

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження елементів конструкції з'єднувально-компенсаційної
муфти засобами комп'ютерного аналізу

Виконав: студент 6 курсу, групи МВнм-61
спеціальності _____

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

_____ Чернявський І.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Керівник

_____ Шанайда В.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

_____ Ярема І.Т.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

_____ Кобельник В.Р.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2021

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Кобельник В.Р.
(прізвище та ініціали)

(підпис)

« »

20__ р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

студенту Чернявському Ігорю Володимировичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Дослідження елементів конструкції з'єднувально-компенсаційної муфти засобами комп'ютерного аналізу

Керівник роботи Шанайда Володимир Васильович, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 15 » січня 2021 року № 4/7-22

2. Термін подання студентом завершеної роботи 21 травня 2021 р.

3. Вихідні дані до роботи кінематична схема вертикально фрезерного верстата з ЧПК; конструкція трикоординатного хрестоподібного стола верстата з ЧПК; результати попереднього аналізу конструкцій з'єднувально-компенсаційних муфт

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити) Аналітичний розділ: провести огляд та виконати аналіз проблематики дипломної роботи; здійснити інформаційно-патентний пошук. Виконати комплекс кінематичних та силових розрахунків. Визначити напрям подальших досліджень. Описати методику та методи проведення дослідження; сформулювати модель вивчення об'єкта дослідження. Відобразити результати оприлюднення отриманих результатів. Розробити заходи з ОП та БНС.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
Титульний аркуш – 1 арк. ф.А1; Кінематична схема верстата – 1 арк. ф.А1;
Аналіз компоновальних схем – 1 арк. ф.А1; Результати патентного аналізу – 1 арк. ф.А1;
Конструкція трикоординатного стола та об'єкта дослідження – 4 арк. ф.А1;
Аналіз конструкцій муфт – 1 арк. ф.А1; Результати досліджень НДС муфти – 1 арк. ф.А1;
Аналіз досліджень динамічних процесів – 1 арк. ф.А1

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Безпека в надзвич. ситуаціях	ст. викл. Клепчик В.М.		
Охор. праці	к.т.н., ас. Сенік А.А.		
Нормоконтроль	к.т.н., доц. Ярема І.Т.		

7. Дата видачі завдання 25 січня 2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Службове призначення та характеристика типового представника об'єкту виробництва	01.02.2021 р.	
2.	Аналіз конструктивних особливостей деталі-представника	05.02. 2021 р.	
3.	Аналіз схем формоутворення	12.02. 2021 р.	
4.	Аналіз компоновальних схем	21.02. 2021 р.	
5.	Кінематичний розрахунок	02.03. 2021 р.	
6.	Інформаційно-патентний огляд	16.03. 2021 р.	
7.	Аналіз методик та методів для виконання дослідження	30.03. 2021 р.	
8.	Розробка математичної моделі проведення дослідження	06.04. 2021 р.	
9.	Аналіз отриманих результатів	13.04. 2021 р.	
10.	Розробити заходи з охорони праці	20.04.2021 р.	
11.	Розробити заходи з безпеки у надзвичайних ситуаціях	28.04. 2021 р.	
12.	Оформлення графічної частини	11.05. 2021 р.	
13.	Оформлення пояснювальної записки	18.05. 2021 р.	
14.	Оформлення презентації доповіді	20.05. 2021 р.	

Студент

_____ (підпис)

Чернявський І.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Шанайда В.В.

_____ (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Чернявський І.В.; "Дослідження елементів конструкції з'єднувально-компенсаційної муфти засобами комп'ютерного аналізу". 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2021 р.

Мета дослідження – визначення величин переміщень, контактних та сумарних напружень у конструктивних елементах пружно-компенсаційної муфти із зірочкою в конструкції приводу руху поздовжніх подач стола вертикально-фрезерного верстата..

Задачі дослідження:

- провести інформаційно-патентне дослідження проблеми стосовно проектування конструктивних елементів з'єднувальних муфт;
- провести огляд методик аналізу напружено-деформованого стану об'єкта досліджень;
- встановити методи та алгоритми для вирішення задачі з дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції муфти в тривимірній системі;
- виконати комплекс розрахунків для визначення навантажень у процесі механічної обробки;
- провести аналіз схем формоутворення та ймовірних компоновальних схем верстата для забезпечення процесу механічної обробки;
- провести кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата;
- створити твердотілу модель пружно-компенсаційної муфти;
- провести дослідження впливу механічних конструктивних елементів муфти на її експлуатаційні характеристики.

Об'єкт дослідження. Пружно-компенсаційна муфта передачі крутного моменту приводу руху поздовжніх подач стола верстата.

Предмет дослідження. Напружено-деформований стан елементів півмуфти: згинні та контактні напруження, пружні переміщення (жорсткість)

елементів конструктивних елементів пружно-компенсаційної муфти.

Методи дослідження. Положення теорії передачі та трансформації крутного моменту; метод кінцевих елементів; метод теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу.

Загальні висновки:

1. У досліджуваного типу верстата сформовано чотири кінематичні групи. Для кожної кінематичної групи визначено внутрішні кінематичні зв'язки.
2. Розроблено і побудовано принципову структурно-кінематичну схему верстата.
3. В конструкцію приводу подач включено високомоментний привідний двигун серії *ПВ*, котрий є зв'язаним з ходовим гвинтом.
4. Проаналізовано комплекс рухів формоутворення для процесу механічної обробки деталі.
5. Проведено опис компоувальної схеми верстата.
6. Виконані дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції пружно-компенсаційної муфти із пружним елементом у вигляді зірочки наглядно продемонстрували велику металоємність цієї конструкції.
7. Враховуючи можливості застосування технологій генеративного дизайну та можливості сучасних матеріалів, доведено доцільність модернізації конструкції такої муфти через зміну її геометричних параметрів або використання інших матеріалів для виготовлення передавально-навантажувальних елементів пружно-компенсаційної муфти із зірочкою.
8. Для рівномірного розподілу контактних навантажень по внутрішній посадочній поверхні півмуфт доцільно внутрішню посадочну поверхню ступиці виконувати під шліцеву посадку.
9. Передбачити можливість використання пружного елемента (зірочки) як елемента із змінним кутовим кроком та змінною жорсткістю.
10. Для встановлення максимально наближених до дійсності величин сумарних переміщень доцільно застосовувати "елементи прокладки" з

геометричними параметрами, які не перевищують 10 відсотків від дійсних геометричних розмірів досліджуваних деталей.

Cherniavskiy I.; " Study of structural members of a flexible muff coupling by computer analysis technique". 133 - Industrial engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2021.

The purpose of the study is to determine the values of displacements, contact and total stresses in the structural elements of the elastic-compensation coupling with an asterisk in the design of the drive of the longitudinal feeds of the table of the vertical milling machine.

Research objectives:

- to carry out information-patent research of a problem concerning designing of constructive elements of connecting couplings;
- to review the methods of analysis of the stress-strain state of the object of study;
- identify methods and algorithms for solving the problem of studying the stress-strain state of the structural elements of the coupling in a three-dimensional system;
- perform a set of calculations to determine the loads in the process of machining;
- to analyze the shaping schemes and probable layout schemes of the machine to ensure the machining process;
- to carry out kinematic calculation of the drive of the main movement of the machine;
- to create a solid model of the elastic-compensation coupling;
- to study the influence of mechanical structural elements of the coupling on its operational characteristics.

Subject of study: this is the stress-strain state of the elements of the half-coupling: bending and contact stresses, elastic displacements (stiffness) of the elements of the structural elements of the elastic-compensation coupling.

Research methods: these are the provisions of the theory of transmission and transformation of torque; finite element method; method of elasticity theory, strength theory, mathematical analysis.

General conclusions:

1. In the studied type of machine formed four kinematic groups. Internal kinematic connections are defined for each kinematic group.
2. The basic structural and kinematic scheme of the machine is developed and constructed.
3. The design of the feed drive includes a high-torque drive motor of the PV series, which is connected to the lead screw.
4. The complex of forming movements for the process of machining a part is analyzed.
5. A description of the layout of the machine was done.
6. Studies of the stress-strain state of the structural elements of the elastic-compensation coupling with an elastic element in the form of asterisk clearly demonstrated the high metal content of this structure.
7. Taking into account the possibilities of generative design technologies and the possibilities of modern materials, the expediency of modernization of such coupling design due to change of its geometrical parameters or use of other materials for production of transmission-loading elements of elastic-compensation coupling with sprocket is proved.
8. For uniform distribution of contact loadings on an internal landing surface of half couplings it is expedient to carry out an internal landing surface of a nave to carry out fora splined landing.
9. Provide for the possibility of using an elastic element (asterisk) as an element with variable angular pitch and variable stiffness.
10. To establish the values of total displacements as close as possible to reality, it is expedient to use "gasket elements" with geometrical parameters that do not exceed 10 percent of the actual geometric dimensions of the investigated parts.

З М І С Т

	стор.
ВСТУП	10
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	12
1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи	12
1.2. Інформаційно-патентний пошук	13
1.2.1. Огляд конструкцій пружних і запобіжних муфт	13
1.2.2. Теоретичний базис аналізу задач напружено-деформованого стану	15
1.2.3. Огляд типових конструкцій муфт	18
1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження	21
2. ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ	22
2.1. Розробка, обґрунтування та опис компоновки об'єкта проектування	22
2.2. Вибір та обґрунтування принципової структурно-кінематичної схеми верстату	26
2.3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху	28
2.4. Характеристика приводу подач	33
2.4.1. Опис конструкції і принципу роботи приводу подач	35
2.4.1.1 Структура приводу подач	36
2.4.1.2. Конструктивні параметри передачі гвинт – гайка кочення	37
2.5. Висновки по розділу	41
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА	42
3.1. Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР	42
3.2. Аналіз твердотілої моделі з'єднувальної муфти	43
3.3. Алгоритм дослідження НДС твердотілої комп'ютерної	47

	моделі півмуфти пружно-компенсаційної муфти	
3.4.	Аналіз результатів досліджень	52
3.5.	Висновки та рекомендації	56
3.6.	Дослідження динамічної моделі пружно-компенсаційної муфти	57
3.6.1.	Зірочка з рівномірним кутовим кроком і жорсткістю	57
3.6.1.1.	Комп'ютерне моделювання	57
3.6.1.2.	Зірочка із змінними кутовим кроком і жорсткістю	61
4.	ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	67
4.1.	Охорона праці	67
4.1.1.	Вплив шуму на організм людини і розробка заходів щодо зниження рівня шуму	67
4.1.2.	Будівельно-акустичні заходи при боротьбі з шумом	68
4.1.3.	Заходи щодо зниження рівня механічного шуму	69
4.2.	Безпека у надзвичайних ситуаціях	70
4.2.1.	Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів	70
4.2.2.	Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання	72
4.2.3.	Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу хімічного і бактеріологічного ураження	75
	Загальні висновки	76
	Бібліографія	77
	Додатки	81

ВСТУП

Аналіз різноманітних конструкцій вузлів та механізмів у складі металообробного обладнання та інших виконавчих блоків й агрегатів демонструє широке використання з'єднувальних елементів між джерелом руху та виконавчим механізмом. У випадку використання ходових гвинтів для перетворення обертового руху гвинта у зворотно-поступальний рух стола верстата ми завжди спостерігаємо наявність з'єднувальної муфти між вихідним валом електродвигуна та фланцем або шийкою ходового гвинта.

У процесі розвитку інженерної думки та нових досягнень у науковому вивченні технічних проблем та протиріч [20] систематично вдосконалювали конструкції муфт, забезпечували їх комплексну дію. Вагому роль, при цьому, відіграли методи математичного та кінематичного аналізу точності взаємного позиціонування окремих деталей та вузлів верстатного обладнання [21], дослідження напружено-деформованого стану як конструкції в цілому, так і її окремих елементів [22, 23]. Серед теоретичних аспектів також слід відзначити дослідження динамічних процесів, які мають місце у будь-якому механізмі чи вузлі з обертовим або зворотно-поступальним рухом [19, 24]. Широке використання засобів автоматизації проєктування та розрахунків [15, 16, 18, 24] дозволяє провести всебічний аналіз конструкції в цілому та її окремих елементів, запропонувати та обґрунтувати вибір нових конструктивних рішень, сучасних матеріалів, методів механічної та фізико-технічної обробки поверхонь.

Серед величезного різноманіття конструкцій з'єднувальних муфт [2, 3] окрему нішу займають з'єднувально-компенсаційні муфти. Наявність у їх конструкції пружного елемента дещо ускладнює алгоритм їх вивчення при різних режимах навантаження, тому ця група муфт потребує додаткових досліджень. Особлива увага нами звернена на вивчення напружено-деформованого стану передавальних навантаження елементів і встановлено вплив інерційних характеристик елементів приводу на стабільність показників обертового руху як ведучої, так і веденої частин з'єднувально-компенсаційні муфти.

У процесі виконання магістерської роботи нами використано методи математичного моделювання, твердотілого моделювання, алгоритми вивчення напружено-деформованого стану на базі методу скінченних елементів. Нами також встановлено, що елементи фіксації окремих елементів конструкції як жорстко зацімлених не відповідає реальному стану справ і для встановлення максимально наближених до дійсності величин сумарних переміщень доцільно застосовувати "елементи прокладки" з геометричними параметрами, які не перевищують 10 відсотків від дійсних геометричних розмірів досліджуваних деталей.

Одним із перспективних напрямів для подальшого вивчення нами визначено напрям з вивчення пружних елементів з'єднувально-компенсаційні муфти із змінною жорсткістю. Такий параметр може бути забезпечений як конструктивно, так і властивостями самого матеріалу. Можливість використання засобів програмування в системах автоматизованого проектування дозволяє задавати змінну жорсткість в залежності від величин кутових переміщень елементів конструкції або в залежності від величини навантаження ведучих та ведених елементів з'єднувально-компенсаційної муфти.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Огляд та аналіз проблематики дипломної роботи

З'єднувальні, запобіжні, трансформуючі та муфти комбінованої дії є одним з найбільш розповсюджених видів механічних передач, які є невід'ємною частиною більшості сучасних машин та в значній мірі визначають їхню якість і надійність. Підвищення технічних і експлуатаційних характеристик з'єднувальних вузлів, особливо на стадії їхнього проектування, є актуальним завданням. Саме цим можна пояснити інтенсивні дослідження з удосконалення старих і по створенню нових систем зачеплення та передачі обертового моменту.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи з'єднувальних муфт є поява та успішне застосування різних конструкцій півмуфт з модифікаціями їх геометричного профілю. У наш час відома велика кількість способів таких модифікації, галузі застосування яких постійно збільшуються. Однак існуючі підходи модифікації не задовольняють практику створення нової техніки, тому що не мають загальної концепції розрахунку та проектування. Тому задача розвитку теорії модифікації складових елементів з'єднувальних, запобіжних та інших різних видів муфт є актуальною та має важливе наукове, та практичне значення [1-3].

Таким чином, актуальність роботи визначається необхідністю розрахунку і проектування різноманітних модифікованих геометричних профілів елементів конструкції муфт у зв'язку з підвищенням вимог до їхньої якості та довговічності.

1.2 Інформаційно-патентне дослідження

1.2.1. Огляд конструкцій пружних і запобіжних муфт

Пружно-компенсаційні муфти відносять до категорії муфт комбінованої дії. Серед загальної типології виділяють конструкції пружних чи запобіжних муфт та їх комбінацій. Всі типи муфт активно використовують в конструкціях механізмів і машин, верстатобудуванні та в галузевому машинобудуванні. У машинобудівній галузі часто застосовують компенсаційні муфти різноманітних конструкцій [2]. До найбільш ефективних відносять пружні муфти, котрі дозволяють компенсувати як нерівномірності зміщення валів, так і пом'якшувати динамічні навантаження, гасити не вимушені крутильні коливання.

Рухомі компенсуючі муфти умовно можна поділити на три основних типи:

- жорсткі компенсуючі;
- шарнірні;
- пружно компенсуючі.

Запобіжні муфти жорсткої дії спрямовані на компенсацію лише загальних видів зміщень, а пружно-компенсуючі допускають також зміщення елементів у тангенціальному напрямі через деформацію проміжного пружного елемента муфти. Шляхом тангенціального переміщення елементів муфти один відносно одного проходить компенсація нерівномірності взаємного розміщення елементів приводу при обертовому русі валів, компенсація ударів та поштовхів, а також мінімізація вимушених крутильних коливань.

Шарнірні муфти, витримують кутове зміщення до $35...45^\circ$ і при цьому зберігають правильний контакт елементів зачеплення.

Науковцями ТНТУ [3] проведено детальний огляд конструктивних особливостей різних видів і типів муфт, встановлено специфіку і характеристики видоспецифічного навантаження, яке приймають на себе муфти (див. рис. 1.1), подано конструктивно-схемний аналіз різних технічних рішень, сформована теоретична база для розрахунку та проектування муфт, подано результати їх досліджень. На основі отриманих даних зроблено висновок про доцільність додаткового вивчення окремих елементів пружно-компенсаційних

муфт різного функціонального призначення та різноманітних типорозмірів.

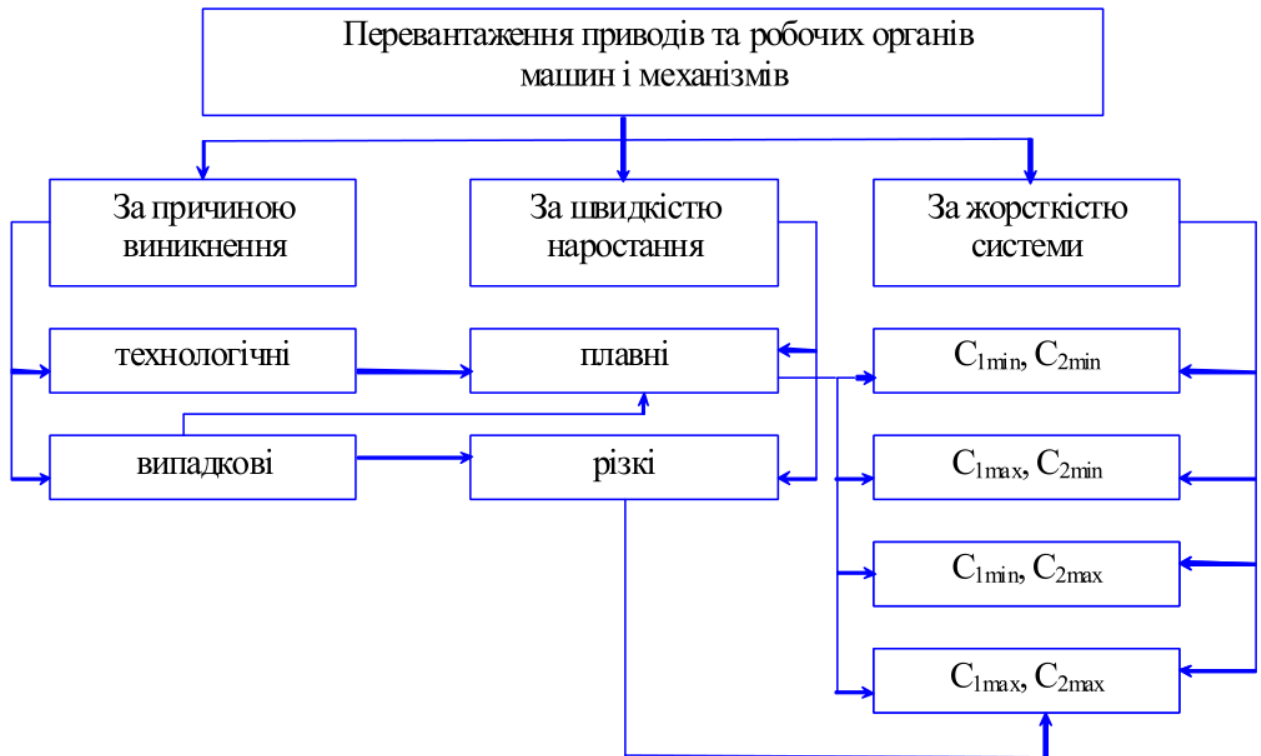


Рисунок 1.1 Аналіз варіантів перевантажень механізмів та машин

Компенсуючі муфти, а особливо пружно-компенсаційні, здатні нівелювати технологічні поштовхи та компенсувати ударні навантаження, здатні суттєво зменшувати рівень резонансних коливань. Через особливості конструкції таких муфт вони здатні компенсувати невідповідність у співвісності з'єднаних валів в широкому діапазоні як кутових, так і лінійних відхилень.

Серед факторів, які мають місце у процесі експлуатації механізмів, машин і верстатного обладнання, нерідко виникають динамічні перевантаження. За таких умов можливі суттєві переміщення одних частин обладнання по відношенню до інших і поломки окремих складових цих механізмів. Такі перевантаження можуть бути зумовленими як технологічними процесами, так і випадковими станами. Технологічні перевантаження можна попередити на етапі вибору раціональних параметрів при технологічних процесів. Виникнення ж випадкових перевантажень важко спрогнозувати і єдиним способом захистити механізми від поломок є використання в конструкціях машин муфт з пружно-запобіжними чи компенсаційними

елементами [4-9].

Одним із критеріїв, який суттєво впливає на ефективність експлуатаційних показників є технологічність конструкції муфти як механізму в цілому. При аналізі конструкції муфти на технологічність перевіряють можливість спрощення конструктивного рішення та заміни матеріалу її деталей на більш технологічні та універсальні; розглядають геометрію деталей з рекомендаціями до використання більш раціональної форми з доступними поверхнями для механічної обробки; можливість зменшення прямих і не прямих матеріало- і затрат праці на виготовлення та складання; зменшення кількості поверхонь, які піддають механічній обробці; наявність на деталях простих поверхонь для базування у процесі механічної обробки; можливість реалізації раціонального способу отримання заготовки.

1.2.2. Теоретичний базис аналізу задач напружено-деформованого стану

Завдання з визначення напружено-деформованого стану технічного об'єкта можна подати у варіаційній постановці [10]. Враховуючи, що умова мінімуму повної енергії системи у вигляді варіації може бути подана:

$$\delta \mathcal{E}(u) = 0, \quad (1.1)$$

то така задача може мати вирішення у наступному поданні:

$$\mathcal{E}(u) = \frac{1}{2} \iiint_V (Au)^T DAu \, dV - \iint_{s1} (u)^T g_s \, dS - \iiint_V (u)^T \rho \, dV, \quad (1.2)$$

де $\mathcal{E}(u)$ – повна енергія пружної системи (ПС),

u – переміщення елементів ПС,

A – матриця операційного диференціювання,

D – матриця констант пружних характеристик.

При розгляді пружного кінцевого елемента з 8-ма вузлами (рис.1.2), ймовірна множина переміщень може бути представленою як лінійна регресія загального виду:

$$u_i^r(x, y, z) = a_{1i} + a_{2i}x + a_{3i}y + a_{4i}z + a_{5i}xy + a_{6i}yz + a_{7i}xz + a_{8i}xyz, \quad (1.3)$$

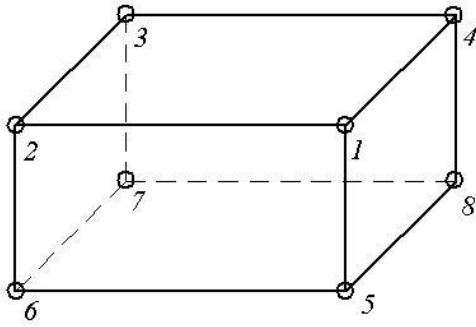


Рисунок 1.2. Схема кінцевого 8-ми вузлового елемента.

$$u^r = U^r q^r, \quad (1.4)$$

$$\varepsilon^r = Au^r = AU^r q^r = B^r q^r, \quad (1.5)$$

$$\sigma^r = D\varepsilon^r = DB^r q^r, \quad (1.6)$$

де, u^r , ε^r , σ^r – вектори окремих переміщень, пружних деформацій та напружень в елементі r ; U^r – матриця апроксимуючих функцій та q^r – вузлові пружні переміщення в межах елемента.

Представлені формули справджуються для довільного вузла досліджуваної системи. Провівши дискретизацію пружного тіла на систему окремих компонентів, можна скласти систему рівнянь рівноваги для кожного вузла. Ці рівняння, в об'єднаному вигляді, характеризують залежності впливу зовнішніх сил на вузлові переміщеннями як для окремо обраного скінченного елемента, так і всього тіла:

$$Kq = P + \tilde{P}, \quad (1.7)$$

де, K – матриця жорсткості всього об'єму фізичного тіла;

q – вузлові переміщення в об'ємі фізичного тіла;

P – вектор зосереджених сил в вузлах скінченних елементів чи тіла;

\tilde{P} – вектор вузлових сил, котрий є еквівалентним зовнішньому вузловому навантаженню.

Розв'язок лінійних алгебраїчних рівнянь (1.7) можна подати у вигляді матриці досліджуваних переміщень у вузлових точках. На наступному етапі досліджень, використовуючи значення вузлових переміщень, можна вирахувати значення складових компонентів векторів переміщень та встановити положення тензору напруженого стану.

Для вирішення задач напружено-деформованого стану об'єкта необхідно попередньо призначити граничні умови, які повинні мати наступний вигляд

(1.8) – (1.9). Враховуючи наявність фіксованого кріплення півмуфт на циліндричній поверхні вала, то має виконуватися вимога:

$$u_{val}(x, y, z) = 0, \quad (1.8)$$


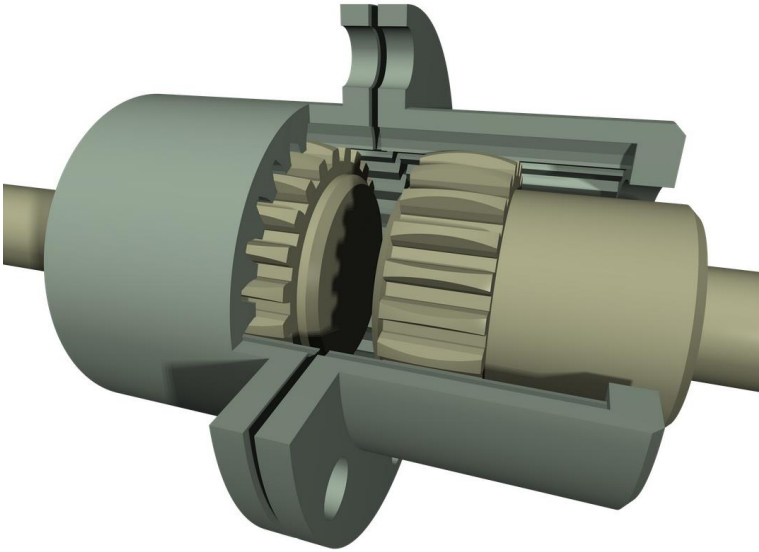
а на контактуючих поверхнях, де задані значення та характер навантаження контактних поверхонь, виникає, відповідно, нормальна напруга, котра пропорційна до прикладеного крутного навантаження. На інших поверхнях ведучої та веденої півмуфт, які не несуть активного навантаження, нормальна напруга прямує до нуля, і ця ситуація відповідає граничній умові:


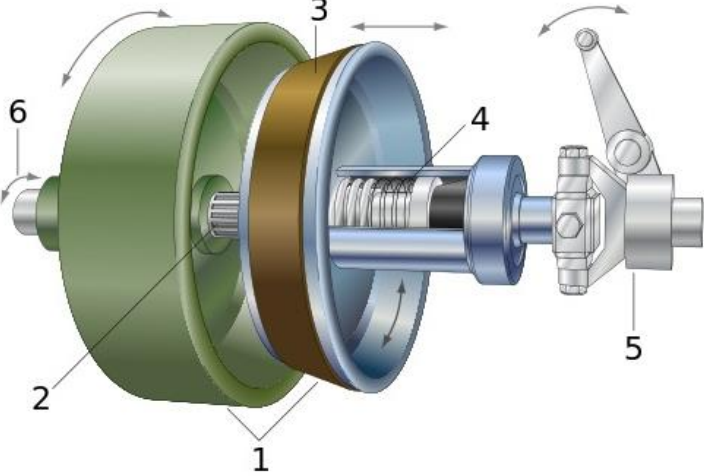
$$\sigma_N \rightarrow 0, \quad (1.9)$$

При використанні сучасних систем САПР інженер має можливість в першому наближенні оцінити вплив параметрів модифікації геометричного профілю на жорсткість елементів конструкції з одночасним врахуванням напружень розтягу-стиску, згинних деформацій, контактних напружень як на основних поверхнях так і на перехідних ділянках криволінійних елементів профілю досліджуваної деталі.

На практиці, задачі з дослідження напружено-деформованого стану вирішують методом ітерацій: на першому етапі отримують характеристики пружних переміщень та величини контактних напружень та напружень згину конструктивних елементів базового варіанту об'єкта; на другому етапі проводять розрахунок пружних переміщень та згинних напружень для модифікованого профілю об'єкта проєктування; на третьому етапі здійснюють порівняння отриманих результатів і приймають рішення про модифікацію геометричної форми об'єкта чи зміну його конструктивної схеми в цілому.

1.2.3. Огляд типових конструкцій муфт

№	Зображення (схема)	Опис
1.		<p>Конвеєрна муфта. Зубчата муфта.</p> <p>Призначена для передачі значних крутних моментів від силового агрегата до виконавчого механізму.</p> <p>Дозволяє компенсувати невідповідності в осьовому розміщенні веденого та ведучого валів</p>
2.		<p>Твердотіла модель зубчатої муфти.</p> <p>Виконує передавально-запобіжну функцію.</p> <p>Фланці стягують трьома-чотирма болтами діаметри яких розраховують з умов забезпечення міцності на зріз та зминання.</p>

№	Зображення (схема)	Опис
3.		<p>З'єднувально-запобіжна муфта.</p> <p>Призначена для передачі помірних крутних моментів від силового агрегата до виконавчого механізму. Дозволяє компенсувати невідповідності в осьовому розміщенні веденого та ведучого валів</p>
4.		<p>Твердотіла модель фрикційної муфти.</p> <p>Виконує передавально-запобіжну функцію. Півмуфти 1 входять у зачеплення через фрикційну накладку 3. Ведуча півмуфта вільно обертається на веденому валі 2. Зачеплення включають через важіль 5 і регулюють компенсаційним механізмом 4.</p>

№	Зображення (схема)	Опис
5.		<p>З'єднувально-запобіжна еластична тороподібна муфта.</p> <p>Призначена для передачі помірних крутних моментів.</p> <p>Дозволяє компенсувати невідповідності у відхиленнях від співвісності розміщення веденого та ведучого валів</p>
6.		<p>З'єднувально-запобіжна еластична муфта.</p> <p>Призначена для передачі не великих крутних моментів.</p> <p>Дозволяє компенсувати невідповідності у відхиленнях від співвісності розміщення веденого та ведучого валів</p>

1.3. Висновки по розділу, постановка мети та задач дослідження

Мета і задачі дослідження. *Метою роботи є* визначення величин переміщень, контактних та сумарних напружень у конструктивних елементах пружно-компенсаційної муфти із зірочкою в конструкції приводу руху поздовжніх подач стола вертикально-фрезерного верстата.

Для досягнення мети у роботі поставлено до вирішення наступні задачі:

- провести інформаційно-патентне дослідження проблеми стосовно проектування конструктивних елементів з'єднувальних муфт;
- провести огляд методик аналізу напружено-деформованого стану об'єкта досліджень;
- встановити методи та алгоритми для вирішення задачі з дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції муфти в тривимірній системі;
- виконати комплекс розрахунків для визначення навантажень у процесі механічної обробки;
- провести аналіз схем формоутворення та ймовірних компоновальних схем верстата для забезпечення процесу механічної обробки;
- провести кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата;
- створити тверdotілу модель пружно-компенсаційної муфти;
- провести дослідження впливу механічних конструктивних елементів муфти на її експлуатаційні характеристики.

Об'єкт дослідження. Пружно-компенсаційна муфта передачі крутного моменту приводу руху поздовжніх подач стола верстата.

Предмет дослідження. Напружено-деформований стан елементів півмуфти: згинні та контактні напруження, пружні переміщення (жорсткість) елементів конструктивних елементів пружно-компенсаційної муфти.

Методи дослідження. Положення теорії передачі та трансформації крутного моменту; метод кінцевих елементів; метод теорії пружності, теорії міцності, математичного аналізу.

РОЗДІЛ 2

ДОСЛІДНО-ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Розробка, обґрунтування та опис компоновки об'єкта проектування

Виходячи із заданих рухів інструмента відносно деталі, що обробляється, можна розглянути всю сукупність можливих базових компоновок, користуючись методом Ю. Д. Врагова [11].

Якщо вибрати прямокутну систему координат, що орієнтована в нерухомому просторі, то мінімальне число рухомих вузлів. Позначивши нерухомий вузол символом O, а рухомі вузли символами X, Y, Z, які переміщуються прямолінійно по відповідним осям координат, то множина всіх варіантів визначається перестановками символів в структурній формулі XYZO. Загальне число перестановок, а отже і число можливих компоновок верстату буде $4!=24$.

Всі можливі варіанти компоновок можна звести в матрицю компоновок. Стовпці матриці показують розміщення нерухомого вузла. Із всієї множини можливих для заданих рухів варіантів компоновки необхідно вибрати один, найкращий для верстата, що конструюється і конкретних умов його використання на виробництві.

Матриця варіантів компоновок

ZYXO	ZXOY	ZOXY	OZXY
ZXYO	ZYOX	ZOYX	OZYX
XZYO	XZOY	XOZY	OXZY
YZXO	YZOX	YOZX	OYZX
XYZO	XYOZ	XOYZ	OXYZ
YXZO	YXOZ	YOXZ	OYXZ

Велике число компоновок і необхідність об'єктивності при відборі роблять бажаним застосування математичних методів відбору, для чого

потрібна формалізація, з одної сторони компоновок, а з іншої - ознак відбору. Формалізація проходить записом формул компоновок [12] і ознак відбору символами: 1 - вертикально-рухомий вузол; 1 - горизонтально-рухомий вузол (чи не вертикально-рухомий вузол); 0 - нерухомий вузол; знак «-» над символом означає «не».

Із таблиці 4 [11] вибираємо структурні умови відбору компоновки, які будуть відбивати необхідні умови роботи верстата і його структуру.

1. Умова відбору компоновки:

Виключення впливу маси заготовки при підйомі і опусканні. Формулювання структурної ознаки. Заготовка вертикального переміщення не має.

Позначення і формула множини:

$$M1.1. = \overline{1101} + \overline{1000} + 00\overline{00}$$

2. Умова відбору компоновки:

Скорочення розмірного ланцюга, що забезпечує паралельність осі шпинделя з аксіальним переміщенням.

Формулювання структурної ознаки:

Аксіально-рухомим є шпиндельний блок компоновки.

Позначення і формула множини:

$$M2.2 = \overline{\overline{\overline{Z}}\overline{Z}}\overline{\overline{Z}}$$

3. Умова відбору компоновки:

Можливість збільшення холостого аксіального ходу для автоматичної заміни інструмента без збільшення вильоту направляючих.

Формулювання структурної ознаки:

Аксіально-рухомий блок примикає до стаціонарного біля вітки інструмента.

Позначення і формула множини:

$$M2.1. = \overline{\overline{\overline{Z}}\overline{O}}\overline{Z} + \overline{\overline{Z}}\overline{O}\overline{\overline{Z}} + 0\overline{\overline{Z}}\overline{\overline{Z}}$$

4. Умова відбору компоновки:

Зменшення кількості великовагових рухомих мас.

Формулювання структурної ознаки:

Переважно рухомий блок (Z) є кінцевим блоком компоновки.

Позначення і формула множини:

$$M3.2. = Z\bar{Z}\bar{Z}\bar{Z} + \bar{Z}\bar{Z}\bar{Z}Z$$

6. Умова відбору компоновки:

Рухомі маси розміщені між двома гілками компоновки.

Формулювання структурної ознаки:

Рухомі блоки розміщені по обидві сторони стаціонарного блока.

Позначення і формула множини:

$$M3.3. = \bar{0}\bar{0}\bar{0}\bar{0} + 0000$$

У виборі умов виникають протиріччя, котрі можна усунути шляхом їх об'єднанням, для того, щоб вибрані компоновки відповідали хоча б одному із критеріїв відбору. Об'єднання умов здійснюється способом диз'юнкції із наступним виключенням дублюючих членів і узагальненням дублюючих множин.

Об'єднання множини M2.1. і M2.2., а також M3.1. і M3.2.

$$M2.1.+M2.2. = \bar{Z}\bar{Z}0Z + \bar{Z}00\bar{0} + 00\bar{Z}\bar{0}$$

$$M3.1.+M3.2. = Z\bar{Z}\bar{Z}0 + 0\bar{Z}0\bar{0} + 00\bar{Z}\bar{0} + 0\bar{Z}\bar{Z}Z$$

В ці множини замість розряду 1 введено позначення Z - що відповідає множині вертикальних компоновок. Обмеженість вертикальними компоновками обумовлена тим, що в машинобудуванні вертикальні компоновки верстатів найбільш поширені.

Записуємо загальну матрицю умов і знаходимо пересічення множин.

$$M1.1. \quad \emptyset + \bar{Z}\bar{Z}0Z + \bar{Z}00\bar{0} + 00\bar{0}\bar{0}$$

$$M2.1.+M2.2. \quad \emptyset + \bar{Z}\bar{Z}0Z + \bar{Z}00\bar{0} + 00\bar{Z}\bar{0}$$

$$M3.1.+M3.2. \quad Z\bar{Z}\bar{Z}0 + 0\bar{Z}0\bar{0} + 00\bar{Z}\bar{0} + 0\bar{Z}\bar{Z}Z$$

$$M3.3. \quad \emptyset + 0000 + 0000 + \emptyset$$

$$\emptyset + \bar{Z}\bar{Z}0Z + \bar{Z}0\bar{Z}\bar{0} + \emptyset$$

Знак \emptyset відповідає нуль-множині, яка виражає протиріччя умов і відсутність пересічення. Узагальнені формули отримані в результаті пересічення множин легко розвертаються в чіткі компонуванняльні схеми.

$$\bar{Z}\bar{Z}0Z = XY0Z \text{ і } YX0Z$$

Позначення \bar{z} означає не вертикальне переміщення тобто переміщення по осі X або по Y.

Так як ці структурні формули принципово не відрізняються одна від одної можна прийняти, що в результаті пересічення отримано структурну формулу $XYOZ_v$.

Розшифруємо другу узагальнену формулу $\bar{z}O\bar{z}O$. В результаті отримаємо дві структурні формули $XOYZ$ і $YOXZ$. Ці формули принципово не відрізняються і несуть одну і ту ж характеристику, тому приймаємо, що в результаті пересічення множин отримаємо структурну формулу $XOYZ_v$.

Із отриманих двох структурних формул слід обрати одну, котра б більш повно відповідала вимогам і цілям поставлених до компоновки верстата, що проектується.

Порівняємо отримані компоновки верстата.

Компоновка б) характерна тим, що горизонтальне переміщення по осі Y здійснює колона. Наявність в компоновці горизонтального переміщення колони значно впливає на жорсткість верстата і на вібростійкість. Компоновка а) немає цього недоліку, стаціонарний блок стоїть між вузлами, які здійснюють горизонтальне переміщення і вертикальне. Маса вузла в компоновці а) значно менша від колони в компоновці б), що збільшує жорсткість несучої системи верстата. Із збільшенням жорсткості покращується динамічна характеристика верстата, зменшуються деформації викликані впливом мас вузлів, що рухаються і як наслідок збільшується точність верстата.

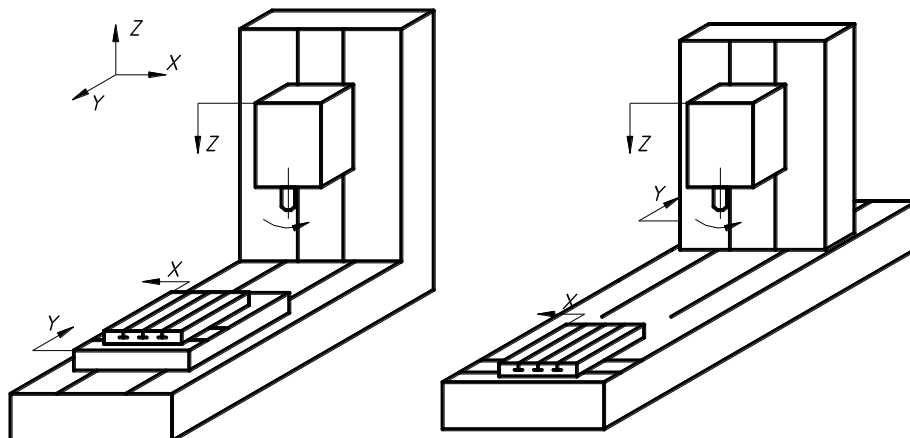


Рисунок 2.1 Теоретичні компоновки верстата

а) компоновка верстата із структурною формулою $XYOZ_v$;

б) компоновка верстата із структурною формулою $XOYZ_v$.

Із сказаного вище випливає, що із двох компоновок верстата є найбільш раціональною компоновка зі структурною формулою $XYOZ_v$.

2.2. Вибір та обґрунтування принципової структурно-кінематичної схеми верстату

Для складання кінематичної структури верстата необхідно визначити кількість виконавчих рухів. Як правило ця кількість відповідає числу простих рухів. Виходячи з аналізу формоутворення видно, що верстат повинен мати чотири виконавчих органи: один - який виконує обертовий і три, котрі виконують поступальні рухи.

Кожен виконавчий рух на верстаті здійснюється кінематичною групою, що являє собою сукупність джерела руху, виконавчого органу, кінематичних зв'язків і органів наладки, що забезпечують необхідні параметри руху [13].



Отже, у верстата будуть чотири кінематичні групи. Для кожної кінематичної групи визначимо внутрішні кінематичні зв'язки.

Кінематична група обертового руху, для неї внутрішнім кінематичним зв'язком буде: шпindel-підшипник, тобто внутрішній кінематичний зв'язок - це сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, які забезпечують якісну характеристику руху, тобто його траєкторію.

Для поступально-рухомої кінематичної групи визначимо джерело руху. У верстатах типу «обробляючий центр» кожна кінематична група має своє джерело руху. Цю функцію виконують електродвигуни.

Джерело руху і внутрішній кінематичний зв'язок поєднує зовнішній кінематичний зв'язок. Це сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, яка забезпечує якісні характеристики руху, тобто швидкість, напрямок, шлях і вихідну точку.

Для заміни і регулювання руху у верстаті використовують спеціальні пристрої, які в загальному випадку називають органами наладки. Отже,

зовнішній кінематичний зв'язок буде мати: орган настройки на рух -  з буквою U і орган настройки на напрямок - .

Враховуючи усе сказане вище, можна побудувати принципову структурно-кінематичну схему верстата, що проектується (рис 3.19).

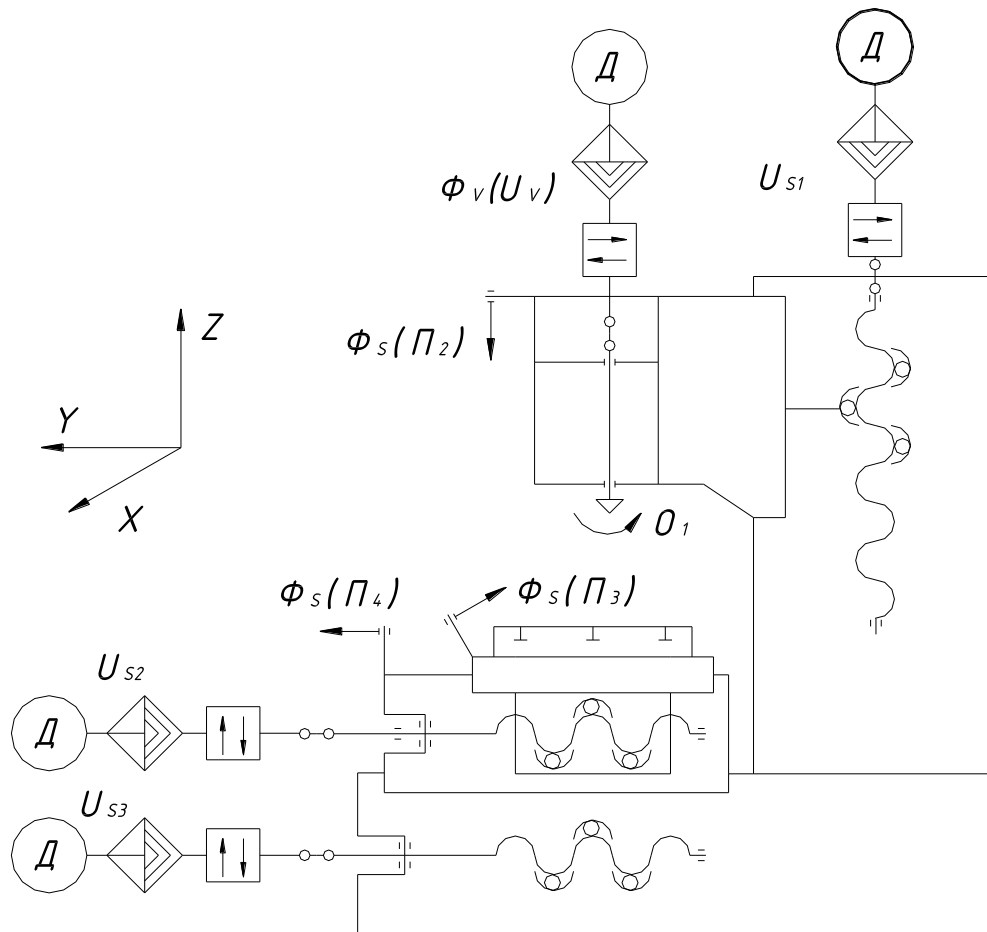






Рисунок 2.2 Структурно-кінематична схема верстата


На схемі вжиті позначення:

а- кінематична група головного руху (обертowego):  - U_v - орган настройки на швидкість головного руху, $\Phi_v(O_1)$;

 - орган настройки на напрямок;

б- кінематична група вертикального поступального руху:  - U_{S1} - орган настройки на рух подачі $\Phi_s(\Pi_2)$;

в- кінематична група горизонтального руху на осі X:  - U_{S2} - орган настройки на рух подачі по осі X, $\Phi_s(\Pi_3)$;

г- кінематична група горизонтального руху по осі Y:  - U_{S3} – орган настройки на рух подачі по осі Y, $\Phi_S(\Pi_4)$.

Для всіх кінематичних груп  - означає електродвигун.

2.3. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Формуємо графік чисел обертів приводу головного руху. Для побудови графіка чисел обертів необхідні такі величини:

1. знаменник « ϕ » ряду чисел обертів – $\phi = 1,12$;
2. мінімальне і максимальне значення кількості обертів шпинделя n_{\min} та n_{\max} , об/хв - $n_{\min} = 20$ об/хв, $n_{\max} = 3150$ об/хв;
3. число ступеней $Z=45$;
4. діапазон регулювання двигуном постійного струму $R_d=3$;
5. мінімальне і максимальне значення обертання шпинделя із постійною потужністю, яке забезпечується двигуном $n_{\min} = 1000$ об/хв, $n_{\max} = 3000$ об/хв.

Побудову ведемо в такій послідовності:

1. уточнюємо числа обертів шпинделя згідно стандартного значення знаменника ϕ і нормалі $H11$;
2. проводимо чотири вертикальні лінії, оскільки привід має чотири валу (з врахуванням пасової передачі і одиничної передачі). На рівній відстані один від одного проводимо горизонтальні лінії, число яких рівне числу ступенів швидкості $Z=45$. Навпроти кожної лінії з правої сторони графіка записуємо значення частот обертання;
3. визначимо характеристику механічної групи X_{EM} , за формулою

$$X_{e_n} = \frac{\lg Z_M}{\lg \phi}, \quad (2.1)$$

де Z_M - число ступенів; ϕ - знаменник ряду.

$$X_{e_n} = \frac{\lg 5}{\lg 1,12} = 14,2 \approx 15$$

Для даної групи проводимо промені - передачі з відстанню між їх кінцями, рівною характеристиці групи;

- кожен промінь на графіку частот обертання відповідає включенню передачі з передаточним відношенням $U=\varphi^m$, де m - число інтервалів $\ln\varphi$, які перетнув промінь. Якщо промінь опускається вниз, передача - понижуюча ($m<0$), якщо вверх - підвищуюча ($m>0$). В приводах головного руху металорізальних верстатів рекомендовані значення передаточних чисел повинні знаходитись в межах:

$$\frac{1}{4} \leq U \leq 2,$$

враховуючи це промінь понижуючої передачі опускаємо на величину, яка межує з граничною, тобто на 10 поділок вниз, а підвищуючі на 5 поділок вверх;

- в структуру приводу включаємо передачу, яке передає крутний момент від шпинделя на вал пасової передачі з передаточним відношенням рівним одиниці $U=1$;
- максимальні значення обертів двигуна і шпинделя однакові, так як в структурі знаходиться підвищуюча передача, то пасова передача, яка передає крутний момент від двигуна на вал повинна мати понижуюче передаточне відношення $U_{\text{ПАС}}=1/U_3$.

При побудові графіка чисел обертів промінь підвищувальної передачі піднятий на 5 поділок враховуючи те, що привід головного руху повинен працювати з постійною потужністю при числах обертів від 3150 об/хв до 1000 об/хв. Промінь понижуючої передачі опущений на 10 поділок, для забезпечення роботи приводу головного руху верстата при частотах обертання від 560 об/хв до 180 об/хв.

Після побудови графіка частот обертання шпинделя, легко визначити передаточні відношення всіх передач приводу. Вони визначаються за формулою $U=\varphi^m$, де m - число інтервалів, що пересік промінь, φ - знаменник ряду. Визначаємо передаточне відношення пасової передачі. Промінь опущений на 5 інтервалів вниз, отже:

$$U_{\text{пас}} = \varphi^{-m} = 1.12^{-5} = 0,56 \quad (2.2)$$

Передаточне відношення одиничної передачі рівне $U_1=\varphi^0=1$.
 Передаточне відношення підвищувальної передачі рівне $U_3=1,12^5=1,68$, тому,
 що промінь піднятий на 5 інтервалів.

Понижуюча передача буде із передаточним відношенням рівним
 $U_2=1,12^{-10}=0,338$, через те, промінь опущений на 10 поділок вниз.

Розрахувавши значення передаточних відношень для кожної групи
 можна визначити числа зубів окремих пар зубчастих коліс, що входять в неї.
 При цьому приймають, що модуль всіх зубчастих коліс групи однаковий, а
 міжосьова відстань незмінна. Виходячи з цієї умови можна записати наступну
 систему рівнянь:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = \sum Z \\ \frac{Z_1}{Z_2} = U_1 \end{cases} \quad (2.3)$$

Приймаючи $Z_1=38$ і виходячи з конструктивних міркувань знаходимо

$$Z_2 = \frac{38}{U_1} = \frac{38}{1} = 38$$

Знайшовши кількість зубів зубчастих коліс першої групи знаходимо
 числа зубів другої групи. Записуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \sum Z \\ \frac{Z_3}{Z_4} = U_2, \quad \frac{Z_5}{Z_6} = U_3 \end{cases} \quad (2.4)$$

Числа зубів, що можуть бути отримані в результаті рішення системи
 рівнянь часто бувають дробовими, тому зрозуміло, що їх необхідно
 заокруглювати до цілих чисел. Проте, в кінці ці заокруглення можуть суттєво
 вплинути на точність передаточних відношень і привести до того, що
 фактичні числа обертів можуть відрізнятись від табличних більш ніж на ± 10 .
 В зв'язку з цим пропонується табличний метод знаходження чисел зубів
 меншого колеса для заданого передаточного відношення і вибраної величини
 $\sum Z$.

Прийнявши $\sum Z = 91$ (з конструктивних міркувань) знайдемо числа
 зубів коліс підвищувальної передачі з передаточним відношенням $U_2=0,338$.

по таблиці 2 Нормалі для $\Sigma Z = 91$ і $U_2 = 0,338$ число зубів меншого колеса рівне 34, а число зубів більшого колеса знаходимо

$$\Sigma Z - Z_{min} = Z,$$

де $Z_{min} = Z_4 = 34$. $91 - 34 = 57$.

Отже, число зубів великого колеса рівне $Z_3 = 57$.

Для понижувальної передачі числа зубів знаходимо аналогічно.

$\Sigma Z = 91$, $U = 1,76$ із таблиці 2 знаходимо $Z_{min} = Z_5 = 23$.

$\Sigma Z - Z_5 = Z_6$, $91 - 23 = 68$.

Отже, числа зубів для понижувальної передачі становлять $Z_5 = 23$ і $Z_6 = 68$.

Знаючи передаточні відношення, числа зубів коліс кожної групи і структуру приводу побудуємо кінематичну структуру приводу головного руху.

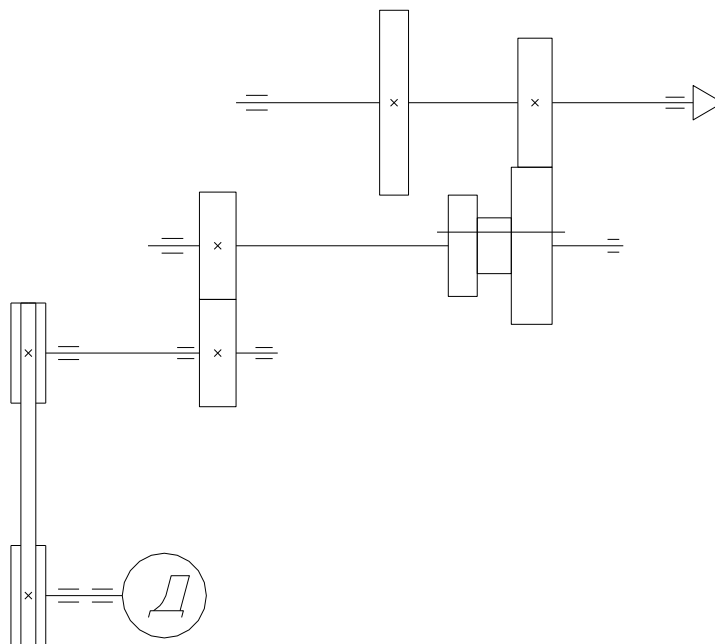


Рисунок 2.3. Кінематична структура приводу головного руху.

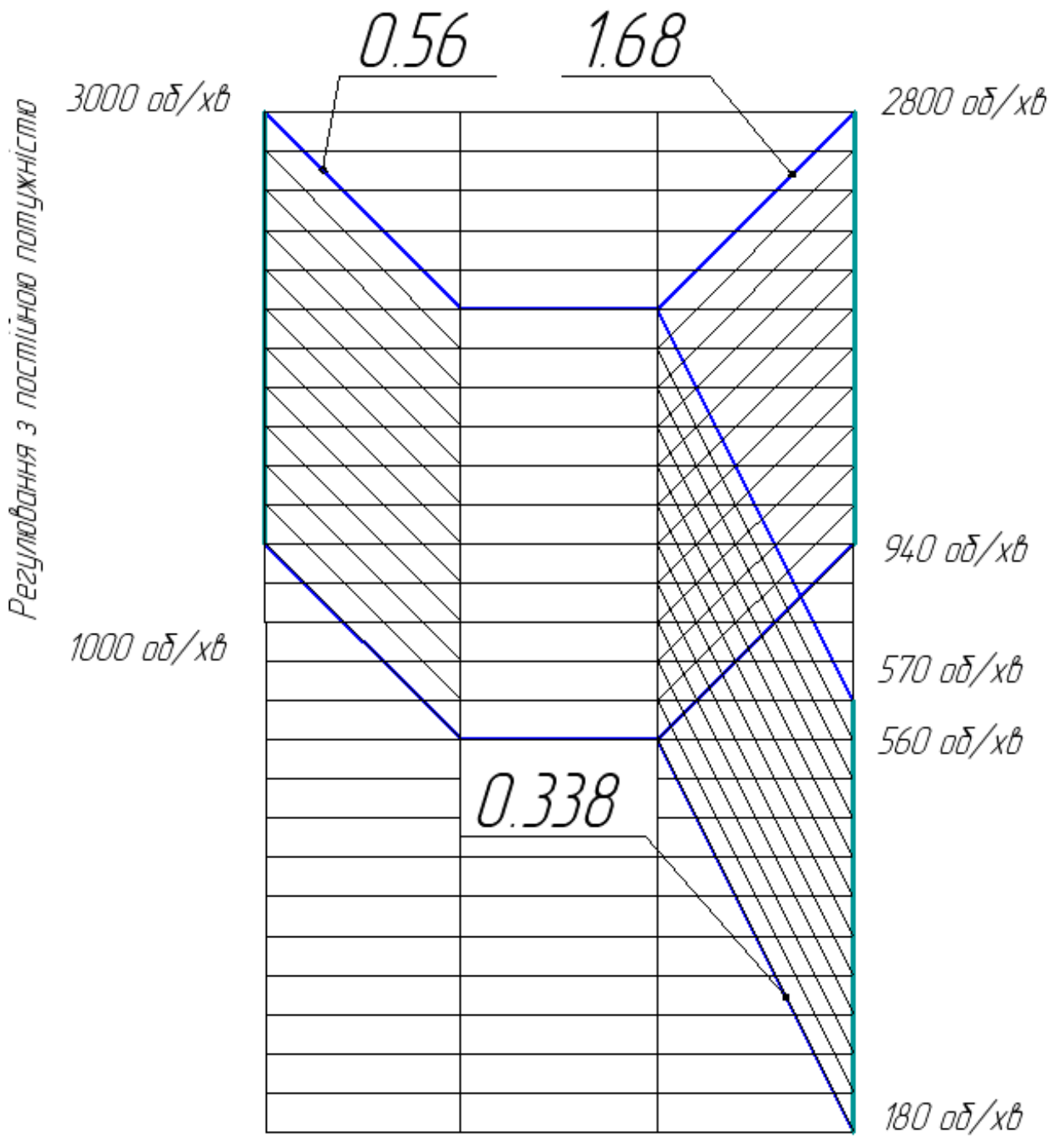


Рисунок 2.4. Графік чисел обертів.

2.4. Характеристика приводу подач

До приводів подач багатоцільового верстата висувають наступні вимоги:

- мінімальні габарити електродвигуна при високому крутному моменті;
- висока максимальна швидкість;
- допустимі значні перевантаження приводу в повторно-короткочасному режимах роботи;
- широкий діапазон регулювання;
- висока стабільність характеристик і в першу чергу підсилювача і тахогенератора;
- висока швидкодія при аперіодичному характері перехідних процесів розгону і гальмування;
- висока швидкодія при скиданні і накиданні навантаження і при реверсі під навантаженням на малих частотах обертання;
- висока рівномірність руху при різному навантаженні на всіх швидкостях, аж до самих малих;
- висока надійність і ремонтпридатність;
- зручність конструктивної установки двигуна на верстаті і умонтування на ньому ніші;
- малі габаритні розміри;
- простота наладки, ремонту та експлуатації;
- висока уніфікація вузлів і окремих елементів.

Всі ці вимоги повністю або частково задовольняє привід подач з високомоментним двигуном.

В зв'язку із застосуванням в механізмах подач високомоментного двигуна з'явилася можливість значно скоротити механічну частину приводу, за рахунок виключення силового редуктора і встановлення високомоментного двигуна безпосередньо на ходовий гвинт.

Виключення коробки подач призвело не лише до скорочення механічної частини приводу, але також і до підвищення ККД і зниження моменту інерції електромеханічного приводу та збільшення допустимого для приводу по умовах механічної міцності прискорення [14]. Це дозволило покращити якість обробки внаслідок підвищення швидкодії всієї електромеханічної системи приводу подач як по керуючій дії, так і по навантаженню.

Застосування високомоментних двигунів дозволило збільшити швидкість швидких переміщень, а зниження швидкості установочних переміщень призвело до значного збільшення діапазону регулювання, через що підвищилась продуктивність обробки на верстаті за рахунок зменшення допоміжного часу на переміщення вузлів і їх позиціювання.

Отже, застосування в приводі подач верстата високомоментного двигуна зумовило безступінчасту структуру регулювання швидкості подач.

Аналізуючи попередньо поданий матеріал, приходимо до висновку, що структура приводів подач багатоцільового верстату може мати вигляд:

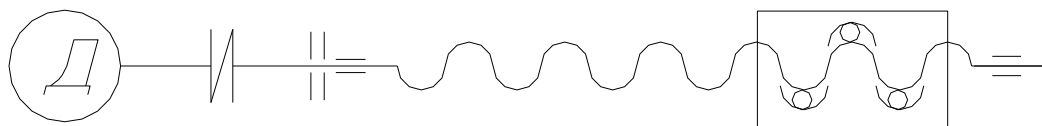


Рисунок 2.5. Кінематична структура приводів подач верстата

2.4.1. Опис конструкції і принципу роботи приводу подач

Стіл верстату представляє собою загальноприйнятую конструкцію хрестових столів з напрямними кочення і приводами в виді гвинт-гайки кочення. Крім переміщення по двох координатах даний стіл має ще кутове переміщення, яке відбувається від окремого приводу. Повздовжні і поперечні салазки стола представляють собою П - подібну конструкцію, в якій у відповідних місцях виготовлено отвори для кріплення гвинтових передач і також напрямних. На верхніх салазках в вертикальному отворі закріплена цапфа для кріплення вала поворотного стола, в нішах коробчастої форми закріплені механізми фіксації і повороту стола, а також датчик положення.

Механізм затиску салазок складається з двох гідро циліндрів, на штоках яких нарізані рейки в зачеплені з якими входять зубчасті колеса 44. Механізм затиску складається з двох взаємо рухомих в осьовому напрямку затискних втулок 48, які переміщуються вздовж вала 45. За рахунок повороту гайок із зубчастими вінцями 44 затискні втулки 48 через пружні елементи 49 фіксують верхні салазки до пластин 51. Механізм затиску працює таким чином: при переміщенні гідроциліндрів через рейкові зубчасті зачеплення повертається гайка-шестерня і за рахунок гвинтового з'єднання стягує прижимні стакани, які через під пружинні елементи затискають стіл. Розфіксування проходить за рахунок зворотного переміщення гідроциліндрів. Розсування розтискних стаканів проводиться за допомогою пружин 47. (Див. формат А1)

2.4.1.1 Структура приводу подач

Привід має систему керування замкнутого типу, високомоментний привідний двигун серії ПВ зв'язаним з ходовим гвинтом.

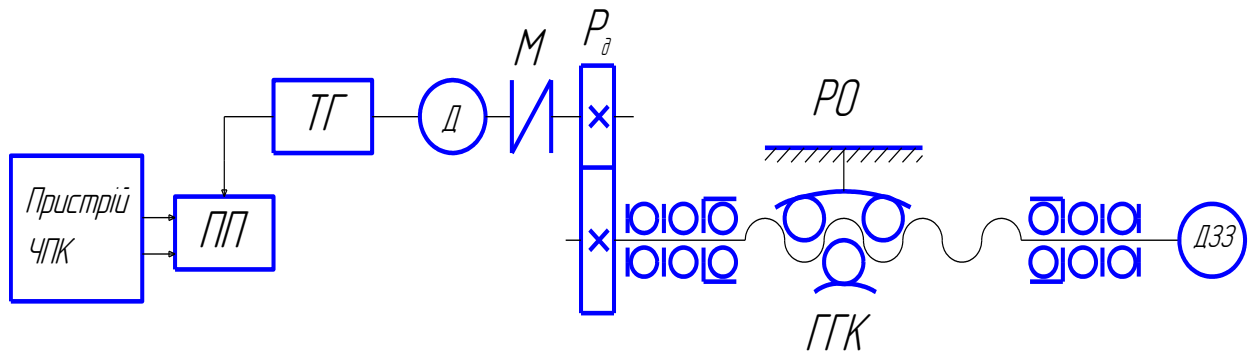


Рисунок 2.6. Схема приводу подач з замкнутою системою керування

На рисунку 2.6 подано схему приводу подач з замкнутою системою керування, що складається з редуктора P_{δ} і передачі гвинт-гайка кочення ГГК. Зворотній зв'язок в цій схемі реалізується з допомогою встановленого на ходовому гвинті датчика зворотного зв'язку ДЗЗ, наприкладі типу обертового трансформатора зворотній зв'язок по швидкості забезпечується тахогенератором ТГ. Опорами гвинта служать опорні і радіальні підшипники. Живлення високо моментного привідного двигуна ВПД здійснюється від підсилювача потужності ПП, наприклад, від регульованого тиристорного перетворювача.

2.4.1.2. Конструктивні параметри передачі гвинт – гайка кочення

Вихідними даними для розрахунку будуть:

- довжина гвинта $L=1345\text{мм}$;
- найбільша робоча довжина гвинта $L=1045\text{мм}$;
- крок $t=12\text{мм}$;
- найбільше осьове навантаження $Q=12000\text{ Н}$;
- найбільше число обертів за хвилину $n_{\text{max}}=32^{\text{об}}/\text{хв.}$;
- найменше число обертів за хвилину $n_{\text{min}}=2^{\text{об}}/\text{хв.}$

Проводимо попередній вибір розмірів передачі враховуючи, щоб відношення довжини гвинта до його діаметра не перевищувала 30, приймаємо:

$$\text{Приймаємо } \frac{L_g}{d_o} = 30.$$

$$d_o = \frac{L_6}{30} = \frac{1345}{30} = 45 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_o = 60 \text{ мм}$.

У відповідності з нормаллю верстатобудування Н 23-7 приймаємо:

$$\alpha = 45^\circ; \quad \frac{d_1}{t} \approx 0,6 \Rightarrow d_1 = 7 \text{ мм}; \quad \frac{r_1}{r_2} = 0,96;$$

Число робочих кульок в кожному витку (якщо повернення кульок здійснюється по вставці, яка розміщена у вікні гайки):

$$Z_i = \frac{\pi \cdot d_o}{d_i} - 5 \quad (2.5)$$

$$Z_i = \frac{3,14 \cdot 60}{7} - 5 = 21,9 \approx 22$$

Число робочих кульок в гайці, що має три робочих витки:

$$Z = 22 \cdot 3 = 66$$

Розраховуємо передачу, приймаючи твердість робочих поверхонь різь $HRC=60$.

Визначаємо допустимі статичні навантаження на одну кульку:

$$[P]_{CT} = 2 \cdot d_i^2 \quad (2.6)$$

$$[P]_{CT} = 2 \cdot 7^2 = 98 \text{ кг}$$

Визначаємо допустимі статичні навантаження на гвинт при відсутності натягу:

$$[Q]_{CT} = Z_{PO3P} \cdot [P]_{CT} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda \quad (2.7)$$

$$Z_{PO3P} = 0,7 \cdot Z \quad (2.8)$$

$$Z_{PO3P} = 0,7 \cdot 66 = 46,2$$

$$[Q]_{CT} = 46,2 \cdot 98 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 3179 \text{ кг}$$

Розрахунок на довговічність зводиться до визначення коефіцієнта довговічності за формулою:

$$K = K_Q \sqrt[3]{\frac{60 \cdot T \cdot n_{\text{эк}} \cdot C_i}{10^7}}, \quad (2.9)$$

де: T – необхідний час служби передачі (для МРВ приймаємо $5 \cdot 10^3 \text{ год}$);

$n_{\text{эк}}$ – еквівалентна частота обертання, хв.^{-1} ;

C_i – число циклів навантаження за один оберт гвинта (приблизно рівне половині числа кульок в одному витку);

K_Q – коефіцієнт зміни характеру навантаження.

Тоді:

$$K_Q = 0,6 + 0,4 \cdot \frac{Q_{\min}}{Q_{\max}} \quad (2.10)$$

$$n_{\text{зн}} = \frac{n_{\max} + n_{\min}}{2} \quad (2.11)$$

$$n_{\text{зн}} = \frac{32 + 2}{2} = 17 \text{ об/хв}$$

$$C_i = 0,5 \cdot Z_i \cdot \left(1 + \frac{r_1}{r_0} \cdot \cos \alpha \right) \quad (2.12)$$

де: Z – число робочих кульок в одному витку.

$$C_i = 0,5 \cdot 22 \cdot (1 + 0,96 \cdot \cos 45^\circ) = 18,7$$

Оскільки $K \leq 1$, то $[P]_{\text{СТ}} = P$; $[Q]_{\text{СТ}} = Q$.

Визначаємо допустиме навантаження на одну кульку:

$$P = [P]_{\text{СТ}} = 98 \text{ кГ}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при відсутності натягу:

$$Q = [Q]_{\text{СТ}} = 3179 \text{ кГ}$$

Визначаємо допустиме навантаження на гвинт при наявності натягу:

$$[Q]_H = [Q] \cdot \frac{[P] \cdot P_{H \max}}{0,55 \cdot [P]} \quad (2.13)$$

$$P_{H \max} = [P] \cdot \left(1 - 0,5 \frac{Q}{[Q]} \right) \quad (2.14)$$

$$P_{H \max} = 98 \cdot (1 - 0,5 \cdot 1) = 44,1 \text{ кГ}$$

$$[Q]_H = 3179 \cdot \frac{98 - 44,1}{0,55 \cdot 98} = 3179 \text{ кГ}$$

Визначаємо ККД передачі при відсутності натягу:

$$\eta = \frac{Q \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot M} = \frac{Q}{\pi \cdot d} \cdot \frac{\cos(\lambda + \rho)}{\sin(\lambda \cdot \rho)} = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)} \quad (2.15)$$

де: λ – кут підйому гвинтової лінії різьби;

ρ – приведений кут тертя.

$$\rho = \arctg[0,001/(r_i \cdot \sin \lambda)] \quad (2.16)$$

$$\rho = \arctg[0,001/(3,49 \cdot \sin 4^\circ 22')] = 0^\circ 22'$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 4^\circ 22'}{\operatorname{tg}(4^\circ 22' + 0^\circ 22')} = 0,96$$

Допустима сила натягу:

$$P_{H \max} = 98 \cdot (1 - 0,5 \cdot 1) = 44,1 \text{ кг}$$

$$P_{H \min} = 0,5 \cdot \frac{Q}{Z_{\text{РОЗР}} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda} \quad (2.17)$$

$$P_{H \min} = 0,5 \cdot \frac{3179}{46,2 \cdot 0,7 \cdot 0,99} = 19,6 \text{ кг}$$

Дальший розрахунок проводимо для сил натягу $P_{H \max} = 44,1 \text{ кг}$;

$P_{H \min} = 19,6 \text{ кг}$.

Відносне осьове переміщення двох гайок, необхідне для створення натягу:

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H^2}{d_i}} \quad (2.18)$$

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{44,1^2}{7}} = 39 \text{ мкм}$$

$$\delta_H = 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{19,6^2}{7}} = 22,8 \text{ мкм}$$

Необхідне збільшення діаметра кульок проти номінального для утворення натягу:

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H^2}{d_i}} \quad (2.19)$$

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{44,1^2}{7}} = 13,65 \text{ мм}$$

$$\Delta d_i = 2,1 \cdot \sqrt[3]{\frac{19,6^2}{7}} = 7,68 \text{ мм}$$

Осьове переміщення гайки відносно гвинта в результаті контактної деформації при навантаженні $Q = 3179 \text{ кг}$:

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{d_i \cdot P_H}} \cdot \frac{Q}{Z_{\text{РОЗР}}} \quad (2.20)$$

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 44,1}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 14,2 \text{ мкм}$$

$$\delta = \frac{1,4}{\sqrt[3]{7 \cdot 19,6}} \cdot \frac{3179}{46,2} = 18,7 \text{ мкм}$$

Деформація розтягу – стиску:

$$\delta_b = \frac{10^4 \cdot l \cdot Q}{E \cdot F} \quad (2.21)$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (2.22)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 60^2}{4} = 2826 \text{ мм}^2$$

$$\delta_b = \frac{10^4 \cdot 1345 \cdot 3179}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2826} = 72 \text{ мкм}$$

Визначаємо ККД передачі при наявності натягу і навантаженні $Q = 3179 \text{ кг}$:

$$\eta_H = K_{m\eta} = K_\eta \cdot \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho)} \quad (2.23)$$

$$K_\eta = \frac{\frac{P_1}{P_H} \cdot \cos(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \cos(\lambda - \rho)}{\frac{P_1}{P_H} \cdot \sin(\lambda + \rho) - \frac{P_2}{P_H} \cdot \sin(\lambda - \rho)} \quad (2.24)$$

За графіком визначаємо : $\eta_H = 0,72$; $K_\eta = 0,94$.

Найменше навантаження $Q_{\text{ГАЛЬМ}}$, при якому передача перестане само гальмівною:

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = \left(\frac{Q_1}{P_H} \right)_{\text{ГАЛЬМ}} \cdot Z_{\text{РОЗР}} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \cdot \cos \lambda \quad (2.25)$$

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = 0,5 \cdot 46,2 \cdot 44,1 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 71 \text{ кг}$$

$$Q_{\text{ГАЛЬМ}} = 0,5 \cdot 46,2 \cdot 19,6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \cos 4^\circ 22' = 316 \text{ кг}$$

Визначаємо момент холостого ходу:

$$d_{KB} = d_0 - 1,41 \cdot r_i \quad (2.26)$$

$$M_X = Z_{\text{РОЗР}} \cdot P_H \cdot \sin \alpha \cdot [\sin(\lambda + \rho) - \sin(\lambda - \rho)] - \frac{d_{KB}}{2} \quad (2.27)$$

$$d_{KB} = 60 - 1,41 \cdot 3,49 = 55,08$$

$$M_x = 46,2 \cdot 44,1 \cdot \sin 45^\circ \cdot \left[\sin(4^\circ 22' + 0^\circ 22') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 22') \right] - \frac{55,08}{2} = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_x = 46,2 \cdot 19,6 \cdot \sin 45^\circ \cdot \left[\sin(4^\circ 22' + 0^\circ 22') - \sin(4^\circ 22' - 0^\circ 22') \right] - \frac{55,08}{2} = 12,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.5. Висновки по розділу

1. У досліджуваного типу верстата сформовано чотири кінематичні групи. Для кожної кінематичної групи визначено внутрішні кінематичні зв'язки.
2. Розроблено і побудовано принципову структурно-кінематичну схему верстата.
3. В конструкцію приводу подач включено високомоментний привідний двигун серії *ПВ*, котрий є зв'язаним з ходовим гвинтом.

РОЗДІЛ 3

НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

3.1. Використання методу кінцевих елементів та засобів САПР

Сучасні процеси проєктування як окремих деталей, так і цілих механізмів та вузлів, базуються на широкому використанні типових математичних моделей і алгоритмів [12]. Такий підхід дозволяє широко використовувати комплекс спеціалізованого та спеціального програмного забезпечення. В окремих моментах можна вдало поєднувати результати розрахунків та графічного моделювання через алгоритми обміну даними. В окремих моментах, специфіка проєктно-конструкторських робіт вимагає використання спрощених розрахункових схем з достатньою ступінню формалізації представлення об'єкта проєктування чи дослідження [13, 15, 19]. Такі підходи виправдані при реалізації ступеневих алгоритмів дослідження, наприклад: графічне моделювання - математичне дослідження – рекомендації щодо об'єкта дослідження – графічне моделювання.

Чисельні методи аналізу технічного об'єкта все частіше знаходять своє застосування як при проведенні конструкторських робіт, так і при виконанні інженерних та наукових досліджень. Застосування цих методів показало добрі результати при аналізі конструкцій зі складною геометрією елементів, з розривами фізико-механічних властивостей матеріалу, при складних граничних умовах, при комбінаторних підходах до реалізації конструктивних рішень.

Метод кінцевих елементів (МКЕ) є найбільш поширеним серед інших методів статичного та динамічного аналізу елементів конструкції та механізмів. Сутність його використання полягає в аналізі напружено-деформованого стану, переміщень та інших показників у кожній точці елементарного компоненту – кінцевих елементах. На основі МКЕ працює більшість сучасних універсальних програмних пакетів – ANSYS, Cosmos Works, , КОМПАС, INVENTOR і ін.

3.2. Аналіз твердотілої моделі з'єднувальної муфти.

Розробку твердотілої моделі з'єднувальної муфти виконуємо з використанням пакету прикладних програм для 3D моделювання. Серед програмного забезпечення, в інженерній практиці часто використовують можливості вмонтованих бібліотек для попереднього аналізу конструктивних схем та готових конструкцій [16-18]. Вказуючи силові характеристики та геометричні параметри аналізуємо кілька варіантів з'єднувально-запобіжних муфт. Із запропонованих варіантів конструкцій муфт підбираємо для подальшого аналізу муфти в такий спосіб, щоб забезпечити передачу крутного моменту у діапазоні (25-35 Нм). Здійснюємо детальний аналіз геометричних параметрів таких муфт.

Враховуючи конструктивні особливості вузла приводу ходового гвинта для забезпечення повздовжніх переміщень нами враховано необхідність забезпечення мінімальних геометричних параметрів муфти при збереженні її експлуатаційних показників.

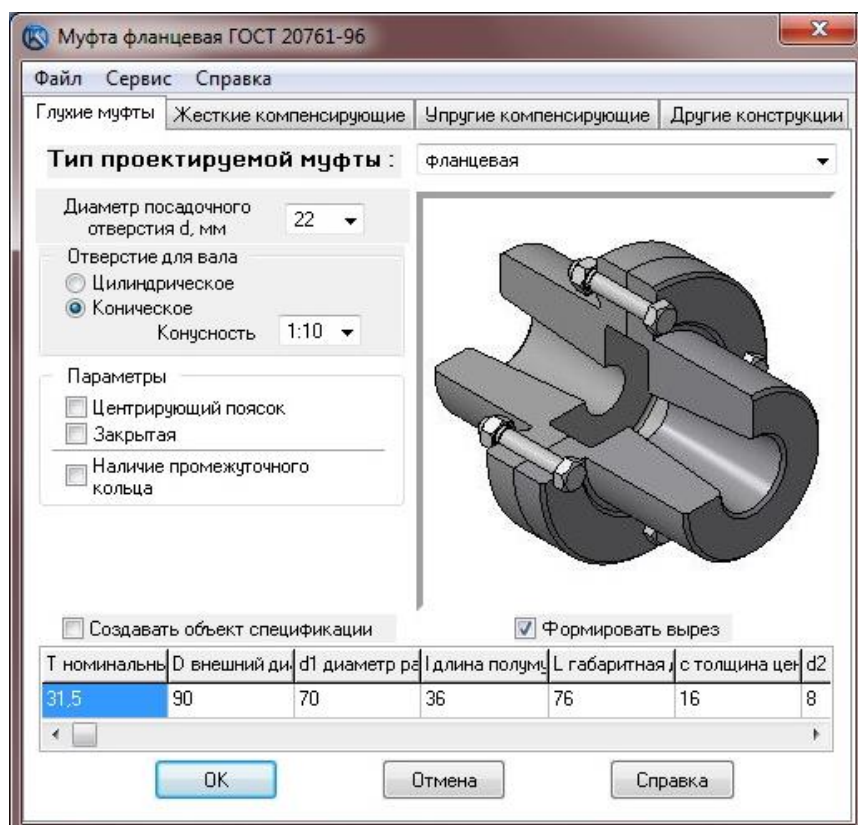


Рисунок 3.1. Фланцева муфта без проміжного кільця

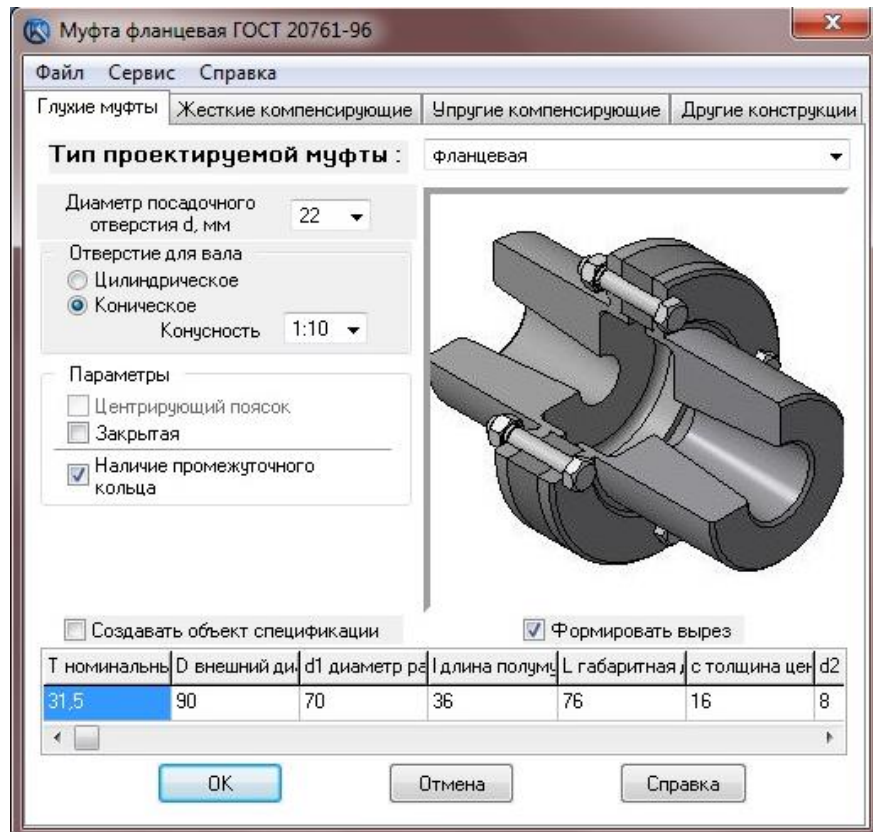


Рисунок 3.2. Фланцева муфта з проміжним кільцем

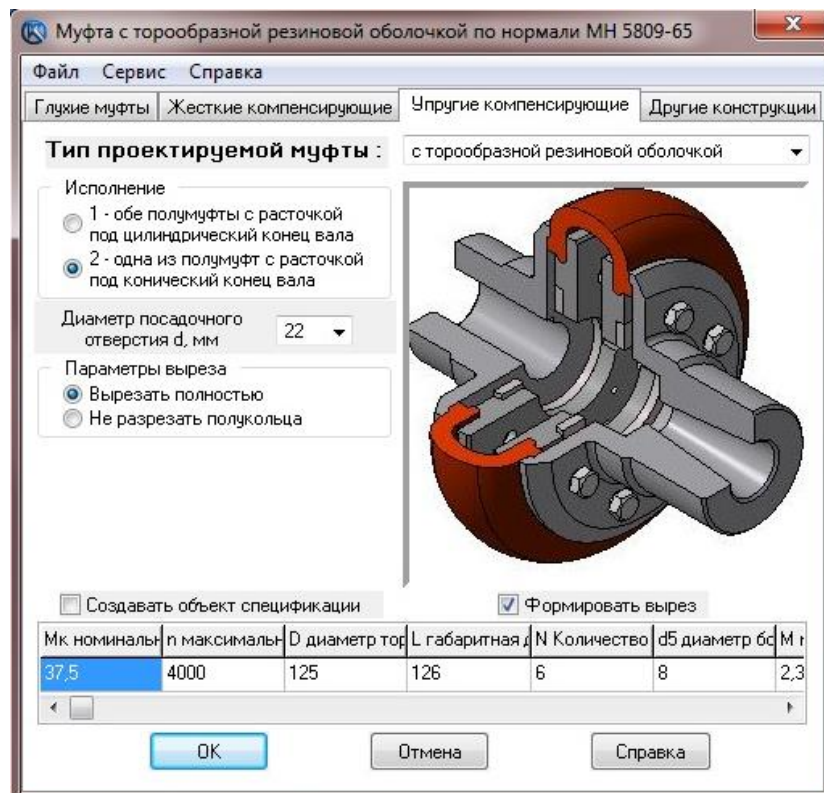


Рисунок 3.3. Торова муфта з гумовою оболочкою

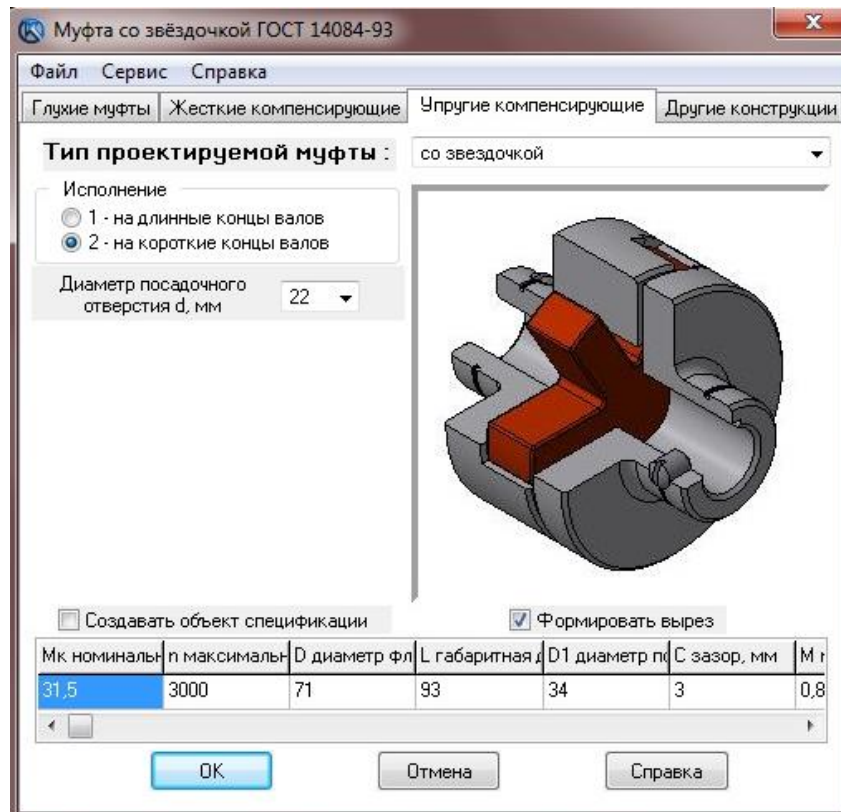


Рисунок 3.4. Пружно-компенсационная муфта із зірочкою

Із всіх проаналізованих варіантів конструктивних рішень така муфта має найменші геометричні параметри при рівних експлуатаційних показниках.

Використовуючи можливості параметричного моделювання система генерує геометричні розміри в залежності від заданих параметрів і на основі такого розрахунку формується складальна одиниця з необхідною кількістю деталей, встановленими між ними взаємозв'язками та обмеженнями.

Як складальна одиниця, ця муфта має у системі 3D моделювання має наступний вигляд.

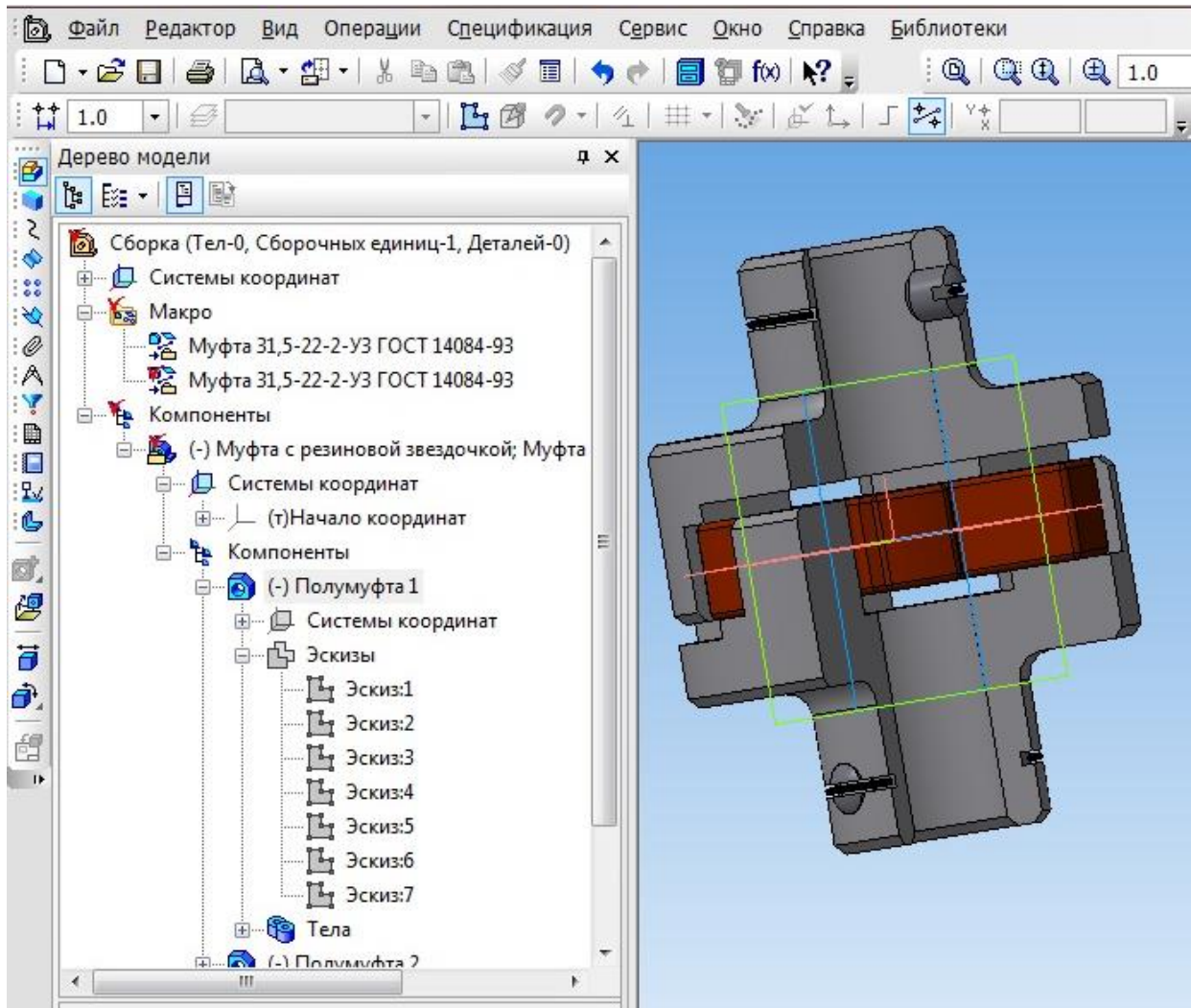


Рисунок 3.5. Твёрдотіла модель пружно-компенсационной муфты із зірочкою

Проведення подальших досліджень напружено-деформованого стану (НДС) елементів твёрдотілої моделі муфты можна кількома шляхами: 1 – використовуючи спеціалізоване програмне забезпечення; 2 – провівши міцнісний аналіз за допомогою вмонтованих алгоритмів з бібліотек системи 3D моделювання.

При кожному з варіантів силового аналізу накладаємо обмежувальні в'язі, що регламентують переміщення моделі у системі координат XYZ, а також вказуємо силові параметри, які діють на модель. Наступним етапом роботи є накладання на модель структурної сітки для подальшого використання методу кінцевих елементів (МКЕ). Особливість цієї операції полягає в тому, що при малій довжині плеча елемента і великій кількості складових елементів моделі система потребує значних вільних ресурсів ПК. Ми рекомендуємо обирати такі

параметри, при яких розмір плеча кінцевого елемента складає 10-15 одиниць. Після завершення формування сітки МКЕ програмну математичну модель деталі можна передати для аналізу у спеціалізоване програмне середовище, або використати можливості вмонтованих алгоритмів.

За допомогою цих програм можна розрахувати довільну тривимірну конструкцію, яка складається із стержнів, пластин, оболонок та об'ємних деталей із довільною схемою їх навантаження та закріплення. При цьому з'єднання елементів можуть бути як жорсткими, так і шарнірними.

У результаті виконаних системою САПР розрахунків ми можемо отримати наступну інформацію:

- навантаження на кінцях конструкції;
- карту напружень по довжині стержнів і по поверхні пластин;
- деформацію довільної точки;
- карту розподілу напружень у довільному січенні стержня;
- тощо.

3.3. Алгоритм дослідження НДС твердотілої комп'ютерної моделі півмуфти пружно-компенсаційної муфти.

Дослідження НДС веденої півмуфти слід розпочинати із завантаження Менеджера бібліотек та вибору спеціалізованої бібліотеки Розрахунок та побудова. Серед запропонованих варіантів обираємо перший пункт:

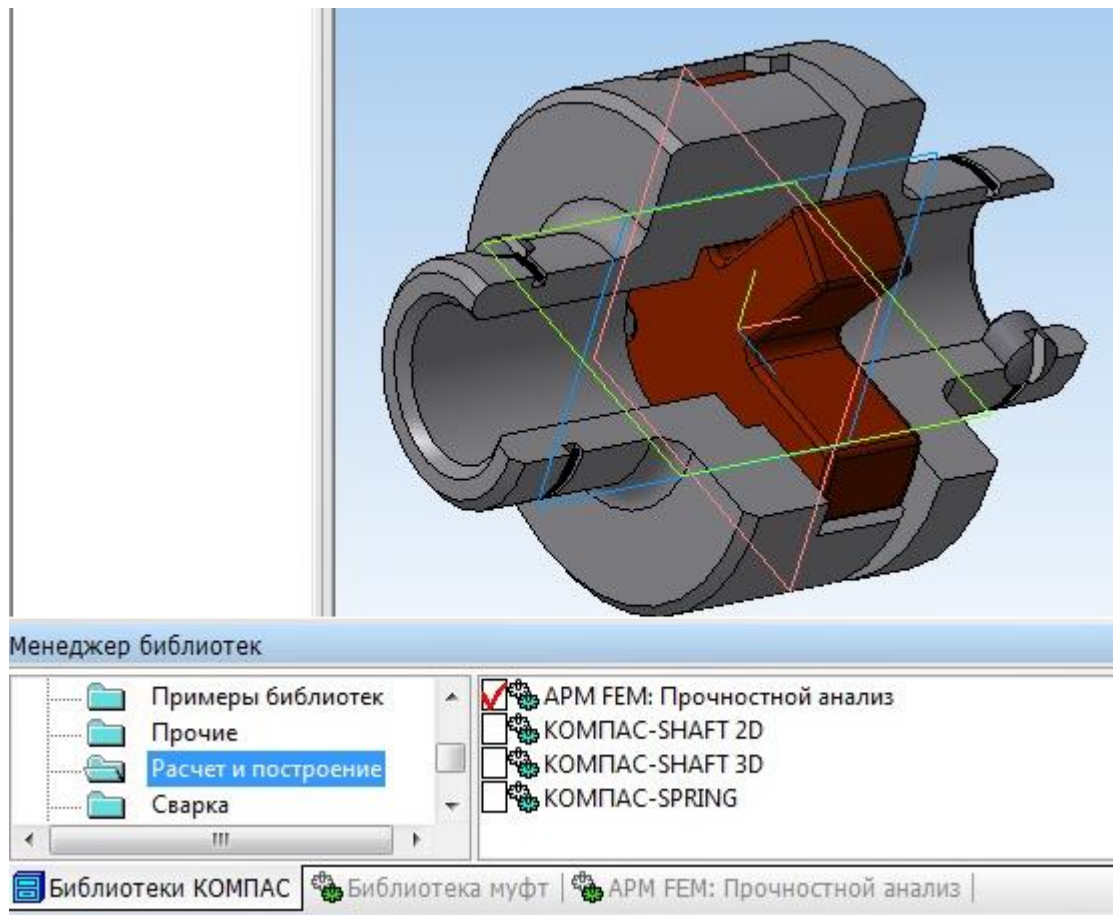


Рисунок 3.6. Вибір спеціалізованої бібліотеки у середовищі 3D моделювання

АРМ FEM: Прочностной анализ. Після активації цієї позиції користувачу надається можливість охарактеризувати системи навантаження та закріплення досліджуваної деталі. Серед запропонованих варіантів користувач може обрати довільну кількість позицій, але обов'язкою є Встановлення закріплення. У разі недостатності накладених в'язей система виведе повідомлення про недостатність закріплення деталі. У цьому випадку слід повернутися до вище представлених позицій і провести повторний аналіз схеми закріплення деталі для виконання подальшого розрахунку.

У робочому вікні користувач постійно спостерігає за відображенням схеми навантаження та закріплення. При прикладанні навантажень можна неодноразово повертатися до бібліотеки навантажень, здійснювати корекцію параметрів, доповнювати новими схемами навантаження та закріплення. Всі

виконані операції відображаються у спеціальному вікні (Прочностной Анализ) з лівого боку робочого вікна.

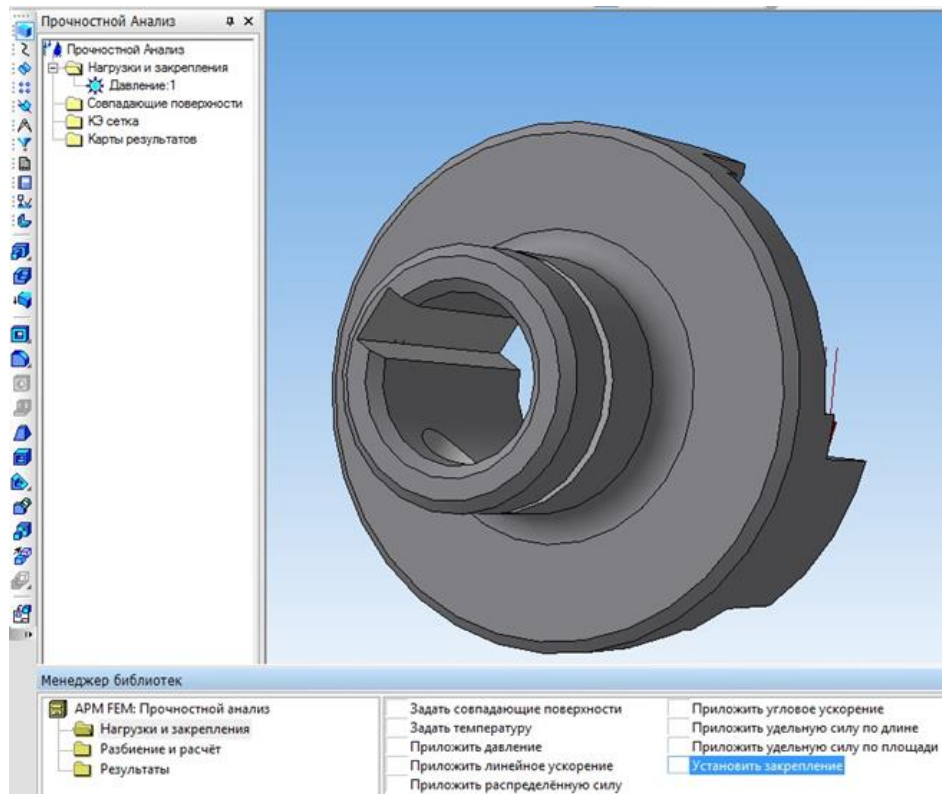


Рисунок 3.7. Позиції меню для закріплення та навантаження деталі

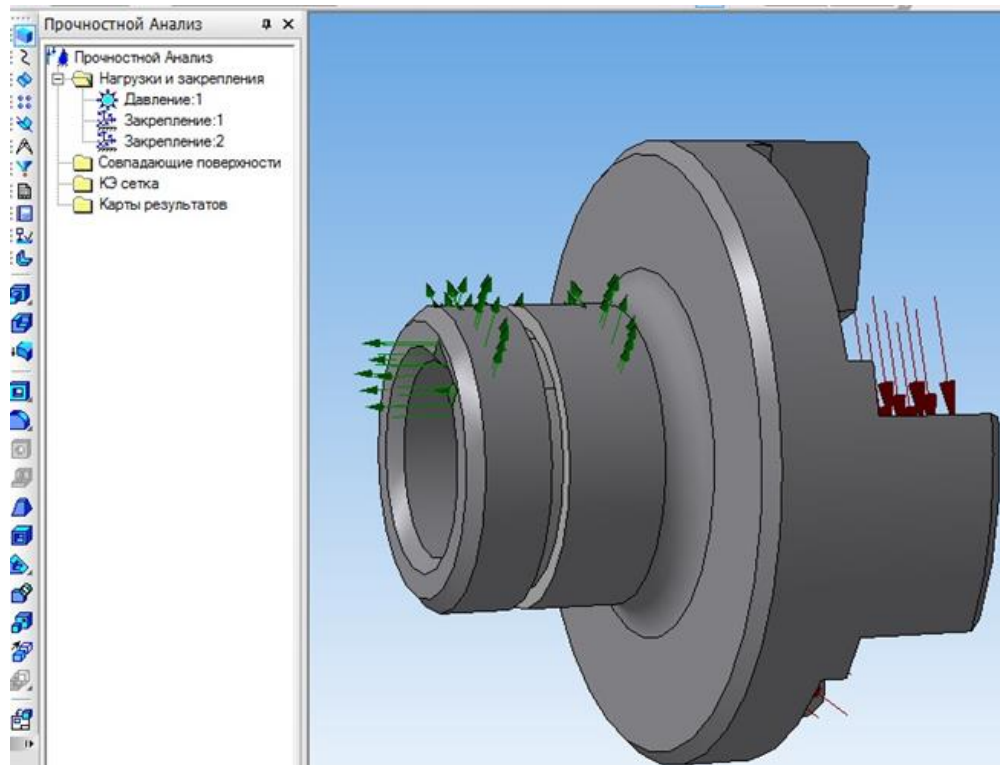


Рисунок 3.8. Відображення схеми навантаження та закріплення деталі

У разі проведення дослідження складальних вузлів проводять перевірку на співпадання контактуючих поверхонь. Мета цієї перевірки – виключити

можливість взаємного проникнення окремих елементів твердотілих моделей, а також забезпечення контакту хоча б по одній поверхні для передачі зворотньо-поступального або обертового руху. Така перевірка може бути виконана власне користувачем, або, за згодою користувача, системою внутрішнього контролю пакета.

Наступний етап полягає у формуванні кінцево-елементної сітки, яка пронизує досліджувану деталь по всьому об'ємі.

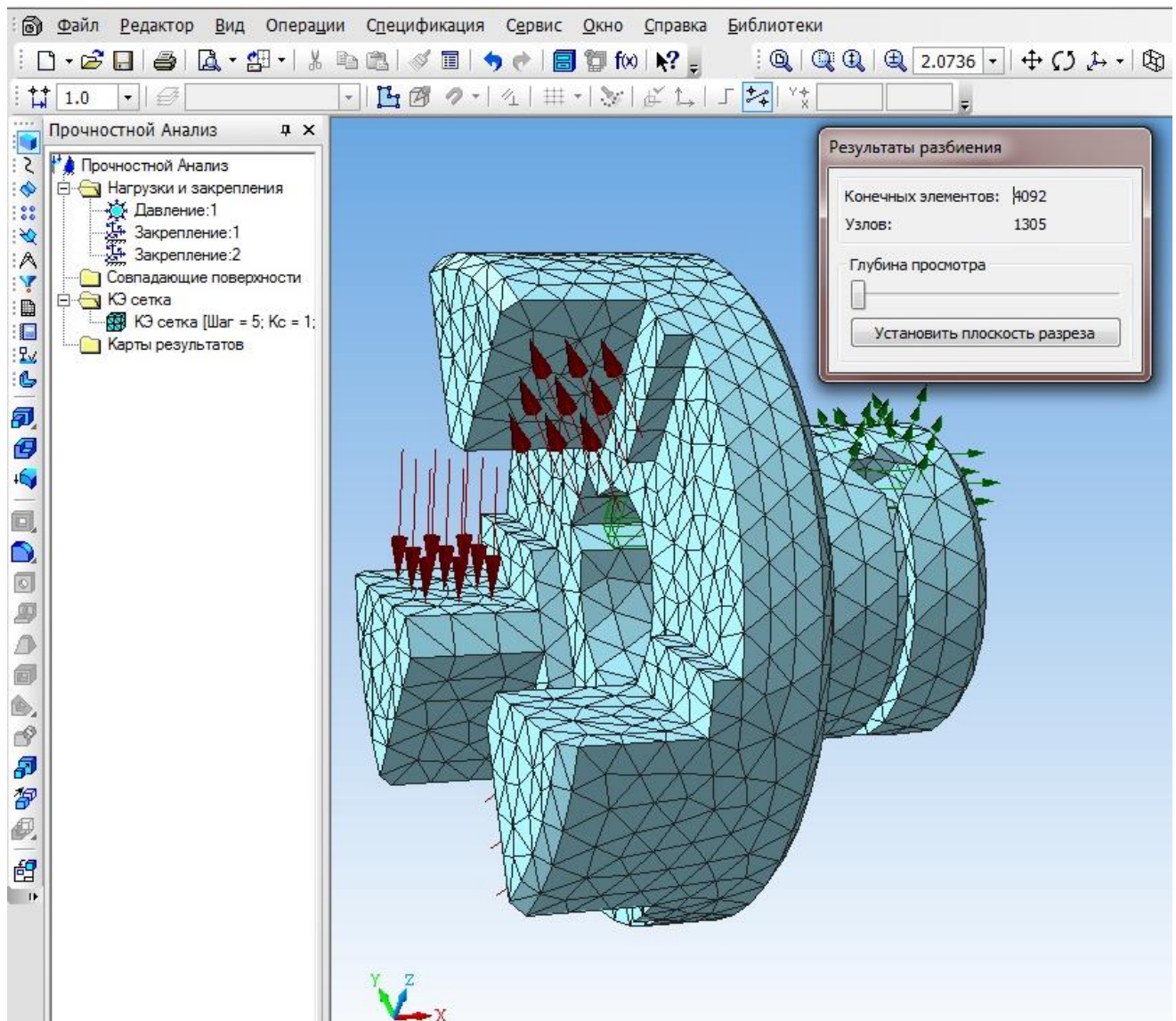


Рисунок 3.9. Відображення кінцево-елементної сітки

Найбільш раціональні параметри такої сітки будуть запропоновані системою САПР і можуть бути відредаговані користувачем. Збільшення кроку сітки призведе до укрупнення елементів кінцевого аналізу і, відповідно, до

зменшення дискретності результатів проведених розрахунків. Зменшення кроку сітки КЕ дозволить більш точно проаналізувати кожен компонент конструкції, але ця процедура займе значно більше часу і можливий варіант, коли нехватка оперативної пам'яті ЕОМ є причиною зависання системи і припинення виконання будь-яких розрахунків та аналізу.

Завершує підготовчий етап вибір типу розрахунку, який необхідно виконати.

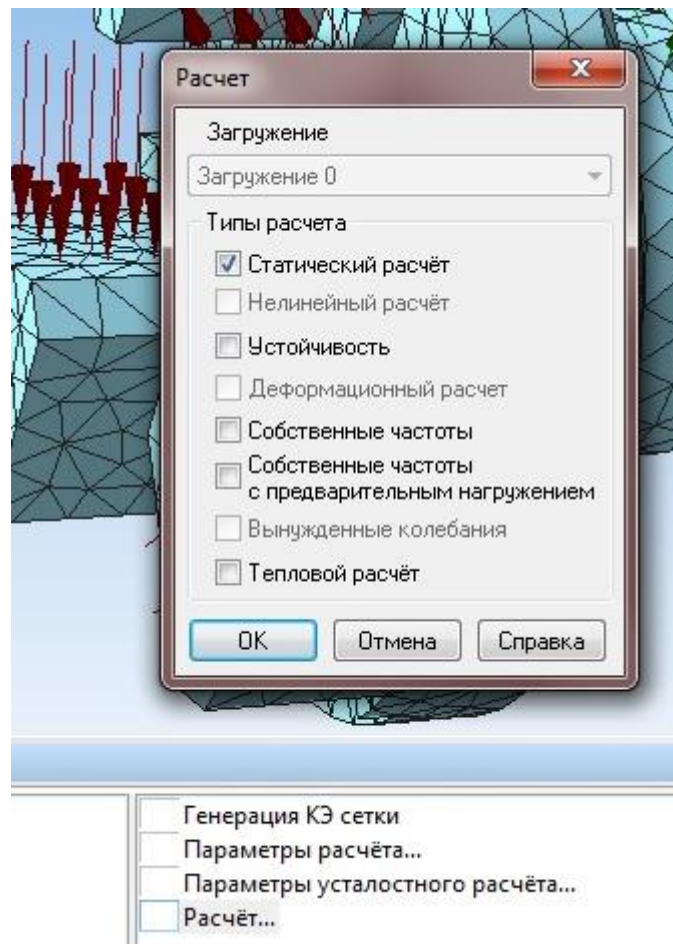


Рисунок 3.10. Вибір типу розрахунку

3.4. Аналіз результатів досліджень.

Проведені дослідження веденої півмуфти поетапно відображені у спеціальному вікні (Прочностной Анализ) і можуть бути переглянуті користувачем у довільний момент часу. Крім того, системи 3D моделювання дозволяють оформляти звіти за результатами проведених досліджень з відображенням цифрової та графічної інформації. Такий звіт може бути відображений як у txt-форматі, так і у html-форматі.

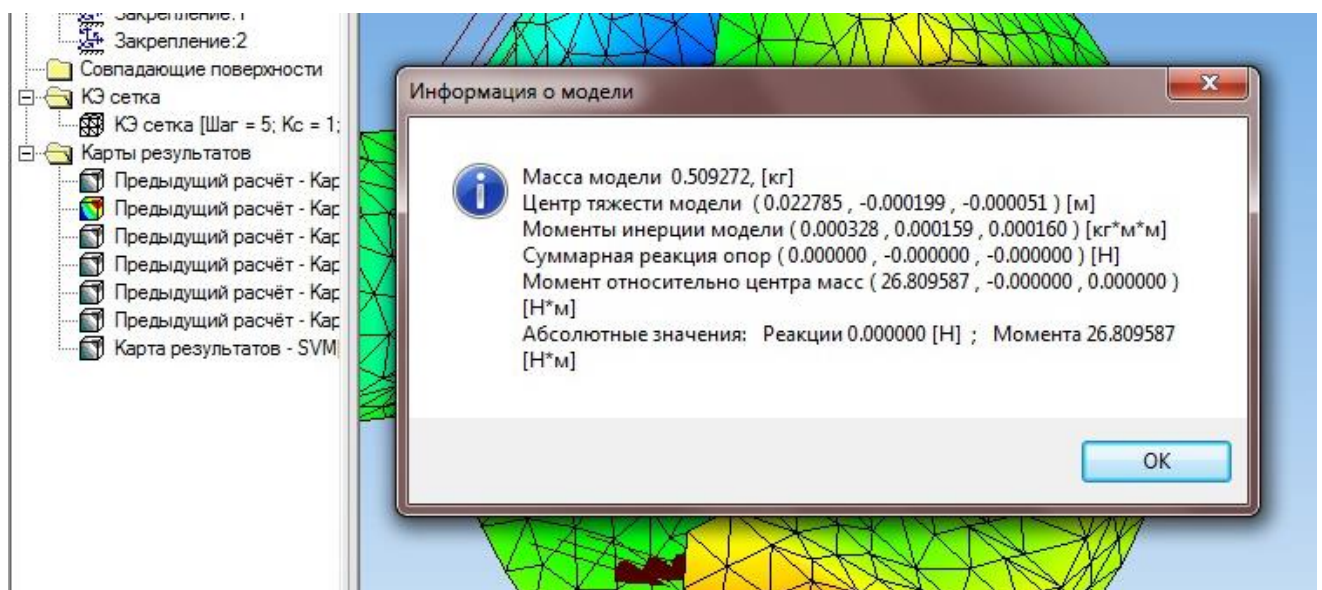


Рисунок 3.11. Інформація про створену та досліджувану твердотілу модель

При проведенні досліджень встановили, що найбільш навантаженою ділянкою є посадочне місце під шпонку ($\approx 72-84$ МПа), а місця контакту лопатей зірочки із виступами веденої півмуфти працюють із мінімальними контактними напруженнями ($\approx 30-37$ МПа), що свідчить про можливість зменшення геометричних розмірів муфти, або її виготовлення з інших матеріалів.

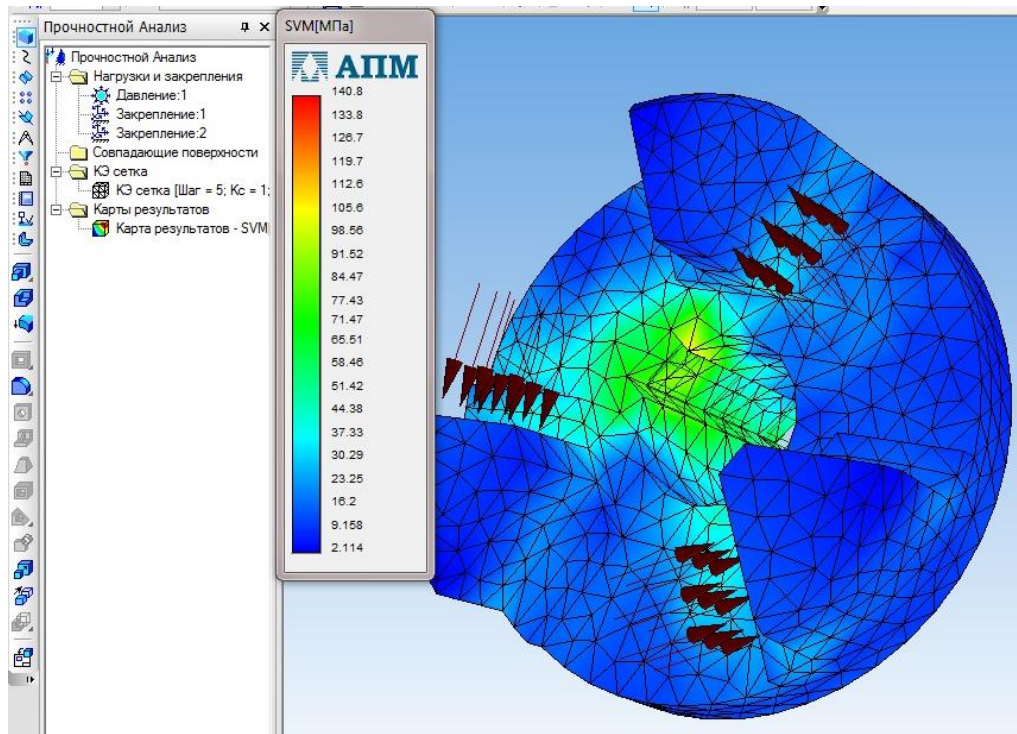


Рисунок 3.12. Карта розподілу сумарних напружень

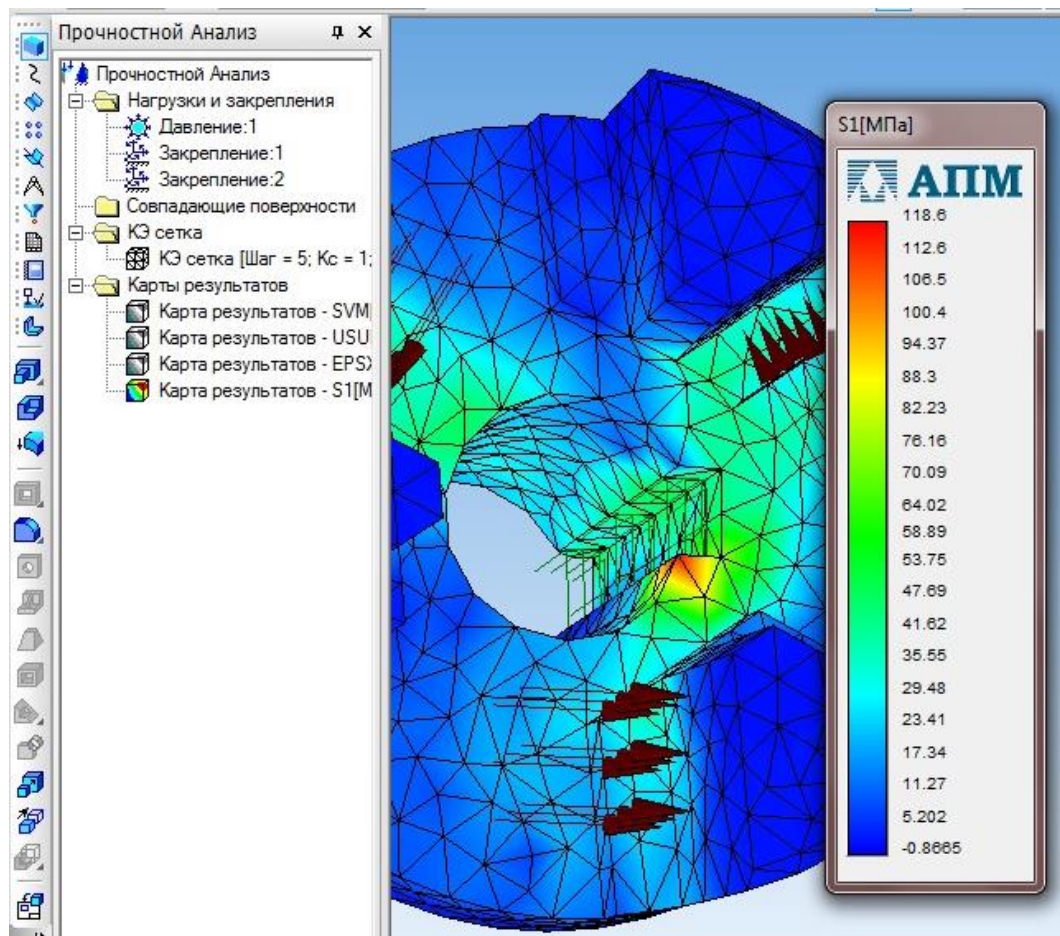


Рисунок 3.13. Карта розподілу головних напружень півмуфти

Аналіз карти головних напружень підтверджує попередній висновок про значну недовантаженість елементів конструкції муфти. Найбільші головні напруження виникають у місці встановлення шпонки ($\approx 72\text{-}84\text{ МПа}$) і особливо на початковому зубі у її передній частині (до 120 МПа). Аналогічна за характером картина має місце і на зовнішньому діаметрі посадочної ступиці, а також у місці встановлення стопорного елемента.

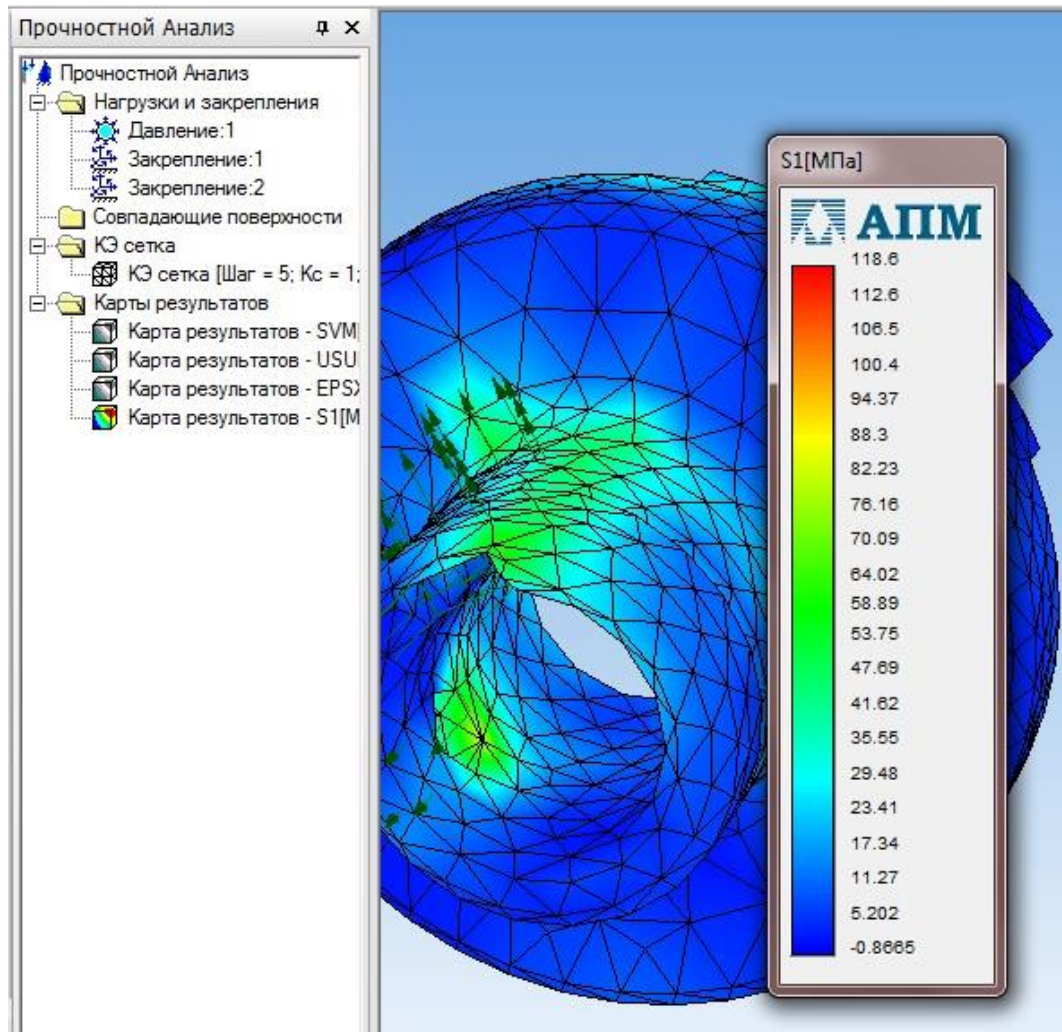


Рисунок 3.14. Карта розподілу головних напружень у посадочній частині півмуфти

Дещо динамічнішою виглядає картина відносних переміщень та сумарних переміщень елементів конструкції по відношенню до місця встановлення веденої півмуфти на валу ходового гвинта механізму поздовжніх переміщень. Як видно із представлених карт сумарних деформацій, через наявність шпонки посадочна ступиця практично нерухомо закріплена на валу. Найбільших

деформацій зазнає виступ, який розміщений на протилежному боці від місця встановлення шпонки.

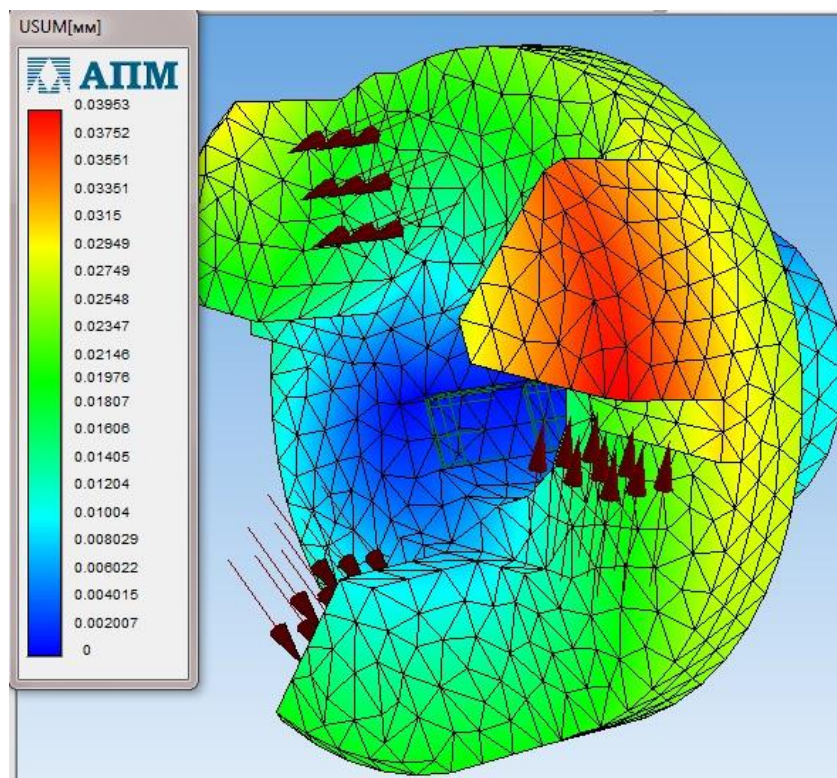


Рисунок 3.15. Карта розподілу сумарних переміщень елементів півмуфти

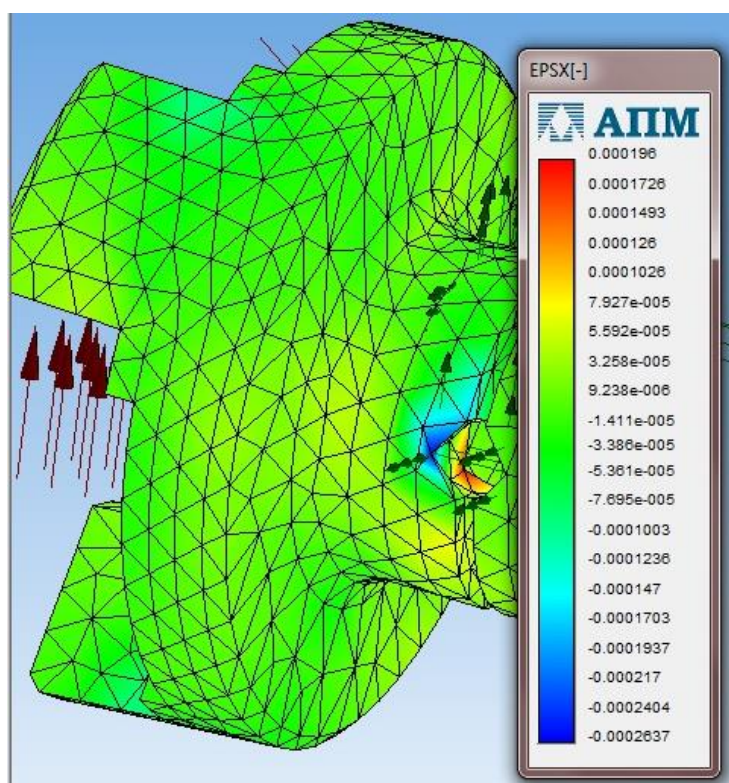


Рисунок 3.16. Карта розподілу відносних переміщень елементів півмуфти

В цілому за результатами проведених досліджень можна зробити наступні загальні висновки:

- 1- обрана для дослідження пружно-компенсаційна муфта із зірочкою у порівнянні з іншими конструкціями муфт має найменшу масу (0,51 кг)
- 2- аналіз сумарних напружень, які виникають при передачі крутного моменту через півмуфту показує значне недовантаження цього елемента конструкції;
- 3- значення сумарних напружень у найбільш навантажених ділянках конструкцій становлять 72-84 МПа;
- 4- величина вектора сумарних переміщень у зоні передачі крутного моменту з вала на півмуфту не перевищує 0.000037 – 0.0002 мм;
- 5- найбільші значення відносних переміщень спостерігаємо у зоні розміщення фіксатора і ці деформації конструкції становлять 0.0002 мм;

3.5. Висновки та рекомендації.

1. Виконані дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції пружно-компенсаційної муфти із пружним елементом у вигляді зірочки наглядно продемонстрували велику металоємність цієї конструкції.
2. Враховуючи можливості застосування технологій генеративного дизайну та можливості сучасних матеріалів, доцільно виконати модернізацію конструкцію такої муфти через зміну її геометричних параметрів або використання інших матеріалів для виготовлення передавально-навантажувальних елементів пружно-компенсаційної муфти із зірочкою.
3. Для рівномірного розподілу контактних навантажень по внутрішній посадочній поверхні півмуфти доцільно внутрішню посадочну поверхню ступиці виконувати під шліцеву посадку.
4. Передбачити можливість використання пружного елемента (зірочки) як елемента із змінним кутовим кроком та змінною жорсткістю.

3.6. Дослідження динамічної моделі пружно-компенсаційної муфти

3.6.1. Зірочка з рівномірним кутовим кроком і жорсткістю

Для спрощення опису диференціальних рівнянь руху для системи взаємодіючих елементів складено еквівалентну схему заміщення [19-24]:

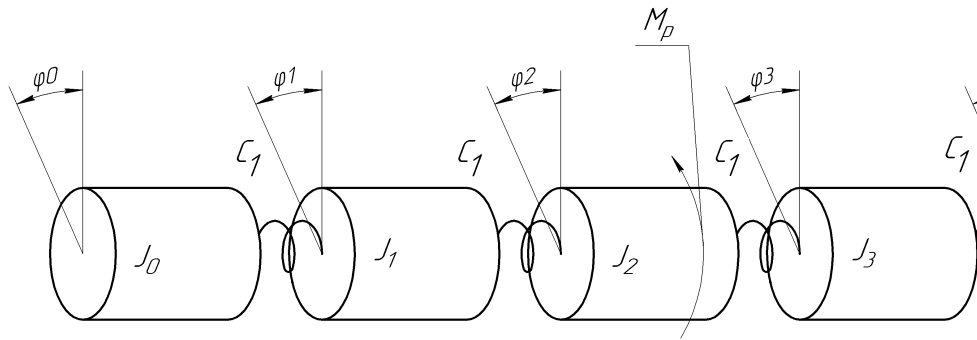


Рисунок 3.17 Розрахункова схема обертової системи

Розрахункова схема складається з чотирьох обертових мас з моментами інерції J_0, J_1, J_2, J_3 , які взаємодіють між собою через пружний зв'язок C_1 . Всі маси з моментами інерції взаємодіють між собою також через в'язку тертя λ . До маси J_2 прикладений крутний момент M_p .

Записуємо систему диференціальних рівнянь з на основі другого закону Ньютона в диференційній формі, або рівняння Лагранжа 2-го роду:

$$\begin{cases} J_0 \ddot{\varphi}_0 = M_0 - \lambda \dot{\varphi}_0 - C_1(\varphi_0 - \varphi_1); \\ J_1 \ddot{\varphi}_1 = -\lambda \dot{\varphi}_1 - C_1(\varphi_1 - \varphi_0) - C_1(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = -M_p - \lambda \dot{\varphi}_2 - C_1(\varphi_2 - \varphi_1) - C_1(\varphi_2 - \varphi_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = \lambda \dot{\varphi}_3 - C_1(\varphi_3 - \varphi_2); \end{cases}$$

3.6.1.1. Комп'ютерне моделювання

Замінімо узагальнені змінні системи (математичні змінні) змінними Mathcad (так звані машинними або комп'ютерними змінними). З огляду на те що індекси в Mathcad змінюються від нульового значення, отримаємо:

$$\dot{\varphi}_0 = x_1; \varphi_0 = x_0; \dot{\varphi}_1 = x_2; \varphi_1 = x_3; \dot{\varphi}_2 = x_4; \varphi_2 = x_5; \dot{\varphi}_3 = x_6; \varphi_3 = x_7;$$

Систему диференціальних рівнянь розв'язуємо в системі Mathcad:

Вихідні дані

$J_0 := 638 \cdot 10^6$	$J_1 := 1800.819 \cdot 10^6$	
$J_2 := 1474.132 \cdot 10^6$	$J_3 := 241.265 \cdot 10^6$	<i>Моменти інерції, кг м²</i>
$c_0 := 6.313 \times 10^8$		<i>Жорсткість, Н/м</i>
$\lambda := 0.02$		<i>В'язке тертя</i>
$n := 63$		<i>Частота обертання об/хв</i>
$M_n := 32$		<i>Крутний момент Н м</i>
$w := \frac{2 \cdot n}{60}$		<i>Кутова швидкість, рад/с</i>

Параметри інтегрування

$$t_0 := 0 \quad t_1 := 25 \quad \underline{N} := 300 \quad t := 0, 0.02 .. t_1 \quad \underline{K} := 0.003$$

Рисунок 3.18 Фрагмент 1 документа Mathcad

Функція спротиву зі сторони крутного моменту

$$M_p(t) := M_n \cdot (1 + e^{-t} \cdot K \cdot \sin(w))$$

Початкові умови

$$x := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Рисунок 3.19 Фрагмент 2 документа Mathcad

Система диференціальних рівнянь

$$D(t, x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{M_p(t) - \lambda \cdot x_1 - c_0 \cdot (x_0 - x_2)}{J_0} \\ x_3 \\ \frac{-\lambda \cdot x_3 - c_0 \cdot (x_2 - x_0) - c_0 \cdot (x_2 - x_4)}{J_1} \\ x_5 \\ \frac{-M_p(t) - \lambda \cdot x_5 - c_0 \cdot (x_4 - x_2) - c_0 \cdot (x_4 - x_6)}{J_2} \\ x_7 \\ \frac{\lambda \cdot x_7 - c_0 \cdot (x_6 - x_4)}{J_3} \end{bmatrix}$$

Розв'язок системи диференціальних рівнянь $Z := \text{Rkadapt}(x, t_0, t_1, N, D)$

Рисунок 3.20 Фрагмент 3 документа Mathcad

Формування вихідних даних

$T := Z^{(0)}$	Час	
$Y1 := Z^{(1)}$	$V1 := Z^{(2)}$	Переміщення і швидкість першого тіла
$Y2 := Z^{(3)}$	$V2 := Z^{(4)}$	Переміщення і швидкість другого тіла
$Y3 := Z^{(5)}$	$V3 := Z^{(6)}$	Переміщення і швидкість третього тіла
$Y4 := Z^{(7)}$	$V4 := Z^{(8)}$	Переміщення і швидкість четвертого тіла

Рисунок 3.21 Фрагмент 4 документа Mathcad

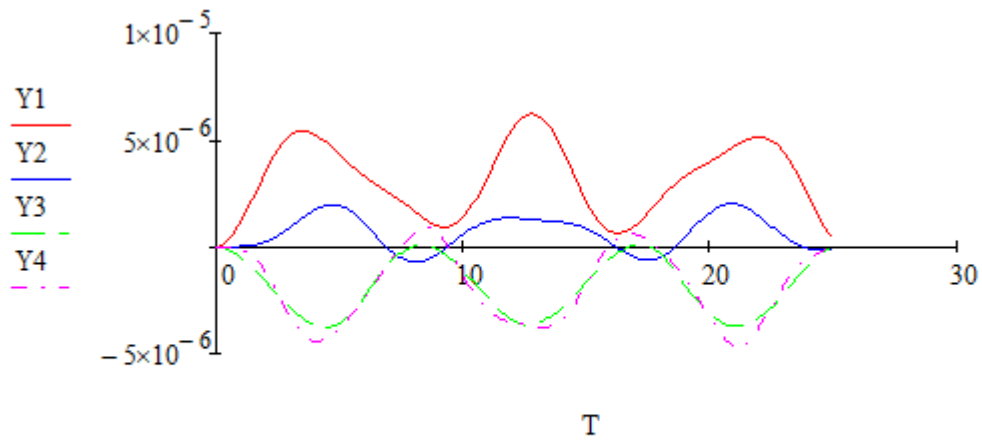


Рисунок 3.22 Фрагмент 5 (переміщення в залежності від часу)

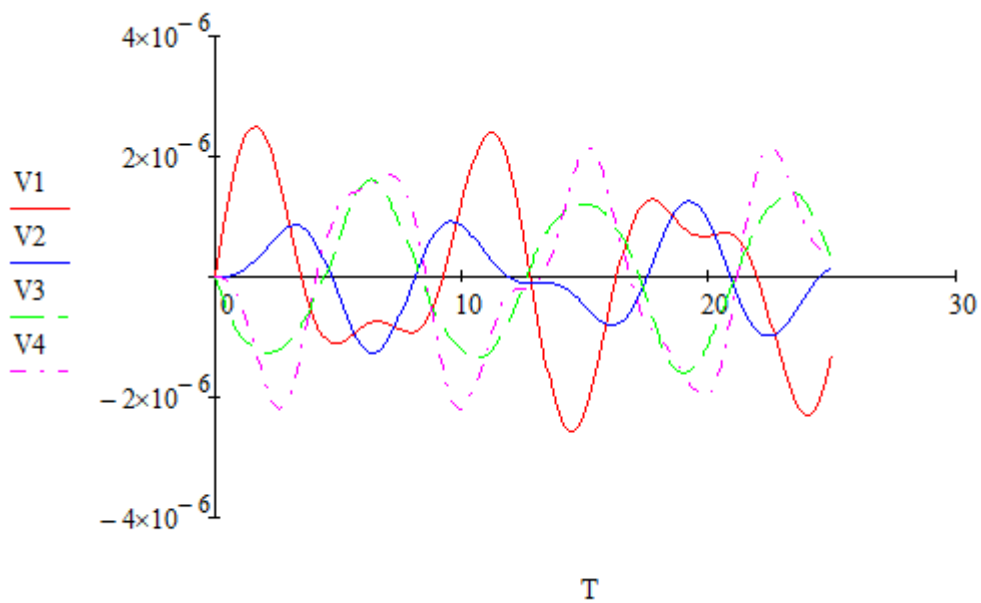


Рисунок 3.23 Фрагмент 6 (швидкості в залежності від часу)

Результати рішення зручно представляти у вигляді фазової діаграми, представляючи залежність швидкості моменту інерції від її переміщення

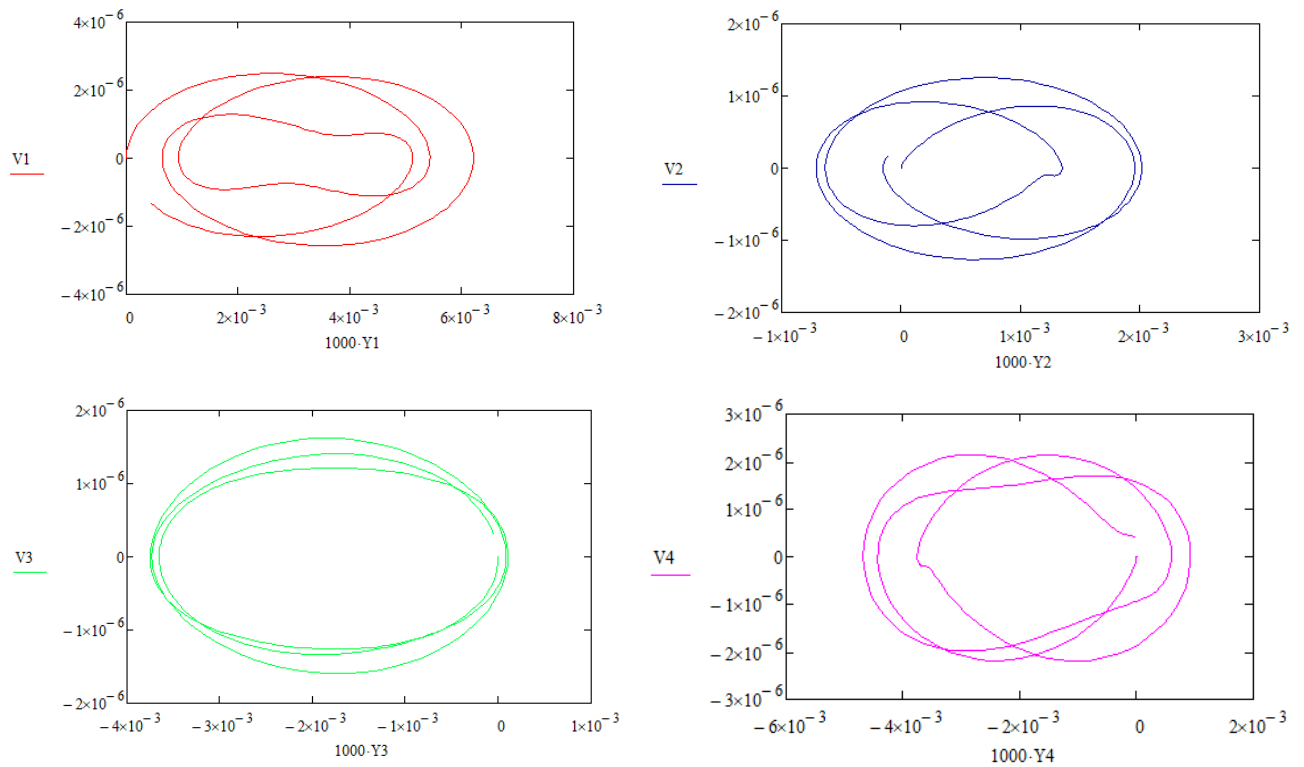


Рисунок 3.24 Фазові переміщення

3.6.2. Зірочка із змінними кутовим кроком і жорсткістю

В складанні еквівалентної схеми нема потреби, так як вона буде ідентичною попередній. У процесі розрахунку зазнають змін наступні параметри: жорсткість пелюсток пружного елемента з нерівномірним кутовим кроком.

Принтскріни розрахунку подано повними сторінками без додаткових пояснень та підписів.

Вихідні дані

$$J_0 := 638 \cdot 10^6 \quad J_1 := 1213.021 \cdot 10^6$$

$$J_2 := 1595.672 \cdot 10^6 \quad J_3 := 213.440 \cdot 10^6 \quad \text{Моменти інерції, кг м}^2$$

$$c_1 := 5.914 \times 10^8 \quad c_2 := 5.845 \times 10^8$$

$$c_3 := 9.2 \times 10^8 \quad \text{Жорсткість, Н/м}$$

$$\lambda := 0.02 \quad \text{В'язке тертя}$$

$$n := 63 \quad \text{Частота обертання об/хв}$$

$$M_n := 32 \quad \text{Крутний момент Н м}$$

$$w := \frac{2 \cdot n}{60} \quad \text{Кутова швидкість, рад/с}$$

Параметри інтегрування

$$t_0 := 0 \quad t_1 := 25 \quad \underline{N} := 300 \quad t := 0, 0.02 \dots t_1 \quad \underline{K} := 0.003$$

Функція спротиву зі сторони крутного моменту

$$M_p(t) := M_n \cdot (1 + e^{-t} \cdot K \cdot \sin(w))$$

Початкові умови

x :=

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

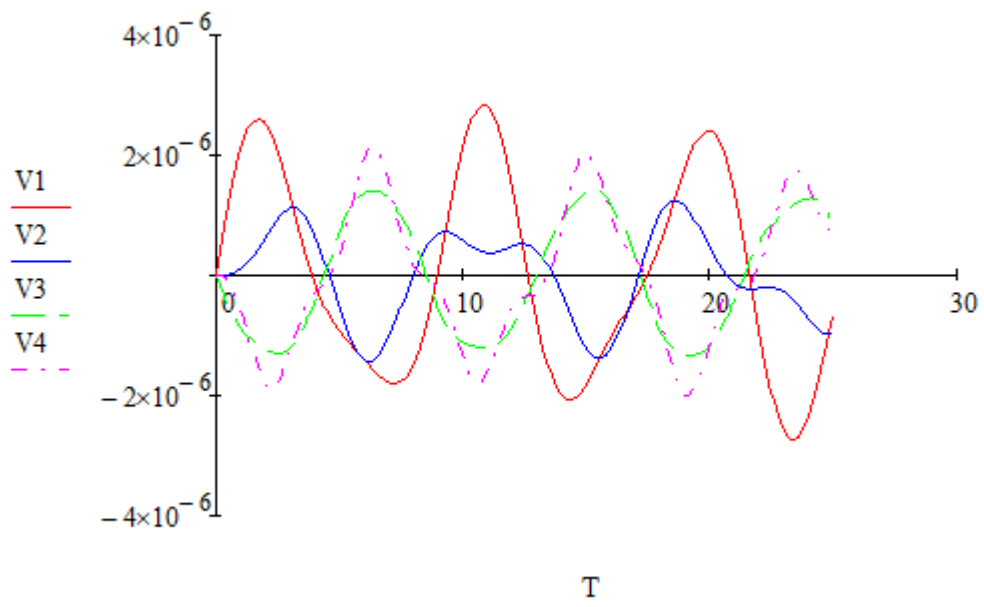
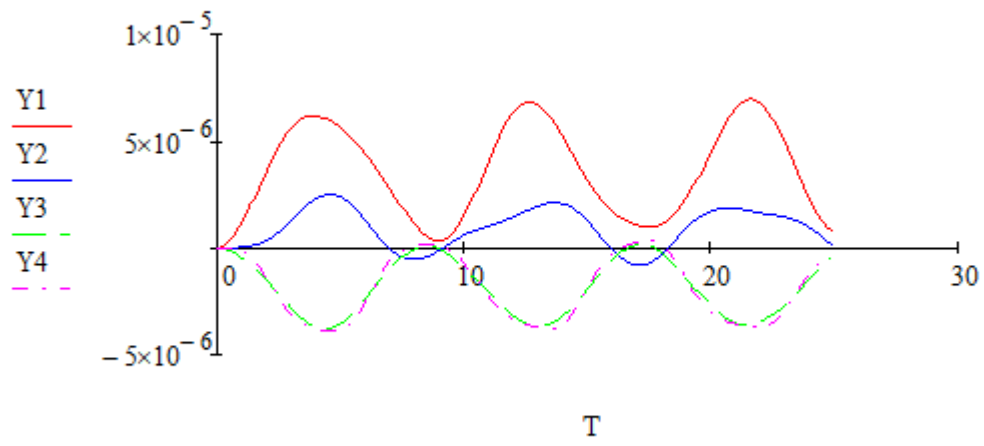
Система диференціальних рівнянь

$$D(t, x) := \begin{bmatrix} x_1 \\ \frac{Mp(t) - \lambda \cdot x_1 - c_1 \cdot (x_0 - x_2)}{J_0} \\ x_3 \\ \frac{-\lambda \cdot x_3 - c_1 \cdot (x_2 - x_0) - c_2 \cdot (x_2 - x_4)}{J_1} \\ x_5 \\ \frac{-Mp(t) - \lambda \cdot x_5 - c_2 \cdot (x_4 - x_2) - c_3 \cdot (x_4 - x_6)}{J_2} \\ x_7 \\ \frac{\lambda \cdot x_7 - c_3 \cdot (x_6 - x_4)}{J_3} \end{bmatrix}$$

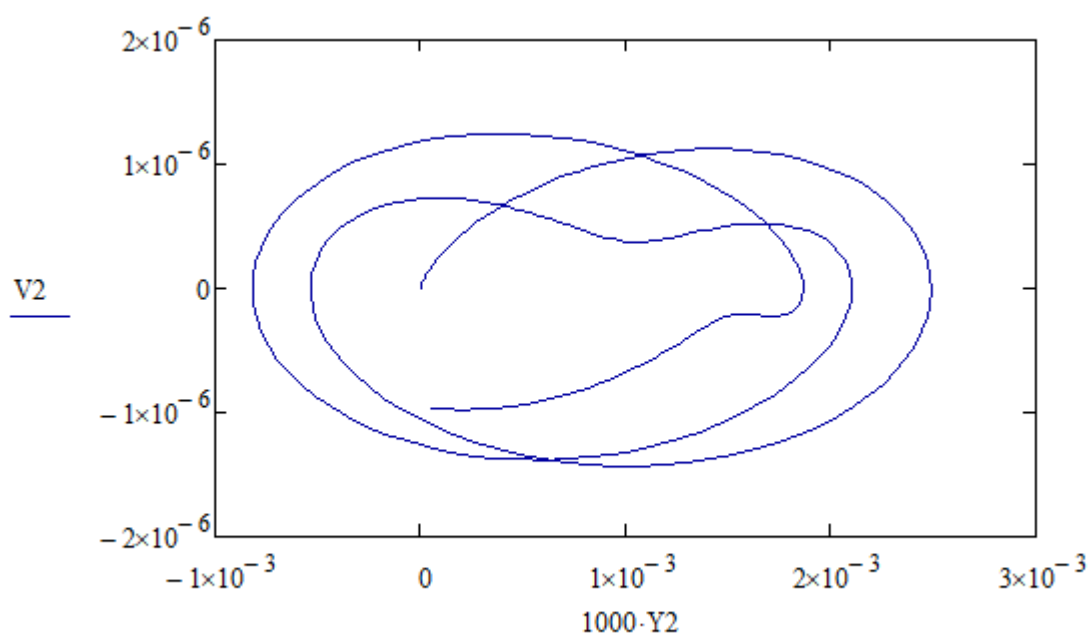
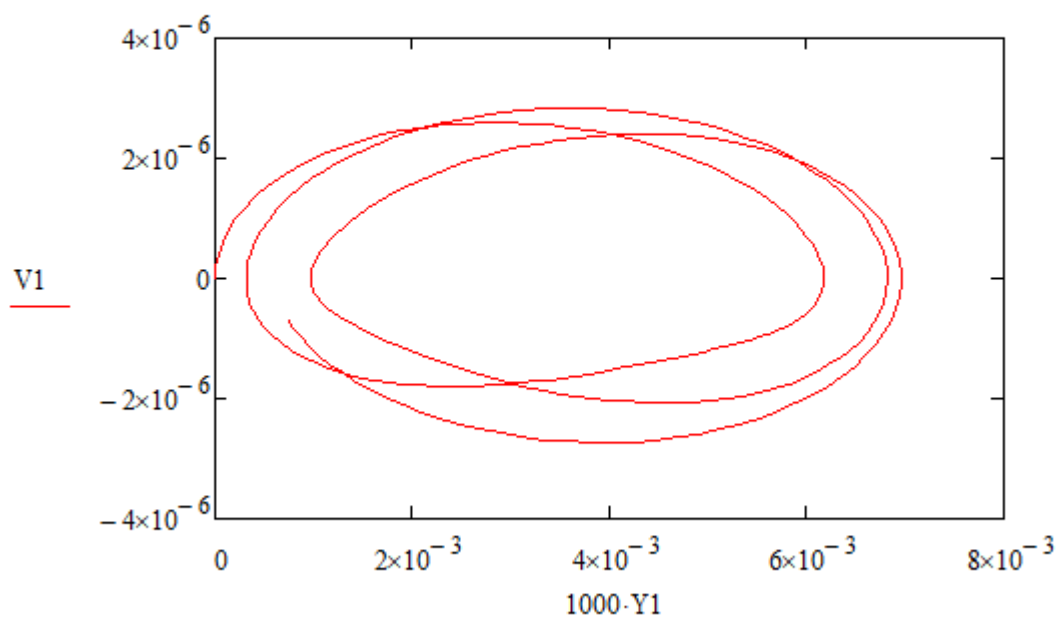
Розв'язок системи диференціальних рівнянь $Z := \text{Rkadapt}(x, t_0, t_1, N, D)$

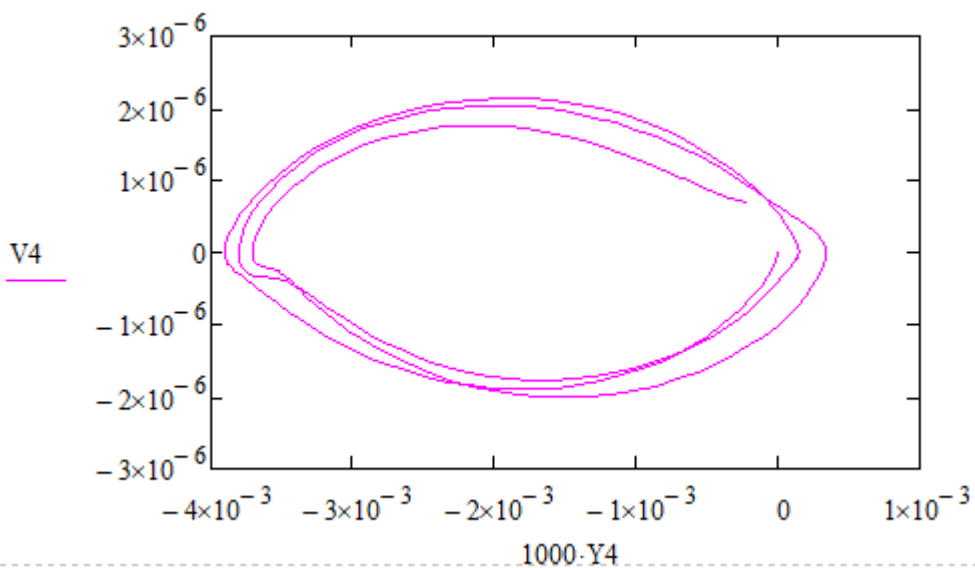
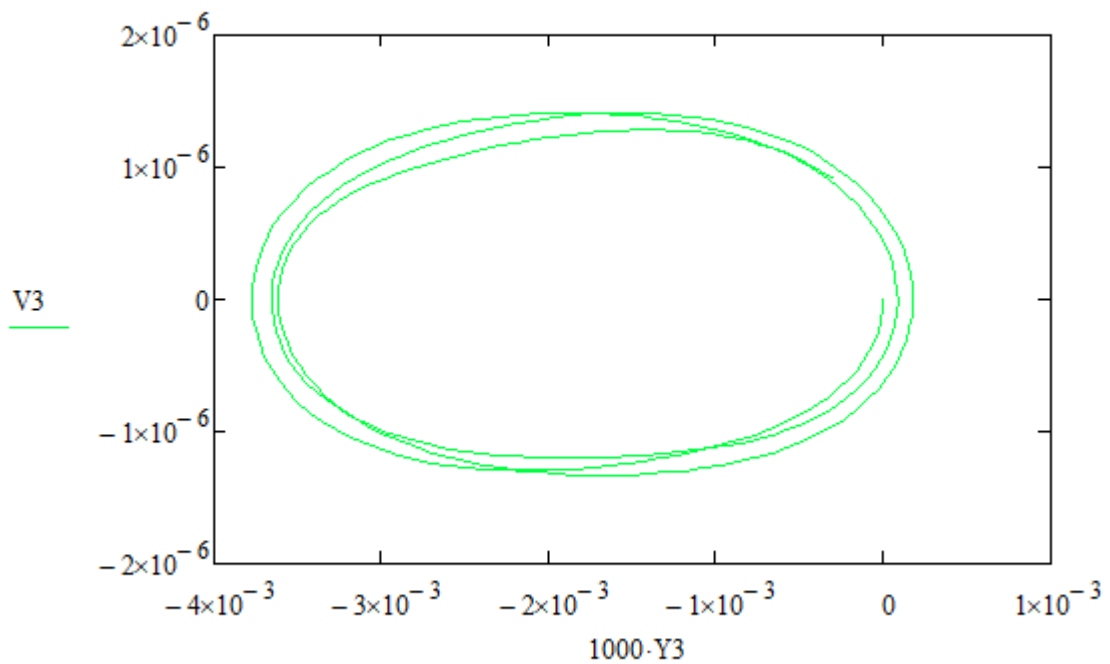
Формування вихідних даних

$\underline{T} := Z^{(0)}$	Час	
$\underline{Y1} := Z^{(1)}$	$V1 := Z^{(2)}$	Переміщення і швидкість першого тіла
$\underline{Y2} := Z^{(3)}$	$V2 := Z^{(4)}$	Переміщення і швидкість другого тіла
$\underline{Y3} := Z^{(5)}$	$V3 := Z^{(6)}$	Переміщення і швидкість третього тіла
$\underline{Y4} := Z^{(7)}$	$V4 := Z^{(8)}$	Переміщення і швидкість четвертого тіла



Фазові діаграми, представляючи залежність швидкості моментів інертності від її кутової швидкості





ВИСНОВОК

Проведені розрахунки показали, що використання пружного елемента із змінною жорсткістю дозволяє стабілізувати динамічну систему і суттєво зменшити коливні процеси на веденій частині пружно-компенсаційної муфти із пружним елементом.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1.1. Вплив шуму на організм людини і розробка заходів щодо зниження рівня шуму

Шум визначають як звук, котрий має негативну оцінку і завдає школи здоровлю людини. Прояви шкідливого впливу шуму на організм людини дуже різноманітні [25].

Тривалий вплив інтенсивного шуму (більше 80 дБ) на слух людини може призвести до його часткової або повної втрати. В залежності від тривалості та інтенсивності впливу шуму відбувається зниження чутливості органів слуху.

Для профілактичної роботи по забезпеченню безпечних умов праці по шумовому фактору слугує аудіометричний контроль працівників, який проводять для оцінки стану органів слуху. Проведення аудіометричного контролю та оцінка його результатів здійснюється шляхом виявлення слухової функції як середньостатистичного значення зниження порогів слухової чутливості у діапазоні мовних частот (500 – 2000 Гц) і на частоті 4000 Гц.

Вплив шуму на організм людини не обмежується дією на органи слуху. Через волокна слухових нервів подразнення шумом передається у центральну і вегетативну нервові системи, а через них діє на внутрішні органи, приводить до значних змін функціонального стану організму, впливає на психічний стан людини викликаючи відчуття страху та переживання. Працівник, який підпадає під вплив інтенсивного шуму затрачає в середньому на 10-20% більше фізичних і нервово-психічних зусиль на підтримання рівня праці, який був досягнутий ним при рівні звукового навантаження до 70 Дб.

Виходячи з концепції впливу шуму на цілісний організм, висунута гіпотеза про те, що шуми середніх рівнів (до 80 Дб), не викликають втрати слуху, але викликають втому та інші несприятливі впливи.

Соціальне значення проблеми по боротьбі з шумом, у першу чергу, полягає у покращенні умов праці та відпочинку, зниженні текучості кадрів, проявленні періоду активної діяльності працівників, підвищенні задоволення працею. Велике значення має встановлення реальної кількості людей, котрі працюють в умовах підвищеного шумового навантаження. Зокрема, на підприємствах текстильної промисловості, а також на підприємствах металургійної галузі та машинобудування значна кількість робітників працюють в умовах з достатньо високим рівнем шуму.

Зниження шуму від його джерела може бути досягнуто шляхом впровадження технологічних процесів та обладнання, які не створюють надмірних шумових навантажень. До таких заходів слід віднести електрофізичні методи металообробки, створення нероз'ємних з'єднань зварюванням, склеюванням, пресуванням за допомогою безударних заклепок тощо.

4.1.2. Будівельно-акустичні заходи при боротьбі з шумом

Зниження виробничого шуму по шляху його поширення досягається комплексом будівельно-акустичних заходів, які поділяються на акустичні та архітектурно-планувальні. Для зменшення шуму, який випромінюється промисловим обладнанням в атмосферу, передбачають використання матеріалів та конструкцій при проектуванні перекриттів, зовнішніх стін, фонарів природного освітлення, воріт, дверей, що можуть забезпечити необхідну звукоізоляцію. В окремих випадках доцільно використовувати звукоізоляційні екрани, шумові глушники, розміщувати обладнання, яке має найбільші коефіцієнти шумовиділення, в окремі приміщення.

При встановленні обладнання з динамічними навантаженнями доцільно передбачити впровадження заходів по його віброізоляції. Це необхідно для

усунення передачі вібрацій та звуку у суміжні приміщення через елементи будівельних конструкцій.

4.1.3. Заходи щодо зниження рівня механічного шуму

На підприємствах машинобудівної галузі домінує механічний шум. Його наявність обумовлена взаємовідносними коливними рухами деталей машин та їх взаємним переміщенням. Також механічний шум викликається силовою дією невірноважених обертових мас, ударами у спряженні деталей, стуками в зазорах, рухом деталей у трубопроводах або лотках тощо. Вище перелічені коливні процеси слугують причиною як повітряного, так і структурного шуму.

Оскільки збудження механічного шуму зазвичай носить ударний характер, а випромінюючі його конструкції і деталі представляють собою просторові розподілені системи з багато численними розподіленими резонансними частотами, то спектр механічного шуму займає широку область частот.

Шум зубчатих передач викликаний коливаннями коліс та елементів конструкцій, які спряжені з ними. Причинами цих коливань є взаємний співудар зубів при вході у зачеплення, змінна деформація зубів, яка обумовлена змінним характером силових факторів у зачепленні, кінематичні похибки зубчатих коліс, змінний характер сил тертя у зачепленні.

Спектр шуму особливо значимий в діапазоні 2000 – 5000 Гц. Складові вібрацій та шуму від деформації зубів під навантаженням мають дискретний характер з основною частотою, яка рівна частоті контакту зубів

$$f_z = \frac{z \cdot n}{60},$$

де z – число зубів колеса;

n – частота обертання колеса об/с.

Зниження рівня механічного шуму може бути досягнуто через зменшення величини діючого перемінного навантаження; збільшенням механічного імпеданса у місцях дії величин перемінного навантаження; зменшення

коефіцієнта передачі звукових коливань від місця їх виникнення до місць випромінювання; зменшення коливних швидкостей за рахунок зменшення коливних швидкостей через покращення конструкції деталі, яка перебуває у коливному стані.

Для зменшення динамічних навантажень у зубчатій парі рекомендують виготовляти одне із коліс із пластмаси. Зубчаті колеса, які виготовлені з пластичних матеріалів мають ряд переваг у порівнянні із сталевими, а саме: зносостійкість, безшумність у роботі, здатність відновлювати свою геометричну форму після деформації, більш прості у виготовленні. Відтак не слід забувати і про їх недоліки: відносно мала міцність зубів, низька теплопровідність, великий коефіцієнт лінійного термічного розширення.

Порівняльні випробування різних пар зубчатих коліс показали, що рівень звукового тиску у зубчатій парі сталь-капрон знизився на 18 дБ. Підвищення навантаження пластмасових зубчатих передач викликає менше зростання шуму ніж у сталевих. Також одним із способів зменшення вібрацій і шуму зубчатих коліс є підвищення точності їх виготовлення, а також за умови виготовлення зубів максимально пружними за рахунок модифікації по висоті їх профілю, зменшення частоти їх обертання.

4.2. БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.2.1. Оцінка стійкості роботи промислового підприємства до впливу вражаючих факторів

Стійкість роботи об'єкта - це здатність в умовах військового часу виготовляти продукцію в запланованому об'ємі і номенклатурі, а при одержанні слабких і частково середніх руйнувань відновлювати своє виробництво в мінімальні терміни. Ціль оцінки стійкості об'єкта полягає у виявленні слабких його елементів, щоб у подальшому провести інженерно-технічні заходи, спрямовані на підвищення стійкості об'єкта в цілому [26].

Оцінка стійкості роботи об'єкта - це всебічне вивчення підприємства з погляду спроможності його протистояти впливу вражаючих факторів ядерного вибуху, продовжувати роботу і відновлювати виробництво при одержанні слабких руйнувань.

Промислові підприємства відрізняються одне від одного як по конструктивному рішенню, так і по технологічному процесі. Відмінності об'єктів полягають в будинках і спорудах, устаткуванні і технології виробництва, комунально-енергетичних мережах і території, на якій розташований об'єкт. Тому в усіх випадках оцінка стійкості кожного об'єкта має свої особливості і вимагає конкретного підходу до рішення цього питання. У даному випадку розглянемо загальні для всіх об'єктів питання оцінки їх стійкості до впливу вражаючих факторів зброї масового знищення.

Оцінка стійкості роботи об'єкта починається з вивчення району розташування. Об'єкт може знаходитися в місті, за межею його проектної забудови і на деякій віддалі від міста. Досліджується територія району, його структура, щільність і тип забудови, сусідні об'єкти і можливість виникнення на них вторинних чинників поразки. На об'єкті визначаються щільність забудови,

розміщення основних будинків і споруджень, що впливають на характер руйнування, можливе утворення завалів і виникнення пожеж. Особлива увага приділяється ділянкам, де можливе виникнення небезпечних вторинних чинників ушкоджень. Беруться на облік усі будинки і споруди, робиться оцінка їх статичної стійкості. Вивчають кожен цех і його окремі елементи як по конструктивному рішенню, так і за матеріалами, що були використані в будівництві. Розглядаються умови розміщення внутрішнього технологічного устаткування і визначаються види руйнувань і ушкоджень, що можуть мати місце при ядерному вибуху і заваленні огорожувальних конструкцій цехів. Особливо важливо визначити захист цінного й унікального устаткування, насиченість виробництва автоматикою і можливість продовження виробництва у випадку виходу з ладу контрольно-виміральної апаратури. Обстежуються комунально-енергетичні системи об'єкта і робиться оцінка стійкості

споруджень і ліній, тобто визначаються параметри вражаючих факторів, при яких комунально-енергетичні мережі одержать ті або інші руйнування. Визначається забезпеченість працюючих захисними спорудженнями: встановлюється кількість сховищ, укриттів і оцінюються їхні захисні властивості. Вивчається система керування, зв'язку й оповіщення на основі вивчення стану захищених пунктів керування, вузлів і ліній зв'язку. Аналізується система матеріально-технічного постачання і виробничих зв'язків. Встановлюється об'єм запасів і можливих термінів продовження роботи без постачань; визначається відповідність їхньої кількості і номенклатури вимогам, запропонованим до виробництва у військовий час. Оцінюється стійкість складів сировини, комплектуючих виробів, готової продукції й інших матеріалів, а також сховища паливних матеріалів. Досліджується підготовка об'єкту до відновлення виробництва у випадку одержання слабких або середніх руйнувань. Аналіз виробничої діяльності об'єкта дозволяє виявити слабкі елементи, ділянки і підготувати план підвищення стійкості їх роботи і план відновлювальних робіт, забезпечити їх будівельно-монтажною і проектною документацією.

Оцінка стійкості роботи об'єкта організовується начальником ЦО (директором підприємства), його штабом і головними фахівцями: головним інженером, головним механіком, головним технологом, головним енергетиком. До оцінки стійкості залучаються начальники служб і інші фахівці.

4.2.2. Оцінка стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання

Критерієм стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання є світловий імпульс, при якому відбувається загоряння тих або інших будівель і споруджень і виникнення пожеж. При оцінці стійкості враховуються якість будівельних матеріалів, характеристика будівель і споруджень, особливості виробництва.

Виникнення пожеж у першу чергу залежить від того, які будівельні матеріали використані при зведенні будівель і споруджень об'єкта. Всі

будівельні матеріали по загоранню поділяють на три групи: незаймисті, важкозаймисті і займисті.

Незаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури не займаються, не жевріють і не обвуглюються. До них відносяться всі природні і штучні неорганічні матеріали, а також застосовувані в будівництві метали.

Важкозаймисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури важко займаються, жевріють або обвуглюються і продовжують горіти або жевріти тільки при наявності джерела вогню, а при його відсутності горіння або тління припиняється. До таких матеріалів відносяться матеріали в склад яких входять негорючі і горючі складові, наприклад асфальтовий бетон, гіпсові і бетонні деталі з органічними заповнювачами; глино-солом'яні матеріали при щільності не менше 900 кг/м³; цементний фіброліт; войлок, вимочений у глиняному розчині, і ін.

Займисті - це такі матеріали, що під впливом вогню або високої температури займаються або жевріють і продовжують горіти або жевріти після видалення джерела вогню. До таких матеріалів відносяться всі органічні матеріали не піддані глибокому проникненню антипиренів.

Самими небезпечними є будівлі і спорудження, виконані з займистих матеріалів. Але навіть і будівлі, виконані з незаймистих матеріалів, можуть витримати вплив вогню або високих температур тільки визначений термін. Межа вогнестійкості конструкцій визначається часом у годинах, протягом якого не з'являються наскрізні тріщини, конструкція не втрачає несучої здатності, не завалюється і не нагрівається до температур порядку 200 °С на протилежній стороні.

По ступеню займистості будівлі і спорудження діляться на п'ять груп (I, II, III, IV і V) в залежності від вогнестійкості частин будівлі і спорудження. Вогнестійкими будівлями або спорудженнями є цегельні (бетонні) будівлі I і II ступеня вогнестійкості, в яких усі частини виконані з негорючих матеріалів. Особливо небезпечними в протипожежному відношенні є будівлі IV і V ступеня вогнестійкості.

Виникнення пожеж залежить також від технологічного процесу і характеру виробництва. Тому об'єкти оцінюються по пожежній небезпеці в залежності від характеру виробництва. При цьому виникнення пожеж можливо від світлового випромінювання і руйнування виробничих будівель ударною хвилею.

По пожежній небезпеці всі об'єкти поділяють на п'ять категорій: А, Б, В, Г і Д.

До підприємств категорії А відносяться нафтопереробні заводи, хімічні підприємства, склади бензину, цехи обробки і застосування металевого натрію, калію й ін.

До підприємств категорії Б відносяться цехи приготування і транспортування вугільної пилюки і деревної муки, промивочно-пропарювальні станції цистерн і іншої тари від мазуту й інших рідин з температурою спалаху пар 28...120 °С; цехи обробки синтетичного каучуку, цехи виготовлення цукрової пудри і склади кіноплівки.

До підприємств категорії В відносяться лісопильні, деревообробні, столярні, модельні і лісо-тарні цехи; відкриті склади олії, масляне господарство електростанцій; цехи текстильного виробництва.

До підприємств категорії Г відносяться металургійні виробництва, підприємства гарячої обробки металу, термічні й інші цехи, а також котельні.

До підприємств категорії Д відносяться підприємства по холодній обробці металів і інші, зв'язані з збереженням і переробкою негорючих матеріалів.

Найбільше небезпечними в пожежному відношенні є підприємства категорії А і Б. Практично можливість виникнення пожеж у виробничих будівлях категорій В, Г і Д знаходиться в залежності від ступеня вогнестійкості будинків. Масові пожежі можуть виникати в будівлях і спорудженнях, які зруйновані не цілком, тобто при надлишкових тисках у фронті ударної хвилі до 50 кПа для будівель I - III ступеня вогнестійкості (із кам'яними стінами) і 20 кПа для будівель IV - V ступеня вогнестійкості (із дерев'яними стінами). Отже,

масові пожежі можуть виникати в межах відстаней від епіцентру вибуху, на яких діють надлишкові тиски ударної хвилі від 10 до 50 кПа.

Таким чином, при оцінці стійкості об'єкта до впливу світлового випромінювання уважно вивчаються всі будівлі, спорудження і виробничі пристрої, розташовані на території підприємства; визначаються місця можливого загоряння, а також аналізуються наслідки, що можуть виникнути від пожежі з врахуванням характеру виробництва і забудов навколо об'єкту. Після оцінки вогнестійкості будівель, споруджень і вивчення характеру технологічного процесу робляться висновки про стійкість до впливу світлового випромінювання об'єкта в цілому. На підставі проведеної оцінки виробляються заходи щодо підвищення вогнестійкості об'єкта.

4.2.3. Оцінка стійкості роботи об'єкта до впливу хімічного і бактеріологічного ураження

Хімічна і бактеріологічна зброя, викликаючи зараження об'єкта і ураження людей, створює складні обставини для роботи підприємства. При цьому робота об'єкта залежить від характеру зараження, забезпеченості працівників індивідуальними засобами захисту і характеру виробництва.

У ході оцінки стійкості роботи об'єкта визначаються: засоби захисту, тобто забезпеченість робітників та службовців протигазами (не найпростішими засобами), забезпеченість сховищ фільтровентиляційним устаткуванням промислового типу. Аналізуються умови роботи підприємства з погляду впливу отруйних речовин і бактеріальних засобів на процес виробництва, на матеріали і сировину. Встановлюється можливість герметизації будівель, цехів і інших приміщень, де працюють люди, а також можливість роботи в індивідуальних засобах захисту. Визначаються можливості проведення знезаражування території об'єкта, будівель, споруджень і проведення санітарної обробки людей у разі потреби.

Таким чином, при оцінці стійкості роботи об'єкта до впливу хімічної і бактеріологічної зброї аналізуються обставини, у яких може виявитися об'єкт, і визначаються можливості для продовження роботи.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У досліджуваного типу верстата сформовано чотири кінематичні групи. Для кожної кінематичної групи визначено внутрішні кінематичні зв'язки.
2. Розроблено і побудовано принципову структурно-кінематичну схему верстата.
3. В конструкцію приводу подач включено високомоментний привідний двигун серії *ПВ*, котрий є зв'язаним з ходовим гвинтом.
4. Проаналізовано комплекс рухів формоутворення для процесу механічної обробки деталі.
5. Проведено опис компоувальної схеми верстата.
6. Виконані дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції пружно-компенсаційної муфти із пружним елементом у вигляді зірочки наглядно продемонстрували велику металоємність цієї конструкції.
7. Враховуючи можливості застосування технологій генеративного дизайну та можливості сучасних матеріалів, доведено доцільність модернізації конструкції такої муфти через зміну її геометричних параметрів або використання інших матеріалів для виготовлення передавально-навантажувальних елементів пружно-компенсаційної муфти із зірочкою.
8. Для рівномірного розподілу контактних навантажень по внутрішній посадочній поверхні півмуфт доцільно внутрішню посадочну поверхню ступиці виконувати під шліцеву посадку.
9. Передбачити можливість використання пружного елемента (зірочки) як елемента із змінним кутовим кроком та змінною жорсткістю.
10. Для встановлення максимально наближених до дійсності величин сумарних переміщень доцільно застосовувати "елементи прокладки" з геометричними параметрами, які не перевищують 10 відсотків від дійсних геометричних розмірів досліджуваних деталей.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Луців І.В. Інтелектуальна власність. Частина 1. Система охорони інтелектуальної власності: навчальний посібник / І.В.Луців , Р.А.Скляров, В.В.Шанайда – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2015. – 112 с
2. Комар Р.В. Обґрунтування параметрів з'єднувальних компенсуючих муфт з пружними гвинтовими елементами. Дис. канд. техн. наук: 05.02.02. /Р.В. Комар – Хмельницький, 2004. – 150 с.
3. Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. – 200 с.
<http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/28060>
4. А. с. 1300222 СССР, МПК F 16 D 7/04. Предохранительное устройство / А.Ю. Оболевский, Т.В. Тарасова, В.К. Сулимов, Р.Б. Гевко (СССР). – № 4005093/31-27; заявл. 06.01.1986; опубл. 30.03.87, Бюл. № 12.
5. А. с. 1437597 СССР, МПК F 16 D 7/04. Предохранительное устройство / В.К. Сулимов, Т.В. Сулимова, Р.Б. Гевко (СССР). – № 4155124/25-27; заявл. 02.12.1986; опубл. 15.11.88, Бюл. № 42.
6. А. с. 1444571 СССР, МПК F 16 D 7/06. Предохранительная шариковая муфта / Р.Б. Гевко и В.К. Сулимов (СССР). – № 4025151/25-27; заявл. 21.02.1986; опубл. 15.12.88, Бюл. № 46.
7. А. с. 1456342 СССР, МПК B65G33/24. Предохранительное устройство / Б.М. Гевко, Р.Б. Гевко (СССР). – №4102349/27-03; заявл. 11.05.1986; опубл. 07.02.89, Бюл. № 5.
8. А. с. 1751530 СССР, МПК F 16 D 7/06. Предохранительная муфта / И.Б. Гевко, Р.Б. Гевко, Б.М. Гевко и О.И. Дубик (СССР). – № 4898920/27; заявл. 08.10.1990; опубл. 07.07.92, Бюл. № 28.
9. А. с. 1767251 СССР, МПК F 16 D 7/08. Предохранительная муфта / И.Б. Гевко (СССР). – № 4913622/27; заявл. 02.01.1991; опубл. 07.10.92, Бюл. № 37.
10. Кириченко А.Ф., Бережной В.А. Математическое моделирование геометрии зуба при расчёте напряжённо-деформированного состояния эвольвентных

- прямозубьх передач. // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ», 2004. – Вип.46.- С.78-85.
11. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков: (Основы компонентики). / Врагов Ю.Д. –М: Машиностроение, 1978. – 208 с.
 12. Скляр Р. А. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компонок верстатів з паралельною кінематикою / Р. А. Скляр, В. В. Шанайда // Матеріали ХІХ наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року — Т. : ТНТУ, 2016 — С. 74. - Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17396>
 13. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей ХVІ наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.
 14. Скляр Р. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Скляр Р., Шанайда В., Савчук М. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.
 15. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
 16. Редько Р. Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р. Г. Редько, О. І. Редько, В. В. Шанайда, Р. А. Скляр // Наукові нотатки. - 2014. - Вип. 44. - С. 249-253. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2014_44_41.
 17. Vitenko T. Features of creating a solid models and assembly operations at CAD-systems / Vitenko T., Shanaida V., Droździel P., Madlenak R. // 9th International Conference on Education and New Learning Technologies, Barcelona (Spain), 3rd-5th of July, 2017: IATED Academy, 2017. – P. 7464-7469. - Режим доступу: <https://library.iated.org/view/VITENKO2017FEA>
 18. Шанайда В. В. Розробка комп'ютерної твердотілої моделі цівкового редуктора для приводу головного руху токарно-карусельного верстата / В.

В. Шанайда, І. Г. Лось // Збірник тез доповідей VIII Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів „Актуальні задачі сучасних технологій“, 27-28 листопада 2019 року. — Т. : ТНТУ, 2019. — Том 1. — С. 146–147. — (Сучасні технології в будівництві, машино- та приладобудуванні). <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/30921>

19. Складаров Р. А. Динамічна модель приводу автоматичної заміни інструментів багатоцільових верстатів / Р. А. Складаров, Шанайда В. В. // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції „Обладнання і технології сучасного машинобудування“, 11-12 травня 2017 року. — Т. : ТНТУ, 2017. — С. 155–156. - Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/22711>

20. Vitenko, T., Shanaida, V., Drozdziel, P., & Madlenak, R. (2017). Trends and Features of Internationalisation of Higher Education as a Major Factor of Higher Education Institutions Development. Paper presented at the 9th International Conference on Education and New Learning Technologies, Barcelona, Spain, 3-5 July, 2017.

Режим доступу: <https://library.iated.org/view/VITENKO2017TRE>

21. Орищук Р.М., Чернявський І.В., Шанайда В.В. Дослідження точності позиціонування деталей різної геометричної форми у верстатних механізмах кріплення і силової фіксації/ Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: ХІХ ММНТК «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво», 25-26 листопада 2020 р., м. Суми: Сумський державний університет, 2020. 180 с. – С.63-66.

Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/33597>

22. Чернявський І.В., Орищук Р.М., Шанайда В.В. Дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкції пружно-компенсаційної муфти методами 3D моделювання/Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 25–26 листоп. 2020.) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін]. – Тернопіль : ТНТУ, 2020. – 204 с. – С.143-144.

Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/33742>

23. Чернявський І., Дмитрів О. Дослідження моделі з'єднувально-компенсаційної муфти засобами комп'ютерного аналізу/Матеріали ІV Міжнародної студентської науково - технічної конференції/Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім.І.Пулюя (м. Тернопіль, 28-29 квітня 2021 р.), 2021.- 268 с. – С.131-132.
24. Вегера Н. О. Комп'ютерне дослідження динамічних характеристик елементів модифікованого приводу головного руху вертикально-фрезерного верстата / Вегера Н. О. // Збірник тез Міжнародної студентської науково-технічної конференції "Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання", 26-27 квітня 2018 року. — Т. : ТНТУ, 2018. — Том 1. — С. 178–179. — (Машинобудування).
- Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/24948>
25. Фоменко, І. А. Охрана труда при обработке металлов резанием [Текст] / И. А. Фоменко, В. В. Коваленко, Н. П. Стародуб. - К. : Техніка, 1989. - 158 с.
26. Атаманчук П.С., Мендерецький В.В., Панчук О.П., Чорна О.Г. Безпека життєдіяльності. Навч. посіб. – К.: Центр учбової літератури, 2011. – 276 с.