюрих [4]. Результатом спільної роботи IWF і ETH над проектом створення верстатів нового покоління, що стартував у 2004 році, став шестикоординатний фрезерний верстат, який отримав назву Hexaglide.

Верстат Hexaglide має шість розташованих в горизонтальній площині рівнобіжно одна одній прямолінійних напрямних, з орієнтуванням виконавчого органа до розміщеної на робочому столі заготовки зверху вниз. Приводи подач повзунів, виконаних у вигляді рухомих кареток, оснащені лінійними двигунами, які здатні розвивати осьову силу 2500 Н кожен. Потужність приводу головного руху становить 10 кВт, частота обертання шпинделя досягає 42000 хв^{-1} .

Перевагою зазначеного верстата Hexaglide є можливість вільного доступу до робочого простору з усіх сторін для зручності обслуговування, виконання завантажувально-розвантажувальних операцій, але "підвішена" компоновка вимагає жорсткої конструкції базисного каркаса, що призводить до зростання матеріалоемності конструкції і обмеження робочих зусиль при фрезеруванні.

У 2001 році наукові співробітники Штутгартського університету (Institute for Control Engineering for Machine Tools and Manufacturing units - ISW) в рамках фундаментального дослідницького проекту "Dynamil" розробили шестикоординатний фрезерний верстат Linarod [5], але вже

вертикальної компоновки (рис. 1.3), який має шість окремо керованих і переміщуваних штанг, що спираються на повзуни, котрі рухаються по напрямним, закріпленим на трьох колонах. Повзуни розташовані попарно на напрямних.

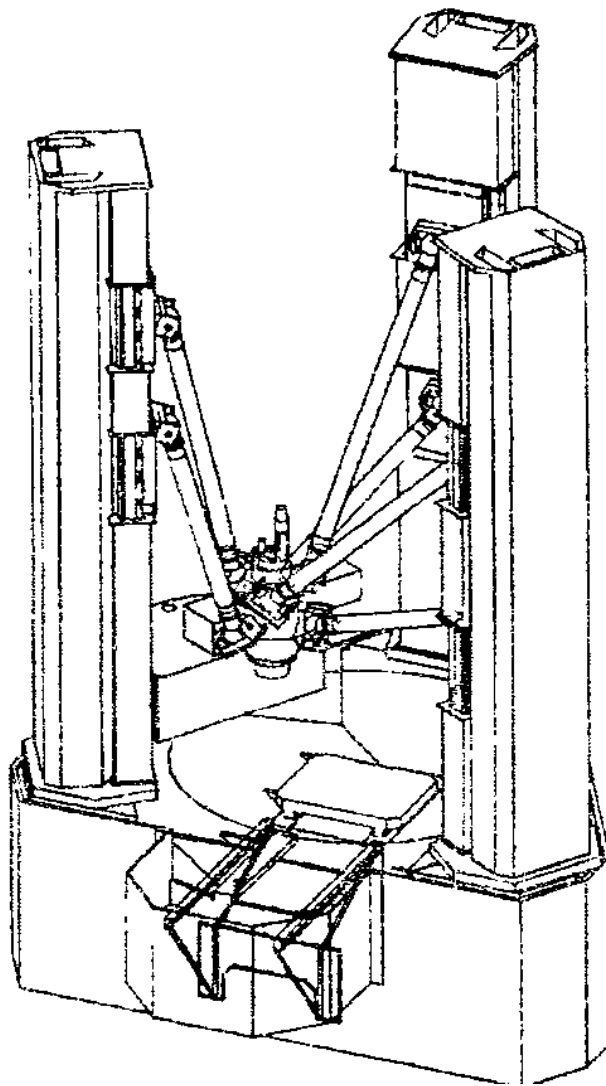


Рис. 1.3. Структура МПС шестикоординатного фрезерного верстата Linapod

Вертикальна компоновка верстата Linapod сприяє підвищенні жорсткості конструкції до значень $20000 \text{ Н/мм} \div 100000 \text{ Н/мм}$ за рахунок жорсткої основи у вигляді трикутної призми. Рухома платформа з розміщеним на ній виконавчим органом здатна сприймати навантаження до

400 кг. Точність позиціонування виконавчого органа у різних режимах роботи даного механізму паралельної структури знаходиться в діапазоні від 0,04 до 0,004мм.

Верстат Linarod забезпечує максимальну швидкість руху рухомої платформи до 60 м/хв, досягаючи при цьому прискорення 1.5g. Розробники верстата передбачили можливість його оснащення не тільки штангами постійної довжини, а й телескопічними. Тобто верстат може будуватися за принципами змішаної кінематики.

Підвищеною компактністю відрізняється фрезерний верстат моделі Н Е Х А М, побудований на основі п'ятистепеневого механізму паралельної структури зі штангами постійної довжини від фірми TOYODA (рис. 1.4) [2].

У компонованні верстата Н Е Х А М помітна спроба пошуку компромісного рішення розташування напрямних переміщення повзунів під кутом до вертикальної осі верстата. Несучий модуль виконаний у формі тригранної піраміди, вершина якої орієнтована вниз до робочого простору (заготовки). Шість прямолінійних напрямних переміщення повзунів з шарнірно з'єднаними штангами постійної довжини розташовуються на ребрах такої піраміди попарно.

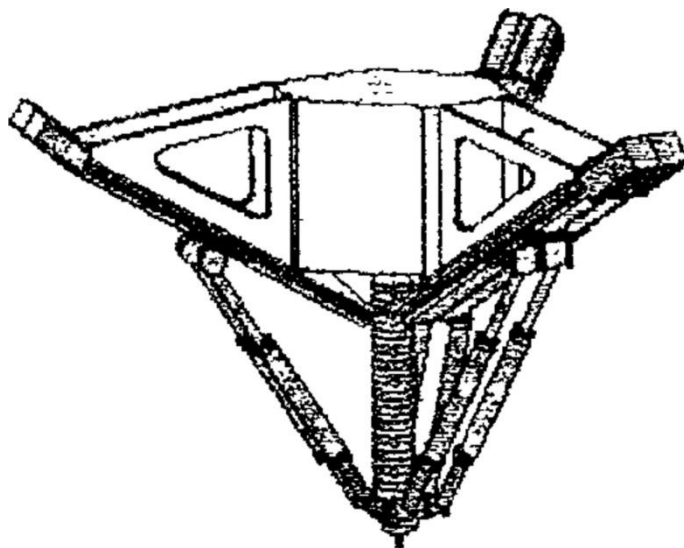


Рис. 1.4. Структура МПС п'ятикоординатного фрезерного верстата
Н E X A М фірми TOYODA

Для полегшення конструкція несучого модуля використано шість радіальних ребер жорсткості, з'єднаних попарно і прикріплених до спільного шестикутного центрального блоку. Як показує практика, таке виконання має свої переваги з точки зору жорсткості несучої основи перед іншими подібними рішеннями у верстатах такого типу.

Однак і у цього верстата спостерігаються ознаки "підвішеного" компоновання, як і у верстата-гексапода.

Верстат моделі Н E X A М забезпечує швидкість руху рухомої платформи до 100 м/хв, досягаючи при цьому прискорення до 1g. Точність позиціонування виконавчого органа забезпечується на рівні 0,005 мм в межах робочого простору 400 x 400 x 350 мм.

Серед просторових механізмів паралельної структури, які володіють трьома степенями свободи (тобто забезпечують переміщення вихідної ланки в лінійному напрямку по декартових координатах), почали широко застосовувати замкнуті стержневі системи, де кожна передавальна ланка окремого кінематичного ланцюга складається з двох штанг постійної довжини, шарнірно з'єднаних з одним приводним органом. Основна ідея функціонування такого механізму полягає в застосуванні кінематичного ланцюга у вигляді шарнірно поєднаного паралелограму (рис. 1.5). Тобто звичайна штанга в такому механізмі паралельної структури представлена у вигляді двох стержнів, які працюють при передачі кінематичної енергії разом. Вперше таку ідею реалізував проф. Раймонд Клавель, керівник лабораторії паралельної робототехніки університету Лозанни (Швейцарія) [6]. Він у 1987 році запатентував оригінальну конструкцію механізму паралельної структури, та дав їй назву "Дельта", що слугує тепер назвою цілого типу подібних пристроїв.

У таких механізмах приводи переміщень кінематичних ланок розміщені на нерухомій несучій системі, чим забезпечується значне зменшення рухомих мас механізму і дозволяє їм досягати величини прискорень виконавчого органа до 50g (в експериментальних моделях) і 10-12g (в реальних зразках виробничого технологічного устаткування).

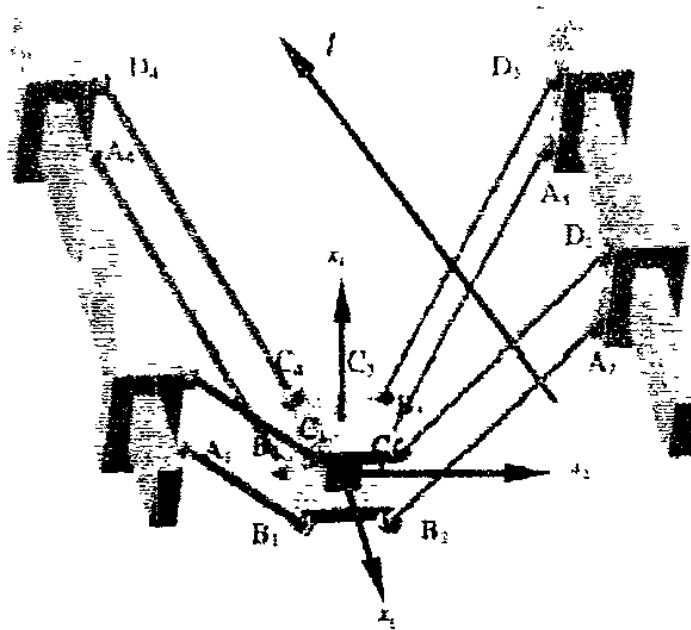


Рис. 1.5. Приклад механізму паралельної структури типу "Дельта" зі штангами, об'єднаними у шарнірний паралелограм

Кінематичні ланки механізму у вигляді шарнірно поєднаних паралелограмів забезпечують точне позиціонування виконавчого органа в просторі, а технологічне обладнання, збудоване з використанням подібних механізмів, має форму робочого простору у вигляді циліндру.

Наведені позитивні властивості механізмів "Дельта" забезпечили їх інтенсивний розвиток в останні роки. Як правило, механізми паралельної структури типу "Дельта" з привідними кінематичними ланками обертового (коливального) руху знайшли широке застосування в робототехнічних системах, а з лінійно переміщуваними поступальними парами – в

технологічному обладнанні для різноманітних операцій з об'єктом обробки [7].

Створенням і дослідженням подібних механізмів займаються не тільки виробничі фірми і центри, але й наукові підрозділи університетів Мічигану, Мериленду, Генуї, Цюріха, Австрії, Токію, Лозанни і багато інших, які вже запропонували більш ніж 30 варіантів різних по конструктивному виконанню механізмів паралельної структури типу "Дельта".

Зокрема, на основі кінематичних структур типу "Дельта" створений верстат моделі Quickstep HS 500 фірми Krauseco & Mauser (Австрія) (рис. 1.6). Шпиндель розташований на вихідній ланці. Механізм паралельної структури з'єднаний зі станиною через три кінематичних ланцюга, в кожному з яких встановлені парні штанги, шарнірно пов'язані з повзунами, що зменшує навантаження на штангу, а відтак підвищує жорсткість механізму. Максимальна швидкість вихідної ланки сягає 80 м/хв, а прискорення – до 2g. Розміри робочого простору становлять 630x630x500 мм.

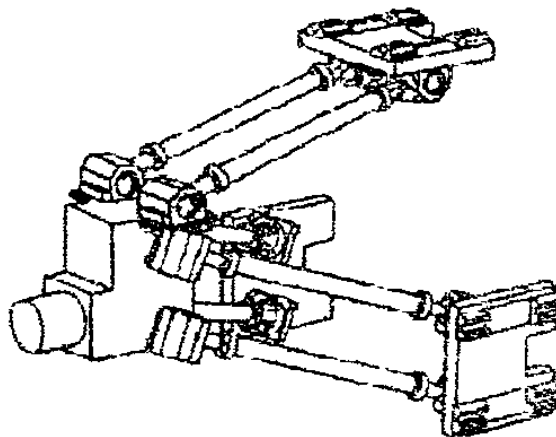


Рис. 1.6. Схема верстата моделі Quickstep HS 500

Помітними на фоні інших технічними характеристиками володіють верстати моделей URANE SX і PEGASUS, також виготовленні з використанням кінематичних структур типу "Дельта" [8]. Швидкості

координатних переміщень і прискорень виконавчого органа верстата URANE SX перевищують всі відомі моделі верстатів з механізмами паралельної структури, особливо щодо прискорень. У цього трьохкоординатного верстату з додатковим рухом пінолі швидкість переміщень виконавчого органа становить 100 м/хв, а прискорення досягає 35м/с^2 (можливо до 50м/с^2), тобто 3.5g-5g.

Подібний підхід для збільшення робочої зони, як у верстаті PEGASUS, але вже у іншому компоновочному рішенні, запропоновано інженерами з Китаю (Institute of Manufacturing Engineering, Tsinghua University) в просторовому механізмі паралельної структури з чотирма штангами, в основу яких покладено принцип кінематичних структур типу "Дельта" (рис. 1.7) [9].

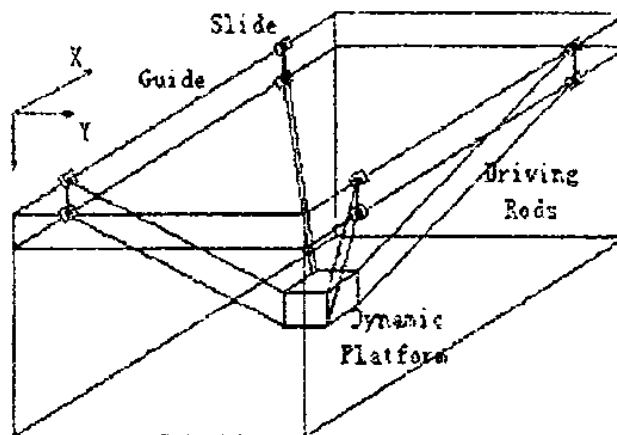


Рис. 1.7. Схема компонування чотирьохкоординатного верстата FOUR-ROD

Показаний структурі механізму розробники дали назву FOUR-ROD. За їхнім твердженням, механізм паралельної структури забезпечує чотирьохкоординатний рух виконавчого органу (переміщення вихідної ланки по трьом лінійним координатам X, Y, Z, а також обертання навколо осі X – координата A). Механізм паралельної структури має чотири незалежні рухомі каретки (повзуни), які переміщуються по двом напрямним, розташованим

рівнобіжно на верхніх ребрах нерухомої основи у вигляді каркаса, побудованого у формі паралелепіпеда.

Останнім часом намітилася тенденція використання триступневих механізм паралельної структури в якості основних модулів в традиційних компоновках верстатів для реалізації трьох степеней свободи шпиндельного вузла. Такі трикоординатні механізми паралельної структури в компоновках металорізальних верстатів можуть бути виконані на трьох штангах постійної довжини з різним набором керованих координат вихідної ланки. Залежно від виду кінематичних пар в шарнірних з'єднаннях стержнів виконавчого органа, шпиндельний вузол може виконувати переміщення по трьом лінійним координатам без зміни кутової орієнтації, або мати дві кутові керовані координати навколо двох осей і одну лінійну уздовж третьої осі.

Саме за другим варіантом побудований модуль фрезерної головки Sprint Z3 (рис. 1.8) [2].

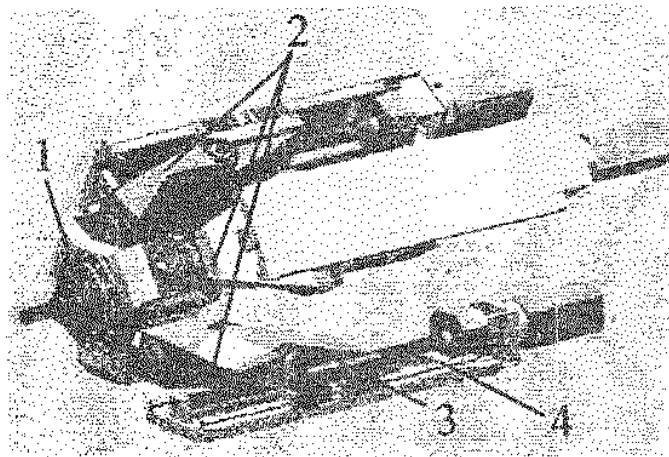


Рис. 1.8. CAD модель механізму паралельної структури фрезерної головки моделі Sprint Z3 фірми DS TECHNOLOGIE

Вихідна ланка 1 модуля пов'язана з його основою трьома кінематичними ланцюгами 2. Кожен кінематичний ланцюг складається з штанги постійної довжини, пов'язаної з вихідною ланкою 1 сферичним

шарніром, а з повзуном 3 – циліндричним. Три повзуна переміщуються по напрямних 4 за допомогою трьох лінійних приводів. Така будова механізму паралельної структури забезпечує вихідній ланці 1 переміщення по трьох незалежних координатах. Такі модулі можна вбудовувати в верстатні механізми, які мають крім цього додаткові степені свободи, створюючи більш складні комбіновані кінематичні структури.

Триступеневим механізмом паралельної структури зі штангами постійної довжини оснащений фрезерний верстат вертикальної компоновки (рис. 1.9) [10]. В з'єднаннях кінематичних ланок використані одноступеневі поворотні шарніри, однак механізмом паралельної структури забезпечується управління вихідним органом по двом лінійним (Z , Y) і одній кутовій A (навколо осі X) координатам.

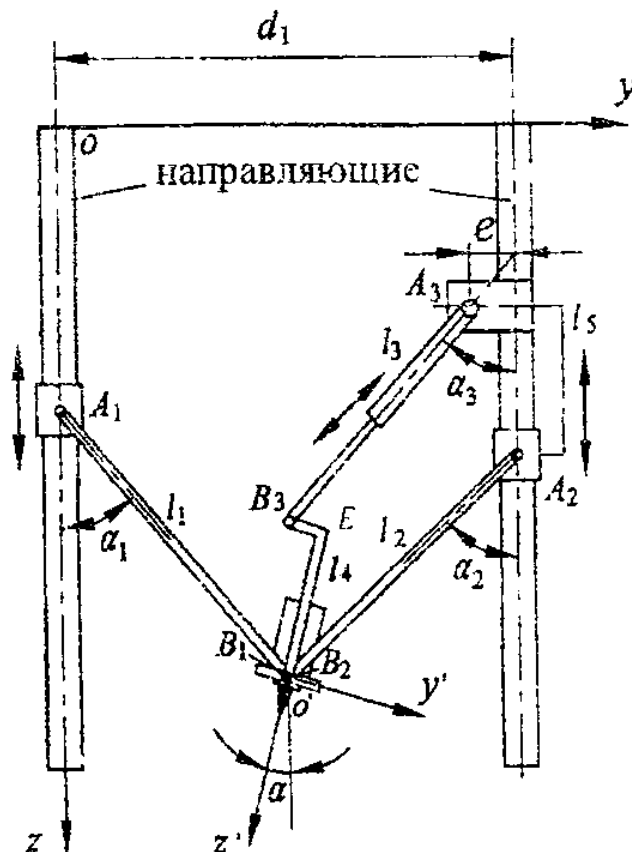


Рис. 1.9. Схема функціонування верстата вертикальної компоновки на основі трикоординатного механізму паралельної структури

В цілому верстат здатен виконувати чотирьохкоординатну обробку довгомірних деталей за рахунок поздовжніх переміщень горизонтального верстатного стола, що відповідає комбінованій кінематичній структурі.

1.3 Опис прототипу для проведення теоретичних досліджень

Проведений огляд механізмів з паралельними кінематичними структурами показує помітне місце конструкцій, побудованих на основі кінематичних структур типу "Дельта" із застосуванням трьох і більше шарнірно пов'язаних паралелограмів. Деякі з таких унікальних схем були запропоновані на кафедрі машинобудування, мехатроніки і робототехніки нашого університету. Так, групою авторів було запропоновано конструкцію механізму, на яку отримано патент на корисну модель № 148658 [11]. Будова механізму схематично показана на рис. 1.10.

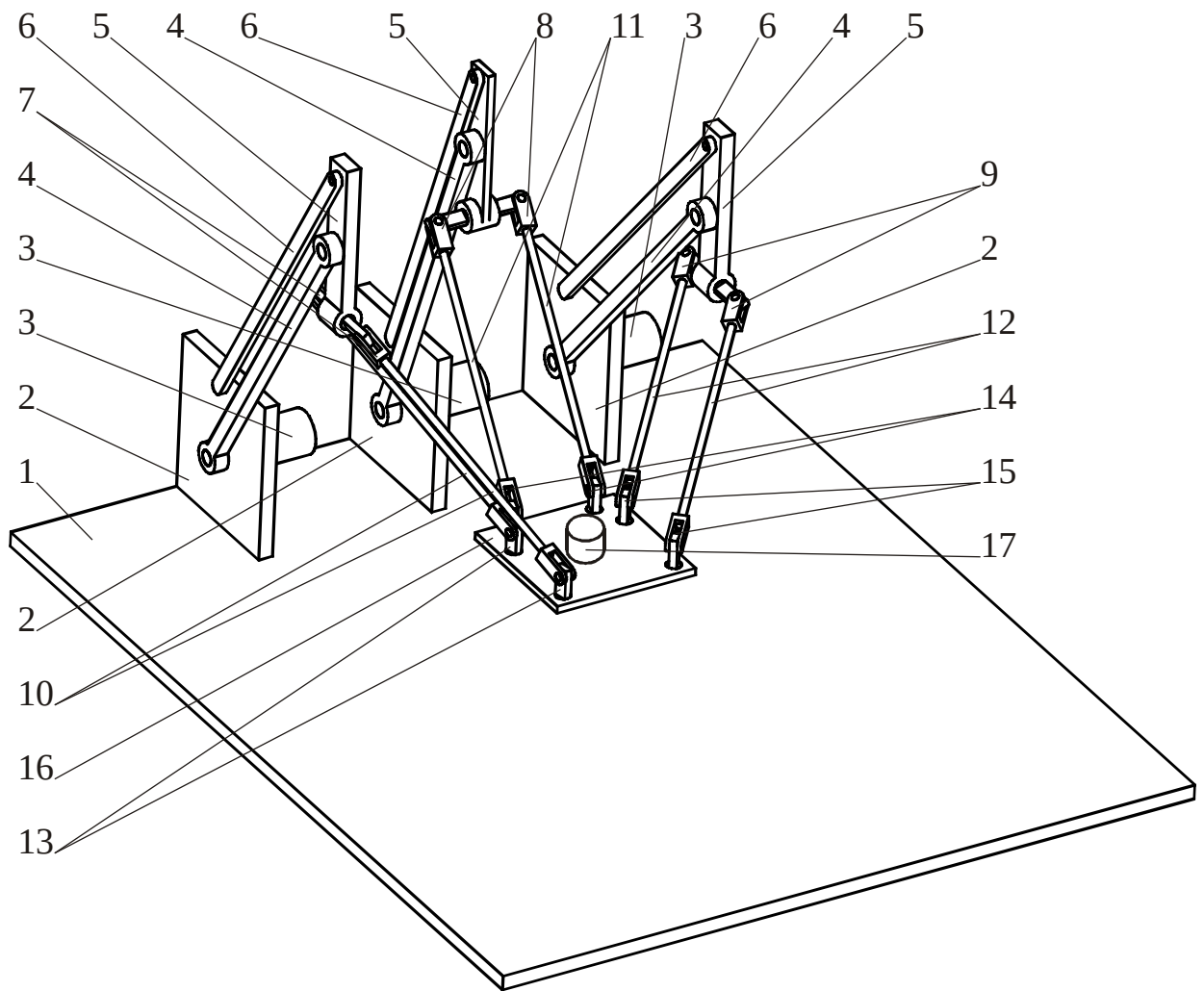


Рис. 1.10. Схема механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах

У даному механізмі відмовилися як від "підвішеного" компонування, так і від охоплення робочого простору рухомими кінематичними ланками. Теоретично даний механізм має мінімальні обмеження на розміри робочого простору.

Будова механізму наступна. Його основа складається з станини 1, до якої кріпляться пластини-стійки 2, хоча може бути і інше конструктивне виконання. До пластин-стілок 2 прикріплюються мотор-редуктори 3, що забезпечують обертання (коливальний рух) приєднаних до них приводних важелів 4. На іншому вільному кінці ці важелі 4 шарнірно з'єднуються з кронштейнами 5. В доважок кронштейни 5 шарнірно з'єднуються з

пластинами-стійками 2 за допомогою стержнів 6, причому відрізки між центрами шарнірів приводного важеля і стержня на кронштейні 5 і пластині-стійці 2 рівні. Кожна така комбінація платини-стійки 2, приводного важеля 4, кронштейна 5 та стержня 6 утворюють шарнірно поєднаний паралелограм. Кожен з кронштейнів 5 через пару шарнірів 7, 8 та 9 з'єднується з парою штанг 10, 11, 12 відповідно. Іншим своїм кінцем кожна з пари штанг 10, 11, 12 з'єднуються з парою шарнірів 13, 14, 15 відповідно, які закріплені на рухомій платформі 16. Відрізок між центрами пар шарнірів 7 рівний відрізку між центрами пар шарнірів 13. Відрізок між центрами пар шарнірів 8 рівний відрізку між центрами пар шарнірів 14. Відрізок між центрами пар шарнірів 9 рівний відрізку між центрами пар шарнірів 15. Таким чином пари штанг 10, 11, 12 паралельні і кожна працює як шарнірно поєднаний паралелограм. До рухомої платформи 16 приєднується робочий орган 17. Рухома платформа 16 та робочий орган 17 становлять вихідний орган.

Положення пар шарнірів 13, 14, 15 на рухомій платформі 16 довільне і залежить від конструктивних особливостей самої рухомої платформи 16 та робочого органа 17. Необхідне для узгодженого руху паралельне розташування пар шарнірів 7 і 13, 8 і 14, 9 і 15 забезпечується на відповідних кронштейнах 5 за рахунок того, що комбінація пластини-стійки 2, приводного важеля 4, кронштейна 5 та стержня 6 працює як шарнірно поєднаний паралелограм, відтак незалежно від поточного кута розташування приводного важеля 4 кутове положення пар шарнірів 7, 8 та 9 буде завжди незмінним по відношенню до відповідних пар шарнірів 13, 14, 15 на рухомій платформі 16.

Економічна ефективність пропонованого рішення забезпечується за рахунок підвищення рухомості робочого органа та спрощення можливості збільшення робочого простору механізму.

Інформації про умови функціонування даного механізму мало. Проведені перші дослідження відносно синтезу даного механізму не дають чіткої відповіді на вибір відстані між пластинами-стійками 2, показуючи

оптимальним їх суміщення в одному місці, що звісно унеможливить переміщення вихідного органу. До того ж консольний принцип розташування вихідного органу на штангах механізму та його приводних важелях робить важливим питання дослідження силового впливу зовнішніх сил на кінематичні елементи механізму, зокрема його штанги.

1.4 Мета і задачі досліджень

Необхідність розрахунку силових факторів, що виникають в механізмах паралельної кінематики, в нашому випадку викликана чотирма чинниками. Перший з них – це попередній розрахунок при проектуванні механізму для забезпечення конструктивної можливості сприйняття визначених навантажень. Особливо це стосується пар паралельних штанг постійної довжини, що утворюють шарнірно поєднаний паралелограм. Як відомо, одним з найслабших ланок в механізмах паралельної кінематики є саме шарніри [12]. Крім того, визначення внутрішніх навантажень може стосуватися характеристик інших елементів, що забезпечують функціонування всіх шарнірів механізму. Другий фактор – визначення моментів, які діятимуть на двигун, тобто безпосередній підбір технічних характеристик приводу. Третій фактор – складова частина розрахунку динамічних характеристик механізму за принципом д'Аламбера [13]. Як відомо [14], «якщо до діючої та тіло активної сили і реакції в'язей прикласти додаткову силу інерції, то тіло буде знаходитися в рівновазі (сума всіх сил, що діють в системі, та доповнена головним вектором інерції, дорівнює нулю)». Реакції в'язей у даному випадку і є безпосередньо внутрішні силові фактори. І останній, четвертий чинник – пошук раціональних значень величин штанг. Річ у тім, що в магістерській роботі одного з співавторів патенту [11] Якушевої Н.О. було наведено методику синтезу геометричних

параметрів даного механізму з урахуванням розмірів робочого простору, в якому повинен функціонувати робочий орган механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах. Проте більш детальне знайомство з даною методикою показало, що з метою мінімізації розмірів штанг всі приводи повинні бути розміщені в одній точці, а саме посередині відносно робочого простору. Однак зрозуміло, що таке конструктивне виконання механізму призведе до поганого сприйняття опрокидуючих моментів на приводи штанг, до виникатимуть внаслідок прикладення зовнішніх сил до робочого органу. Перелічені чотири чинники роблять розрахунок силових факторів, що виникають в у штангах даного механізму паралельної кінематики, актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Метою роботи є дослідження силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- аналіз існуючих схем побудови механізмів паралельної кінематики;
- вибір прототипу для проведення теоретичних досліджень силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики;
- постановка і розв’язок кінематичних задач для запропонованої компоновки механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах;
- розробка схеми навантаження механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, в залежності від напрямку дії зовнішніх технологічних сил;

– проведення теоретичних досліджень розподілу внутрішніх силових факторів у штангах механізму та визначення раціональних параметрів схеми його навантаження.

Додатково до поставленої мети розрахувати економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень.

РОЗДІЛ 2

КІНЕМАТИЧНІ ЗАДАЧІ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМУ

2.1 Пряма задача кінематики

Пряма задача кінематики починається після розв’язання задачі синтезу конструктивних параметрів механізму. Остання задача вирішена в магістерській роботі Якушевої Н.О., і ми до неї повертатися не будемо. Розв’язок кінематичних задач нам необхідний для встановлення просторового положення приводних важелів та штанг механізму, що буде визначати перерозподіл внутрішніх силових факторів внаслідок прикладення зовнішнього технологічного навантаження. Розпочнемо з представлення прямої задачі кінематики.

За її основу приймемо відомий метод трилатерації [15]. Цитата з джерела [15]: «Трилатерація – один з методів визначення на місцевості координат пунктів геодезичних мереж, що здійснюється шляхом побудови системи трикутників та вимірювання всіх їх сторін. На відміну від триангуляції, де здійснюється вимірювання кутів усіх трикутників, у трилатерації застосовують саме вимірювання сторін» (цитата завершена). Теоретично існує два підходи до вирішення задачі трилатерації: з перетворенням координат центрів сфер та без перетворення координат центрів сфер. Використаємо другий метод [16].

Метод трилатерації передбачає пошук координати тільки однієї точки. Для приведення схеми нашого механізму паралельної кінематики до прийнятного для використання у методі трилатерації проведено ряд перетворень, пов’язаних з перенесенням центрів шарнірів штанг на робочому органі та центрів коливання приводних важелів приводу подачі.

На початку уведемо поняття еквівалентної штанги. Пара штанг постійної довжини утворює шарнірно пов’язаний паралелограм. Його

функція полягає у забезпеченні незмінного кутового положення робочого органу. Кінематичну роль відіграє тільки довжина штанги, а не їх кількість. Тому еквівалентною будемо називати таку штангу, яка поєднує центри відрізків між шарнірами реальних штанг на робочому органі та кронштейні, приєднаному до приводного важеля. Геометричний зміст такої трансформації показано на рис. 2.1.

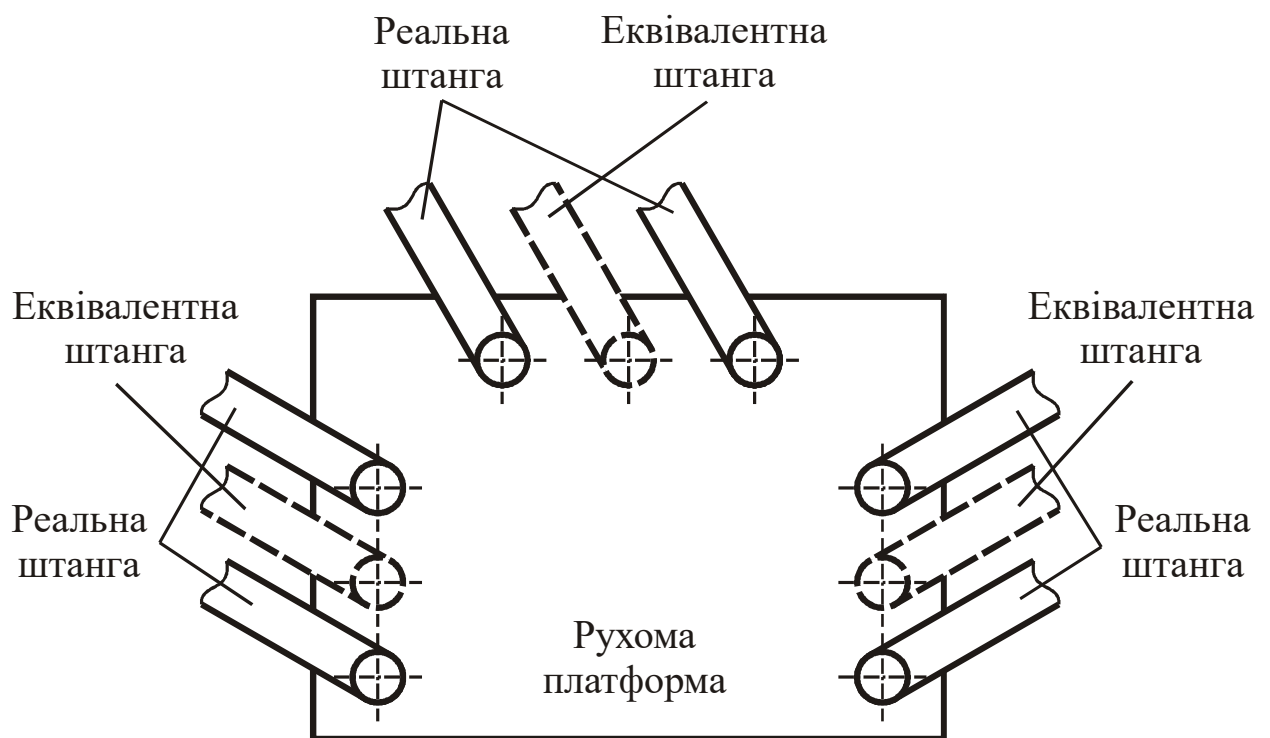


Рис. 2.1. Схема введення еквівалентних штанг

Наступним кроком геометричної трансформації механізму буде зведення всіх шарнірів еквівалентних штанг на рухомій платформі в одну точку шляхом геометричного перенесення координат їх центрів. Аналогічне геометричне перенесення координат буде стосуватися і всіх інших точок кінематичних ланцюгів приводу подачі механізму. Користуючись тим, що в нашому механізмі приводні важелі коливаються в паралельних площинах, паралельне перенесення достатньо буде зробити для двох з трьох приводних кінематичних ланцюгів. Нехай незмінним буде середній приводний кінематичний ланцюг. Всі його елементи матимуть в подальших викладках

індекс 1. Два інші матимуть індекси 2 і 3, причому довільно зліва – 2, справа – 3. Схема перенесення кінематичних ланцюгів показана на рис. 2.2.

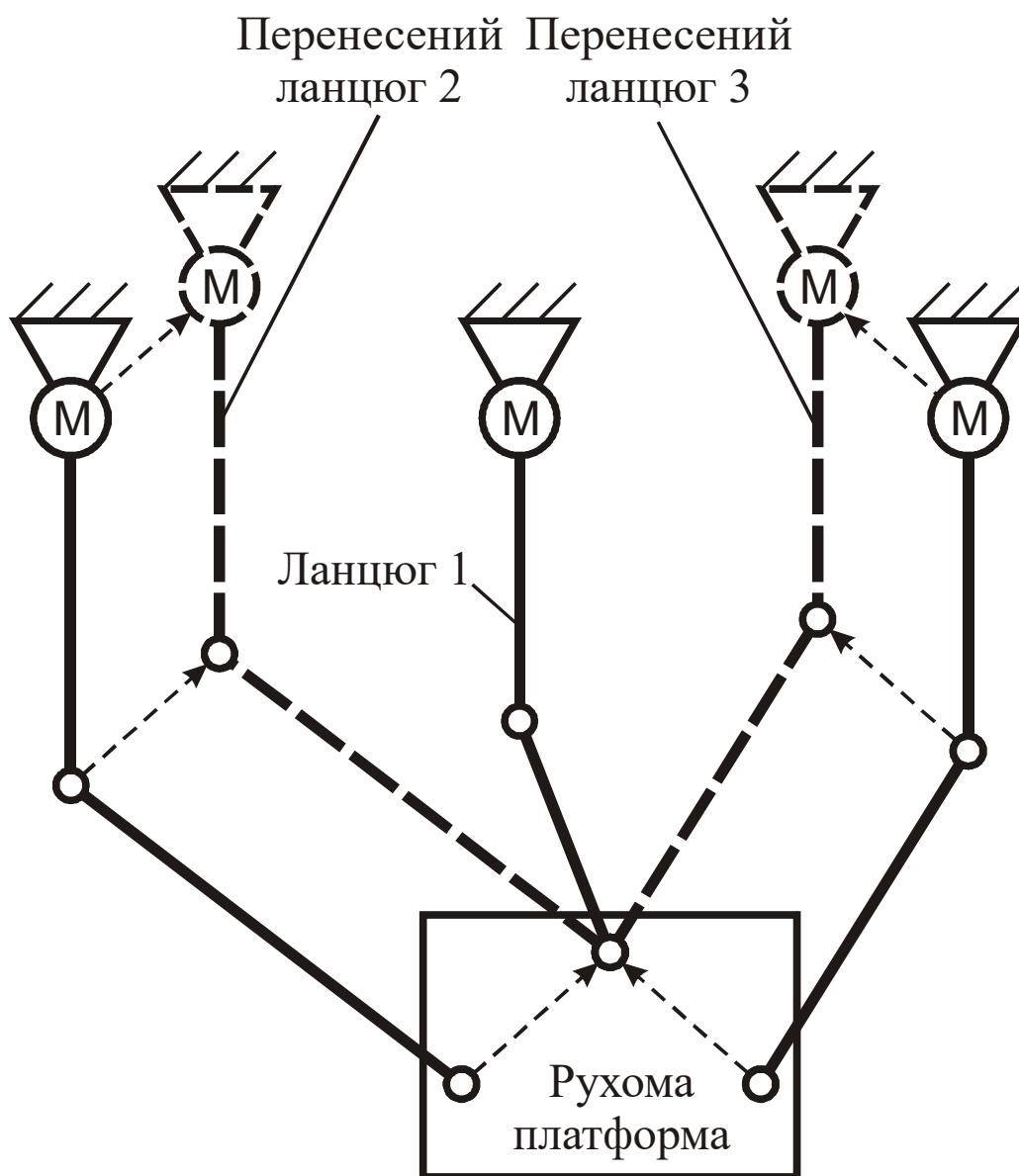


Рис. 2.2. Схема перенесення координат кінематичних ланцюгів

Таким чином, для реального механізму необхідно завжди буде враховувати дану геометричну поправку.

На наступній схемі (рис. 2.3) в двох проекціях покажемо розташування приводу подачі робочого органу відносно робочого простору.

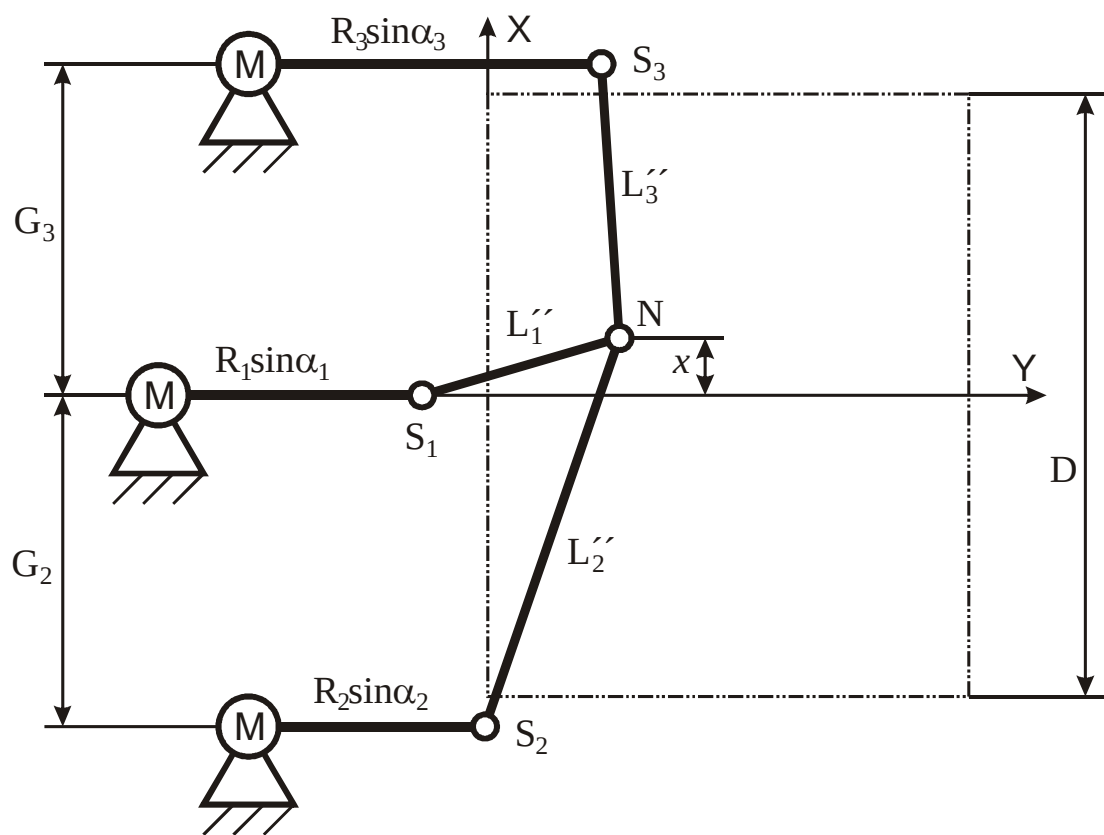
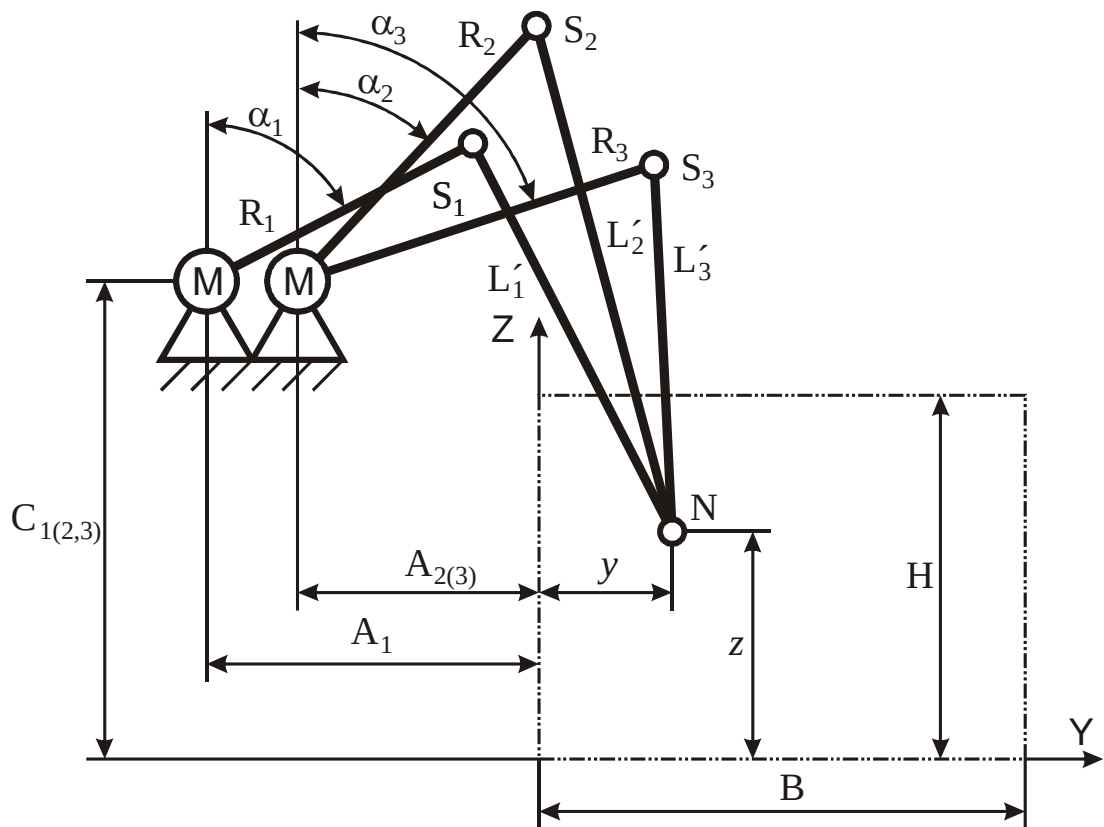


Рис. 2.3. Схема розташування кінематичних ланцюгів відносно робочого простору

Робочий простір має розміри $D \times B \times H$, де D – довжина, B – ширина, H – висота. Посередині довжини D сумісно з площиною встановлення заготовки (у найнижчому з можливих положень робочого органу) розміщено початок системи відліку. Площина коливання приводного важеля кінематичного ланцюга 1 співпадає з площиною YOZ . Віддалення площини коливання кінематичного ланцюга 2 вздовж осі X становить G_2 , кінематичного ланцюга 3 – G_3 . Відстань від основної площини XOY до центрів коливання приводних важелів позначимо C . Віддалення цих же центрів від площини XOZ на схемі з рис. 2.3 позначено як A . Довжина приводних важелів прийнята R . Приймаємо, що кут коливання приводних важелів α відкладається від вертикальної осі Z з додатнім напрямком в сторону осі Y . Довжина еквівалентних штанг становить L . На схемі рис. 2.3 вони позначені зі штрихом та двома штрихами, оскільки зображені їх проекції. Проекція приводного важеля R на площину XOY показана як добуток довжини важеля на синус кута α . Координати розрахункової точки робочого органу мають задано як x, y, z . Саму точку позначимо як N . Щодо центрів коливання приводних важелів, то вони співпадають з проекціями осей двигуна на площину коливання. Оскільки двигун, як правило, на схемах позначається як M , то і ми приймемо аналогічне позначення для центрів коливання приводних важелів.

Далі наведемо розв'язок прямої задачі кінематики близько до перекладу з джерела [16]. Оскільки величини кута α і довжини приводного важеля нам в прямій задачі кінематики відомі, то можемо знайти координати точок S як центру шарнірного з'єднання приводного важеля з еквівалентною штангою. Координати точок S матимуть вигляд:

$$x_1 = 0; y_1 = -A_1 + R_1 \sin \alpha_1; z_1 = C_1 + R_1 \cos \alpha_1;$$

$$x_2 = -G_2; y_2 = -A_2 + R_2 \sin \alpha_2; z_2 = C_2 + R_2 \cos \alpha_2;$$

$$x_3 = G_3; y_3 = -A_3 + R_3 \sin \alpha_3; z_3 = C_3 + R_3 \cos \alpha_3.$$

Виходить, що нам необхідно знайти координати шуканої точки $N(x, y, z)$. Дану точку можна представити у вигляді однієї з точок перетину трьох сфер, що мають радіуси L_1, L_2 і L_3 , з центрами в точках $S_1(x_1, y_1, z_1)$, $S_2(x_2, y_2, z_2)$ і $S_3(x_3, y_3, z_3)$. Радіуси L_1, L_2 і L_3 являються довжинами еквівалентних штанг з індексами 1, 2 і 3. Дані довжини вважатимемо розрахованими після розв'язку задачі синтезу геометричних параметрів механізму. Як правило, радіуси L_2 і L_3 рівні між собою.

Відстані між центрами сфер:

$$l_{12} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2};$$

$$l_{13} = \sqrt{(x_3 - x_1)^2 + (y_3 - y_1)^2 + (z_3 - z_1)^2};$$

$$l_{23} = \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2 + (z_3 - z_2)^2}.$$

Знайдемо точку S_{12} – центр перетину сфер, утворених штангами з індексами 1 і 2. Координати цієї точки:

$$x_{12} = x_1 + \alpha(x_2 - x_1); y_{12} = y_1 + \alpha(y_2 - y_1); z_{12} = z_1 + \alpha(z_2 - z_1).$$

Для знаходження коефіцієнту α скористаємося тією обставиною, що:

$$|S_1 S_{12}|^2 + |S_{12} S_3|^2 = L_1^2.$$

Аналогічно можна записати для сфери, утвореної другою штангою:

$$|S_2 S_{12}|^2 + |S_{12} S_0|^2 = L_2^2$$

Віднімемо друге рівняння від першого:

$$|S_1 S_{12}|^2 - |S_2 S_{12}|^2 = L_1^2 - L_2^2.$$

Зробимо перетворення:

$$\delta^2 |S_1 S_2|^2 - (1 - \delta)^2 |S_1 S_2|^2 = L_1^2 - L_2^2.$$

Оскільки $|S_1 S_2| = l_{12}$, то:

$$\delta^2 l_{12}^2 - (1 - 2\delta + \delta^2) l_{12}^2 = L_1^2 - L_2^2;$$

$$l_{12}^2 (\delta^2 - 1 + 2\delta - \delta^2) = L_1^2 - L_2^2;$$

$$2\delta - 1 = \frac{L_1^2 - L_2^2}{l_{12}^2};$$

$$\delta = \frac{1}{2} + \frac{L_1^2 - L_2^2}{2l_{12}^2}.$$

Шукана точка лежить у площині, яка проходить через точку S_{12} перпендикулярно відрізку S_1S_2 . Тому для неї виконується рівняння даної площини:

$$\begin{aligned} & (x - (1 - \delta)x_1 - \delta x_2)(x_2 - x_1) + (y - (1 - \delta)y_1 - \delta y_2)(y_2 - y_1) + \\ & + (z - (1 - \delta)z_1 - \delta z_2)(z_2 - z_1) = 0, \end{aligned}$$

або інакше:

$$\begin{aligned} & (x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = ((1 - \delta)x_1 + \delta x_2)(x_2 - x_1) + \\ & + ((1 - \delta)y_1 + \delta y_2)(y_2 - y_1) + ((1 - \delta)z_1 + \delta z_2)(z_2 - z_1). \end{aligned}$$

Якщо тепер підставити δ , то отримаємо:

$$\begin{aligned} & (x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2) + \\ & + \frac{L_1^2 - L_2^2}{2l_{12}^2}((x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2). \end{aligned}$$

Як вже було показано вище, $l_{12}^2 = (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 + (z_2 - z_1)^2$. Тому маємо:

$$(x_2 - x_1)x + (y_2 - y_1)y + (z_2 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2) + \frac{L_1^2 - L_2^2}{2}.$$

Аналогічні викладки та перетворення можна провести і для сфер з радіусами L_1 і L_3 з центрами в точках $S_1(x_1, y_1, z_1)$ і $S_3(x_3, y_3, z_3)$. Відповідно їх результатом буде вираз для площини, яка проходить через точку S_{13} перпендикулярно відрізку S_1S_3 :

$$(x_3 - x_1)x + (y_3 - y_1)y + (z_3 - z_1)z = \frac{1}{2}(x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2) + \frac{L_1^2 - L_3^2}{2}.$$

Перетин двох отриманих площин дає пряму, що перпендикулярна до площини трикутника $S_1S_2S_3$. Перетин даної прямої з площиною вказаного трикутника дає точку K – основу перпендикуляра з точки N на площину трикутника. Доповнивши систему рівнянням площини трикутника, отримаємо лінійну систему рівнянь для координат точки K . Рівняння площини трикутника $S_1S_2S_3$ має вид:

$$\begin{aligned} &((y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1))(x - x_1) + \\ &+ ((z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1))(y - y_1) + \\ &+ ((x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1))(z - z_1) = 0, \end{aligned}$$

$$\text{де } \vec{d} \begin{pmatrix} (y_3 - y_1)(z_2 - z_1) - (y_2 - y_1)(z_3 - z_1) \\ (z_3 - z_1)(x_2 - x_1) - (z_2 - z_1)(x_3 - x_1) \\ (x_3 - x_1)(y_2 - y_1) - (x_2 - x_1)(y_3 - y_1) \end{pmatrix} - \text{векторний добуток } S_1S_2 \text{ і } S_1S_3.$$

Коефіцієнти при координатах шуканої точки K утворюють матрицю розміром 3×3 . Відомо, що якщо центри початкових сфер не лежать на одній прямій, то така матриця невироджена і шукані координати знаходяться після

застосування зворотної матриці до правої частини системи. Основна матриця Δ має вид:

$$\Delta = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ x_{\bar{d}} & y_{\bar{d}} & z_{\bar{d}} \end{pmatrix}.$$

Додаткові матриці отримуємо шляхом почергової заміни стовпчиків основної матриці Δ виразами вільних членів у рівняннях площин:

$$\begin{pmatrix} \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_2^2}{2} \\ \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_3^2}{2} \\ x_{\bar{d}} \cdot x_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 \end{pmatrix}.$$

Маємо:

$$\Delta_1 = \begin{pmatrix} \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_2^2}{2} & y_2 - y_1 & z_2 - z_1 \\ \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_3^2}{2} & y_3 - y_1 & z_3 - z_1 \\ x_{\bar{d}} \cdot x_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 & y_{\bar{d}} & z_{\bar{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Delta_2 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_2^2}{2} & z_2 - z_1 \\ x_3 - x_1 & \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_3^2}{2} & z_3 - z_1 \\ x_{\bar{d}} & x_{\bar{d}} \cdot x_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 & z_{\bar{d}} \end{pmatrix};$$

$$\Delta_3 = \begin{pmatrix} x_2 - x_1 & y_2 - y_1 & \frac{x_2^2 - x_1^2 + y_2^2 - y_1^2 + z_2^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_2^2}{2} \\ x_3 - x_1 & y_3 - y_1 & \frac{x_3^2 - x_1^2 + y_3^2 - y_1^2 + z_3^2 - z_1^2 + L_1^2 - L_3^2}{2} \\ x_{\bar{d}} & y_{\bar{d}} & x_{\bar{d}} \cdot x_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 + y_{\bar{d}} \cdot y_1 \end{pmatrix}.$$

Тепер можна знайти координати точки $K(x_K, y_K, z_K)$, розділивши почергово визначники додаткових матриць на визначник основної матриці.

Отже:

$$x_K = \frac{|\Delta_1|}{|\Delta|}; \quad y_K = \frac{|\Delta_2|}{|\Delta|}; \quad z_K = \frac{|\Delta_3|}{|\Delta|}.$$

Знайдемо довжину відрізка KS_1 :

$$l_{KS_1} = \sqrt{(x_K - x_1)^2 + (y_K - y_1)^2 + (z_K - z_1)^2}.$$

Після розрахунку координат точки $K(x_K, y_K, z_K)$ можна знайти шукані координати точки $N(x, y, z)$:

$$x = x_K + kx_{\bar{d}}; \quad y = y_K + ky_{\bar{d}}; \quad z = z_K + kz_{\bar{d}},$$

де $k = \frac{\sqrt{L_1^2 - l_{KS_1}^2}}{2F_{S_1S_2S_3}}$, $F_{S_1S_2S_3}$ – площа трикутника $S_1S_2S_3$, яку при відомих

довжинах його сторін l_{12} , l_{13} і l_{23} можна розрахувати за формулою Герона

$F_{S_1S_2S_3} = \sqrt{p(p-l_{12})(p-l_{13})(p-l_{23})}$, в якій $p = (l_{12} + l_{13} + l_{23})/2$ – напівпериметр

трикутника $S_1S_2S_3$.

Пряму кінематичну задачу для лінійних переміщень рухомої платформи аналітично можна вважати розв'язаною.

2.2 Зворотна задача кінематики

Тепер розв'яжемо зворотну задачу кінематики для обраного механізму паралельної кінематики. Послугуватимосся будемо все тією ж схемою з рис. 2.3. За умовами в нас проведено синтез механізму, з якого нам відомі координати розташування центрів коливання приводних важелів A , C , G (з відповідними індексами), довжини приводних важелів R (з відповідними індексами), довжини еквівалентних штанг L (з відповідними індексами). Також ми знаємо координати розрахункової точки робочого органу $N(x, y, z)$. Невідомими є кути нахилу приводних важелів α . Вони, як нами прийнято вище, відкладаються від вертикальної осі Z .

Основні викладки проведемо без зазначення індексів. Індеси підставимо в результуючі формули для кожного кінематичного ланцюга приводу подачі робочого органу. Розглядати будемо проекцію кінематичних ланцюгів на площину YOZ (верхня частина схеми на рис. 2.3). Довжина проекції еквівалентної штанги на дану площину становить:

$$L' = \sqrt{L^2 - (G - x)^2}.$$

Довжина приводного важеля R на дану площину переноситься в натуральну величину. Довжина відрізка MN між центром коливання приводного важеля та розрахунковою точкою робочого органу у площині YOZ становить:

$$|MN| = \sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}.$$

Допоміжний кут γ між відрізком MN і віссю Y становить:

$$\gamma = \arccos \left(\frac{A+y}{\sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}} \right).$$

Допоміжний кут β між відрізком MN і приводним важелем R знаходимо з формули косинусів для трикутника MNS:

$$(L')^2 = R^2 + |MN|^2 - 2R|MN|\cos\beta.$$

Перенесемо вираз з $\cos\beta$ в ліву частину рівняння та скористаємося відомими вище виразами для визначення довжин відрізків:

$$2R\cos\beta\sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2} = R^2 + (A+y)^2 + (C-z)^2 - L^2 + (G-x)^2.$$

Звідки:

$$\beta = \arccos \left(\frac{R^2 + (A+y)^2 + (C-z)^2 - L^2 + (G-x)^2}{2R\sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}} \right).$$

Згідно схеми на рис. 2.3 шуканий кут α дорівнює:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \beta + \gamma = \frac{\pi}{2} -$$

$$- \arccos \left(\frac{R^2 + (A+y)^2 + (C-z)^2 - L^2 + (G-x)^2}{2R\sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}} \right) + \arccos \left(\frac{A+y}{\sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}} \right)$$

Підставляючи індекси, маємо:

для кінематичного ланцюга 1 (з врахуванням того, що $G_1=0$):

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{R_1^2 + (A_1+y)^2 + (C_1-z)^2 - L_1^2 + x^2}{2R_1\sqrt{(A_1+y)^2 + (C_1-z)^2}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{A_1+y}{\sqrt{(A_1+y)^2 + (C_1-z)^2}} \right);$$

для кінематичного ланцюга 2:

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{R_2^2 + (A_2+y)^2 + (C_2-z)^2 - L_2^2 + (G_2+x)^2}{2R_2\sqrt{(A_2+y)^2 + (C_2-z)^2}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{A_2+y}{\sqrt{(A_2+y)^2 + (C_2-z)^2}} \right);$$

для кінематичного ланцюга 3:

$$\alpha_3 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{R_3^2 + (A_3+y)^2 + (C_3-z)^2 - L_3^2 + (G_3-x)^2}{2R_3\sqrt{(A_3+y)^2 + (C_3-z)^2}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{A_3 + y}{\sqrt{(A_3 + y)^2 + (C_3 - z)^2}} \right).$$

Таким чином, зворотну кінематичну задачу для даного механізму паралельної кінематики можна вважати розв'язаною.

РОЗДІЛ 3
СИНТЕЗ СХЕМИ НАВАНТАЖЕННЯ ТА РОЗРАХУНОК
ВНУТРІШНІХ СИЛОВИХ ФАКТОРІВ В ШТАНГАХ
МЕХАНІЗМУ

3.1 Синтез схеми навантаження механізму та аналітичних залежностей
внутрішніх силових факторів

Розв’язок обох кінематичних задач дозволить визначати розташування штанг у просторі при будь-якому положенні робочого органа. Проте на відміну від кінематичних задач при встановленні аналітичних залежностей внутрішніх силових факторів варто враховувати реальне розташування шарнірів на робочому органі, що дозволить точніше враховувати дію «опрокидуючих» моментів. Для спрощення поставлених задач будемо продовжувати розглядати еквівалентні штанги замість пар реальних штанг, що зменшить кількість невідомих удвічі, а отже і кількість рівнянь у системі. Внесемо зміни у схему на рис. 2.1, зобразивши її в двох проекціях, та позначивши відповідні конструктивні параметри для рознесення у просторі центрів шарнірів еквівалентних штанг та прикладених зовнішніх сил. Варіант такої схеми навантаження представлено на рис. 3.1.

В схемі навантаження на рис. 3.1 використані напрямні косинуси відповідних кутів ρ . Числовий індекс напрямного косинуса кута ρ означає кінематичний ланцюг, до якого відноситься еквівалентна штанга. Літерний індекс означає вісь, відносно якого розраховано напрямний косинус. Величини реакцій позначено літерами R . Величини зовнішніх сил позначено літерами F з літерними індексами, що відповідають осям, вздовж яких ці сили діють. Також на схемі позначено параметри U та V паралельного переносу центрів еквівалентних шарнірів від розрахункової точки робочого органа. За таку точку в даному випадку прийнято перетин відрізка, що поєднує центри

шарнірів еквівалентних штанг кінематичних ланцюгів приводів 2 і 3 та перпендикуляра, опущеного на даних відрізок x центру шарніра еквівалентної штанги кінематичного ланцюга приводу 1. Складові зовнішньої сили F_X та F_Y прикладаються з ексцентриситетом W вздовж осі Z .

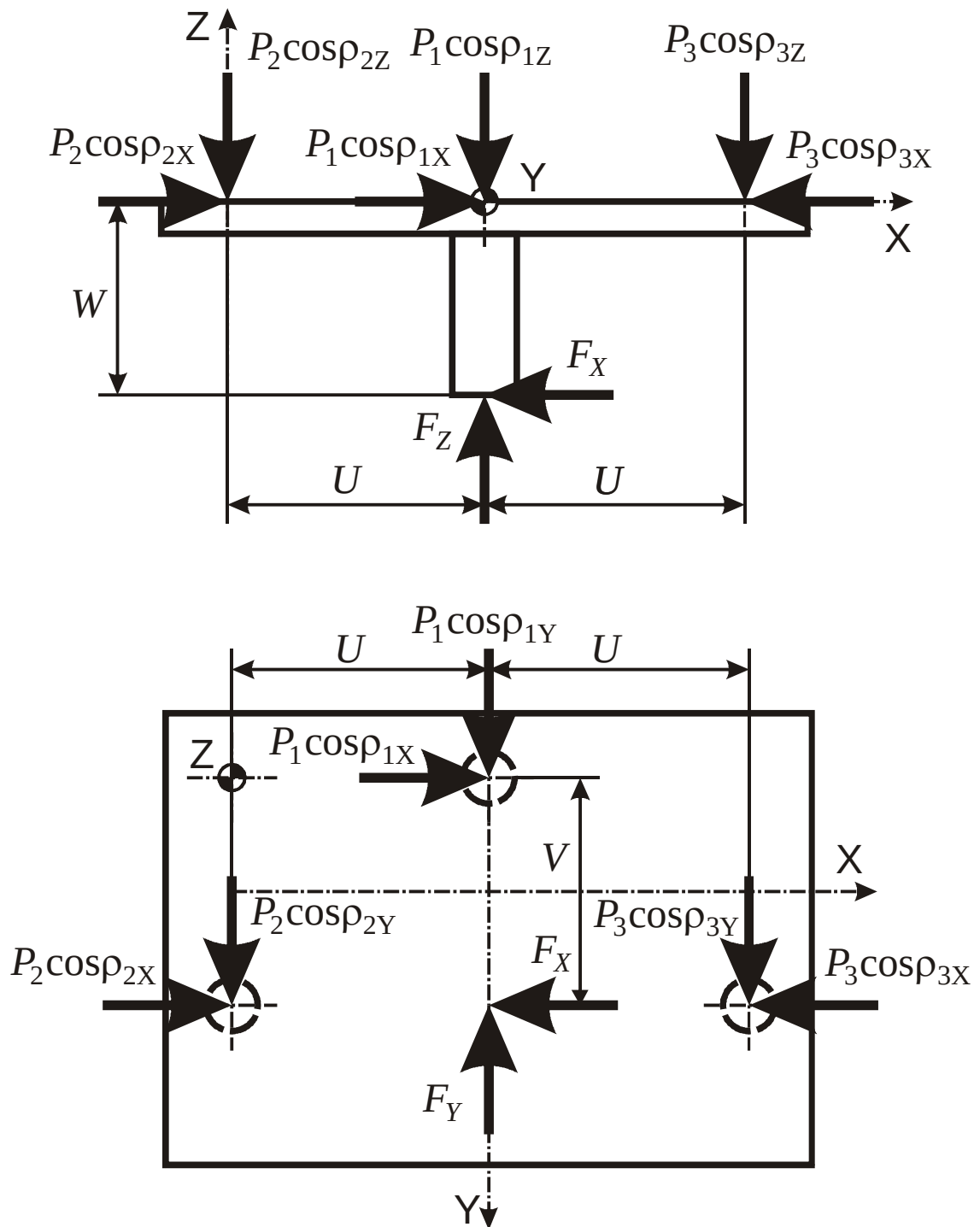


Рис. 3.1. Схема навантаження рухомої платформи

Показані на схемі з рис. 3.1 осі координат відповідають їх розташуванню при складання рівнянь моментів.

Напрямні косинуси розраховуються за наступними залежностями з урахуванням введення параметри U та V паралельного переносу центрів еквівалентних шарнірів від розрахункової точки робочого органа (див. схему на рис. 2.2):

для реакції P_1 :

$$\cos p_{1X} = \frac{x}{L_1}; \cos p_{1Y} = \frac{y + A_1 - R_1 \sin \alpha_1}{L_1}; \cos p_{1Z} = \frac{C_1 + R_1 \cos \alpha_1 - z}{L_1};$$

для реакції P_2 :

$$\cos p_{2X} = \frac{G_2 + U + x}{L_2}; \cos p_{2Y} = \frac{y + A_2 - V - R_2 \sin \alpha_2}{L_2};$$

$$\cos p_{2Z} = \frac{C_2 + R_2 \cos \alpha_2 - z}{L_2};$$

для реакції P_3 :

$$\cos p_{3X} = \frac{G_3 + U - x}{L_3}; \cos p_{3Y} = \frac{y + A_3 - V - R_3 \sin \alpha_3}{L_3};$$

$$\cos p_{3Z} = \frac{C_3 + R_3 \cos \alpha_3 - z}{L_3}.$$

При цьому розрахункові формули для визначення кутів α_2 і α_3 також зміняться:

$$\alpha_2 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{R_2^2 + (A_2 - V + y)^2 + (C_2 - z)^2 - L_2^2 + (G_2 + U + x)^2}{2R_2 \sqrt{(A_2 - V + y)^2 + (C_2 - z)^2}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{A_2 - V + y}{\sqrt{(A_2 - V + y)^2 + (C_2 - z)^2}} \right);$$

$$\alpha_3 = \frac{\pi}{2} - \arccos \left(\frac{R_3^2 + (A_3 - V + y)^2 + (C_3 - z)^2 - L_3^2 + (G_3 + U - x)^2}{2R_3 \sqrt{(A_3 - V + y)^2 + (C_3 - z)^2}} \right) +$$

$$+ \arccos \left(\frac{A_3 - V + y}{\sqrt{(A_3 - V + y)^2 + (C_3 - z)^2}} \right).$$

Переходимо до складання системи рівнянь рівноваги у випадку дії тільки сили F_X . Сили F_Y та F_Z дорівнюють нулю. Складемо систему рівнянь рівноваги моментів зовнішніх та внутрішніх силових факторів відносно осей X, Y, Z . Маємо:

$$\Sigma M_X = 0: -P_1 \cos \rho_{1z} \frac{V}{2} + P_2 \cos \rho_{2z} \frac{V}{2} + P_3 \cos \rho_{3z} \frac{V}{2} = 0;$$

$$\Sigma M_Y = 0: -F_X W + P_2 \cos \rho_{2z} U - P_3 \cos \rho_{3z} U = 0;$$

$$\Sigma M_Z = 0: -F_X V - P_1 \cos \rho_{1y} U + P_2 \cos \rho_{2x} V - P_3 \cos \rho_{3x} V - 2P_3 \cos \rho_{3y} U = 0.$$

Знайдемо рівняння для визначення реакцій в еквівалентних штангах. З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Y маємо:

$$P_2 \cos \rho_{2Z} U = F_x W + P_3 \cos \rho_{3Z} U;$$

$$P_2 \cos \rho_{2Z} = F_x \frac{W}{U} + P_3 \cos \rho_{3Z};$$

$$P_2 = F_x \frac{W}{U} \frac{1}{\cos \rho_{2Z}} + P_3 \frac{\cos \rho_{3Z}}{\cos \rho_{2Z}}.$$

Підставляємо отриманий вираз у рівняння рівноваги моментів сил навколо осі X. Маємо:

$$-P_1 \cos \rho_{1Z} \frac{V}{2} + P_2 \cos \rho_{2Z} \frac{V}{2} + P_3 \cos \rho_{3Z} \frac{V}{2} = 0$$

$$-P_1 \cos \rho_{1Z} + P_2 \cos \rho_{2Z} + P_3 \cos \rho_{3Z} = 0;$$

$$-P_1 \cos \rho_{1Z} + F_x \frac{W}{U} + 2P_3 \cos \rho_{3Z} = 0;$$

$$P_1 \cos \rho_{1Z} = F_x \frac{W}{U} + 2P_3 \cos \rho_{3Z};$$

$$P_1 = F_x \frac{W}{U} \frac{1}{\cos \rho_{1Z}} + 2P_3 \frac{\cos \rho_{3Z}}{\cos \rho_{1Z}}.$$

Даний вираз і попередній підставляємо у рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Z. Маємо:

$$-F_x V - P_1 \cos \rho_{1Y} U + P_2 \cos \rho_{2X} V - P_3 \cos \rho_{3X} V - 2P_3 \cos \rho_{3Y} U = 0;$$

$$\begin{aligned}
& -F_X V - F_X W \frac{\cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} - 2P_3 U \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} + F_X \frac{WV}{U} \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} + \\
& + P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 \cos \rho_{3X} V - 2P_3 \cos \rho_{3Y} U = 0; \\
& F_X V + F_X W \frac{\cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} - F_X \frac{WV}{U} \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} = \\
& = P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - 2P_3 U \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} - P_3 \cos \rho_{3X} V - 2P_3 \cos \rho_{3Y} U; \\
& P_3 = \frac{F_X \left(V + W \frac{\cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} - \frac{WV}{U} \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} \right)}{V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - 2U \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{1Y}}{\cos \rho_{1Z}} - V \cos \rho_{3X} - 2U \cos \rho_{3Y}}.
\end{aligned}$$

Підставляючи отриманий вираз у два попередні, послідовно знаходимо величини всіх реакцій в еквівалентних штангах.

Отримаємо рівняння для визначення реакцій в еквівалентних штангах у випадку дії тільки сили F_Y . Сили F_X та F_Z дорівнюють нулю. Для спрощення викладок змінимо розташування осей на схемі навантаження. Змінену схему для даного випадку показано на рис. 3.2. Нульові зовнішні сили не показуємо. Складемо відповідну оновлену систему рівнянь рівноваги моментів зовнішніх та внутрішніх силових факторів відносно осей X , Y , Z . Маємо:

$$\Sigma M_X = 0: F_Y W + P_2 \cos \rho_{2Z} V + P_3 \cos \rho_{3Z} V = 0;$$

$$\Sigma M_Y = 0: P_2 \cos \rho_{2Z} U - P_3 \cos \rho_{3Z} U = 0;$$

$$\Sigma M_Z = 0: F_Y U - P_1 \cos \rho_{1Y} U + P_2 \cos \rho_{2X} V - P_3 \cos \rho_{3X} V - 2P_3 \cos \rho_{3Y} U = 0.$$

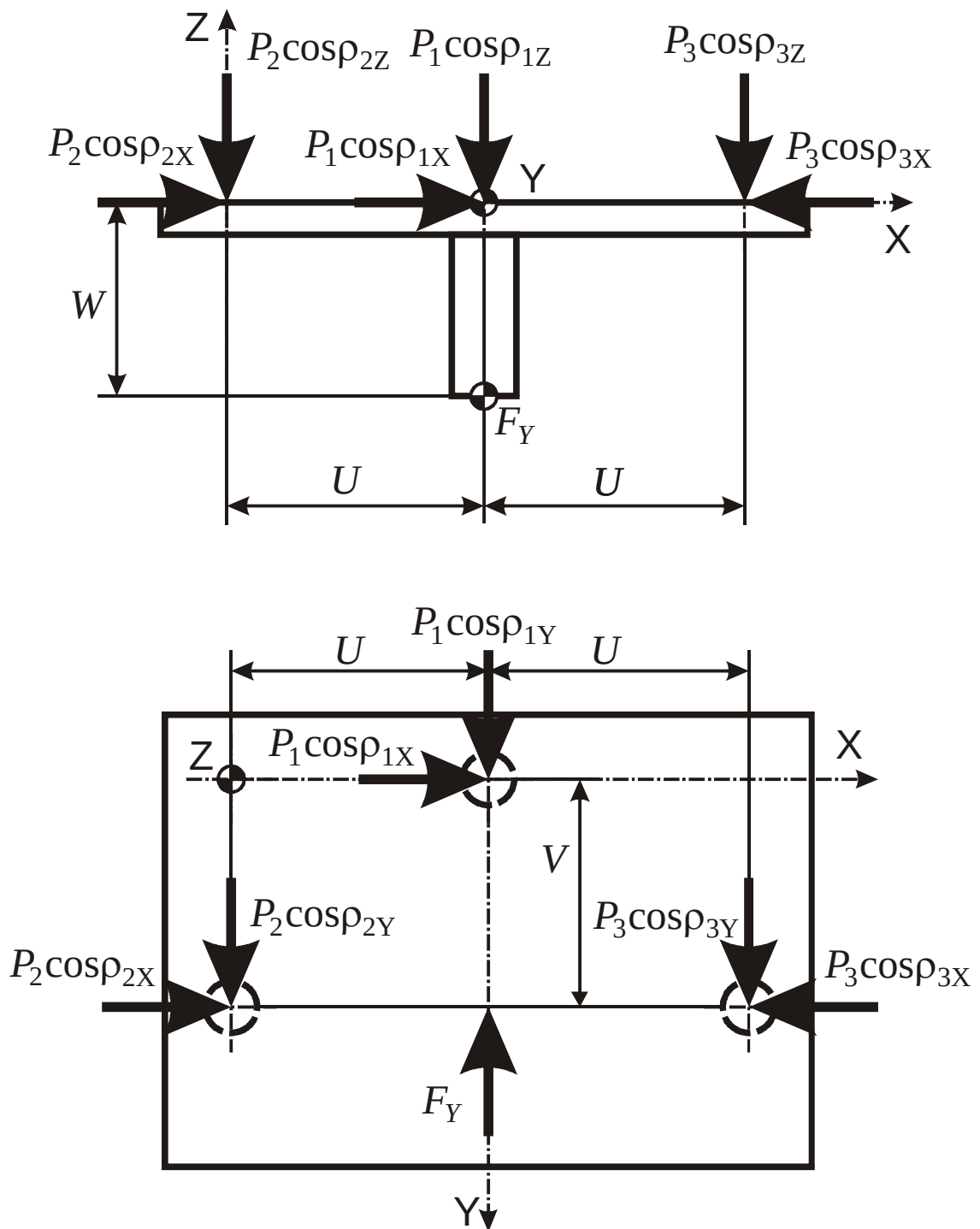


Рис. 3.2. Схема навантаження рухомої платформи при дії сили F_Y

Знайдемо рівняння для визначення реакцій в еквівалентних штангах. З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Y маємо:

$$P_2 \cos \rho_{2Z} = P_3 \cos \rho_{3Z};$$

$$P_2 = P_3 \frac{\cos \rho_{3Z}}{\cos \rho_{2Z}}.$$

Підставляємо отриманий вираз у рівняння рівноваги моментів сил навколо осі X. Маємо:

$$F_Y W + P_3 \cos \rho_{3Z} V + P_3 \cos \rho_{3Z} V = 0;$$

$$F_Y W + 2P_3 \cos \rho_{3Z} V = 0;$$

$$P_3 = -F_Y \frac{W}{2V \cos \rho_{3Z}}.$$

Даний вираз і попередній підставляємо у рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Z. Маємо:

$$F_Y U - P_1 U \cos \rho_{1Y} + P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 V \cos \rho_{3X} - 2P_3 U \cos \rho_{3Y} = 0;$$

$$P_1 U \cos \rho_{1Y} = F_Y U + P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 V \cos \rho_{3X} - 2P_3 U \cos \rho_{3Y};$$

$$P_1 = \frac{F_Y}{\cos \rho_{1Y}} + P_3 \frac{V}{U} \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z} \cos \rho_{1Y}} - P_3 \frac{V}{U} \frac{\cos \rho_{3X}}{\cos \rho_{1Y}} - 2P_3 \frac{\cos \rho_{3Y}}{\cos \rho_{1Y}};$$

$$P_1 = \frac{F_Y}{\cos \rho_{1Y}} - F_Y \frac{W}{2V \cos \rho_{3Z}} \left(\frac{V \cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{U \cos \rho_{2Z} \cos \rho_{1Y}} - \frac{V \cos \rho_{3X}}{U \cos \rho_{1Y}} - 2 \frac{\cos \rho_{3Y}}{\cos \rho_{1Y}} \right);$$

$$P_1 = F_Y \left(\frac{1}{\cos \rho_{1Y}} + \frac{W}{2U \cos \rho_{1Y} \cos \rho_{3Z}} + \frac{W}{V \cos \rho_{1Y} \cos \rho_{3Z}} - \frac{W}{2U \cos \rho_{2Z} \cos \rho_{1Y}} \right)$$

$$P_1 = F \frac{W}{\cos \rho_{1Y}} \left(\frac{1}{W} + \frac{1}{2U} \frac{\cos \rho_{3X}}{\cos \rho_{3Z}} + \frac{1}{V} \frac{\cos \rho_{3Y}}{\cos \rho_{3Z}} - \frac{1}{2U} \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{1Y}} \right).$$

Підставляючи отриманий вираз у два попередні, послідовно знаходимо величини всіх реакцій в еквівалентних штангах.

Отримаємо рівняння для визначення реакцій в еквівалентних штангах у випадку дії тільки сили F_Z . Сили F_X та F_Y дорівнюють нулю. Для спрощення викладок змінимо розташування осей на схемі навантаження. Змінену схему для даного випадку показано на рис. 3.3. Нульові зовнішні сили не показуємо. Складемо відповідну оновлену систему рівнянь рівноваги моментів зовнішніх та внутрішніх силових факторів відносно осей X , Y , Z . Маємо:

$$\Sigma M_X = 0: -F_Z V + P_2 \cos \rho_{2Z} V + P_3 \cos \rho_{3Z} V = 0;$$

$$\Sigma M_Y = 0: F_Z U - P_1 \cos \rho_{1Z} U - 2P_3 \cos \rho_{3Z} U = 0;$$

$$\Sigma M_Z = 0: P_2 \cos \rho_{2X} V + P_2 \cos \rho_{2Y} U - P_3 \cos \rho_{3X} V - P_3 \cos \rho_{3Y} U = 0.$$

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі X маємо:

$$P_2 \cos \rho_{2Z} = F_Z - P_3 \cos \rho_{3Z};$$

$$P_2 = \frac{F_Z}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 \frac{\cos \rho_{3Z}}{\cos \rho_{2Z}}.$$

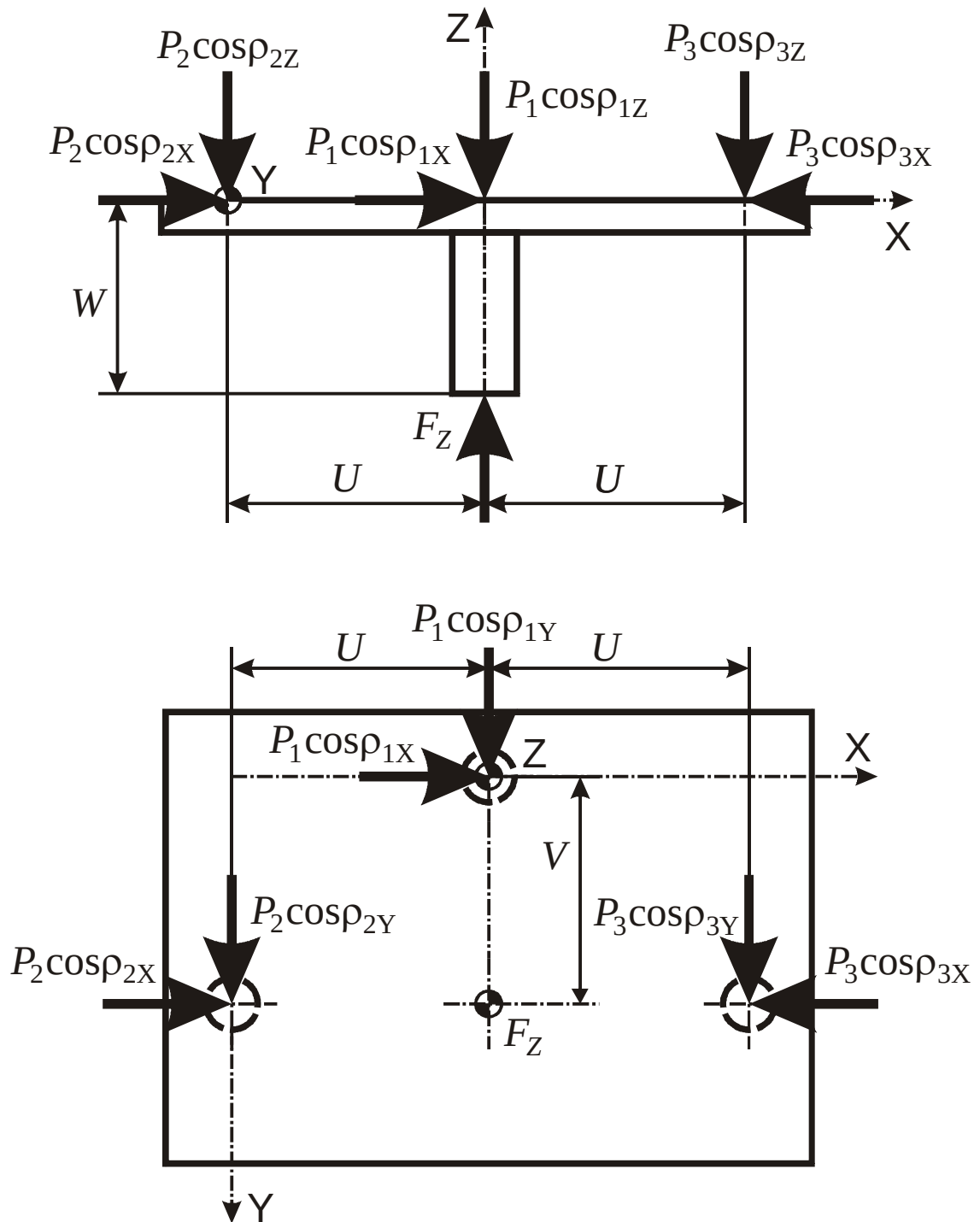


Рис. 3.3. Схема навантаження рухомої платформи при дії сили F_Z

З рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Y маємо:

$$P_1 \cos \rho_{1Z} = F_Z - 2P_3 \cos \rho_{3Z};$$

$$P_1 = \frac{F_Z}{\cos \rho_{1Z}} - 2P_3 \frac{\cos \rho_{3Z}}{\cos \rho_{1Z}}.$$

Даний вираз і попередній підставляємо у рівняння рівноваги моментів сил навколо осі Z. Маємо:

$$F_Z V \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} + F_Z U \frac{\cos \rho_{2Y}}{\cos \rho_{2Z}} - P_3 U \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2Y}}{\cos \rho_{2Z}} -$$

$$- P_3 \cos \rho_{3X} V - P_3 \cos \rho_{3Y} U = 0;$$

$$F_Z V \frac{\cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} + F_Z U \frac{\cos \rho_{2Y}}{\cos \rho_{2Z}} =$$

$$= P_3 V \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X}}{\cos \rho_{2Z}} + P_3 U \frac{\cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2Y}}{\cos \rho_{2Z}} + P_3 \cos \rho_{3X} V + P_3 \cos \rho_{3Y} U;$$

$$P_3 = \frac{F_Z (V \cos \rho_{2X} + U \cos \rho_{2Y})}{V \cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2X} + U \cos \rho_{3Z} \cos \rho_{2Y} + V \cos \rho_{3X} \cos \rho_{2Z} + U \cos \rho_{3Y} \cos \rho_{2Z}}.$$

Підставляючи отриманий вираз у два попередні, послідовно знаходимо величини всіх реакцій в еквівалентних штангах.

Для визначення моменту, що діє на двигун, необхідно знайти силу, що діє дотично до приводного важеля у центру шарніру, який поєднує приводний важіль і еквівалентну штангу. Знайдені реакції у еквівалентних штангах в описаній точці будуть протилежні за знаком тим, що визначені у центрах шарнірів рухомої платформи. Для приводного важеля реакція у

еквівалентній штанзі буде зовнішньою силою. Отже, напрямок і величина сили нам будуть відомими. Залишається знайти ту її складову, яка діятиме дотично до приводного важеля.

Повернемося до схеми на рис. 2.3. В процесі розв'язку кінематичних задач функціонування приводу подачі механізму встановлені залежності для кута β між відрізком MN і приводним важелем R. Цей кут є протилежним еквівалентній штанзі L в трикутнику MNS. Всі довжини даного трикутника нам відомі. Згідно теореми синусів ми можемо знайти кут між приводним важелем R і еквівалентною штангою L. В загальному вигляді:

$$\frac{\sin \beta}{L} = \frac{\sin \varphi}{|MN|};$$

$$\varphi = \arcsin \left(\frac{\sin \beta \sqrt{(A+y)^2 + (C-z)^2}}{L} \right).$$

Для кожного кінематичного ланцюга приводу подачі механізму значення кута φ буде своє:

для кінематичного ланцюга 1:

$$\varphi_1 = \arcsin \left(\frac{\sin \beta_1 \sqrt{(A_1+y_1)^2 + (C_1-z_1)^2}}{L_1} \right);$$

для кінематичного ланцюга 2:

$$\varphi_2 = \arcsin \left(\frac{\sin \beta_2 \sqrt{(A_2+y_2)^2 + (C_2-z_2)^2}}{L_2} \right);$$

для кінематичного ланцюга 3:

$$\varphi_3 = \arcsin \left(\frac{\sin \beta_3 \sqrt{(A_3 + y_3)^2 + (C_3 - z_3)^2}}{L_3} \right).$$

Отже, для отримання шуканої дотичної сили, яка прикладається до приводного важеля, необхідно проекцію реакції еквівалентної штанги у площині YOZ помножити на синус кута φ , причому індекси реакції і кута φ повинні співпадати.

3.2 Розрахунок внутрішніх силових факторів в штангах механізму

Перед початком розрахунку необхідно здійснити задачу синтезу механізму та визначити довжини приводних важелів і штанг, а також координати центру коливання приводних важелів, тобто координати розташування двигунів (мотор-редукторів). Для визначення впливу напрямку дії зовнішнього технологічного навантаження в системі рівнянь рівноваги будемо використовувати по чергові тільки одну із сил F_x , F_y , F_z . Величину кожної з них приймемо рівною 1000 Н. Також будемо враховувати притаманну для даного механізму паралельної кінематики симетричність розташування кінематичних ланцюгів 2 і 3 приводу подачі відносно центрально розташованого кінематичного ланцюга 1.

На одному графіку будуть показані залежності для кожної реакції в еквівалентній штанзі одночасно. Розрахунки будуть проводитися для крайнього положення розрахункової точки робочого органу по осі Y. По осі Z приймемо її положення по середині робочого простору вздовж даної координати. Розрахунки для положення розрахункової точки робочого органу вздовж осі X будемо проводити в двох точках. По середині робочого

простору ($x=0$) та на його межі ($x=400$ мм). Розрахунки при $x = -400$ мм не проводимо внаслідок симетричності механізму. При побудові графіків показуємо лише абсолютну величину реакції в еквівалентній штанзі, тобто без урахування її знака. Отримані графічні залежності представлені на рис. 3.4 – 3.33.

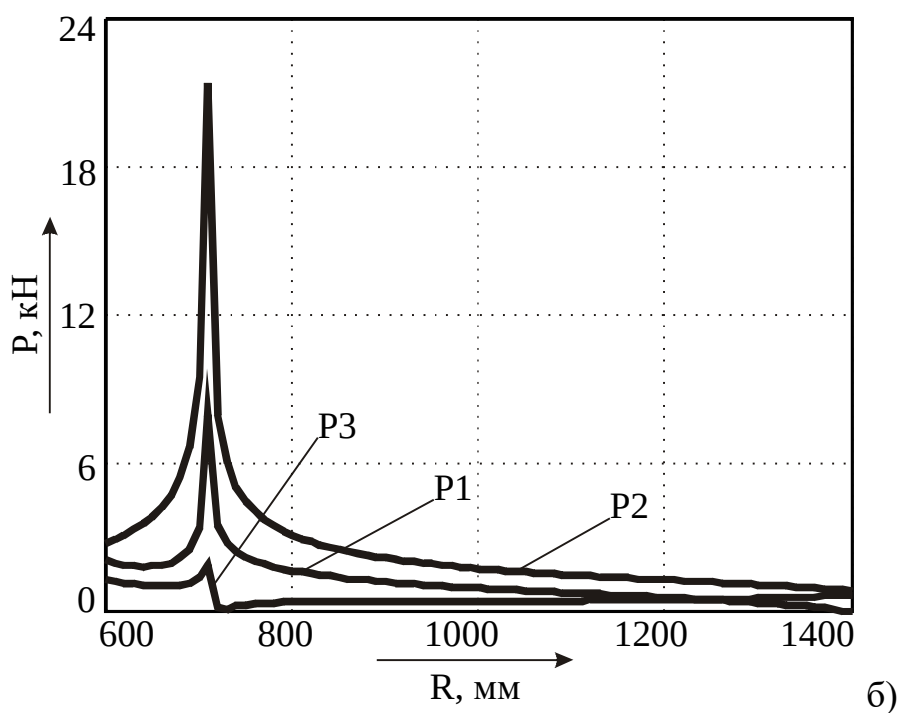
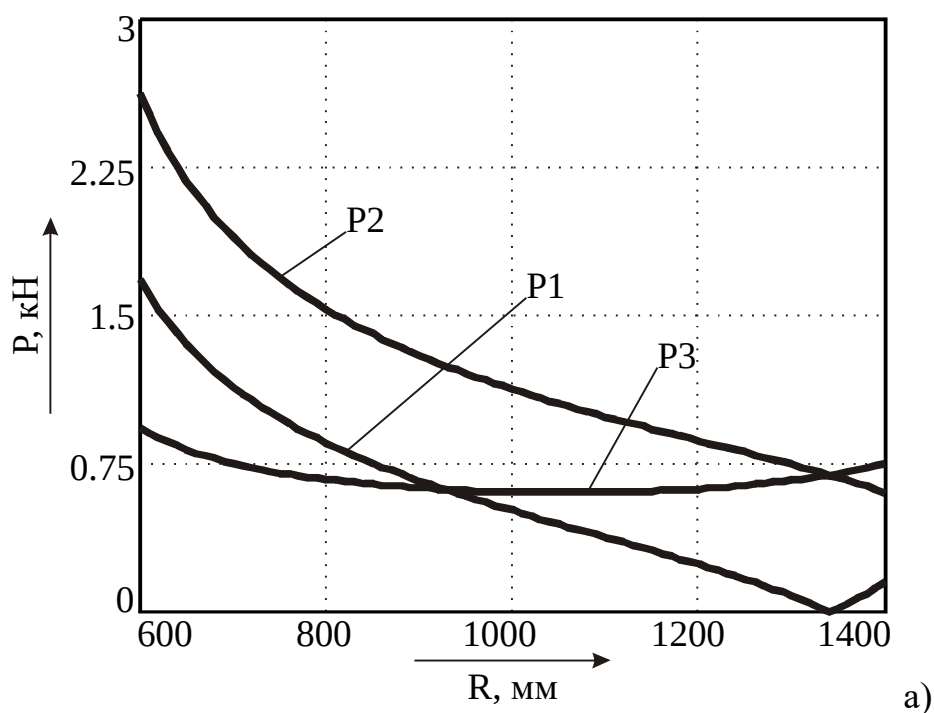


Рис. 3.4. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни довжини приводного важеля R при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

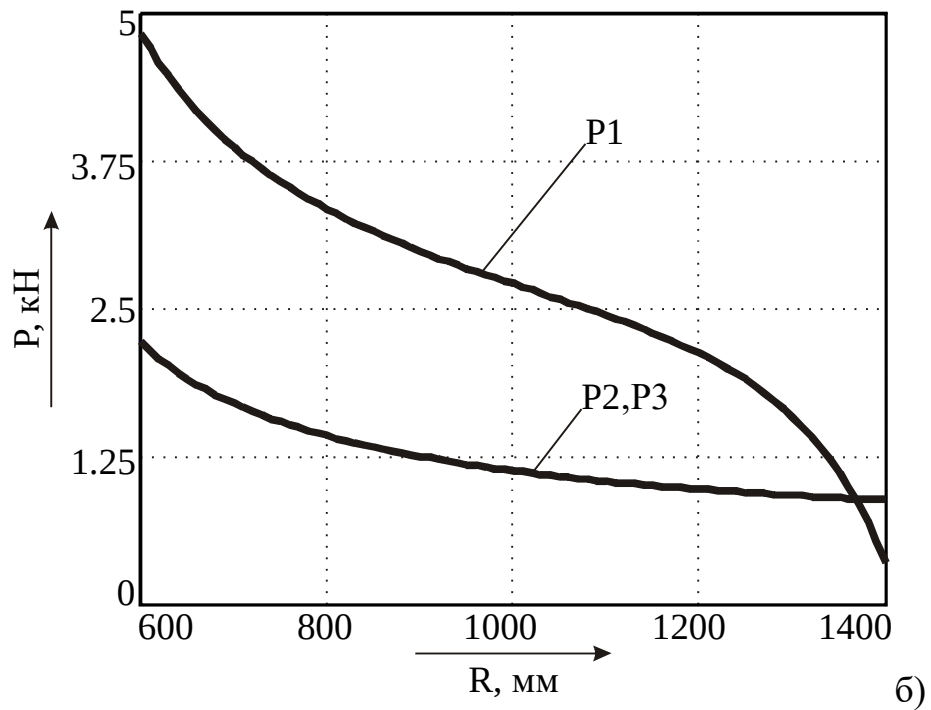
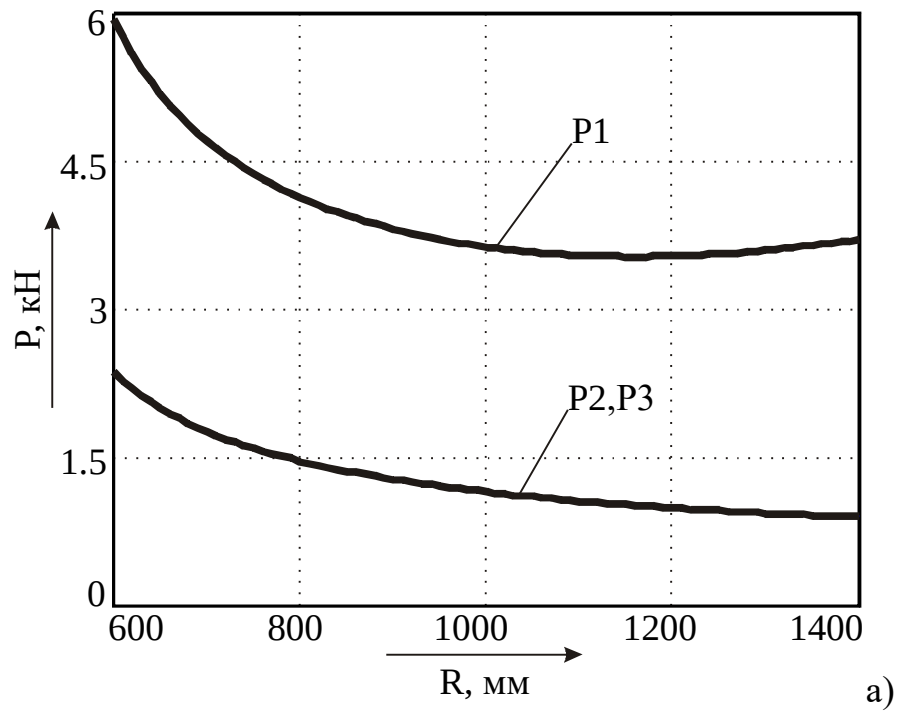


Рис. 3.5. Графік залежності реакцій за дії сили F_y від зміни довжини приводного важеля R при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

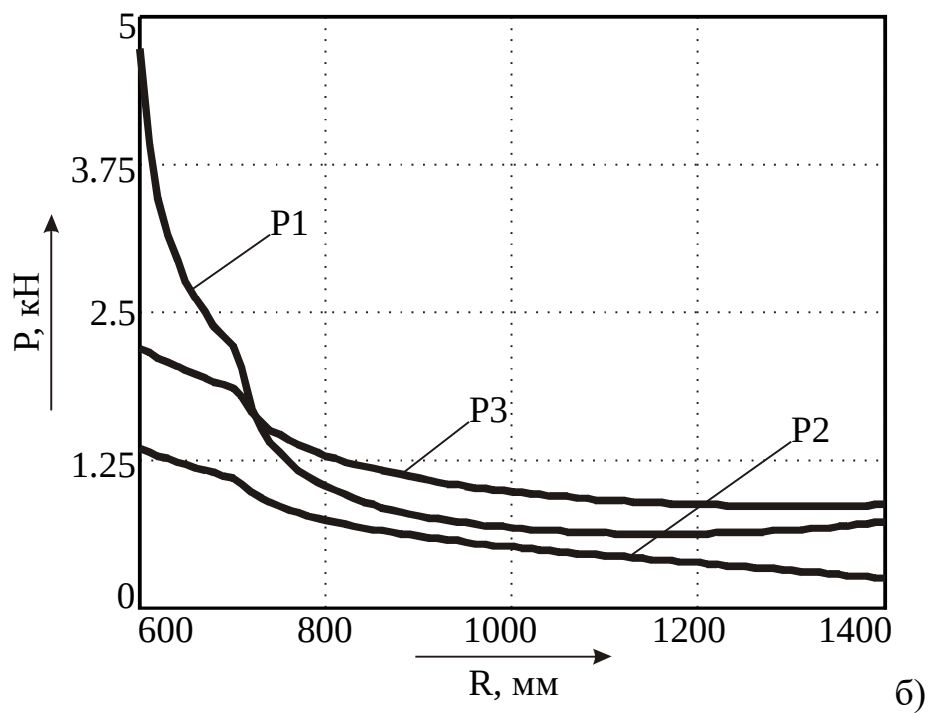
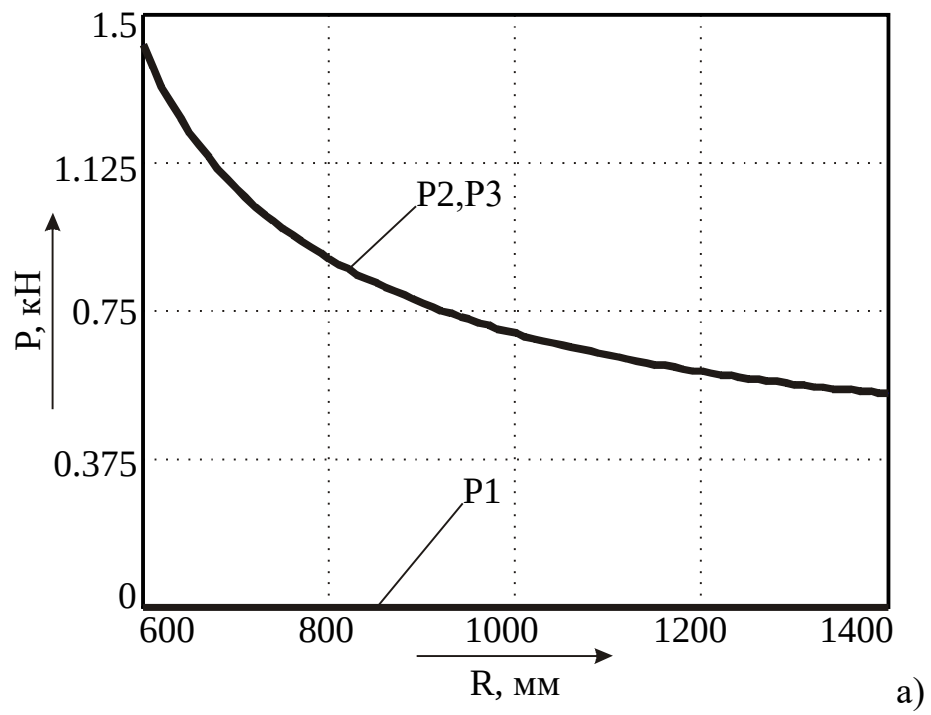


Рис. 3.6. Графік залежності реакцій за дії сили F_Z від зміни довжини приводного важеля R при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Асимптотична ділянка на графіку з рис. 3.4(б) пояснюється переходом через особливе положення кінематичних ланок механізму, що виникло внаслідок обраної комбінації конструктивних параметрів при зміщенні

робочого органу в крайнє положення. Аналогічні причини і у появи різко зростаючої ділянки графіка з рис. 3.6(б), що пояснюється наближенням до особливого положення. Різкі зниження реакцій P_1 на графіках з рис. 3.4(а) і 3.5(б) пояснюються зміною їх напрямлення.

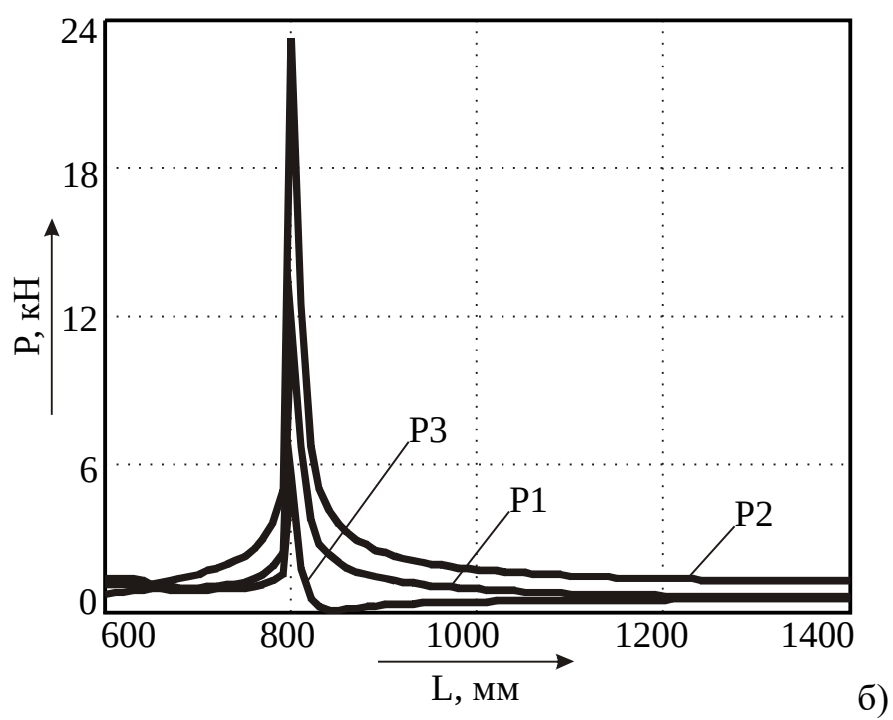
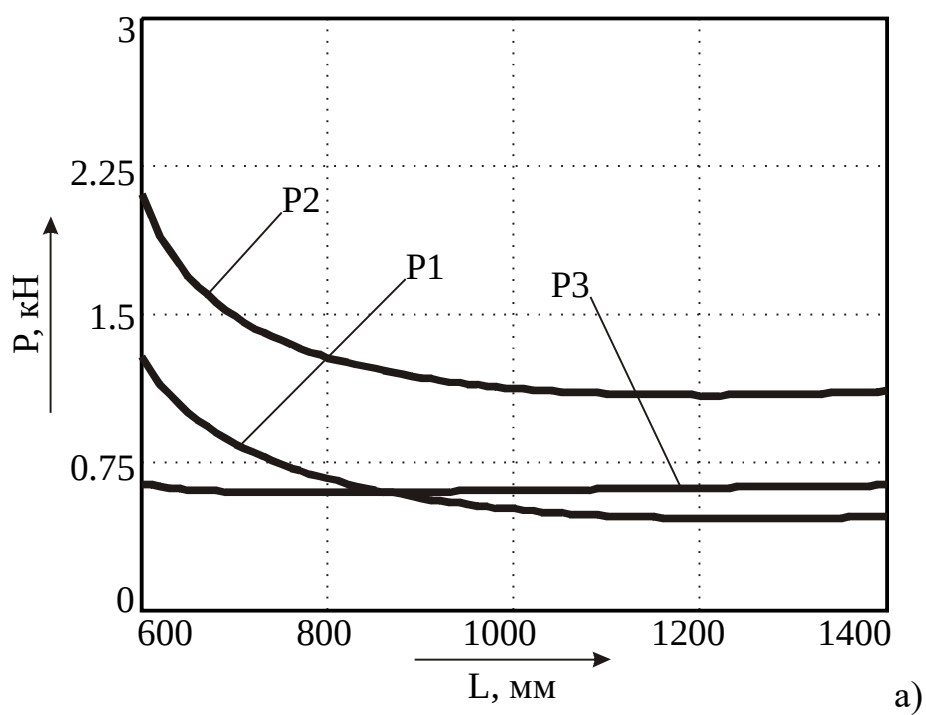


Рис. 3.7. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни довжини еквівалентної штанги L при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

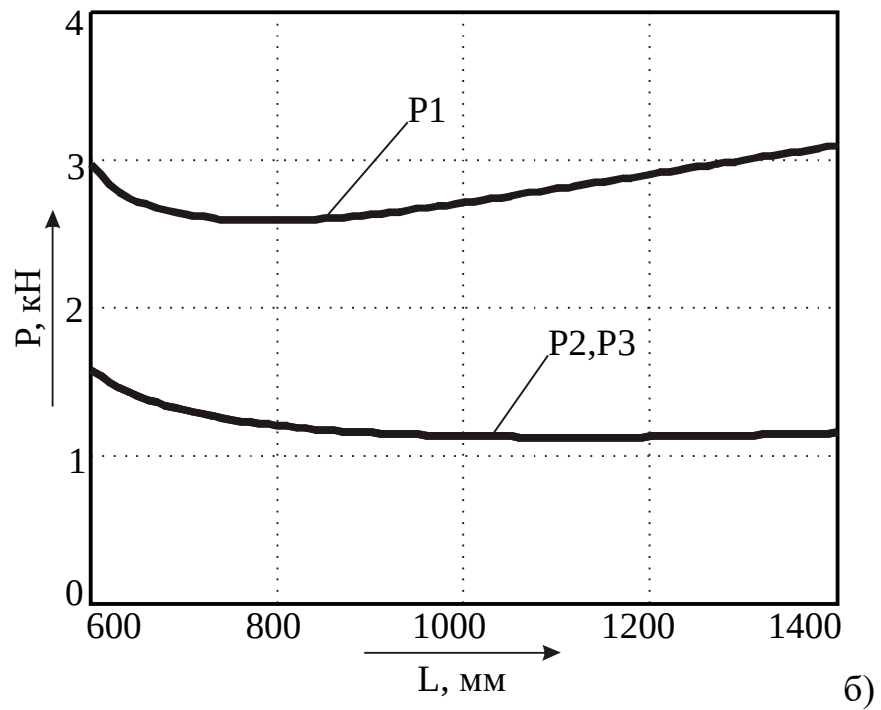
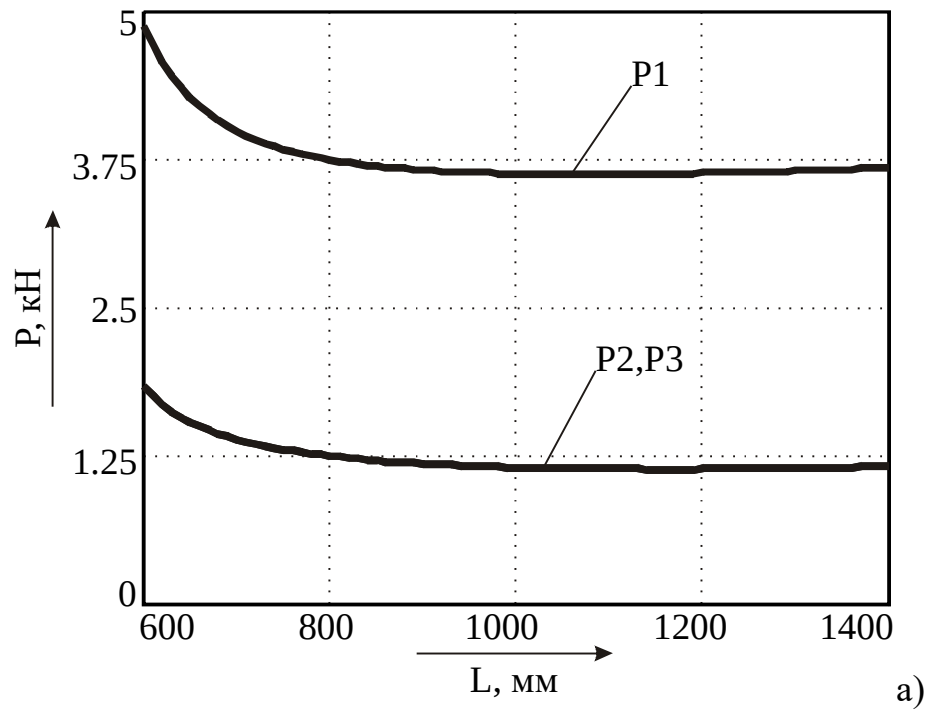


Рис. 3.8. Графік залежності реакцій за дії сили F_y від зміни довжини еквівалентної штанги L при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

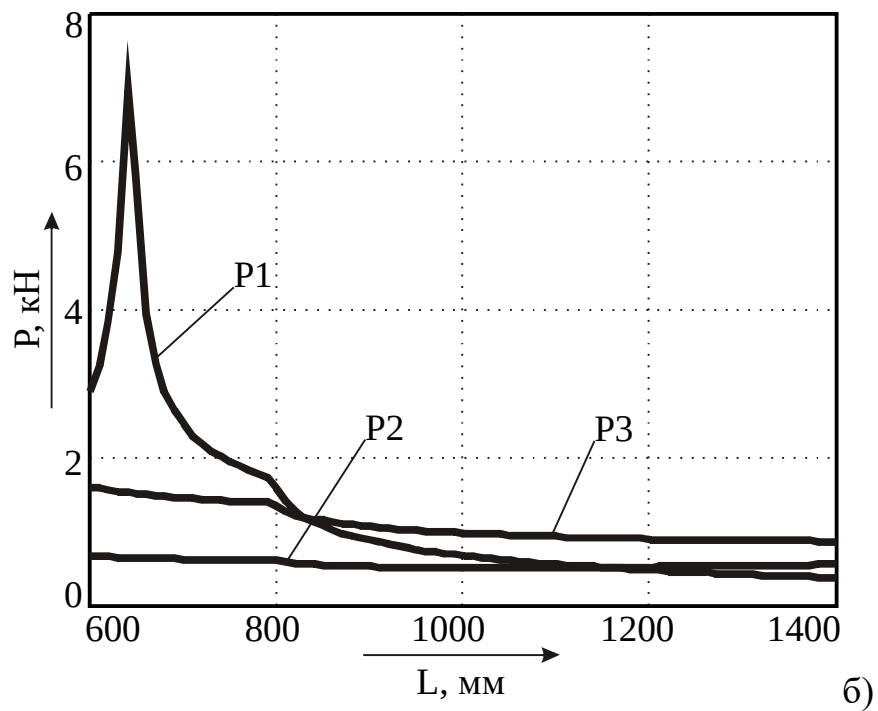
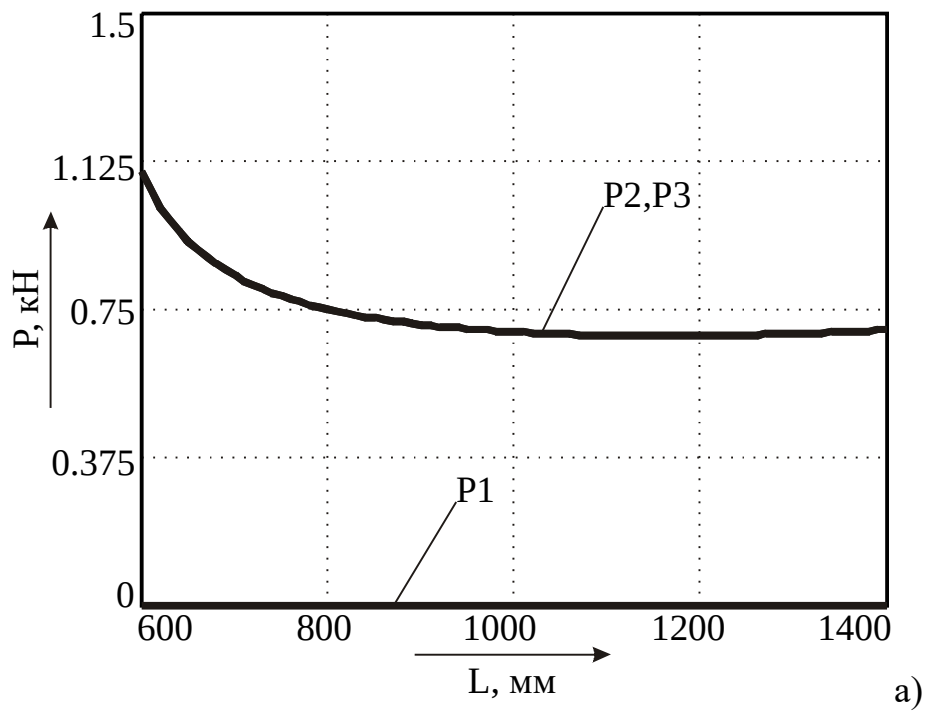


Рис. 3.9. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни довжини еквівалентної штанги L при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Коротким висновком про графіки залежності реакцій від зміни довжини еквівалентної штанги L буде теза, що їх характер в основному повторює графіки залежності реакцій від зміни довжини приводного важеля R . Причини виникнення асимптот аналогічні. В цілому більшість симетрично

розташованих графіків відносно середини обраного діапазону варіювання довжин R і L чи наявність переходу до пологих ділянок показує важливість попереднього вирішення задачі синтезу механізму. Характер залежності величин реакцій дозволяє стверджувати про їх можливе використання в якості показника раціональності при виборі довжини шарнірно поєднаних паралельних штанг та приводного важеля.

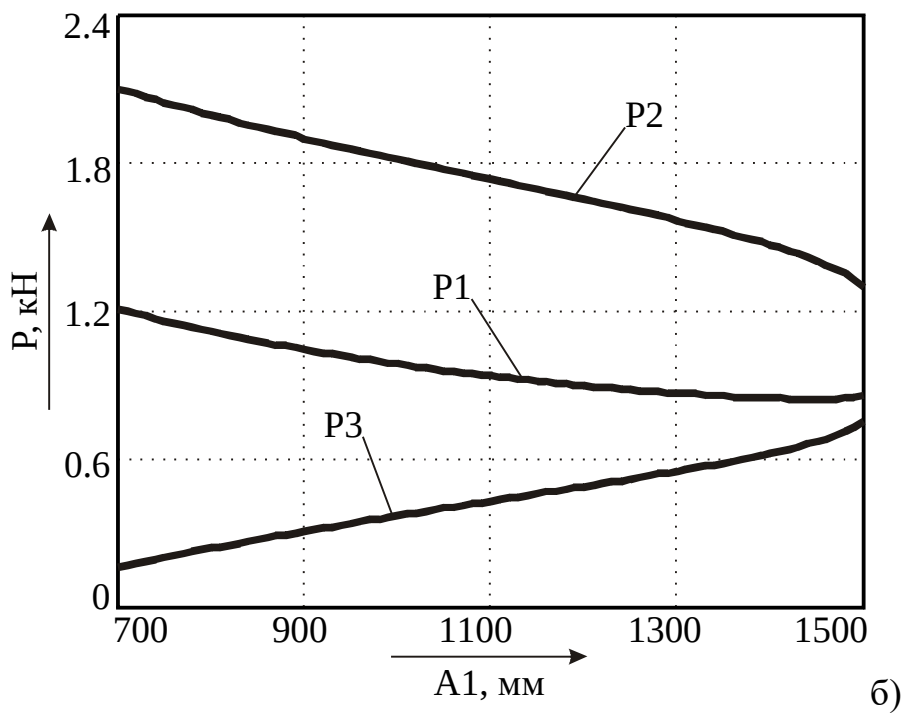
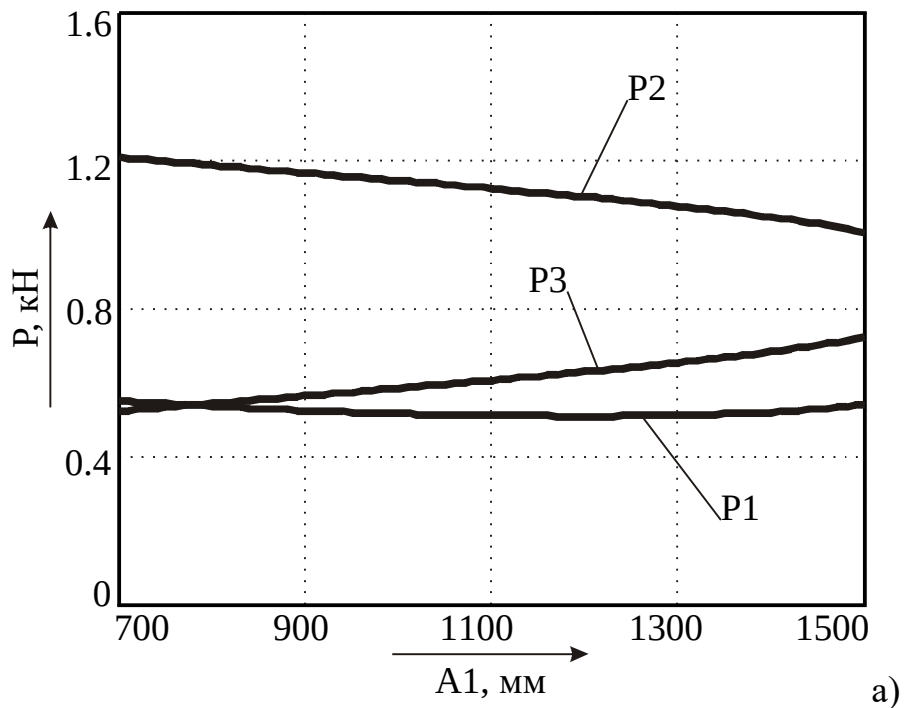


Рис. 3.10. Графік залежності реакцій за дії сили F_X від зміни координати

А розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

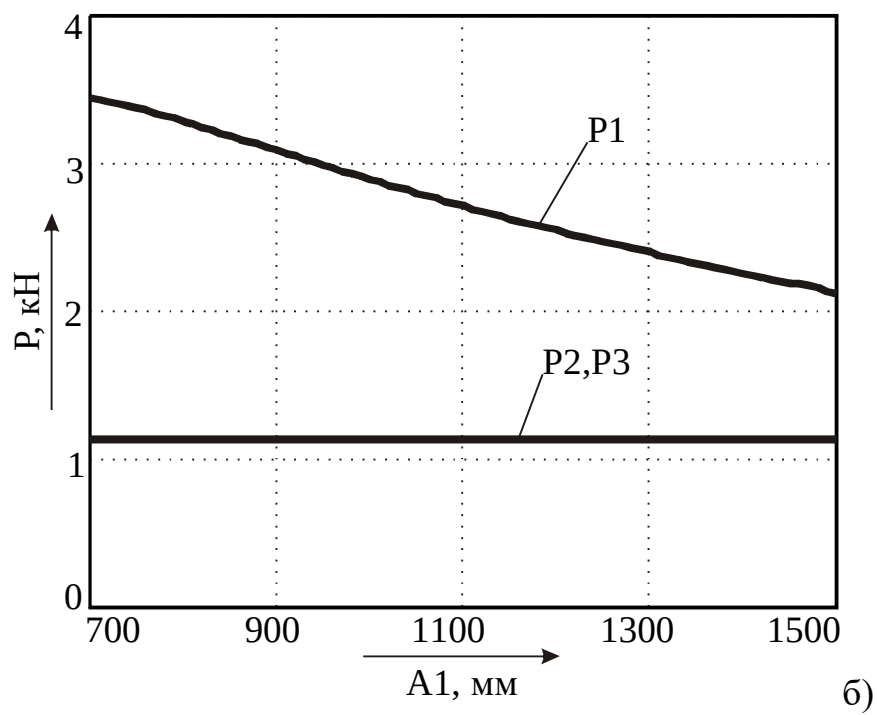
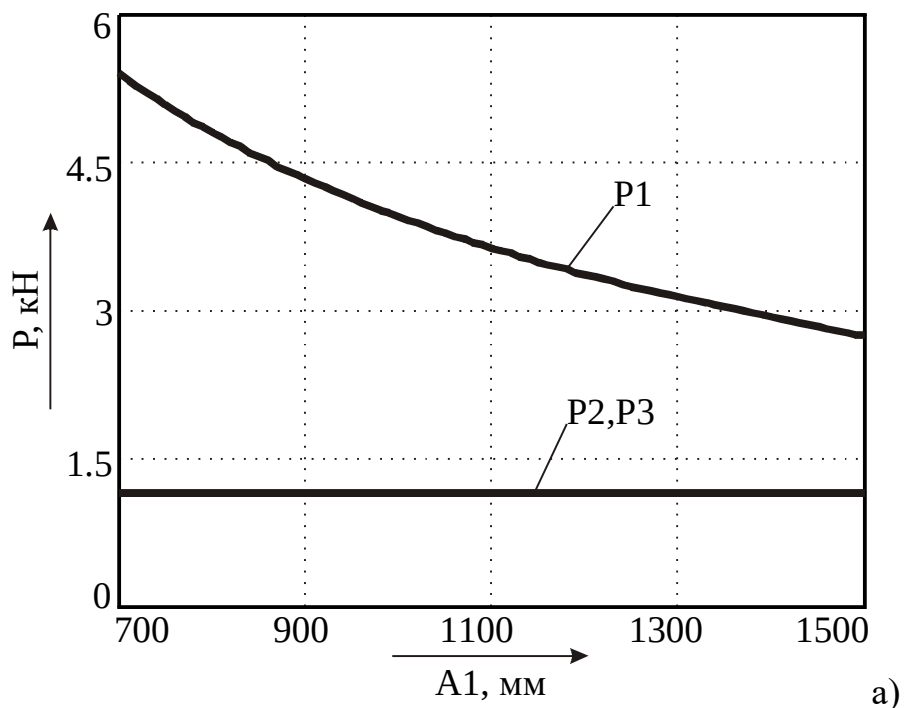


Рис. 3.11. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати

А розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

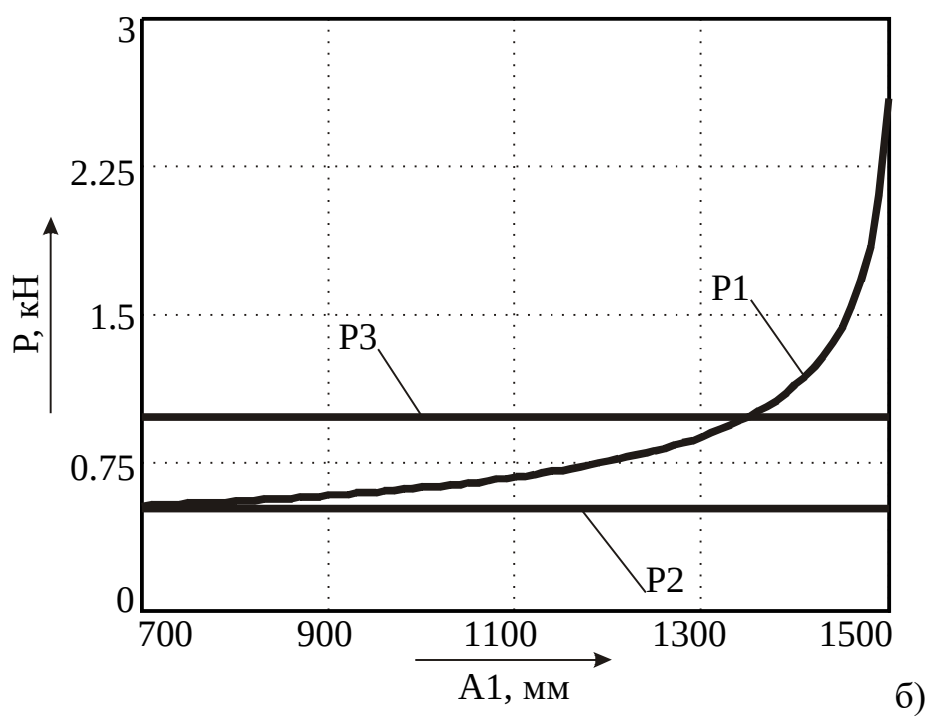
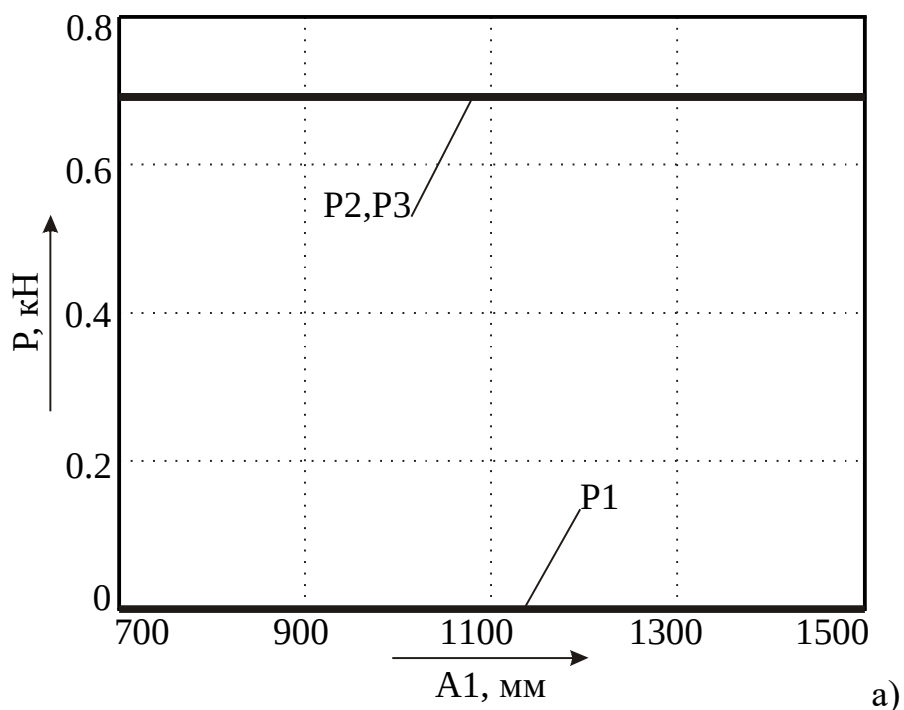
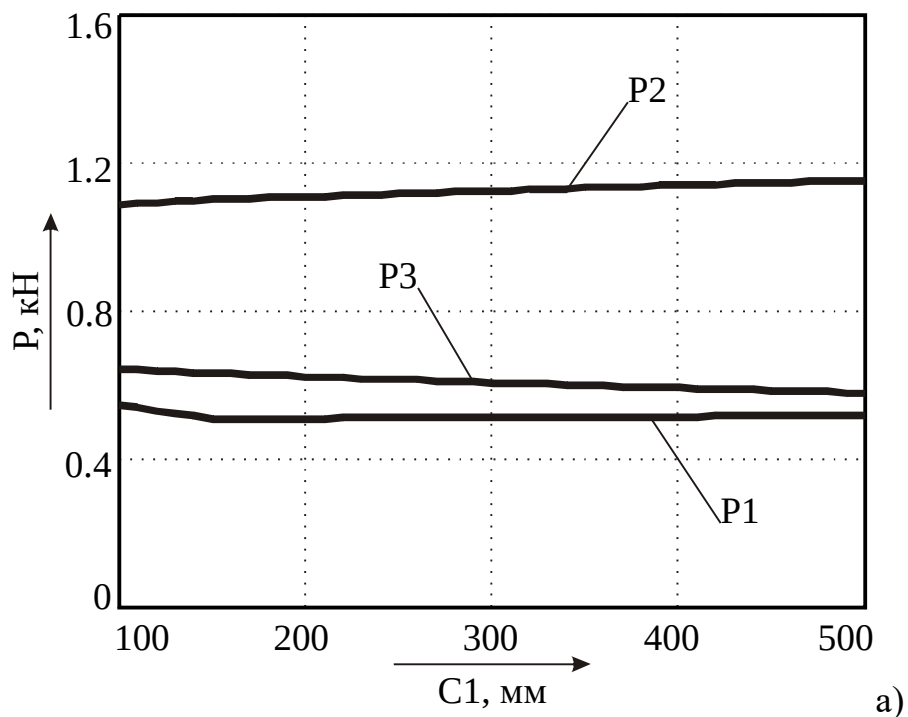


Рис. 3.12. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати А розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

При побудові графіків залежностей реакцій від зміни координати А розташування двигуна приводного важеля даний параметр варіювався тільки для центрально розташованого ланцюга приводу подачі. Бічні ланцюги приводу були фіксованими. Діапазон варіювання забезпечував положення двигуна змінного ланцюга як ближче до робочого простору, так і далі, ніж фіксовано розташовані двигуни. В основному характер залежностей близький до прямолінійного.



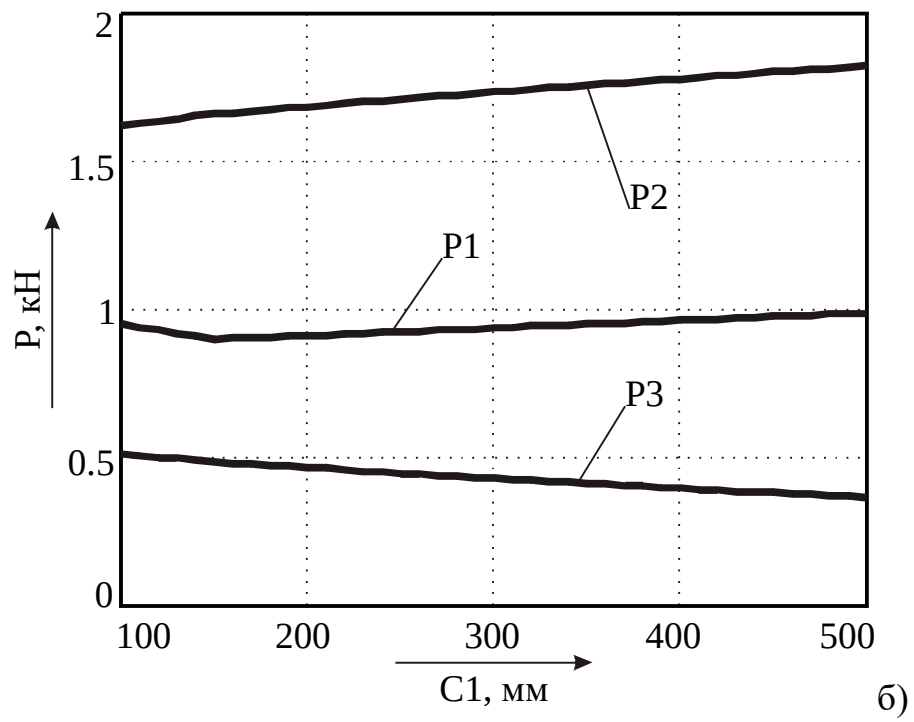
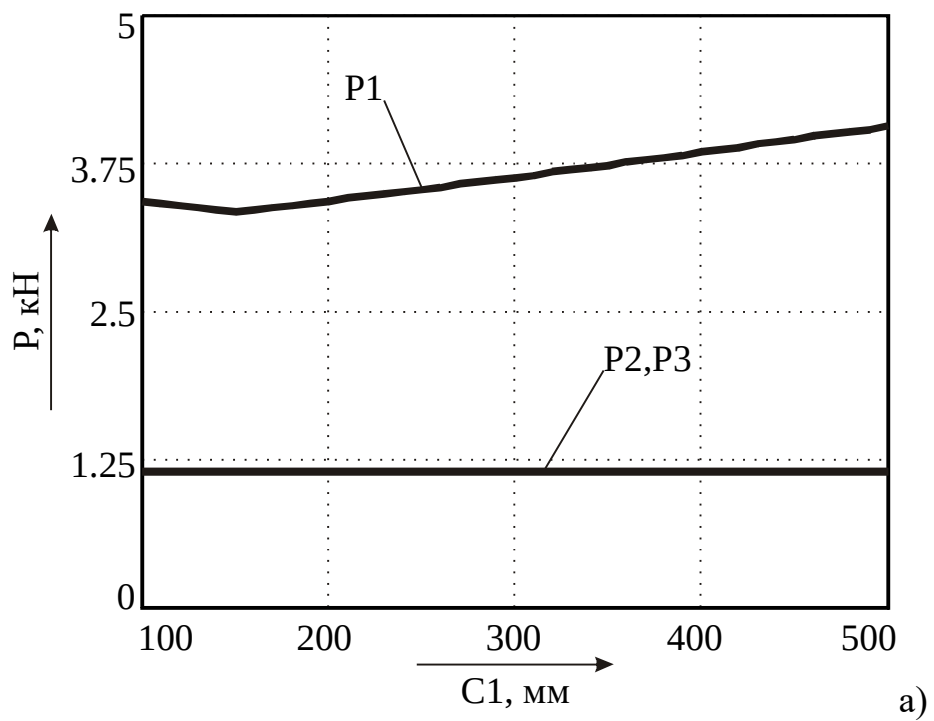


Рис. 3.13. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати C розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)



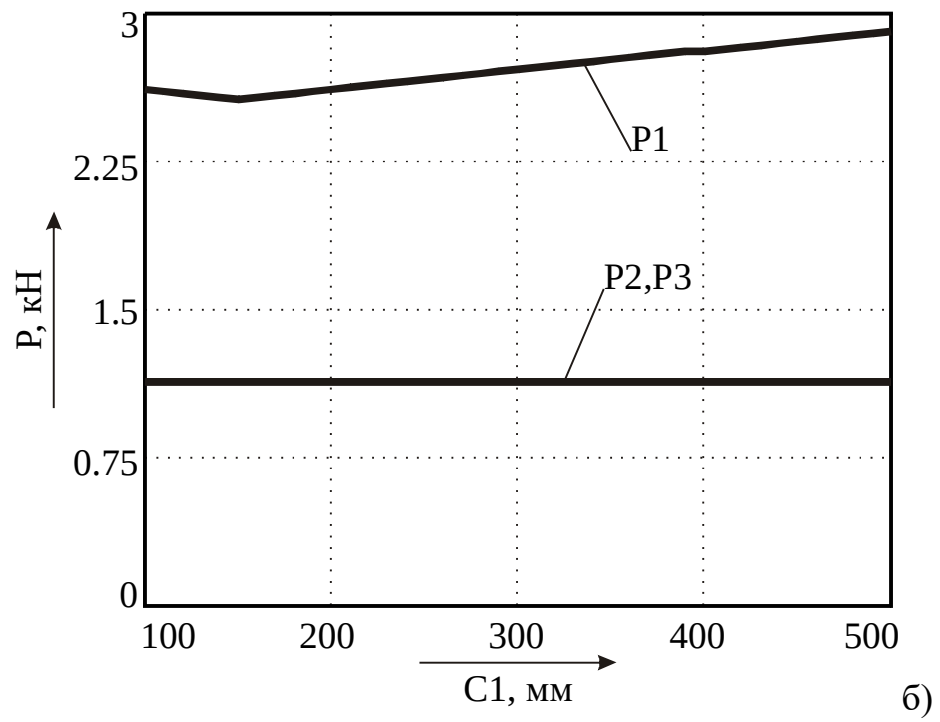
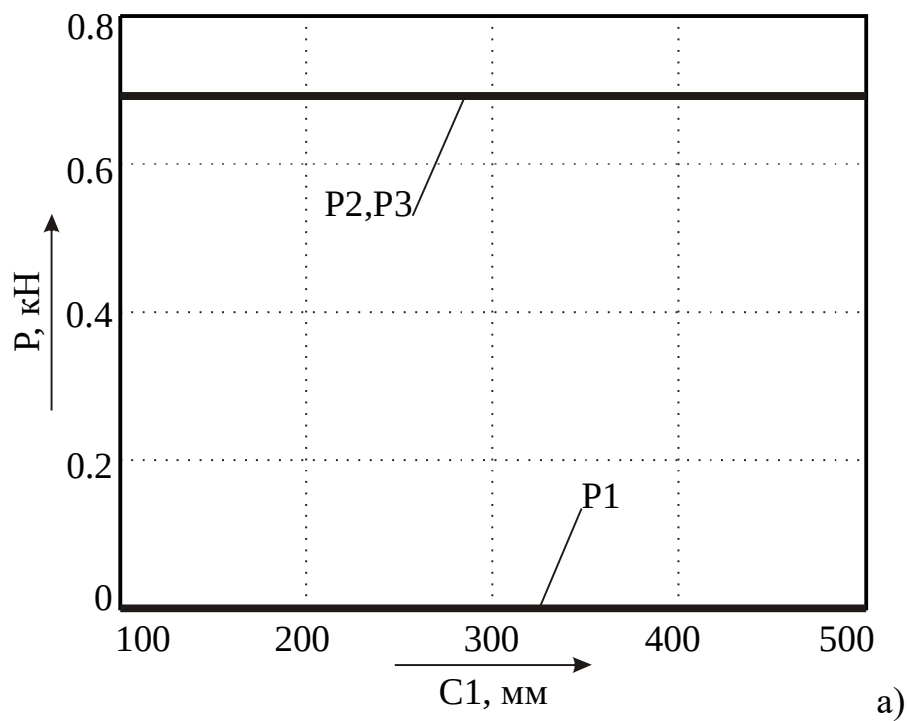


Рис. 3.14. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати C розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)



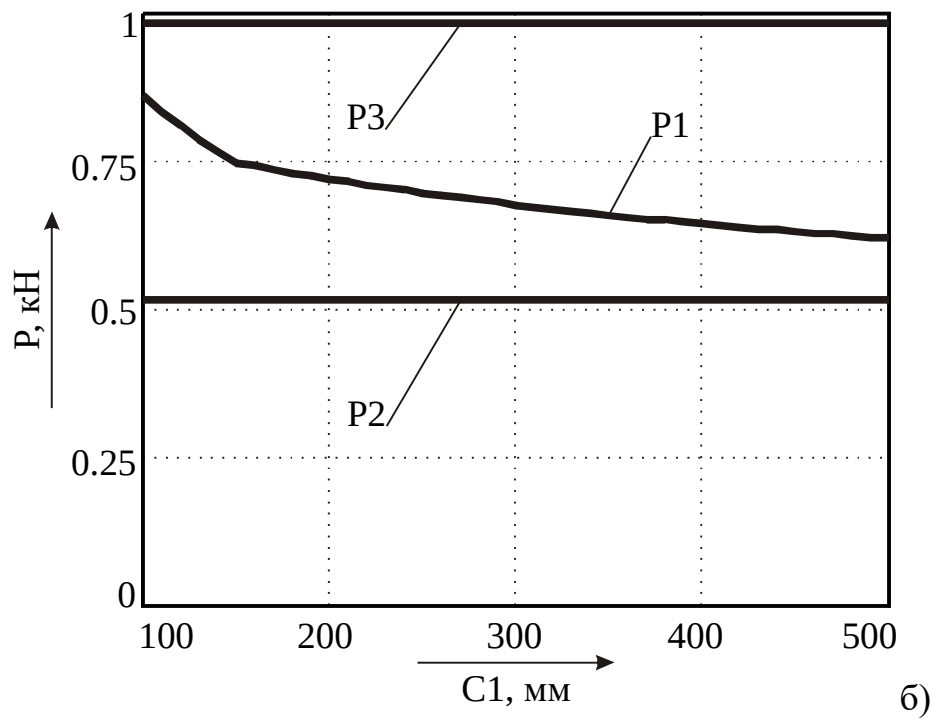


Рис. 3.15. Графік залежності реакцій за дії сили F_Z від зміни координати C розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

При розрахунку графіків залежностей реакцій від зміни координати C розташування двигуна приводного важеля використано той самий прийом, що і для координати A . Характер отриманих залежностей в основному повторюється.

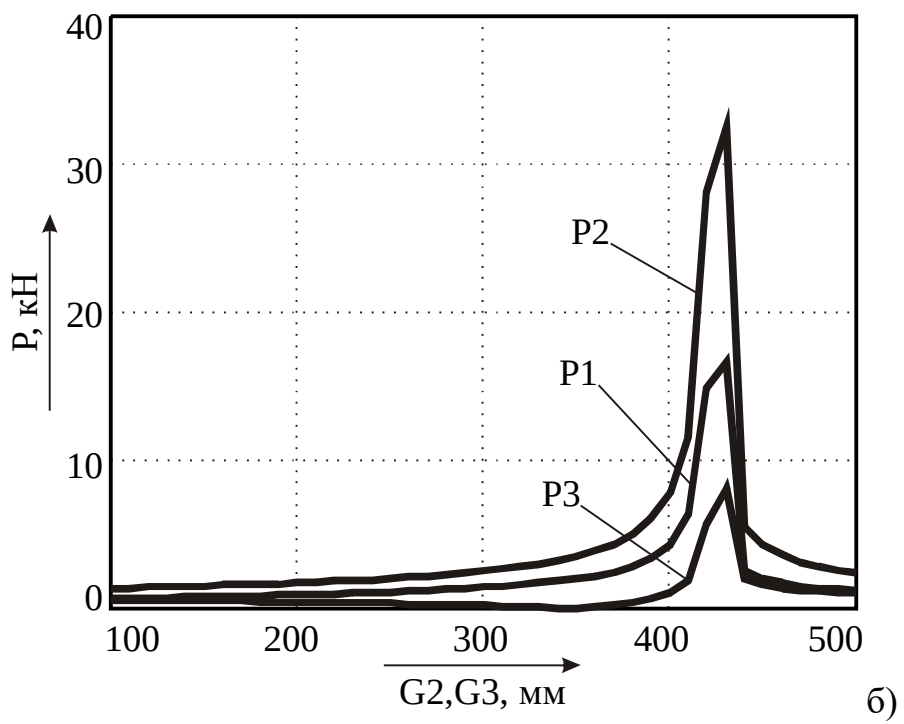
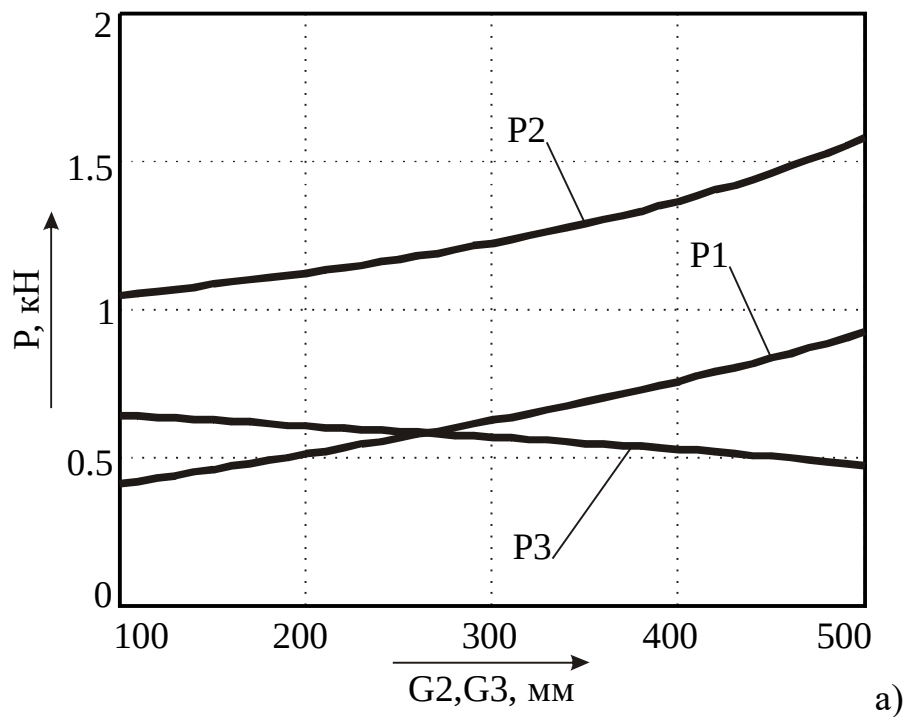


Рис. 3.16. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати G розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

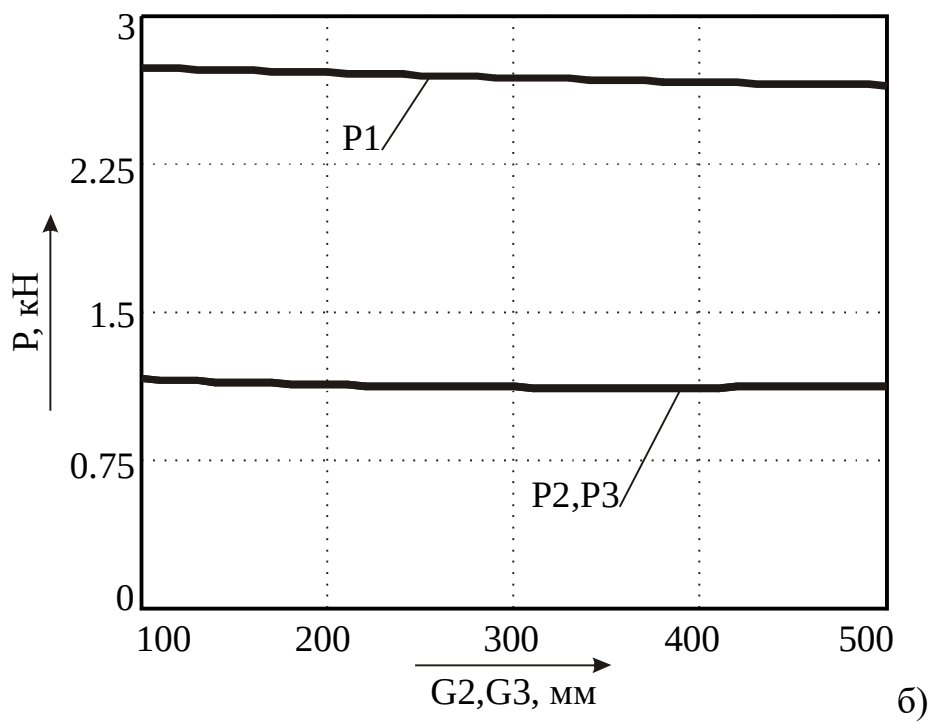
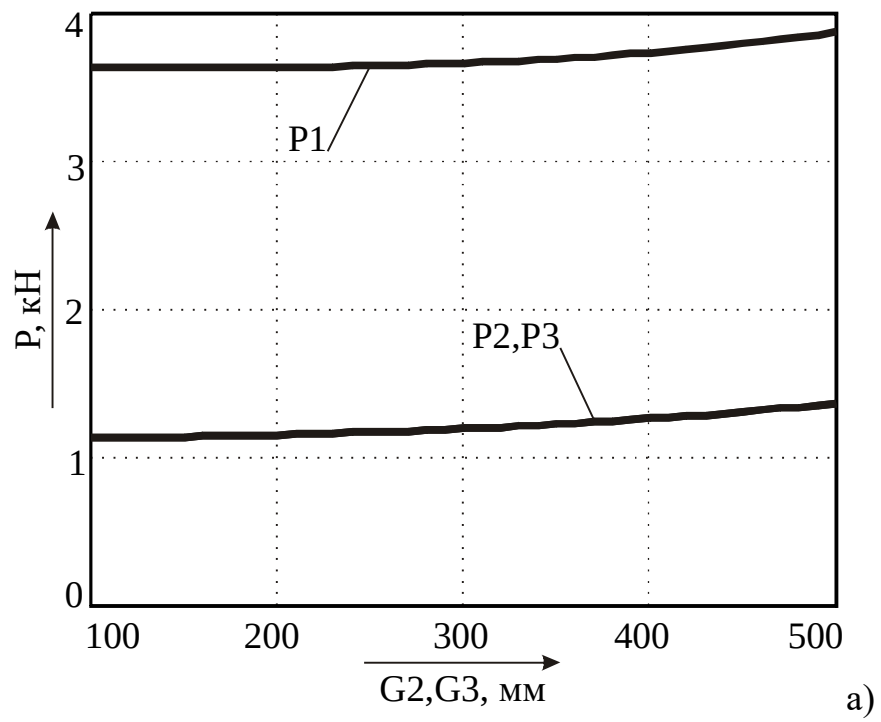


Рис. 3.17. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати G розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

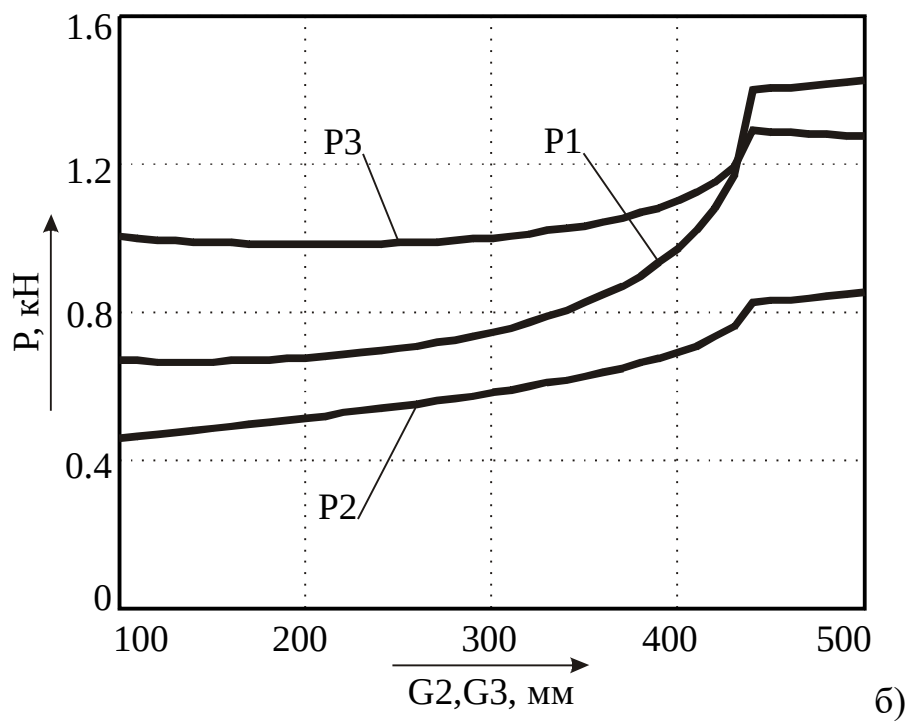
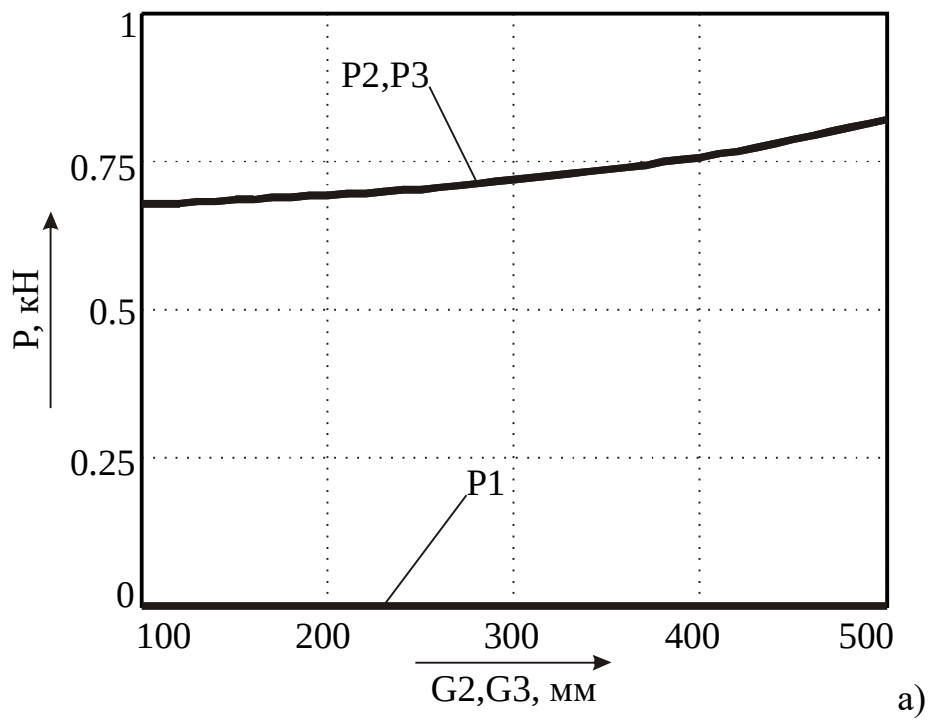


Рис. 3.18. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати G розташування двигуна приводного важеля при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Як видно із схеми на рис. 2.3, зміна координат G стосується вже бічних ланцюгів приводу подачі. На графіках з 3.16(б) видно асимптотичну ділянку,

що відповідає комбінації конструктивних параметрів, за якої настає особливе положення механізму. Аналогічні пояснення стосуються переламів на графіках з рис. 3.18(б).

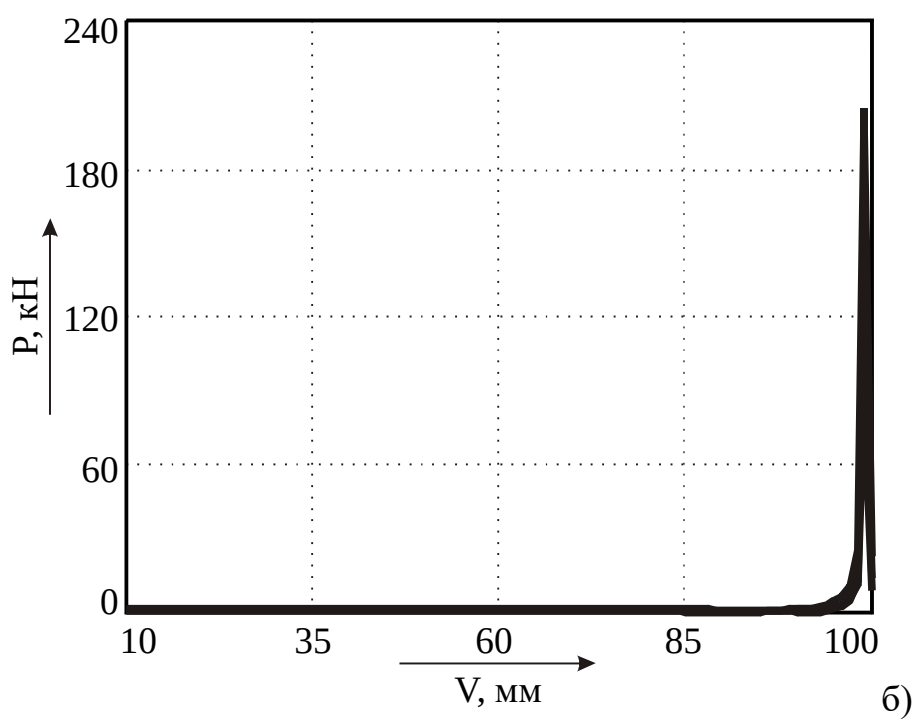
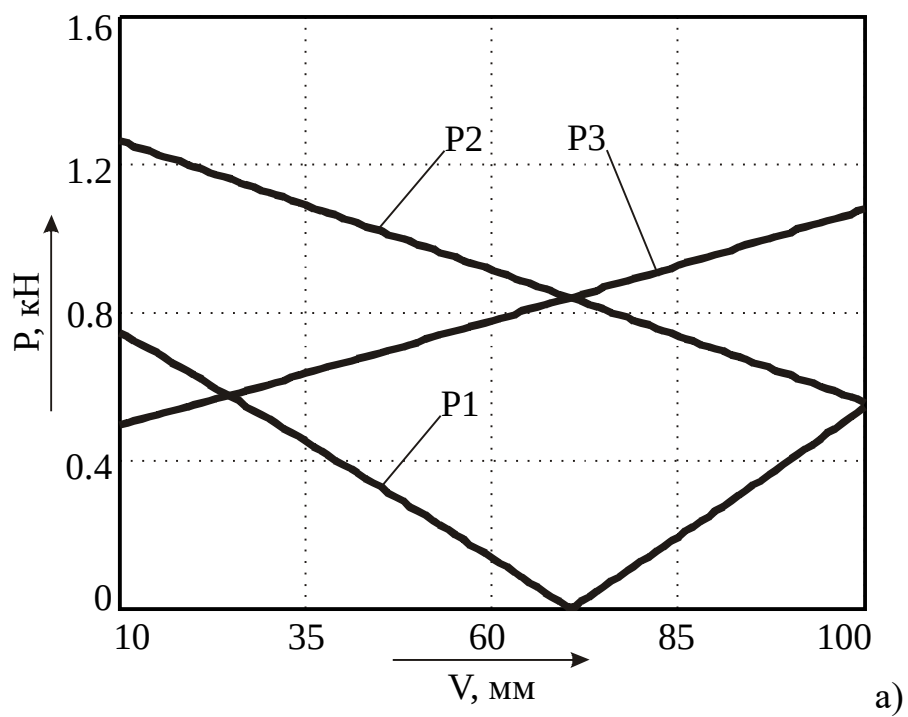


Рис. 3.19. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати V шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

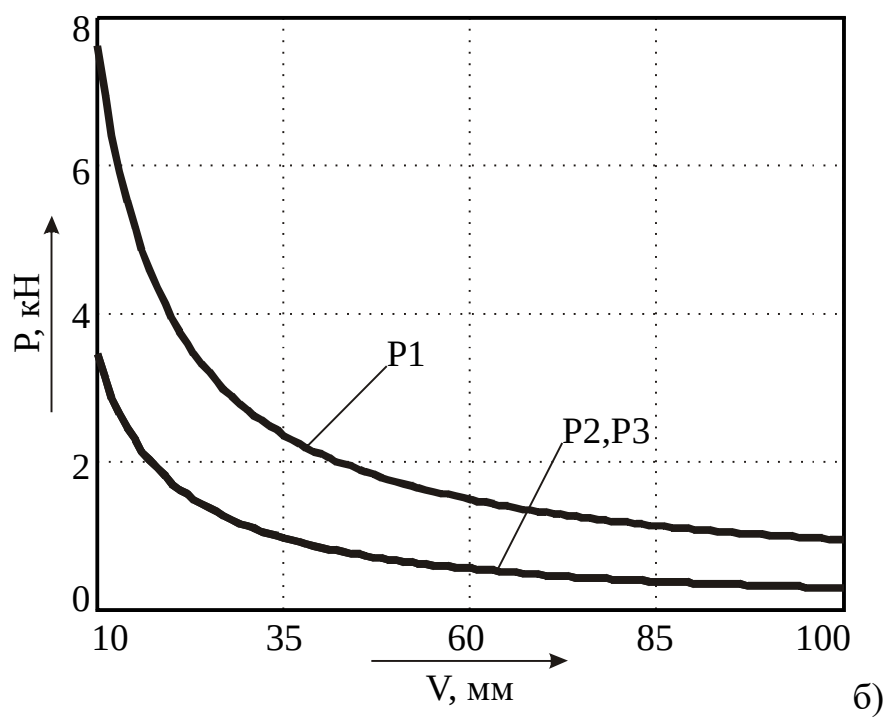
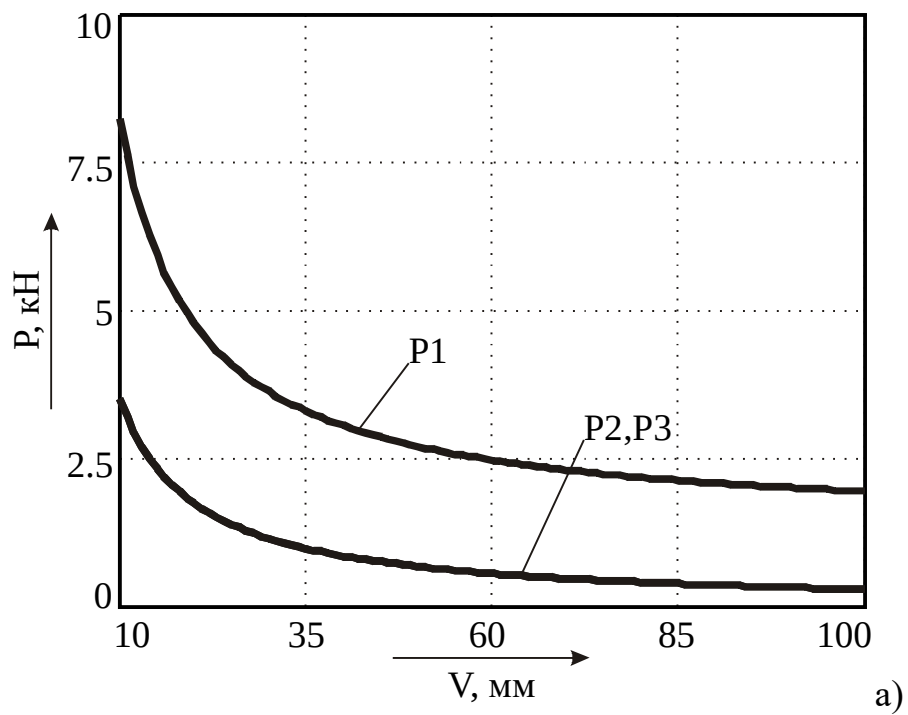


Рис. 3.20. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати V шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

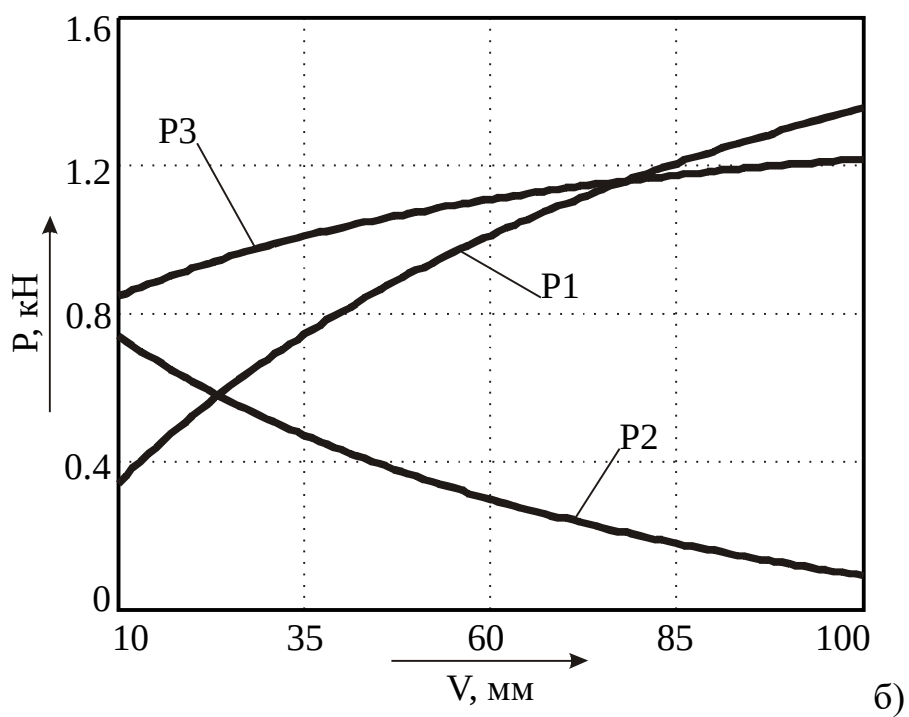
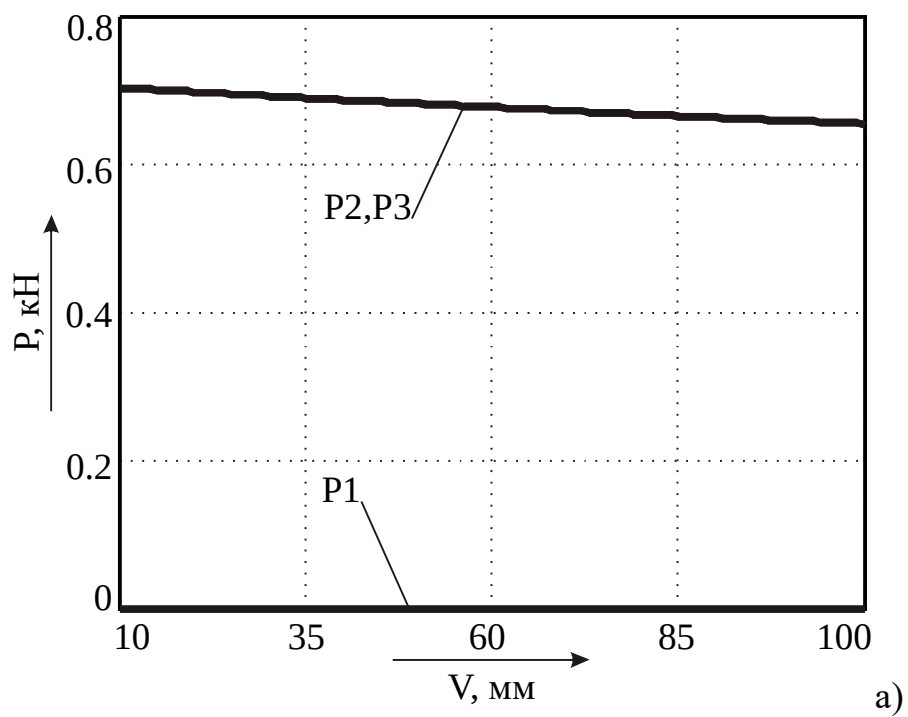
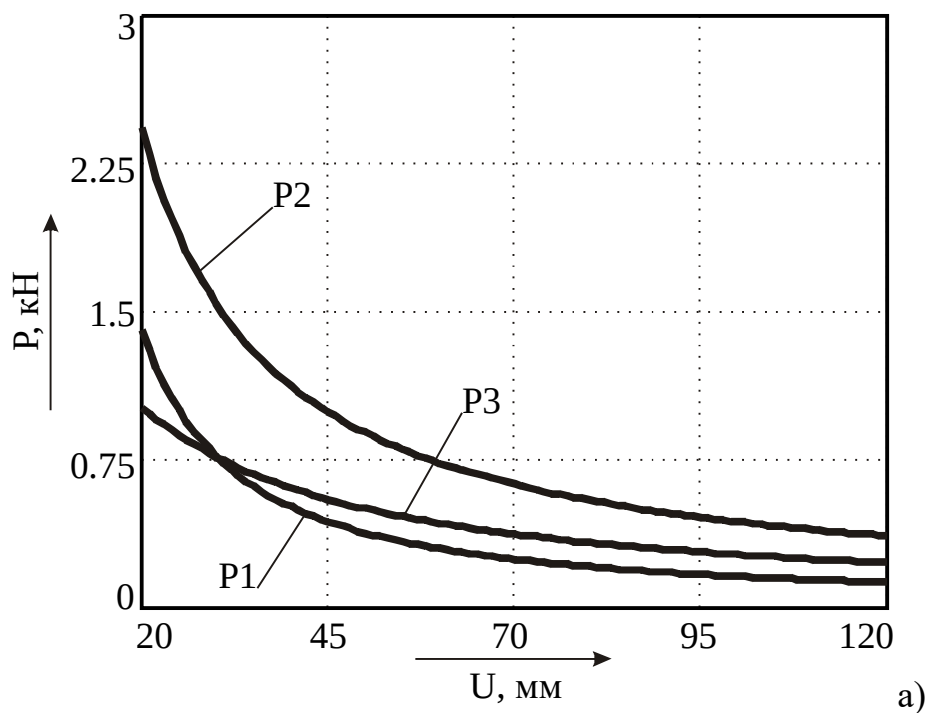


Рис. 3.21. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати V шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Наявність асимптотичних ділянок на графіках з рис. 3.19(б), 3.20 показує важливість ретельного синтезу не тільки приводу подачі механізму, а вивіреного підходу до конструювання робочого органу. Діапазон варіювання параметром V за умови його мінімізації доволі обмежений.



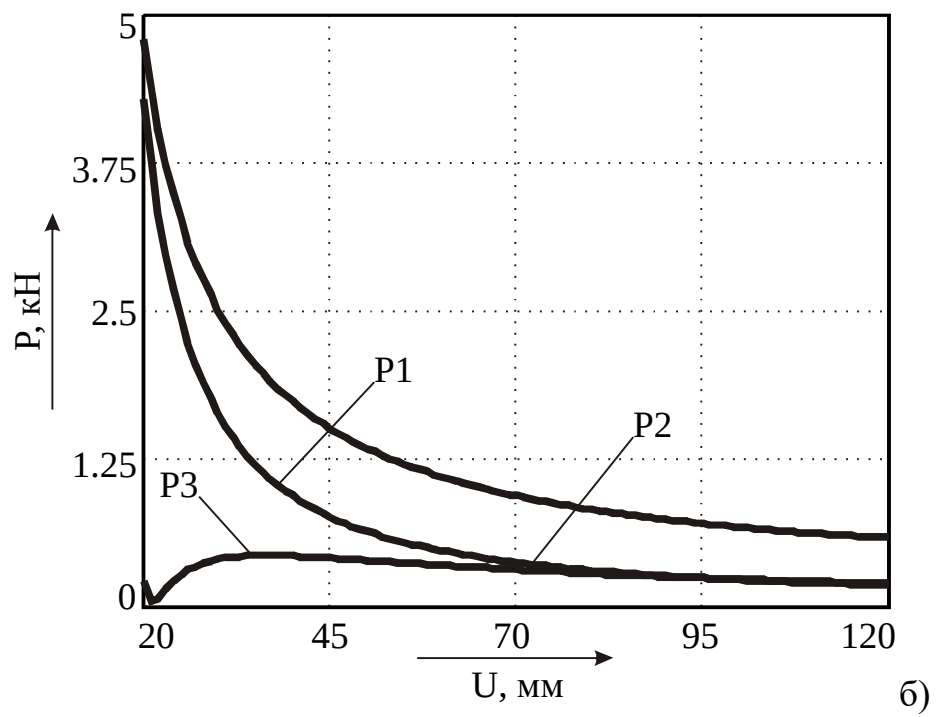
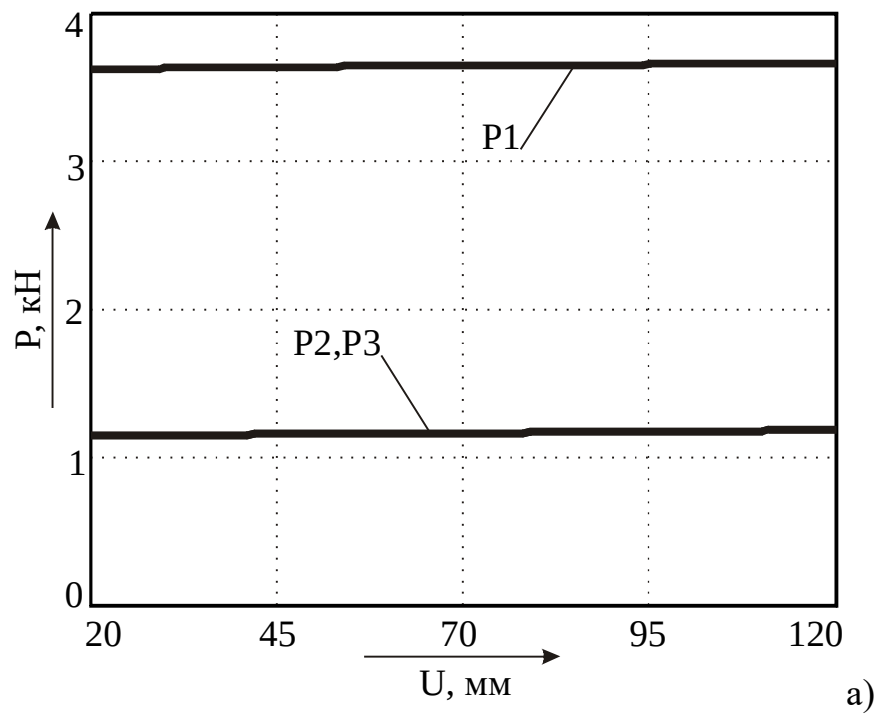


Рис. 3.22. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати U шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)



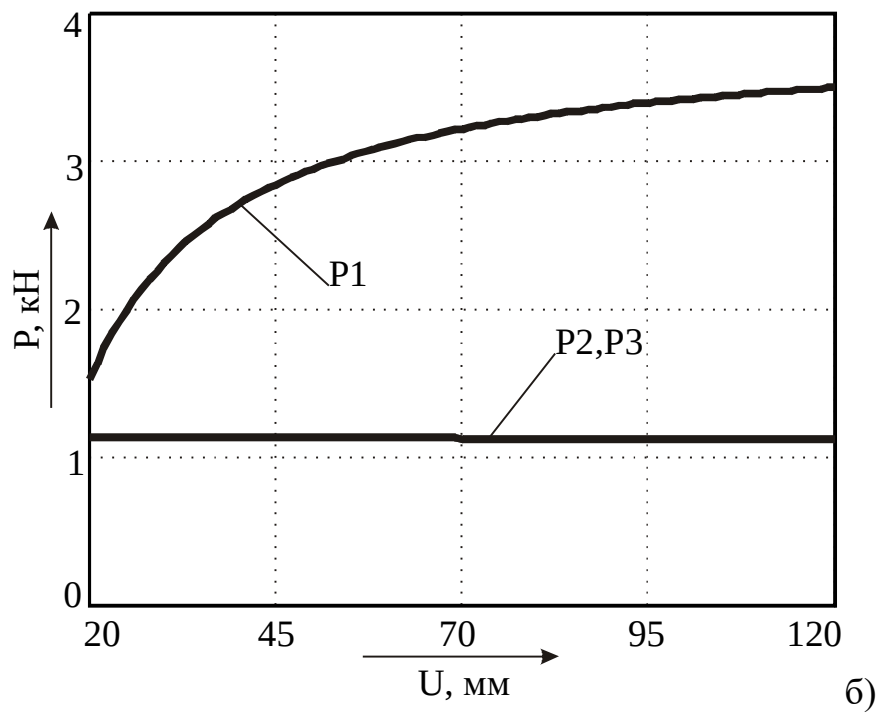
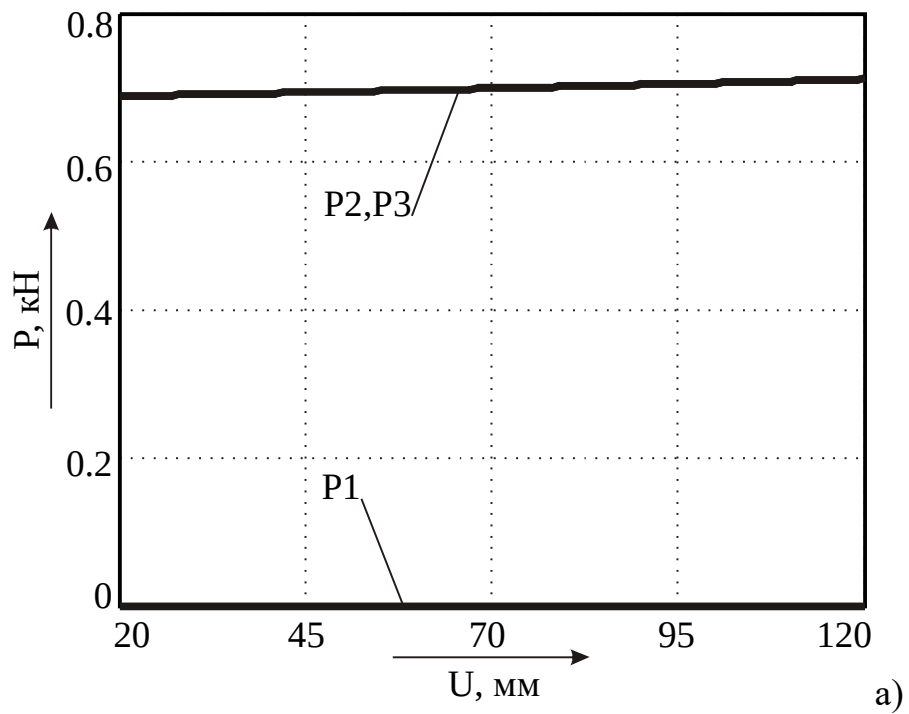


Рис. 3.23. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати U шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)



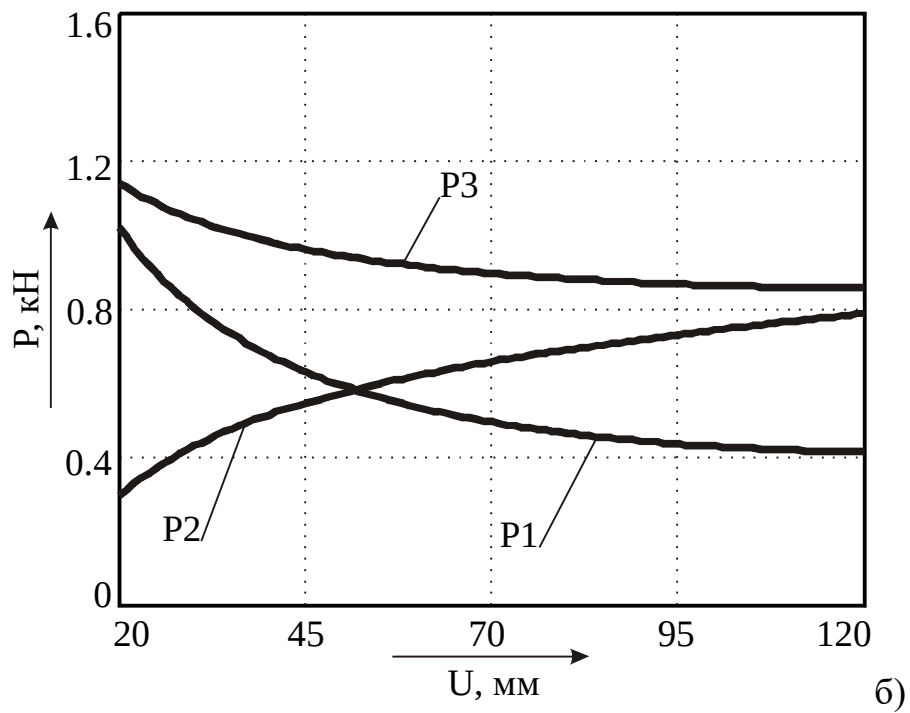


Рис. 3.24. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати U шарніру еквівалентної штанги на платформі робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Характер отриманих графічних залежностей реакцій від зміни координати U шарніру еквівалентної штанги на платформі в основному повторює аналогічні графіки для координати V . Причини виникнення асимптотичних ділянок графіків також пояснюється вагомим впливом конструкції платформи на виникнення особливих положень механізму.

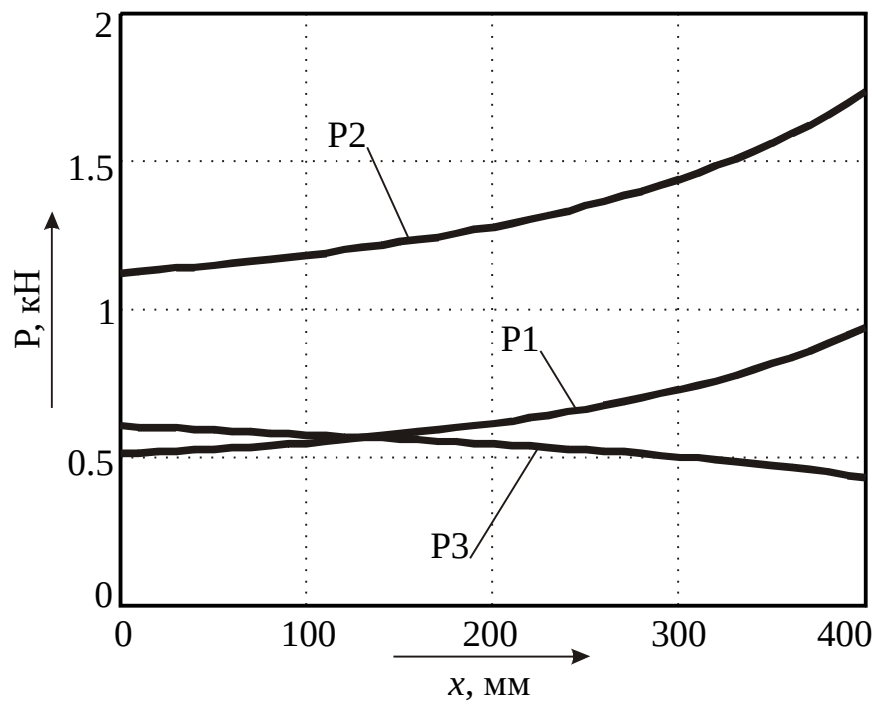


Рис. 3.25. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати x робочого органу

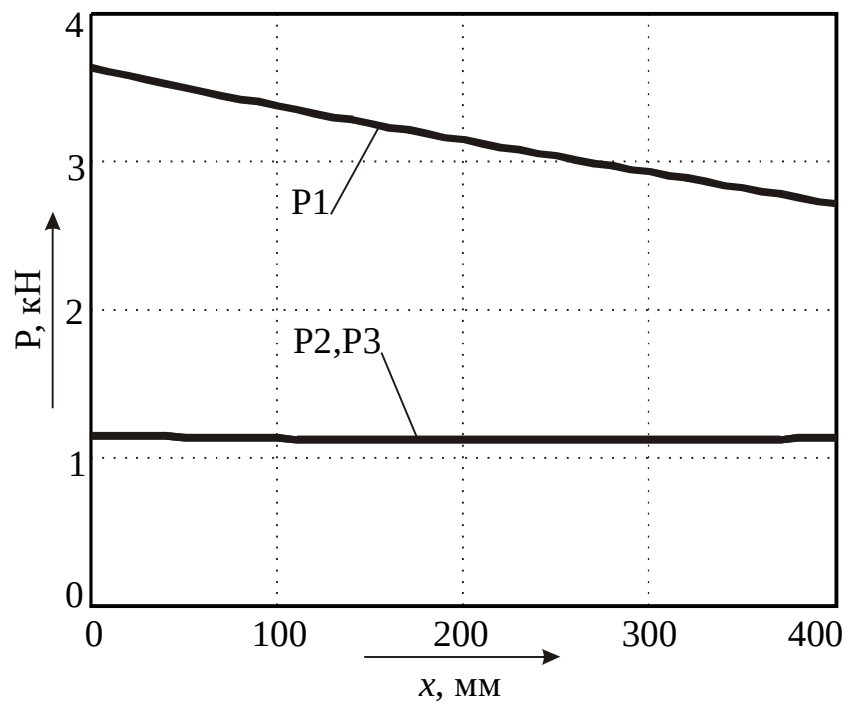


Рис. 3.26. Графік залежності реакцій за дії сили F_y від зміни координати x робочого органу

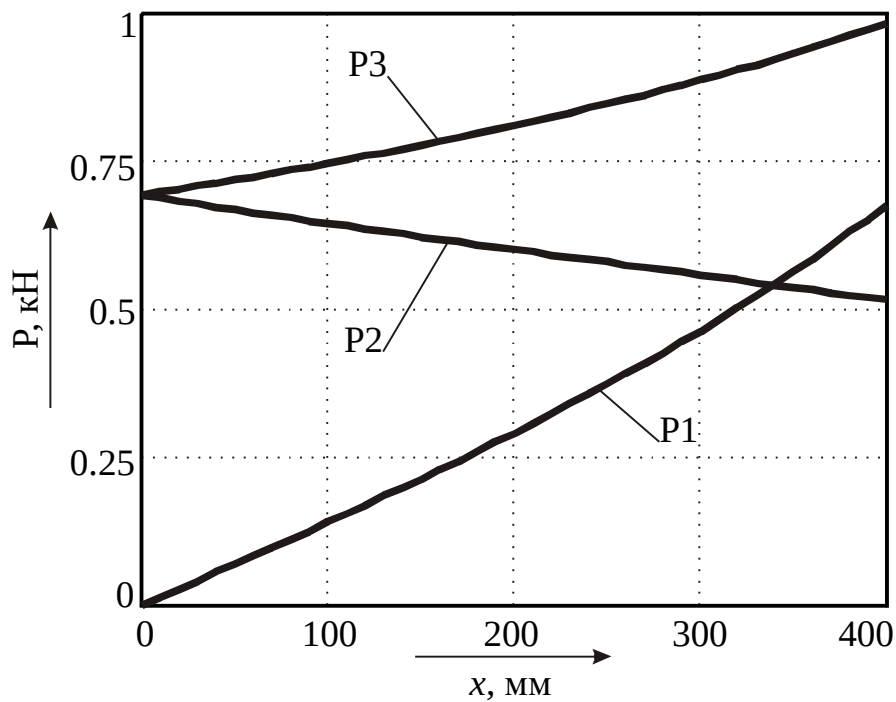


Рис. 3.27. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати x робочого органу

Графіки залежності реакцій від зміни координати x робочого органу будуть єдиними, які показані одним рисунком. Характер графічних залежностей показує вдалий вибір комбінації конструктивних параметрів механізму внаслідок розв'язку задачі синтезу механізму. В основному вплив зміни координати x робочого органу на величину реакцій є наближеним до прямолінійного. Виключення становлять залежності при дії сили F_x на величинах, що знаходяться на межі робочого простору. Очевидним є наближення до асимптотичної ділянки графіку, що пов'язане з особливим положенням механізму.

Розрахунок графічних залежностей при зміні координат y і z робочого органу здійснює знову при двох значеннях координати x .

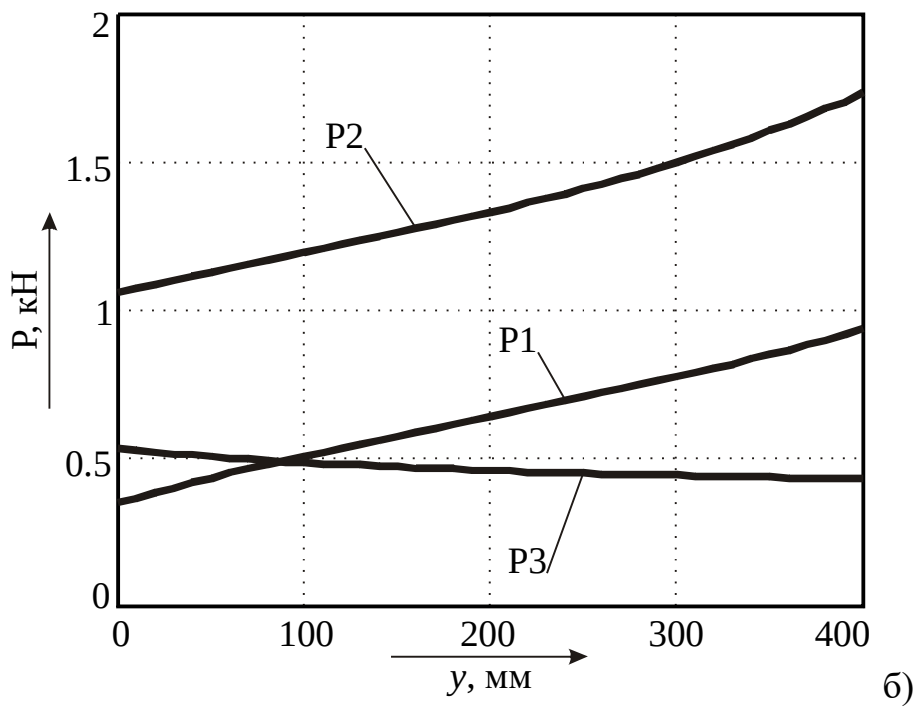
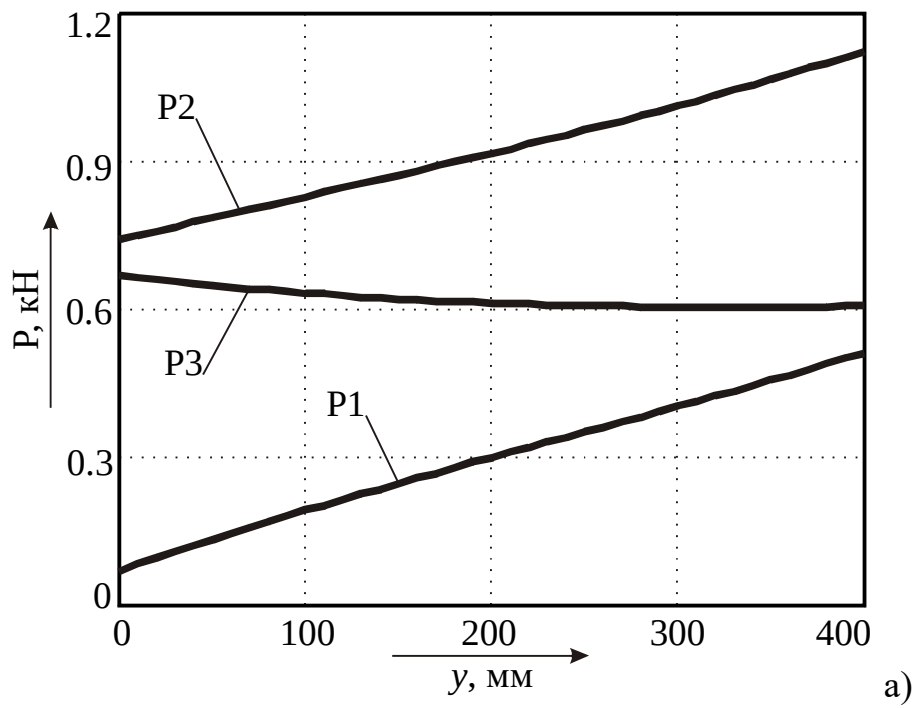


Рис. 3.28. Графік залежності реакцій за дії сили F_x від зміни координати y робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

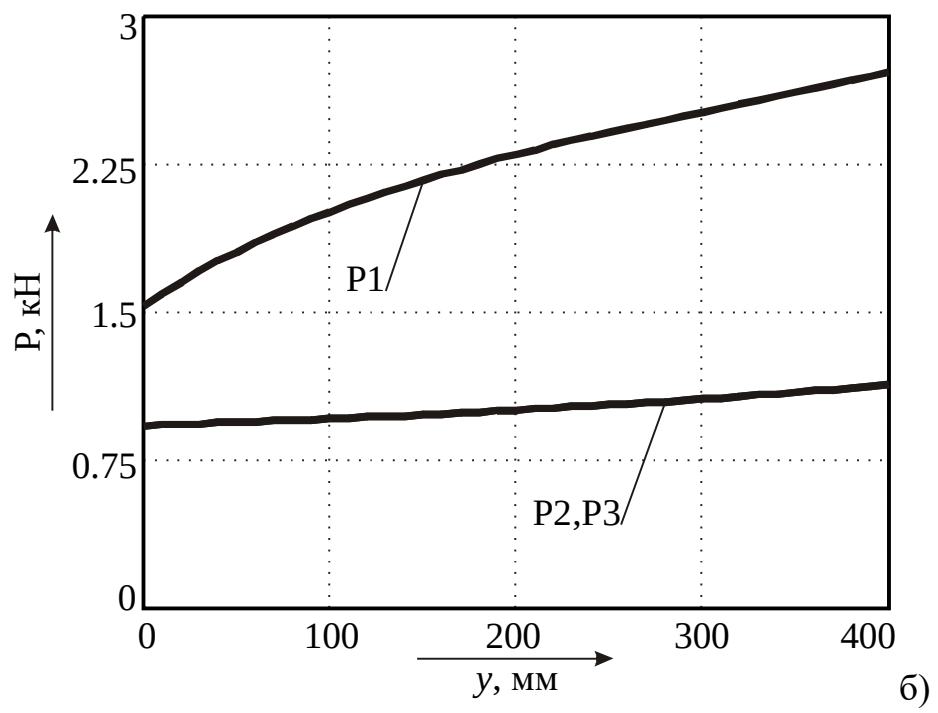
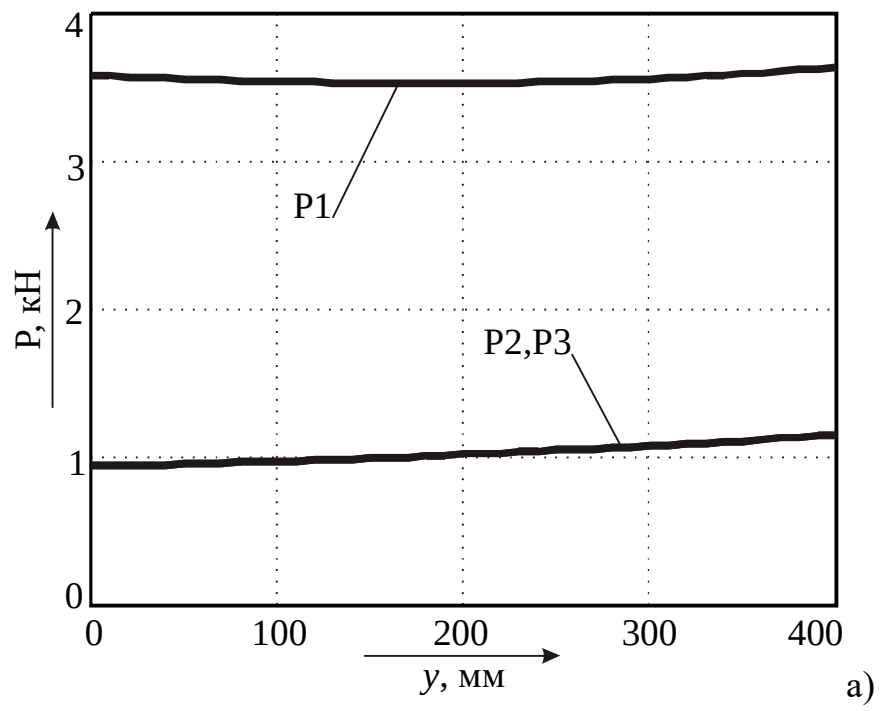


Рис. 3.29. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати y робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

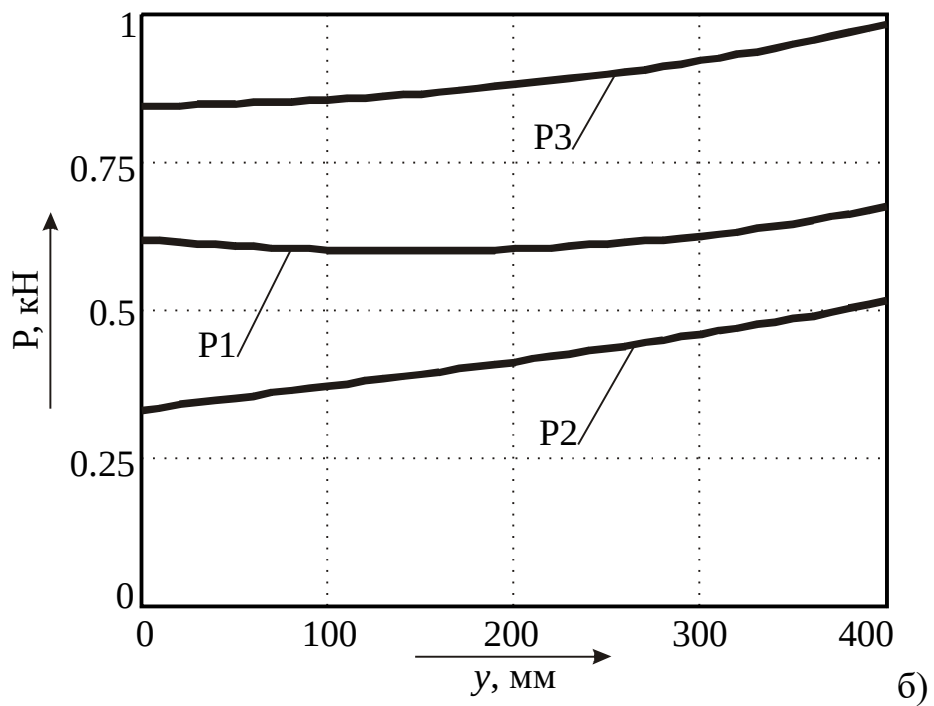
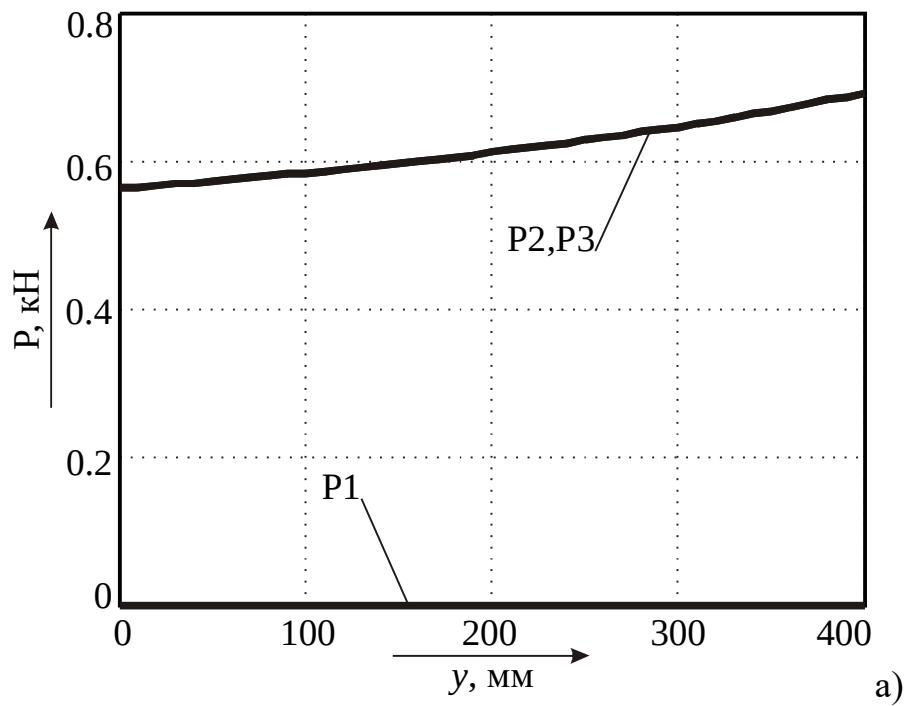


Рис. 3.30. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати y робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Недоліки консольного принципу розташування робочого органу по відношенню до платформи кріплення двигунів наочно демонструють графічні залежності реакцій в штангах від зміни координати y робочого органу. В

цілому величини реакцій зростають при збільшенні координати u . Проте пологий характер графіків показує, що обрана конструкція є вдалою з точки зору можливості збільшення габаритів робочого простору, оскільки реакції в штангах зростатимуть повільно.

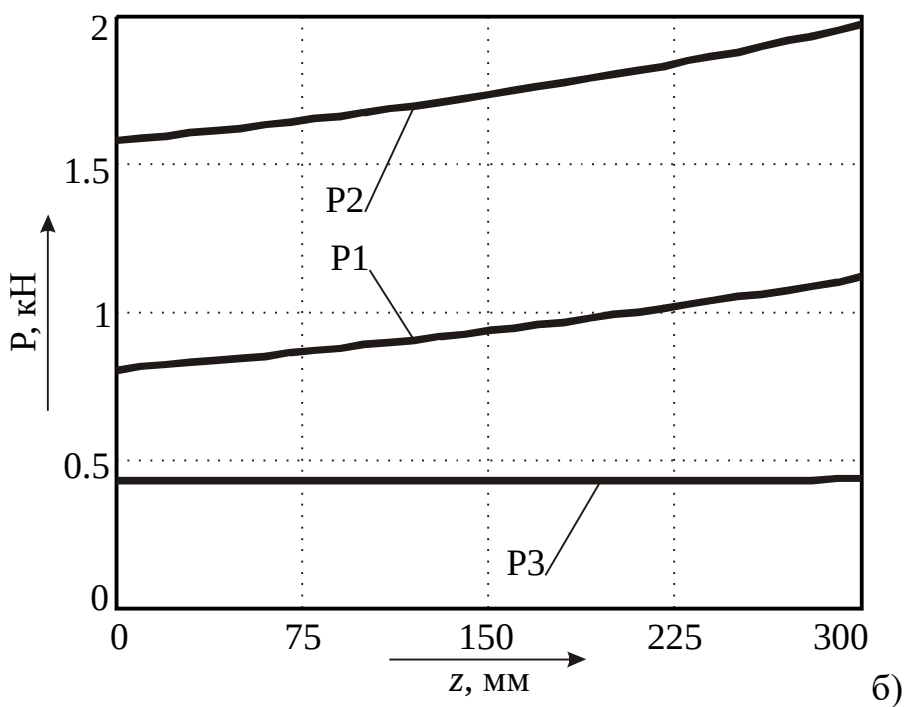
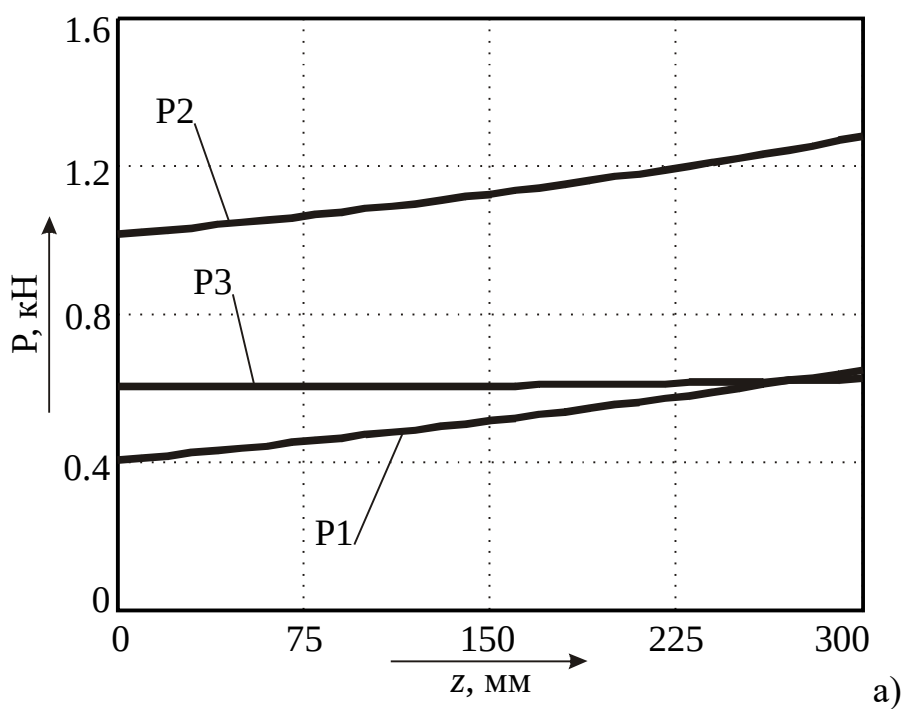


Рис. 3.31. Графік залежності реакцій за дії сили F_X від зміни координати z робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

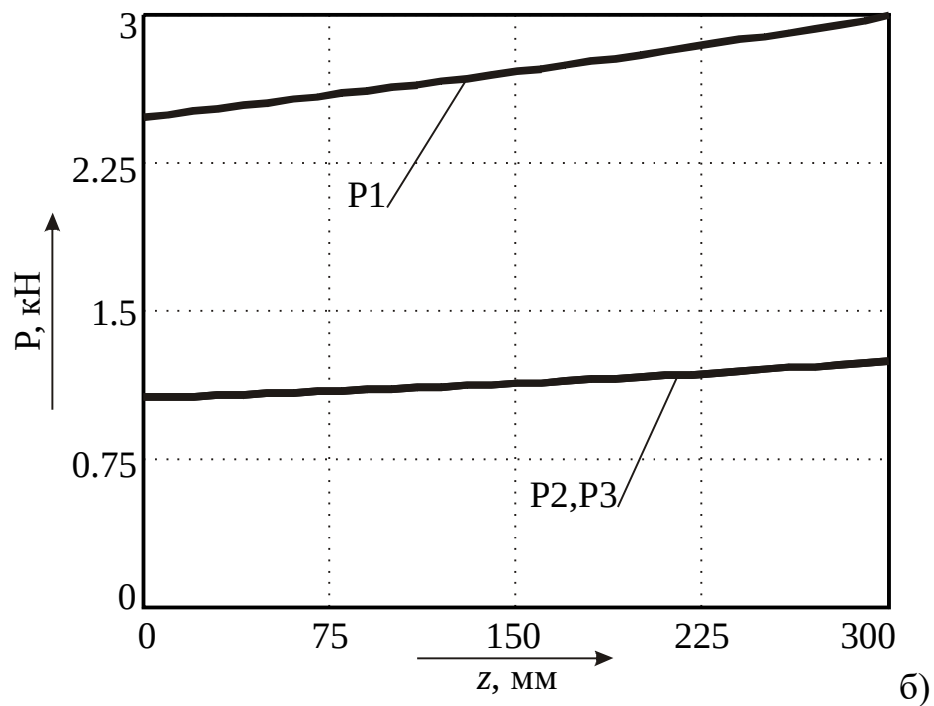
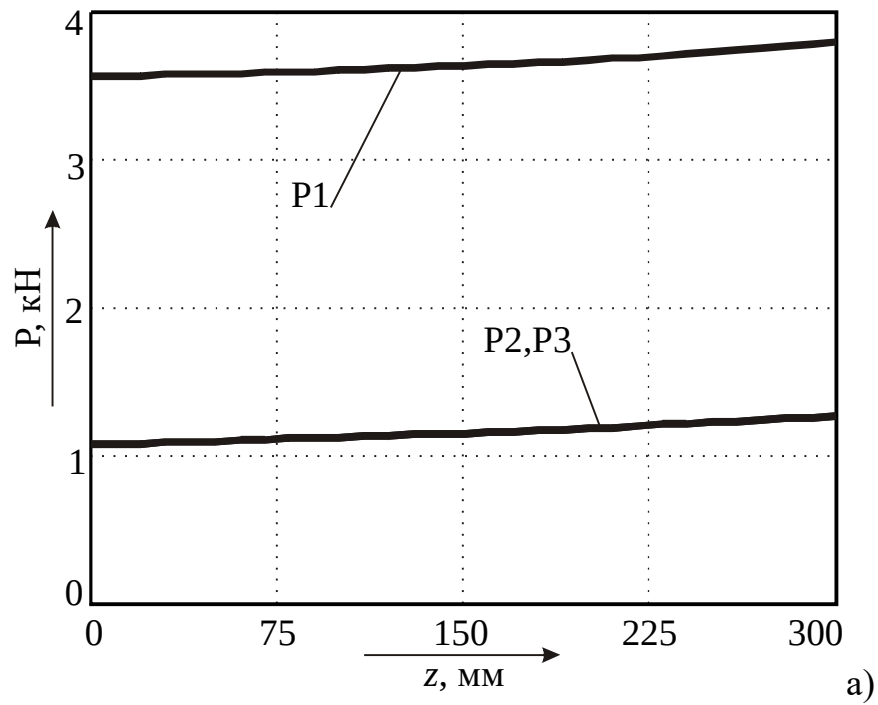


Рис. 3.32. Графік залежності реакцій за дії сили F_Y від зміни координати z робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

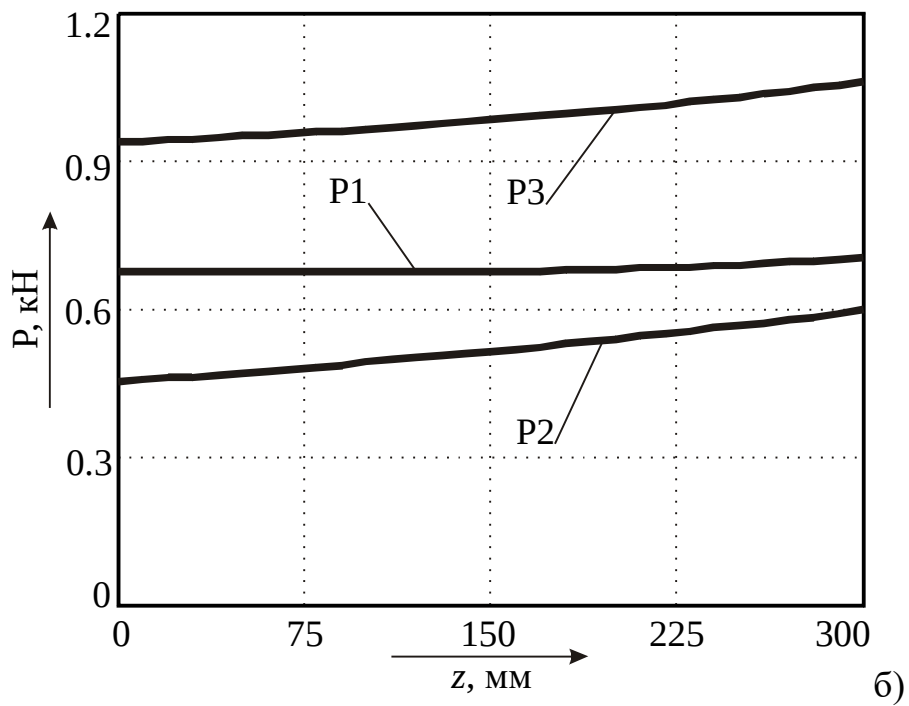
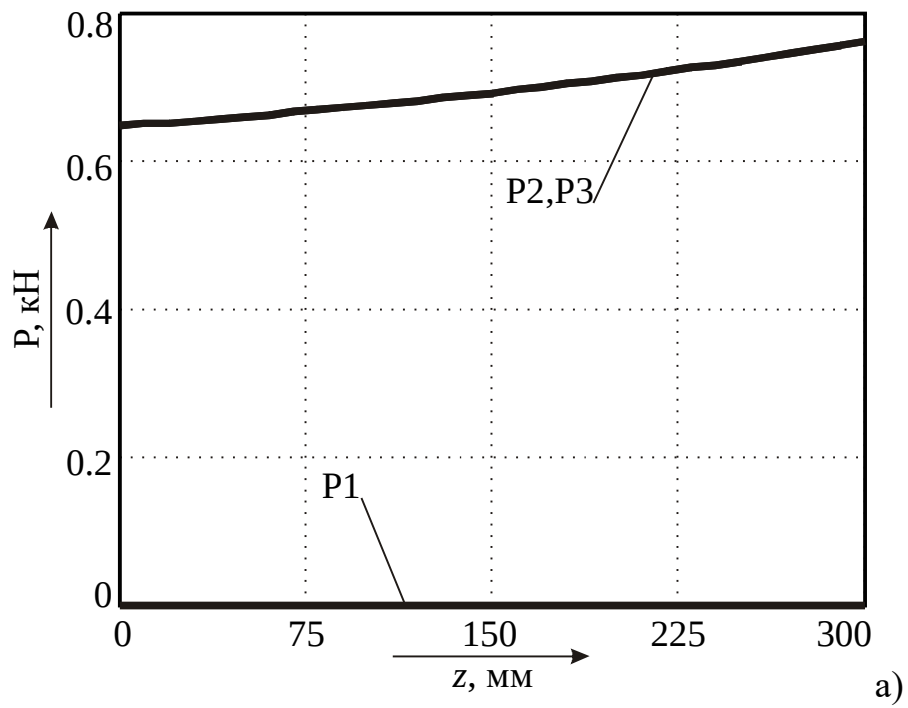


Рис. 3.33. Графік залежності реакцій за дії сили F_z від зміни координати z робочого органу при $x=0$ (а) та $x=400$ мм (б)

Порівняння графічних залежностей впливу зміни координат y і z розташування робочого органу в робочому просторі на величини реакцій в еквівалентних штангах свідчить про в цілому схожий характер впливу.

4. ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ НАУКОВОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Загальні вихідні дані

Для вирішення питання про економічну ефективність провадження наукового дослідження порівнюємо існуючий зразок обладнання з модернізованим із застосуванням рекомендацій за результатами наукових досліджень, що при тих же масо-габаритних розмірах робить його значно дешевшим та більш продуктивнішим.

Застосування у механізмі паралельної кінематики, що досліджується у даній випускній роботі, підвищеної швидкості переміщень і подачі дозволить збільшити продуктивність обробки, знизити експлуатаційні витрати на виготовлення продукції та зекономити чисельність операторів.

Техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та проектного
верстатів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	1500	1500
2.	Штучний час обробки	хв.	31,0	18,0
3.	Площа, яку займає верстат	м ²	4,5	4,7
4.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	15,5	16,0
5.	• Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	25/18	20/10,5

6.	Розряд роботи: а) верстатника б) наладчика	розряд розряд	4 5	4 5
7.	Оптова ціна верстата	грн.	1999400	-

4.2. Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування верстату з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва: технічне завдання; технічна позиція; ескізний, технічний, та робочий проекти. Визначаємо групу новизни та складності проектного верстата на основі табл. А1 і А2 дод. А [17].

2) Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [17, табл. А3, дод. А] деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3) Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі [17, табл. А4, дод. А] в залежності від групи новизни та складності верстату, який конструюється.

4) Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності верстата [17, табл. А3, дод. А].

5) Після визначення трудомісткості робіт розраховуємо витрати на конструкторську підготовку виробництва.

6) Всі отримані результати зводимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	III					
2.	Група складності	гр.	III					
3.	Клас точності	кл.	II					
4.	Кількість деталей×коефіцієнт переводу в "умовні деталі": а) корпусних масою більш ніж 100 кг б) литі і зварні в) оригінальних, які не є литими та корпусними г) застосовані з іншого виробу д) уніфікованих у вузли е) стандартних нормалізованих ж) покупних	шт.				1×5 4×2 145×1 9×0,5 4×7 258×0,15 10×0,5	1×10 4×4 145×1 9×0,2 4×3,5 258×0,15 10×0,15	
5.	Кількість умовних деталей	шт.				234,2	227,0	

Продовження табл. 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6.	Норма на умовну деталь	нормо-год				3,4	4,3	
7.	Загальна трудомісткість	нормо-год	40	370	405	796,28	976,1	2587,38
8.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн./год.	69,949	63,41	60,245	61,019	52,12	
9.	Зарплата основна (Z_o)	грн.	2797,96	23461,70	24399,23	48588,21	50874,33	150121,4
10.	Зарплата додаткова (Z_d): 10% від Z_o^*	грн.	279,80	2346,17	2439,92	4858,82	5087,43	15012,14
11.	Єдиний соціальний внесок: 22,0% від $(Z_o + Z_d)^*$	грн.	677,11	5677,73	5904,61	11758,35	12311,59	36329,39
12.	Витрати на відрядження: 5% від Z_o^*	грн.	139,90	1173,09	1219,96	2429,41	2543,72	7506,07
13.	Накладні витрати: 45% від Z_o	грн.	1259,08	10557,77	10979,65	21864,69	22893,45	67554,64
14.	Всього вартість проекту $B_{пк}$	грн.	5153,84	43216,45	44943,37	89499,48	93710,52	276523,0

4.3. Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи [18, с. 374]:

- технологічний контроль креслень, їх відладка та розмноження;
- розробка технологічних процесів:
 - а) виготовлення деталей;
 - б) складання окремих вузлів;
- конструювання оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації;
- виготовлення оснастки й нестандартних засобів механізації та автоматизації.

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

1) В залежності від кількості деталей та вузлів різної технологічної складності, враховуючи диференційні норми часу, визначаємо трудомісткість проектування технологічних процесів виготовлення деталей та складання вузлів [17, табл. Б1, дод. Б].

2) Трудомісткість решти етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо в процентах від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів [17, с. 8].

Після визначення трудомісткості виконання етапів робіт з технологічної підготовки виробництва визначаємо вартість проекту – V_t .

Всі виконання розрахунки зводимо до табл. 4.3.

Таблиця 4.3

Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Кількість	Кількість нормо-год.	Загальна кількість нормо-год.	Середньогодинна заробітна плата, грн./год.	Зарплата основна Z_o , грн.	Додаткова зарплата $Z_{дз}$, 10% від Z_o , грн.	Єдиний соціальний внесок: 22% від $(Z_o + Z_{дз})$	Накладні витрати 60% від Z_o , грн.	Витрати на відрядження: 5% від Z_o	Загальна вартість
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження	нормо-годин			44,7	65,55	1802,63	180,26	436,24	811,18	90,13	3320,44
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей: а) загальна кількість деталей, б) у т.ч. по групах технологічної складн.	шт.	150		1557,5		85899,67	8589,97	20787,7	47244,82	4294,98	166817,2
	I		45	4,5	202,5	52,12	10554,30					
	II		70	9	630	52,12	32835,60					
	III		22	17	374	56,93	21291,82					
	IV		13	27	351	60,45	21217,95					

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3.	Розробка техпроцесів складання вузлів: а) загальна кількість вузлів б) в т.ч. по групах технологічної складності: II III IV V VII	шт.	6		88,2		4458,73	445,87	1079,01	2452,30	222,94	8658,86
			2	5,6	11,2	52,12	583,74					
			1	12,5	12,5	52,12	651,50					
			1	14,9	14,9	52,12	776,59					
			1	17,8	17,8	61,02	1086,16					
			1	31,8	31,8	61,02	1360,75					
4.	Проектування спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			85,4	61,02	5211,11	521,11	1261,09	3387,22	260,56	10641,1
5.	Виготовлення спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			34,1	52,12	1777,29	177,73	430,10	2221,62	88,86	4695,61
6.	Інші витрати	нормо-годин			44,2	52,12	2303,70	230,37	557,50	1267,04	115,19	4473,79
7.	Всього вартість проекту $B_{\text{шт}}$				1844,6		101453,1	10145,3	24551,7	57384,17	5072,66	198607

4.4. Визначення повної собівартості та оптової ціни верстата

Після визначення трудомісткості виготовлення проектного верстату розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$Z_{\text{ор}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{r}_i} \cdot T_i, \quad (4.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

C_{r_i} – середньогодинна тарифна ставка робітників, які виконують i -й вид робіт з урахуванням умов праці, грн./год.

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на ливарних роботах:

$$Z_{\text{ор}}^n = 75,0 \cdot 63,835 = 4787,63 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$P_o = \sum_{i=1}^n Z_{\text{ор}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{pp}_i}}{100}, \quad (4.2)$$

де Π_{pp_i} – процент витрат на утримання та експлуатацію обладнання по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Так, витрати на утримання та експлуатацію обладнання на ливарних роботах:

- $$B_o = 4787,63 \cdot \frac{230}{100} = 11011,54 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$K_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n Z_{\text{ор}_i} \cdot \frac{P_{\text{цр}_i}}{100}, \quad (4.3)$$

де $P_{\text{цр}}$ – процент цехових витрат по кожному i -му виду робіт за заводською калькуляцією.

Для ливарних робіт:

$$K_{\text{цех}}^{\text{л}} = 4787,63 \cdot \frac{142}{100} = 6798,43 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до табл. 4.4.

Повну собівартість верстата розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{вир}} = M_{\text{о}} + M_{\text{д}} + P_{\text{н}} + B_{\text{н}} + T_{\text{в}} - B_{\text{зв}} + E_{\text{тех}} + P_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_{\text{с}} + Z_{\text{цп}} + B_{\text{о}} + K_{\text{цех}} + K_{\text{зав}} + B_{\text{ін}}, \quad (4.4)$$

де $M_{\text{о}}$, $M_{\text{д}}$ – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

$P_{\text{н}}$ – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до табл. 4.5.

Таблиця 4.4

Трудомісткість виготовлення та окремі види витрат, включені до собівартості
виготовлення верстата

Види робіт	Трудомісткість робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $З_{ор}$, грн.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B_o		Цехові витрати $K_{цех}$	
					%	грн.	%	грн.
Ливарні	75	3	63,835	4787,63	230	11011,54	142	6798,43
Ковальсько- штампувальні	76,1	3	57,643	4386,63	310	13598,56	223	9782,19
Зварювально- заготівельні	64,7	4	66,354	4293,10	245	10518,10	132	5666,90
Механічні	585,6	4	57,185	33487,54	285	95439,48	132	44203,55
Термічні	58,7	3	58,032	3406,48	310	10560,08	182	6199,79
Гальванічні	26,8	3	57,643	1544,83	280	4325,53	150	2317,25
Слюсарсько- складальні	920	4	57,185	50900,37	210	106890,8	142	72278,52
Електромонтажні	97,3	4	57,185	5032,28	215	10819,40	132	6642,61
Фарбувальні	5	2	45,319	226,60	110	249,25	120	271,91
Пакувальні	12,8	2	41,935	536,77	110	590,44	120	644,12
Інші	28	3	51,466	2985,03	220	6567,06	140	4179,04
Всього	1950	-	-	111587,25	-	270570,2 3	-	158984,31

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

$B_{зв}$ – зворотні відходи (віднімаються), грн.;

$E_{тех}$, $П_{тех}$ – енергія та паливо на технологічні цілі, грн.;

$З_{др}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – єдиний соціальний внесок, грн.;

$З_{щ}$ – відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення та інші спеціальні витрати, грн.;

$K_{\text{зав}}$ – загальнозаводські витрати, грн.;

$B_{\text{ін}}$ – інші виробничі витрати, грн.;

$K_{\text{пв}}$ – позавиробничі витрати, грн.

Таблиця 4.5

Склад матеріальних витрат на верстат

№ п/п	Матеріали, покупні напівфабрикати та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт., кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн
Основні матеріали					
1	Сталь 45	кг	1014,8	32,52	33007,80
2	Чавун СЧ20	кг	680	50,40	34272,00
3	Сталь 3	кг	346	29,69	10272,74
4	Алюміній	кг	28	245,62	6877,36
5	Сталь легована	кг	496,2	36,44	18081,53
6	Інші основні матеріали	—	—	—	987,87
	Всього	—	—	—	103499,30
Покупні напівфабрикати					
1	Кульково-гвинтова передача	шт.	6	55614	333684,00
2	Електродвигун 10 кВт	шт.	1	24495	24495,00
3	Електродвигун 1 кВт	шт.	6	6417	38502,00
5	Шарнір	шт.	12	1587	19044,00
6	Система ЧПК	шт.	1	99705	99705,00
7	Підшипники				603,75
8	Інші покупні				6934,5
Всього		—	—	—	522968,25

Розрахунок собівартості зводимо до табл. 4.6.

Оптову ціну верстата розраховуємо за формулою:

$$C_{\text{опт}} = C_{\text{пов}} + \Pi_{\text{н}}, \quad (4.5)$$

де $\Pi_{\text{н}}$ – нормативний прибуток, грн.

$$\Pi_{\text{н}} = \frac{P_{\text{с}} \cdot C_{\text{пов}}}{100}, \quad (4.6)$$

де P_c – встановлений рівень рентабельності виробу, %.

$$P_n = \frac{20 \cdot 1589166,67}{100} = 317833,33 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{опт}} = 1589166,67 + 317833,33 = 1907000 \text{ грн.}$$

Таблиця 4.6

Повна собівартість виготовлення верстату та його оптова ціна

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 4.5	103499,30
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	4139,97
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	P_n	табл. 4.5	522968,25
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	6% від M_o	6209,96
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_b	5% від $(M_o + M_d + P_n)$	25224,30
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$P_{\text{тех}}, E_{\text{тех}}$	78,8% від $З_{\text{ор}}$	87930,75
7.	Всього матеріальні витрати			737552,61
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{ор}}$	табл. 4.4	111587,25
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{\text{др}}$	10% від $З_{\text{ор}}$	11158,72
10.	Єдиний соціальний внесок	B_c	22,0% від $(З_{\text{ор}} + З_{\text{др}})$	27004,11
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$З_{\text{уп}}$	8,5% від $З_{\text{ор}}$	9484,92
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 4.4	270570,23
13.	Цехові витрати	$K_{\text{цех}}$	табл. 4.4	158984,31
14.	Загальнозаводські витрати	$K_{\text{зав}}$	220% від $З_{\text{ор}}$	245491,94
15.	Інші виробничі витрати	$B_{\text{ін}}$	1,43% від $З_{\text{ор}}$	1595,70
16.	Виробнича собівартість	$C_{\text{вир}}$	Σ ст. (7 ÷ 15)	1573429,80
17.	Позавиробничі витрати	$K_{\text{пв}}$	1% від $C_{\text{вир}}$	15734,30
18.	Повна собівартість	$C_{\text{пов}}$	$C_{\text{вир}} + K_{\text{пв}}$	1589166,67
19.	Прибуток	P_n	20% від $C_{\text{пов}}$	317833,33
20.	Оптова ціна	$C_{\text{опт}}$	$C_{\text{пов}} + P_n$	1907000,00

4.5. Визначення експлуатаційних витрат, які припадають на одиницю продукції

Розрахунок виконуємо за методикою, викладеною в [17, с. 20], згідно з якою загальна сума експлуатаційних витрат визначається за формулою:

$$B_{\text{е}} = \sum_{i=1}^m B_i, \quad (4.8)$$

де B_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн.;

$B_{\text{е}}$ – витрати на силову електроенергію, грн.;

$B_{\text{мд}}$ – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

$B_{\text{р}}$ – витрати на ремонт обладнання, грн.;

$B_{\text{п}}$ – витрати на утримання приміщення, грн.;

$B_{\text{н}}$ – витрати на наладку, грн.;

$B_{\text{а}}$ – витрати на амортизацію обладнання, грн.

Витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування:

$$B_3 = C_{\text{г}} \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_{\text{д}}) \cdot (1 + K_{\text{с}}), \quad (4.9)$$

де $C_{\text{г}}$ – годинна тарифна ставка робітника, грн./год.;

$T_{\text{нор}}$ – час обробки деталі, хв.;

$K_{\text{д}}, K_{\text{с}}$ – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$B_3^{баз} = 57,185 \cdot \frac{31,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 44,5252 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$B_3^{пр} = 57,185 \cdot \frac{18,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 25,8533 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$B_{\text{е}} = \frac{N_{\text{в}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{Н}} \cdot K_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{с}}} \cdot \frac{T_{\text{шт}}}{60} \cdot C_{\text{ел}}, \quad (4.10)$$

де $N_{\text{в}}$ – встановлена потужність електродвигунів верстата, кВт;

$K_{\text{о}}$ – коефіцієнт одночасної роботи двигунів (приймають 0,65...0,8);

$K_{\text{Н}}$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для фрезерних верстатів – 0,6...0,7);

$K_{\text{д}}$ – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,4);

$\eta_{\text{с}}$ – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

$\eta_{\text{м}}$ – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – 0,92;

$C_{\text{ел}}$ – ціна 1 кВт-год силовій електроенергії без ПДВ, грн.

$$B_{\text{ел}}^{баз} = \frac{15,5 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{31,0}{60} \cdot 4,5 = 9,0525 \text{ грн.};$$

$$B_{\text{ел}}^{пр} = \frac{16 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{18,0}{60} \cdot 4,5 = 5,0541 \text{ грн.}$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$B_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (4.11)$$

де $M_{\text{гв}}$ – годинні витрати на допоміжні матеріали на 1 УРО механічної частини всіх типів верстатів, коп.;

$R_{\text{м}}$ – категорія складності ремонту механічної частини верстата, УРО;

$K_{\text{п}}$ – коефіцієнт, який враховує тип виробництва (для серійного $K_{\text{п}} = 1,0$).

$$B_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{29,5 \cdot 25 \cdot 31,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 3,8104 \text{ грн.};$$

$$B_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{29,5 \cdot 20 \cdot 18,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 1,7700 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$B_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.12)$$

де $\Gamma_{\text{вм}}, \Gamma_{\text{вс}}$ – відповідні річні витрати на всі види ремонту на 1 УРО механічної та електричної частин верстата, грн./рік;

$F_{\text{дрм}}$ – дійсний річний фонд часу роботи верстата (при двозмінному режимі роботи для серійного виробництва – 3950 год.).

$$B_{\text{р}}^{\text{баз}} = \frac{25 \cdot 680 + 18 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{31,0}{60} = 3,4479 \text{ грн.};$$

$$B_p^{\text{пр}} = \frac{20 \cdot 680 + 10,5 \cdot 520}{3950} \cdot \frac{18,0}{60} = 1,4476 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$B_{\text{уп}} = \frac{F_o \cdot K_d \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.13)$$

де F_o – виробнича площа, яку займає одиниця обладнання, м^2 ;

K_d – коефіцієнт, який враховує додаткову площу (на проходи, проїзди, побутові та службові приміщення):

C – річні витрати, пов'язані з використанням 1 м^2 виробничого приміщення, грн./м^2 .

$$B_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{4,5 \cdot 3,0 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60} \cdot 480 = 0,8476 \text{ грн.}$$

$$B_{\text{уп}}^{\text{пр}} = \frac{4,7 \cdot 3,0 \cdot 480 \cdot 18,0}{3950 \cdot 60} = 0,5140 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію верстата:

$$P_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (4.14)$$

де H_a – норма амортизації, %;

$\Phi_{\text{бал}}$ – балансова вартість верстата, грн.

Балансову вартість верстатів знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = \Pi_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}} + K_{\text{ф}}), \quad (4.15)$$

де $\Pi_{\text{опт}}$ – оптова ціна верстата, грн.;

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$, $K_{\text{ф}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж (0,04...0,06) та влаштування фундаменту (0,02...0,08).

Таким чином, балансова вартість:

– базового верстата:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 1999400 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 2319304 \text{ грн.},$$

– проектного верстата:

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 1907000 \cdot (1 + 0,06 + 0,05 + 0,05) = 2212120 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{2319304 \cdot 15 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 45,5053 \text{ грн.},$$

$$B_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{2212120 \cdot 15 \cdot 18,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 25,2013 \text{ грн.}$$

Витрати на експлуатацію універсального різучого інструменту:

$$B_{ip} = \frac{(S_u + p \cdot S_{\text{пер}}) \cdot \gamma \cdot T_{\text{нор}}}{t_e (p + 1)} K_{\text{вт}}, \quad (4.16)$$

де S_u – первісна вартість універсального різучого інструменту, грн.;

p – кількість переточувань різучого інструменту до повного зносу по лімітуючому розміру різучої грані [19, табл. 7.12];

$S_{\text{пер}}$ – вартість однієї переточувань, грн.;

γ – питоме значення машинного часу роботи обладнання в загальному варіанті його роботи [19, табл. 7.11];

t_e – економічна стійкість інструменту, хв. [19, табл. 7.12];

$K_{вт}$ – коефіцієнт обліку втрат інструменту [19, табл. 7.12].

$$B_{ip}^{баз} = \frac{(810,0 + 20 \cdot 39,7) \cdot 0,6 \cdot 31,0}{480 \cdot (1 + 20)} \cdot 1,01 = 4,4666 \text{ грн.}$$

$$B_{ip}^{np} = \frac{(810,0 + 20 \cdot 39,7) \cdot 0,6 \cdot 18,0}{480 \cdot (1 + 20)} \cdot 1,01 = 2,5935 \text{ грн.}$$

Витрати на налагодження верстата:

$$B_n = C_{гн} \cdot (1 + K_\delta) \cdot (1 + K_c) \cdot \frac{T_{нал} \cdot A}{60 \cdot N_\delta}, \quad (4.17)$$

де $C_{гн}$ – годинна тарифна ставка наладчика, грн./год.;

A – кількість налагоджень за рік;

$T_{нал}$ – час налагодження, хв.;

N_δ – річна програма випуску деталей, шт./рік.

$$B_n^{баз} = 64,809 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{45 \cdot 4}{60 \cdot 1500} = 0,1739 \text{ грн.},$$

$$B_n^{np} = 64,809 \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) \cdot \frac{35 \cdot 4}{60 \cdot 1500} = 0,1354 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 4.7.

4.6. Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник верстата, розраховуємо за формулою:

$$E_{pv} = (U_{opt}^{pr} - C_{пов}^{pr}) \cdot P_v - E_n \cdot K_v, \quad (4.18)$$

де U_{opt}^{pr} – вартість оптова проектного верстата, грн.;

$C_{пов}^{pr}$ – повна собівартість проектного верстата, грн.;

P_v – програма виробництва верстатів, шт./рік;

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,16$);

K_v – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_e = B_{пк} + B_t, \quad (4.19)$$

де $B_{пк}$, B_t – відповідно вартість конструкторської та технологічної підготовки виробництва, грн.

Таблиця 4.7

Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проектний
1.	Заробітна плата основна, додаткова з єдиним соціальним внеском	B_z	44,5252	25,8533
2.	Силова електроенергія	$B_{ел}$	9,0525	5,0641
3.	Допоміжні матеріали	$B_{дм}$	3,8104	1,7700
4.	Ремонт обладнання	B_p	3,4479	1,4476
5.	Універсальний інструмент	B_{ip}	4,4666	2,5935
6.	Утримання приміщення	$B_{уп}$	0,8476	0,5140
7.	Амортизація обладнання	B_a	45,5053	25,2013
8.	Наладка обладнання	B_n	0,1739	0,1354
Загальна сума		B_e	111,8295	62,5793

$$K_{\theta} = 276523 + 198607 = 475130 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рв}} = (1907000 - 1589166,67) \cdot 1 - 0,16 \cdot 144600 = 241800 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розрахуємо за формулою:

$$E_{\text{рсп}} = (B_{\text{е}}^{\text{баз}} - B_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}}, \quad (4.20)$$

де $B_{\text{е}}^{\text{баз}}, B_{\text{е}}^{\text{пр}}$ – експлуатаційні витрати відповідно в базовому та проектному варіантах, грн.;

$N_{\text{д}}$ – річна програма обробки деталей на верстаті;

$K_{\text{сп}}$ – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{\text{сп}} = \Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} \cdot Q_{\text{пр}} - \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} \cdot Q_{\text{баз}}, \quad (4.21)$$

$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}}, \Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}}$ – відповідно балансова вартість проектного та базових верстатів, грн.;

$Q_{\text{пр}}, Q_{\text{баз}}$ – потреба у верстатах для виконання річної виробничої програми виготовлення деталей.

Розрахункову потребу в обладнанні визначаємо за формулою:

$$Q_p = \frac{N_{\text{д}} \cdot T_{\text{нор}}}{F_{\text{дрм}} \cdot 60 \cdot \kappa_{\theta}}, \quad (4.22)$$

де κ_{θ} – коефіцієнт виконання норм (за даними підприємства).

$$Q_p^{\text{баз}} = \frac{1500 \cdot 31,0}{3950 \cdot 60 \cdot 1,01} = 0,2$$

$$K_{\text{сп}} = 2212120 \cdot 1 - 2319304 \cdot 1 = -107184 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рсп}} = (111,83 - 62,58) \cdot 1500 - 0,16 \cdot (-107184) = 91000 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника

$$T_{\text{окв}} = \frac{K_{\text{с}}}{(C_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{пов}}^{\text{пр}}) \cdot P_{\text{в}}} = \frac{457130}{(1907000 - 1589167) \cdot 1} = 1,4 \text{ років,} \quad (4.23)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (табл. 4.8).

Таблиця 4.8

Підсумкові техніко-економічні показники базового та проектного верстатів

№ п/п	Показники	Одини ця	Базовий варіант	Проект	Зміна, % (+,-)
1.	Програма виробництва верстатів	шт./рік	—	1	—
2.	Річний випуск виробів	шт./рік	1500	1500	—
3.	Штучний час обробки виробу	хв.	31,0	18,0	—41,9
4.	Повна собівартість виготовлення верстату	грн.	—	1589167	—
5.	Оптова ціна верстату	грн.	1999400	1907000	—4,6
6.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням об'єкта	грн.	111,83	62,58	—44,0
7.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	—	475130	—
8.	Строк окупності додаткових капітальних витрат у виробника	років	—	1,4	—
9.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	—	241800	—
	б) у споживача	грн.	—	91000	—

ВИСНОВКИ

У даній випускній кваліфікаційній роботі для освітнього ступеня «магістр» розв'язане важливе науково-технічне завдання розрахунку силових факторів, що виникають в у штангах механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, для встановлення раціональних значень конструктивних та технічних характеристик елементів приводу подачі механізму.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проаналізовано існуючі схеми побудови механізмів паралельної кінематики;
- обрано прототипу для проведення теоретичних досліджень силових факторів в штангах механізму паралельної кінематики;
- розв'язано кінематичні задачі для запропонованої компоновки механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах;
- розроблено схеми навантаження механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах, в залежності від напрямку дії зовнішніх технологічних сил;
- проведено теоретичні дослідження розподілу внутрішніх силових факторів у штангах механізму та визначено раціональні параметри схеми його навантаження.

Проведені дослідження були продовженням роботи групи науковців та студентів кафедри по механізму паралельної кінематики з патенту України на корисну модель № 148658 [11]. Попередньо виконана задача синтезу конструктивних параметрів механізму на основі мінімізації довжин приводних важелів і штанг постійної довжини не дала відповідь щодо раціонального рознесення кінематичних ланцюгів приводу подачі в напрямку, перпендикулярному до площин коливання приводних важелів. Проведені

розрахунки у даній роботі показали, що величина внутрішніх силових факторів може бути використана в якості одного з критеріїв оптимізації конструкції даного механізму як за означеною задачею, так і в цілому щодо кожного конструктивного параметра. Присутні на графіках асимптотичні ділянки свідчать про наявність таких їх комбінацій, які призводять до виникнення особливих положень механізму. Таких комбінацій потрібно уникати, і відповідні рішення можуть бути прийняті на основі отриманих графічних залежностей. Особливо це стосується параметрів рухомої платформи, які мають обмеження діапазону їх варіювання з обох кінців асимптотичними ділянками.

Додатково до поставленої мети підтверджено економічну ефективність від впровадження результатів проведених досліджень. Очікуваний економічний ефект у споживача при конструюванні, виробництві та експлуатації даного механізму паралельної кінематики з трьома приводними важелями, що коливаються в паралельних площинах становить 241800 грн., строк окупності додаткових капітальних витрат – 1,4 роки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компоновки станок с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.
2. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград.2004. - 449с.
3. Дистанционно управляемые роботы и манипуляторы / Под ред. В.С. Кулешова. – М.: Машиностроение, 1986.
4. Hadorn M., Weikert S. Control for Machine Tools with non - linear kinematic // IWF, Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigung ETH Zentrum, Tannenstrasse 3, 8092 Zurich.
5. Honegger M. Nonlinear adaptive control of a 6 DOF parallel manipulator / Institute of Robotics, ETH Zurich, Switzerland .
6. Clavel, R., "Device for the Movement and Positioning of an Element in Space," US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
7. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: / Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Кириченко А.М. та ін. / Під ред, Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ У 3-х част. - Кіровоград, 2003. - Частина Н. Проектування та дослідження вузлів агрегатно-модульного технологічного обладнання. - 286 С.
8. Обработкающее оборудование нового поколения. Концепция проектирования / ЕЛ. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковалев и др.; Под ред. ВЛ. Афоина. - М.: Машиностроение, 2001.-256 с.
9. Zhou K., Mao D., Tao Z. Kinematic Analysis and Application Research on a High-Speed Travelling Double Four-Rod Spatial Parallel Mechanism // Int J Adv Manuf Technol (2002) 19: P. 873-878.

10. Tang X., Wang J., Gao M. Kinematic calibration of gantry hybrid machine tool based on estimation error and local measurement information // Int J. Adv. Manuf. Technol. (2005) 26: 382-390.

11. Пат. на кор. модель 148658 Україна, МПК (2006) B23B41/00 (2021.01). Механізм з паралельною кінематикою / Гречка А.І., Якушева Н.О., Чорний О.С., Петленко М.В.; заявник і патентовласник Центральноукраїнський національний технічний університет. – № u202101884; заявл. 09.04.2021; опубл. 01.09.2021, Бюл. № 35.

12. Шелепко О. В., Кириченко А. М., Гречка А. І. Експериментальне визначення жорсткості багатокоординатного верстата паралельної структури «пентапод». Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету (Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація). Кропивницький, 2018. № 31. С. 104–110.

13. Гернет М.М. Курс теоретической механики : [учебник для вузов] / М.М. Гернет. – М.: Высш. школа, 1981. – 304 с.

14.

https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D1%80%D0%B8%D0%BD%D1%86%D0%B8%D0%BF_%D0%B4%E2%80%99%D0%90%D0%BB%D0%B0%D0%BC%D0%B1%D0%B5%D1%80%D0%B0.

15.

<https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B8%D0%BB%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%86%D1%96%D1%8F>.

16.

<https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%A2%D1%80%D0%B8%D0%BB%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B0%D1%86%D0%B8%D1%8F>.

17. Економічні та організаційно-планові розрахунки при обґрунтуванні доцільності розробки нових виробів //Укладачі: Журило І.В., Полтавець М.М. Кропивницький: ЦНТУ, 2017. 40 с.

18. Організація виробництва на промисловому підприємстві / Під ред. Ю.А. Єгупова Київ: Центр навч. літератури, 2006. 488 с.

19. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник // Под общ. ред. К.М. Великанова. 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1990. 448 с.

20. Positioning Control Systems and Drivers. Compumotor Division, USA, 1994.