

Центральноукраїнський національний технічний університет
Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Машинобудування, мехатроніки і робототехніки»

«Допущено до захисту»
Завідувач кафедри ММіР
к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА
« ____ » _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої освіти
на тему:

**«Проект силового модуля з
перерозподілом сил у приводі
подач»**

Виконав здобувач вищої освіти II-го
курсу групи ПМ-22М-3
ОПП «Прикладна механіка»
спеціальності 131 «Прикладна
механіка»
_____ Олександр КРАСУЛЯ

Керівник роботи к.т.н., доцент
_____ Андрій ГРЕЧКА

Рецензент:

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет	Механіко-технологічний
Кафедра	Машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Рівень вищої освіти	другий (магістерський)
Галузь знань	13 Механічна інженерія
Спеціальність	131 Прикладна механіка
Освітньо-професійна програма	Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ММіР

_____ Андрій ГРЕЧКА

«____» _____ 2023 р.

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

Олександра КРАСУЛІ

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Проект силового модуля з перерозподілом сил
у приводі подач

2. Керівник роботи: к.т.н., доцент Андрій ГРЕЧКА

3. Строк подання роботи до захисту 12 січня 2024 р.

4. Мета та завдання випускної кваліфікаційної роботи

Мета роботи: проектування силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач для покращення його вихідних силових характеристик шляхом застосування у конструкції приводу диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів.

Завдання:

- огляд конструкцій силових модулів та методів покращення вихідних характеристик їх приводів подач;
- огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів;
- розробка проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач;
- синтез аналітичних залежностей для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей приводу подачі силового модуля;
- визначення економічної ефективності провадження проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач.

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів

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

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Патентний огляд.	12.09	вик.
2.	Огляд літературних джерел.	27.09	вик.
3.	Ескізний проект диференціалу.	05.10	вик.
4.	Виконання проектних і перевірочних розрахунків елементів диференціалу.	15.10	вик.
5.	Розробка складального креслення диференціалу.	22.10	вик.
6.	Ескізний проект силового модуля.	02.11	вик.
7.	Виконання проектних і перевірочних розрахунків елементів силового модуля.	12.11	вик.
8.	Розробка складального креслення силового модуля.	27.11	вик.
9.	Математичне моделювання приводу подачі.	04.12	вик.
10.	Розрахунок економічної ефективності.	14.12	вик.
11.	Організаційно-планові розрахунки.	21.12	
12.	Оформлення пояснювальної записки.	31.12	вик.
13.	Оформлення презентації роботи	11.01	вик.
14.	Здача роботи на кафедру та перевірка на антиплагіат.	12.01	вик.

Дата видачі завдання « ____ » _____ 20__ р.

Керівник роботи _____ Андрій ГРЕЧКА
(підпис)

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

Здобувач вищої освіти _____ Олександр КРАСУЛЯ
(підпис)

Анотація

КРАСУЛЯ Олександр. Проект силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач. Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти: ЦНТУ, 2024. – 105 с. Матеріали презентації 13 іл.

Спроековано силовий модуль з приводом подачі платформи з двома гвинтами, перерозподіл сил між якими відбувається за допомогою диференціалу типу «torsen». Отримано аналітичні залежності для визначення необхідної степені блокування диференціалу. Виконано оцінку меж ефективності застосування такого технічного рішення.

Очікуваний економічний ефект у виробника продукції в складає 37450 грн, у споживача – 28500 грн.

Актуальність: застосування двохгвинтового приводу подачі з приводом гвинтів від диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів на його вихідних ланках, дозволяє зменшити перекося виконавчого органу приводу подачі на напрямних, внаслідок чого підвищується точність обробки та зменшуються втрати на тертя і зношування напрямних.

Практичне значення: розроблено проект силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач та отримано аналітичні залежності для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи.

Ключові слова: силовий модуль, сили подачі, диференціал «torsen».

Summary

KRASULIA Oleksandr. Design of a power module with force redistribution in the feed drive. Qualification work at the second (master's) level of higher education: CUNTU, 2024.– 105 p. Presentation materials 13 il.

It is designed a power module with a two-screw platform feed drive, forces are redistributed between them using a "torsen" type differential. It is obtained analytical dependencies to determine the required degree of differential locking. An assessment of the efficiency limits of the application of such a technical solution has been carried out.

The expected economic effect for the producer of products is UAH 37,450, for the consumer – UAH 28,500.

Keywords: power module, feed forces, "torsen" differential.

ЗМІСТ

	сторінка
ВСТУП	3
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ МОДУЛІВ ТА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ	5
1.1 Конструкції електромеханічних та гідравлічних силових модулів	5
1.2 Методи підвищення ефективності силових модулів	9
1.3 Силові модулі з перерозподілом сил для руху подачі	13
1.4 Огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються	18
1.5 Мета і задачі роботи	25
РОЗДІЛ 2 ПРОЕКТУВАННЯ СИЛОВОГО МОДУЛЯ З ПЕРЕРОЗПОДІЛОМ СИЛ У ПРИВОДІ ПОДАЧ	28
2.1 Застосування диференціалу, що самоблокується, у приводі подачі силового столу	28
2.2 Опис конструкції силового модуля	31
2.3 Визначення необхідного коефіцієнту блокування диференціалу	33
2.4 Розрахунки зубчастих передач	40
2.5 Розрахунок кульково-гвинтової передачі	52
РОЗДІЛ 3 ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ СИЛОВОГО СТОЛУ	60
3.1 Загальні вихідні дані	60
3.2 Конструкторська підготовка виробництва	61
3.3 Технологічна підготовка виробництва	65
3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни модернізованого вузла	68
3.5 Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки), які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах	73
3.6 Розрахунок показників економічної ефективності	78
3.7 Організаційно-планові розрахунки	80
ВИСНОВКИ	90
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	92

ВСТУП

В сучасних умовах ринкової економіки основною тенденцією розвитку промисловості України та машинобудування, як основної її складової частини, є пристосування до кон'юнктури ринку, що виражається, зокрема, у скороченні термінів створення, впровадження та виготовлення продукції, зменшенні до необхідних розмірів серійності її випуску з одночасним підвищенням продуктивності та якості виробів, зниженням енерго- та матеріалоємкості.

В таких умовах особливо актуальною постає проблема створення високоефективного технологічного обладнання, здатного задовольнити максимум потреб виробників продукції при мінімальних витратах. Бажано, щоб обладнання було достатньо гнучким до вимог випуску нової продукції. Як показала практика, найбільш швидкий перехід до випуску нової продукції має універсальне обладнання, однак у більшості випадків воно володіє надлишковими функціями, що неодмінно відображається на вартості таких зразків.

В основу агрегатно-модульного принципу закладена можливість на базі стандартних, нормалізованих чи уніфікованих вузлів компонувати технологічне обладнання та модулі будь-якого рівня спеціалізації та автоматизації з можливістю швидкого перекомпонування його при переході до випуску нової продукції. За останній час створені наукові і теоретично обґрунтовані методи якісного переходу від традиційних структур приводів і схем навантаження їхніх виконавчих органів до більш ефективних, що дозволяє знизити матеріало- і енергоємкість силових вузлів при одночасному скороченні кількості їхніх типорозмірів. Подальше підвищення продуктивності, точності обробки і гнучкості агрегатно-модульного технологічного обладнання досягається завдяки принципово новим високоефективним силовим вузлам, що мають високу навантажувальну здатність, точність і малу енерго- і матеріалоємкість.

Ефективний шлях удосконалення і підвищення рівня техніко-економічних показників агрегатно-модульного технологічного обладнання варто шукати не тільки в модернізації існуючої номенклатури силових вузлів, що базуються на принципах раціонального конструювання, але й у пошуку принципово нових підходів до структури приводів, раціональних схем навантаження виконавчих органів приводів силових вузлів, що забезпечують нові рівні їхніх вихідних параметрів.

Мета і задачі роботи. Метою даної роботи є проектування силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач для покращення його вихідних силових характеристик шляхом застосування у конструкції приводу диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- огляд конструкцій силових модулів та методів покращення вихідних характеристик їх приводів подач;
- огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів;
- розробки проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач;
- синтезу аналітичних залежностей для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей приводу подачі силового модуля;
- визначення економічної ефективності провадження проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач.

Практичне значення – розроблено проект силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач та отримано аналітичні залежності для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ СИЛОВИХ МОДУЛІВ ТА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ

1.1 Конструкції електромеханічних та гідравлічних силових модулів

У практиці широко застосовують силові модулі блочної конструкції, базовим вузлом яких є силові столи, що здійснюють рух подачі [1]. У Мінському СКБ АЛ і Московському СКБ АЛ і АВ були спроектовані єдині гама відповідно електромеханічних і гідравлічних силових столів, призначених для компонування вітчизняних агрегатних верстатів великого і середнього розмірів. Кожна гама складається із семи типорозмірів (розробником електромеханічного силового столу габариту 1 є Харківське СКБ АВ). Основні і приєднувальні розміри силових столів приведені в ГОСТ 21038-76.

В останні роки силові столи знайшли досить широке застосування в малогабаритних агрегатних верстатах. Силові столи дозволяють удосконалювати принцип агрегування і розширити технологічні можливості агрегатних верстатів.

Розглянемо конструкцію цих столів [1, 7]. Уся гама зберігає принцип конструктивної подоби, а основні параметри столів змінюються в геометричній прогресії. Електромеханічні силові столи складаються з власне столу 1 (рис. 1.1) і привода подачі 2. У виді окремого вузла виконаний блок упорів керування 3.

Несучою частиною силового столу є корпус з одною плоскою й одною призматичною напрямними, по яких за допомогою гвинтової пари переміщається платформа, причому гвинт установлений на опорах кочення в корпусі столу, а гайка закріплена на платформі. Обертання гвинту передається від електродвигуна через редуктор привода подачі. Привод подачі має два електродвигуни, з яких один (меншої потужності)

призначений для здійснення робочої подачі, а другий (більшої потужності) – для прискорених установчих переміщень.

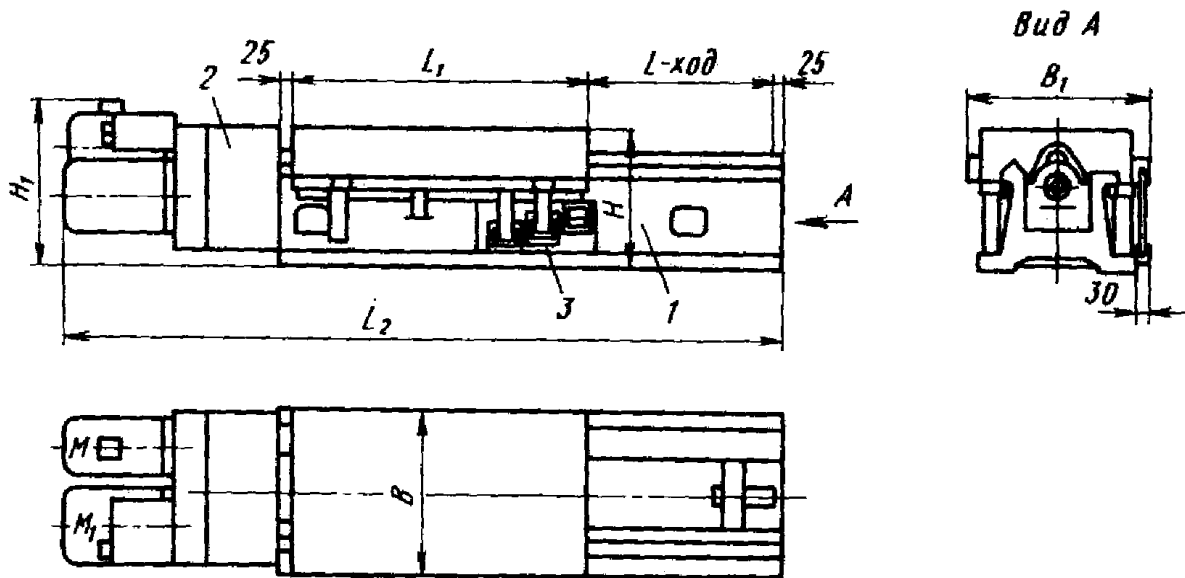


Рис. 1.1 Електромеханічний силовий стіл

Основний цикл столу складається з наступних елементів: прискорений підвід – робоча подача – витримка на "жорсткому" упорі (при необхідності) – прискорений відвід. При такому циклі встановлюється блок упорів керування, що містить три безконтактних кінцевих вимикача. Система керування дозволяє виконувати й інші цикли: обробку переривчастих поверхонь, або глибоке свердління з періодичним виводами інструментів. Для цього стіл повинен комплектуватися спеціальним механізмом ступінчастої подачі. Зміна величини робочої подачі при переналагодженні забезпечується заміною змінних шестірень.

Кінематична схема силового столу показана на рис. 1.2 [1, 7]. Від електродвигуна робочої подачі 1 через муфту 2 обертання передається на змінні зубчасті колеса z_3, z_4 і z_5, z_6 і далі на змінні зубчасті колеса z_7, z_8 у ніші 9. На одному валу зі змінним колесом установлена регульована фрикційна запобіжна муфта 10. Обертання передається через зубчасті колеса 11, 12 і 13, 14 на включену електромагнітну муфту 15 і через зубчасті колеса 16 і 17 ходовому гвинту 18, що переміщає гайку 19 із платформою 20. Величина

припустимої сили подачі силового столу регулюється настроюванням фрикційної запобіжної муфти. При витримці платформи на "жорсткому" упорі 21 фрикційна муфта прослизає, не допускаючи прослизання дисків електромагнітної муфти. Жорсткий упор обмежує переміщення і регулює крайнє переднє положення платформи для одержання точного подовжнього розміру оброблюваної заготовки.

Прискорений підвід і відвід здійснюється електродвигуном 22 через муфту 23, причому вмикання електродвигунів і електромагнітної муфти заблоковано. Зміна напрямку прискорених переміщень здійснюється реверсуванням електродвигуна прискорених ходів.

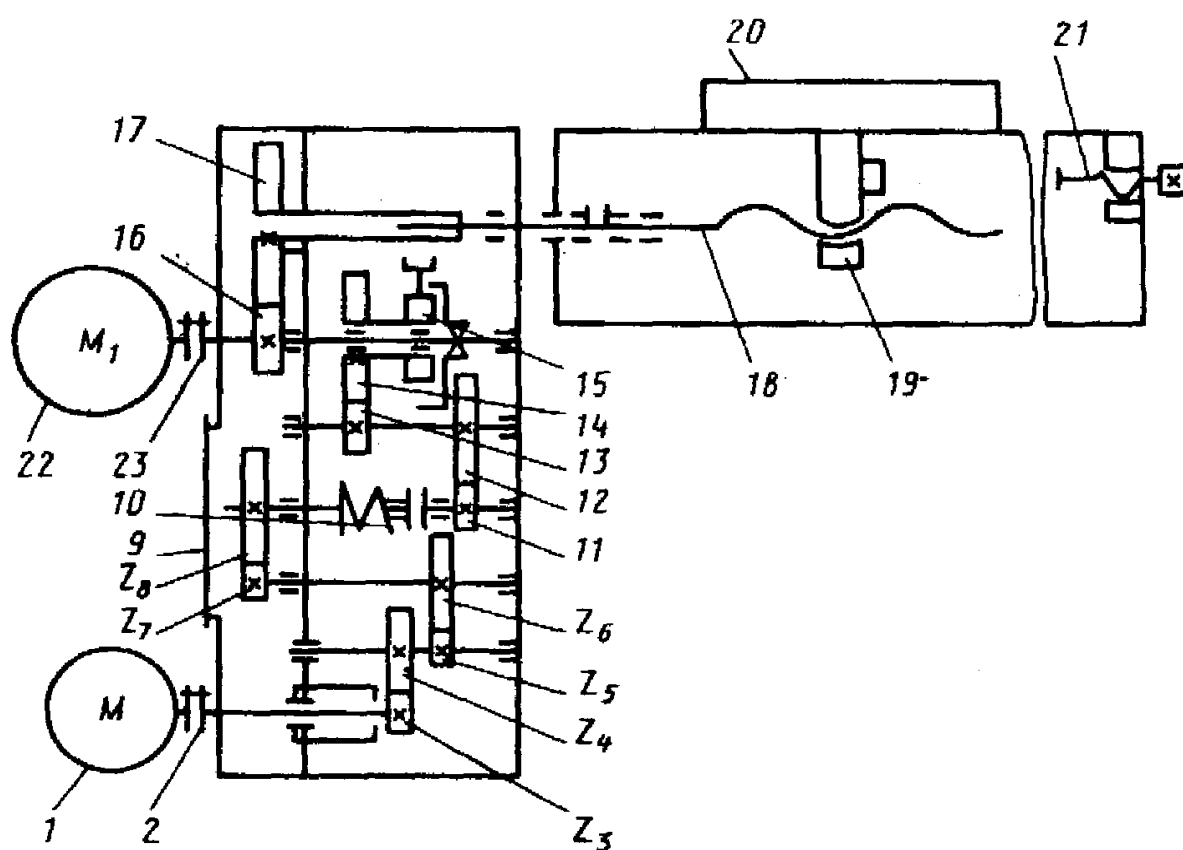


Рис. 1.2 Кінематична схема електромеханічного силового столу

Основною перевагою силових столів з гідравлічним приводом подачі є безступінчасте регулювання швидкості робочих переміщень [7, 8]. Величина

подачі регулюється дроселем. Гідравлічні столи єдиної гами випускаються несамодіючими.

Силовий стіл з гідравлічним приводом подачі складається з платформи 1 (рис. 1.3), установлені на корпусі 2 з напрямними і закріпленим гідроциліндром 3, шток 4 якого кріпиться до платформи. У передній частині корпусу столу встановлюється регульований "жорсткий" упор 5. Упори 6 блоку керування кріпляться на платформі, а на бічній поверхні корпусу столу встановлюється плита 7 з безконтактними електричними перетворювачами 8.

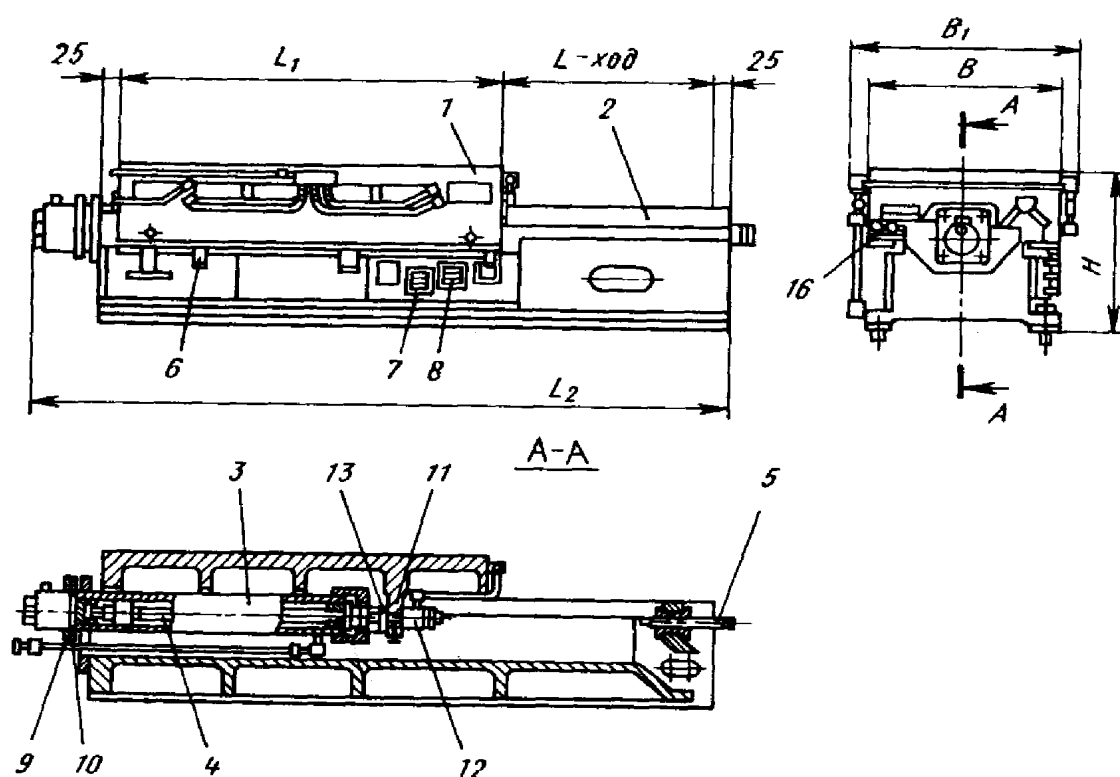


Рис. 1.3 Силовий стіл з гідравлічним приводом подачі

Гідроциліндр кріплять до корпусу гвинтами за допомогою фланця 9 і півкілець 10. З іншої сторони він з'єднаний із кронштейном 11. Шток кріпиться до платформи гайкою 12 і фіксується гвинтом 13.

Гідравлічний стіл може здійснювати такі ж робочі цикли, як і електромеханічний, але, крім того, на ньому може бути отриманий цикл із різними швидкостями робочих подач.

1.2 Методи підвищення ефективності силових модулів

Агрегатно-модульне технологічне обладнання одержало інтенсивний розвиток завдяки рішенням таких важливих проблем, як забезпечення високої продуктивності, швидкого перекомпонування і переналагодження при зміні продукції, що випускається [7]. Висока продуктивність обробки виробів досягається за рахунок застосування принципів концентрації операцій на робочій позиції на основі багатоінструментальної, багатошпиндельної і багатобічної обробки.

Основною задачею сучасного верстатобудування є рішення проблеми створення високопродуктивного гнучкого агрегатно-модульного технологічного обладнання (з значним ступенем універсальності) на основі методу агрегатування.

Метод агрегатування дозволяє створити таке технологічне обладнання, що сполучає у собі переваги спеціального і спеціалізованого обладнання, що забезпечує максимальну продуктивність при одночасному збереженні основних властивостей універсального обладнання (високий рівень гнучкості і багатомоделовості обробки).

Основні параметри, що визначають техніко-економічні показники агрегатно-модульного технологічного обладнання, мають два рівні:

I рівень характеризується продуктивністю і точністю обробки, функціональною і технологічною надійністю, що у свою чергу визначають його функціональні і технологічні можливості.

II рівень характеризується довговічністю, ремонтоздатністю, гнучкістю (можливістю адаптації до зміни параметрів виробу) і собівартістю, що визначають його експлуатаційні показники.

Аналіз результатів наукових досліджень, конструкторських розробок, експериментально-виробничих дослідів, проведених в Україні і за її межами, дозволив установити тенденції розвитку агрегатно-модульного технологічного обладнання:

- 1) підвищення продуктивності і технологічної надійності обробки;
- 2) розширення складу уніфікованих вузлів для компоновки агрегатних верстатів відповідно до вимог замовника;
- 3) підвищення рівня концентрації операцій на основі силових вузлів підвищеної навантажувальної здатності і жорсткості;
- 4) підвищення рівня гнучкості, технологічних і функціональних можливостей за рахунок застосування револьверних бабок і насадок, змінних багатошпіндельних насадок і коробок, багатокоординатних силових вузлів, поворотних шпіндельних вузлів і насадок.

Вивчаючи проектно-конструкторські розробки, тенденції розвитку конструкцій і систем керування агрегатно-модульного технологічного обладнання за кордоном, можна зробити висновок: чим вище рівень гнучкості системи керування, заснованої на ЧПУ, тим вище рівень гнучкості агрегатно-модульного технологічного обладнання, за умови оснащення його багатокоординатними силовими модулями з приводами керування електродвигунами постійного струму.

По ступені гнучкості системи керування агрегатно-модульного технологічного обладнання, застосовуване в машинобудуванні і приладобудуванні, можна розбити на три рівні.

I рівень – агрегатно-модульне технологічне обладнання, оснащене електроконтактними жорсткими системами керування, що забезпечують один чи кілька заданих циклів роботи.

II рівень – агрегатно-модульне технологічне обладнання, оснащене мікропроцесорними системами керування циклом роботи, що мають здатність перепрограмування на інший цикл обробки деталей, група яких закріплена за конкретною одиницею агрегатно-модульного технологічного обладнання (в основу покладена групова технологія виробництва деталей при можливості перепрограмування довжин ходів різальних інструментів – довжини фрезерування, глибини свердління і т.п.).

III рівень – агрегатно-модульне технологічне обладнання, оснащене системами ЧПУ з перепрограмуванням параметрів процесу обробки деталі в залежності від вимог до її виготовлення (можливе регулювання частоти обертання інструментів, робочої подачі, зміна координат оброблюваних поверхонь, швидкостей холостих ходів). У цьому випадку агрегатно-модульного технологічного обладнання оснащене багатокоординатними силовими модулями з автоматичною зміною одиничних чи комплектів інструментів (змінні багатошпиндельні коробки і насадки). Передбачено можливості автоматичного розпізнавання об'єктів обробки, корекції положення оброблюваної деталі в робочому координатному просторі верстата, оцінки похибки модулів у верстатах при їхній переорієнтації.

На основі вищевикладеного можна зробити висновок, що основними шляхами підвищення ефективності агрегатно-модульного технологічного обладнання є:

- підвищення продуктивності обробки за рахунок інтенсифікації процесу обробки і збільшення ступеня концентрації операцій;
- розширення функціональних і технологічних можливостей за рахунок підвищення гнучкості агрегатно-модульного технологічного обладнання шляхом удосконалення систем керування, розширення технологічних і функціональних можливостей силових вузлів;
- зменшення сил тертя у напрямних виконавчих органів приводів подач;
- підвищення коефіцієнту корисної дії;

- зменшення енергетичних витрат на реалізацію процесу обробки;
- зменшення матеріаломісткості конструкцій компонентів агрегатно-модульного технологічного обладнання;
- зменшення габаритів та займаємої площі;
- пошук нових структур агрегатно-модульного технологічного обладнання і їх компонентів на основі перемінної та паралельної структури.

Установлено, що можливості підвищення ефективності схем навантаження виконавчих органів приводів подачі на основі традиційної структури практично вичерпані [4]. Тому подальше підвищення ефективності силових модулів варто шукати в зміні структури приводу. Створення перемінної структури приводу дозволяє змінити схему навантаження виконавчого органа приводу подачі в напрямку поліпшення умов її функціонування в період реалізації процесу обробки. Нова перемінна структура силових модулів із загальним приводом показана на рис. 1.4 [7].

Відмінною рисою перемінної структури приводу силових модулів агрегатно-модульного технологічного обладнання є механізм переміни структури приводу, вбудований у ланцюг головного руху і сприймаючий через зворотний зв'язок 33 частку моменту різання ΔM_p , перетворюючи його в додаткову силу P_d , що передається виконавчому органу приводу подачі $ВО_p$ у виді окремого силового потоку, що доповнює силу подачі P_p , створювану кінематичним ланцюгом $M \rightarrow ПМ_r \rightarrow ППМ_p \rightarrow ВО_p$ для реалізації процесу обробки ПО деталі Д.

Змінюючи частку моменту різання ΔM_p , що надходить у МПС, варіюючи його конструктивні параметри, кінематичні чи силові передатні відношення, можна змінювати у визначених межах величину рушійної сили P_d , що є додатковою силою, прикладеної до виконавчого органа приводу подачі. Автором у роботі [6] установлено, що, змінюючи питому вагу P_d у сумарній силі, що розвивається силовим модулем, можна керувати її вихідними параметрами.

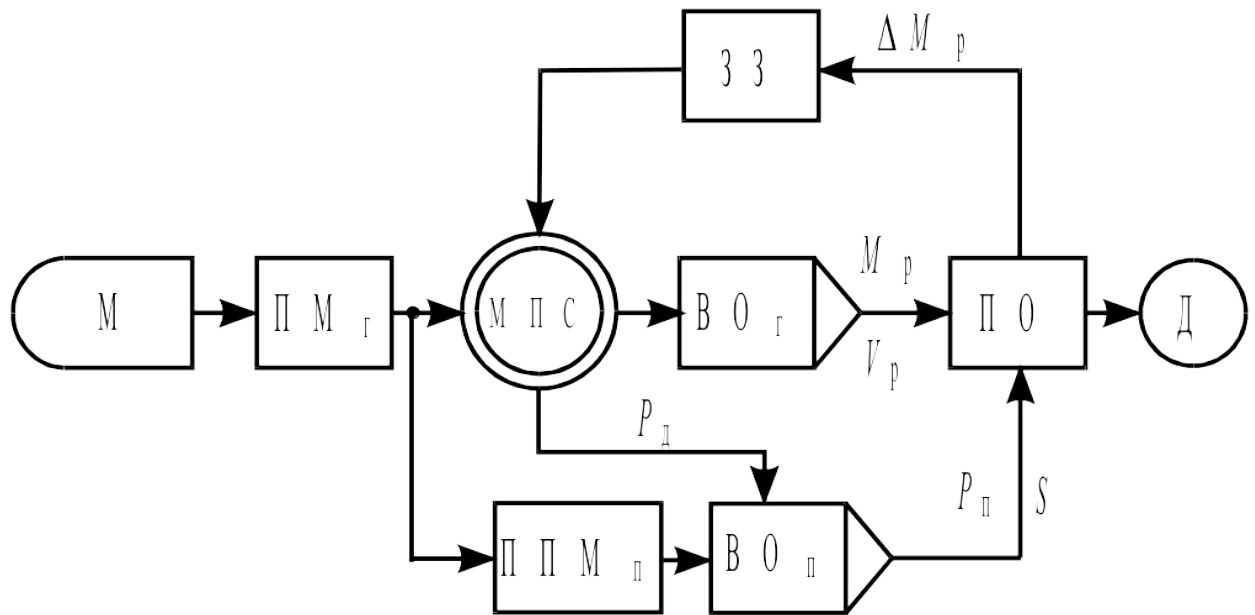


Рис. 1.4 Нова перемінна структура силових модулів із загальним приводом головного руху і подачі: МПС – механізм переміни структури; ЗЗ – зворотний механічний зв'язок по навантаженню; ΔM_p – частка моменту різання, що відбирається механізмом переміни структури; P_d – осьова сила, що виникає в механізмі переміни структури, що доповнює силу подачі P_p та співпадає з нею по напрямку

В основу перемінної структури приводу силових модулів покладене створення таких умов силового навантаження виконавчого органа приводу подачі, при яких забезпечуються необхідні вихідні параметри по точності і продуктивності, не торкаючись при цьому заданих параметрів процесу обробки.

1.3 Силові модулі з перерозподілом сил для руху подачі

Одним із способів реалізації перерозподілу сил для здійснення руху подачі в силових модулях є застосування перемінної структури приводу [5, 7]. До таких силових модулів блочного типу входять: шпиндельний вузол

корпусного типу з механізмом переміни структури привода; блок привода головного руху; різні пристрої і механізми, що розширюють технологічні можливості верстатного вузла.

По даному принципу компоновки силових модулів блочного типу побудовані вузли, захищені а.с. СРСР №№ 1017469, 1704951, для багатошпіндельної обробки на агрегатних і спеціальних верстатах, а також для виконання операцій свердління чи споріднених операцій (рис. 1.5).

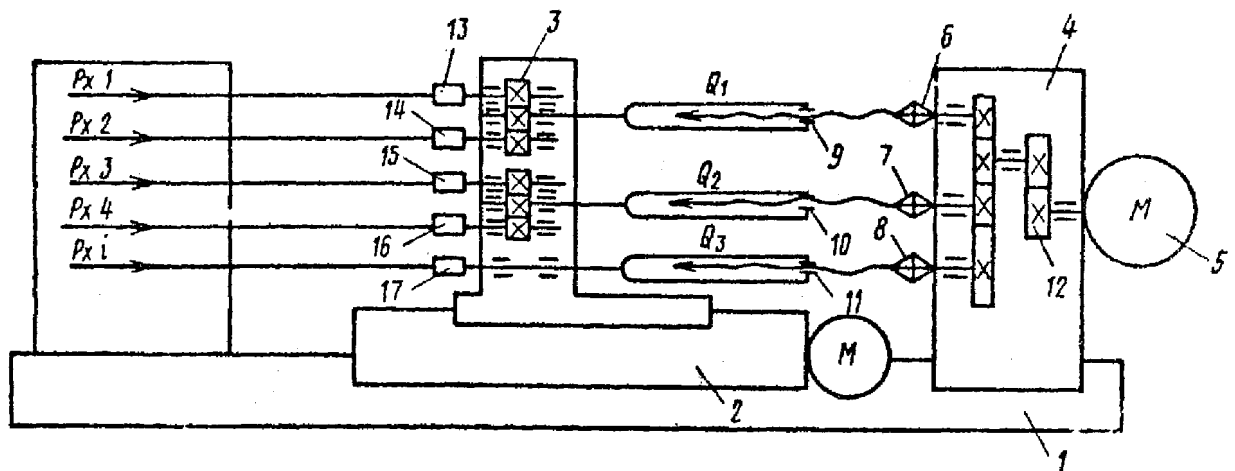


Рис. 1.5 Силовий модуль блочного типу з перемінною структурою для багатошпіндельної обробки

Метою даного винаходу (а.с. СРСР №1017469) є спрощення конструкції силового багатошпіндельного модуля блочного типу з перемінною структурою привода, що досягається сполученням механізму переміни структури, виконаного у виді гвинтової передачі і безпосередньо зв'язаної щонайменше з одним шпінделем, а привод головного руху оснащений загальною ланкою налагоджування.

Силовий модуль містить станину 1, силовий стіл 2, шпіндельну коробку 3, роздавальну коробку 4, двигун 5, ланки налагоджування 6-8, несамогальмівні гвинтові передачі 9-11, змінні колеса 12, що представляють загальну ланку налагоджування, і шпінделі 13-17.

На станині 1 установлена роздавальна коробка 4, на якій закріплено двигун 5. Роздавальна коробка через рухомі несамогальмівні гвинтові передачі 9-11 з'єднана зі шпindelною коробкою. У роздавальній коробці встановлені ланки налагоджування 6-8, що дозволяють налагоджувати шпindel чи групу шпindelів на задані швидкості різання. Однак, у випадку обробки отворів однакового діаметру, силова головка може і не містити зазначених ланок. У цьому випадку задана швидкість різання досягається підбором змінних коліс 12. Шпindelна коробка 3 установлена на силовому столі.

У процесі роботи вузла від електродвигуна 5 через змінні колеса 12, роздавальну коробку 4, ланки 6-8, і гвинтові передачі 9-11 одержують обертання шпindelі 13-17. Одночасно силовий стіл 2 передає шпindelній коробці 3 зворотно-поступальний рух відповідно до циклу роботи верстата.

У процесі обробки, коли гвинтові передачі 9-11 передають крутний момент, у них виникають осьові сили Q_1, Q_2, Q_3 , спрямовані протилежно напрямку осьових складових сил різання $P_{x1}...P_{xi}$.

Ведучі елементи гвинтових передач на площині шпindelної коробки розташовуються у формі трикутника з таким розрахунком, щоб мати можливість управляти пружними переміщеннями шпindelної коробки, що навантажується осьовими складовими сил різання $P_{x1}...P_{xi}$.

Для переміни точки прикладення рівнодіючої розвантажувальних сил змінюється їхнє співвідношення шляхом змін кута нахилу в гвинтових передачах 9-11.

Кожна з гвинтових передач 9, 10 і 11 автономно з'єднана щонайменше з одним шпindelем, що, у порівнянні з основним винаходом а.с. СРСР, №1704951, спрощує схему і конструкцію привода.

Використання запропонованого винаходу дозволяє управляти пружними деформаціями елементів технологічної системи верстата шляхом переміни точки прикладення розвантажуючої рівнодіючої сили, при цьому конструкція силового модуля простіше відомих.

По а.с. СРСР №1017469, розроблена конструкція багатопиндельного двостороннього агрегатного верстата для глибокого свердління в деталі теплообмінника типу "обечайка" (рис. 1.6), упровадженого на заводі "Більшовик" (м. Київ).

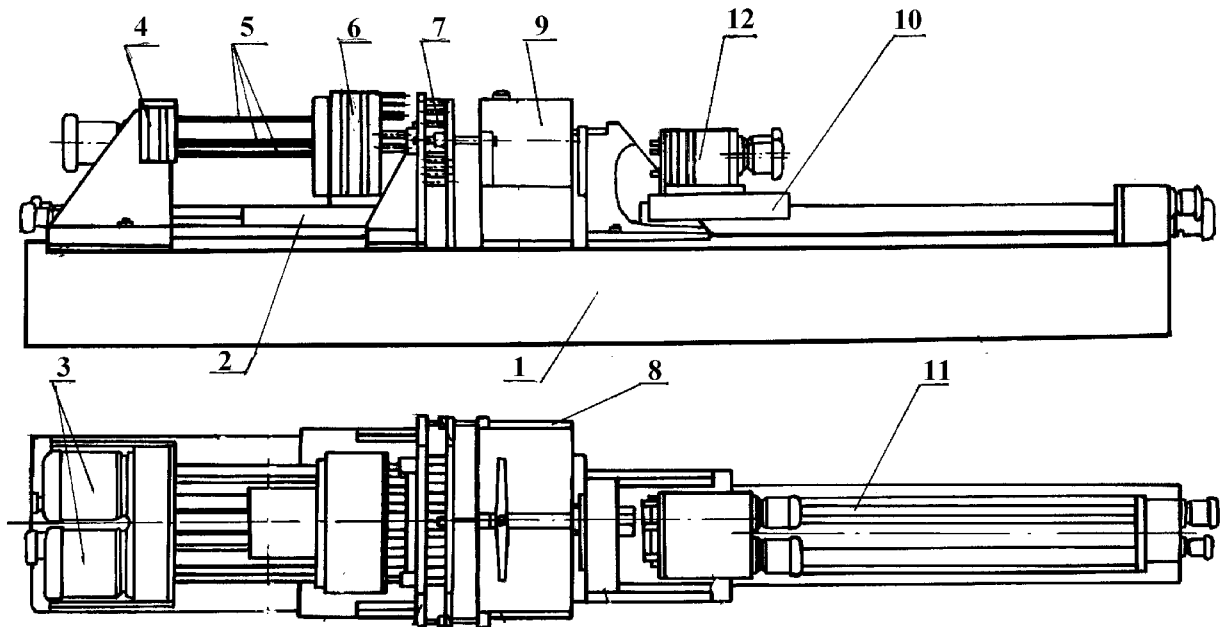


Рис. 1.6 Багатопиндельний агрегатний верстат для глибокого свердління із силовими модулями блочного типу і перемінною структурою привода

Верстат містить: станину 1 зварної конструкції, силовий багатопиндельний модуль з перемінною структурою 2, у компоновку якого входять електродвигуни головного руху 3, роздавальна коробка привода головного руху 4, механізми перерозподілу навантаження 5, виконані у виді гвинтових передач, багатопиндельна коробка 6, кондуктор 7, затискне пристосування 8 з оброблюваною заготовкою 9. З протилежної сторони затискного пристосування 8 розміщено другий модуль блочного типу 10, до складу якого входять силовий електромеханічний стіл 11 і багатопиндельна бабка 12, що забезпечує попереднє зацентрування отворів, що підлягають наступній обробці вузлом 2.

Особливе місце в компоновці швидкопереналаджувального і гнучкого агрегатно-модульного технологічного обладнання займають силові модулі блочного типу для багатоінструментальної обробки, оснащені револьверними головками з віялоподібним чи осьовим положенням шпинделів.

Недоліком відомих конструкцій силових модулів з револьверними головками є невисока навантажувальна здатність. Підвищення навантажувальної здатності даного типу силових модулів може бути досягнуто застосуванням перемінної структури привода для револьверної головки і віялоподібним розташуванням шпинделів (рис. 1.7).

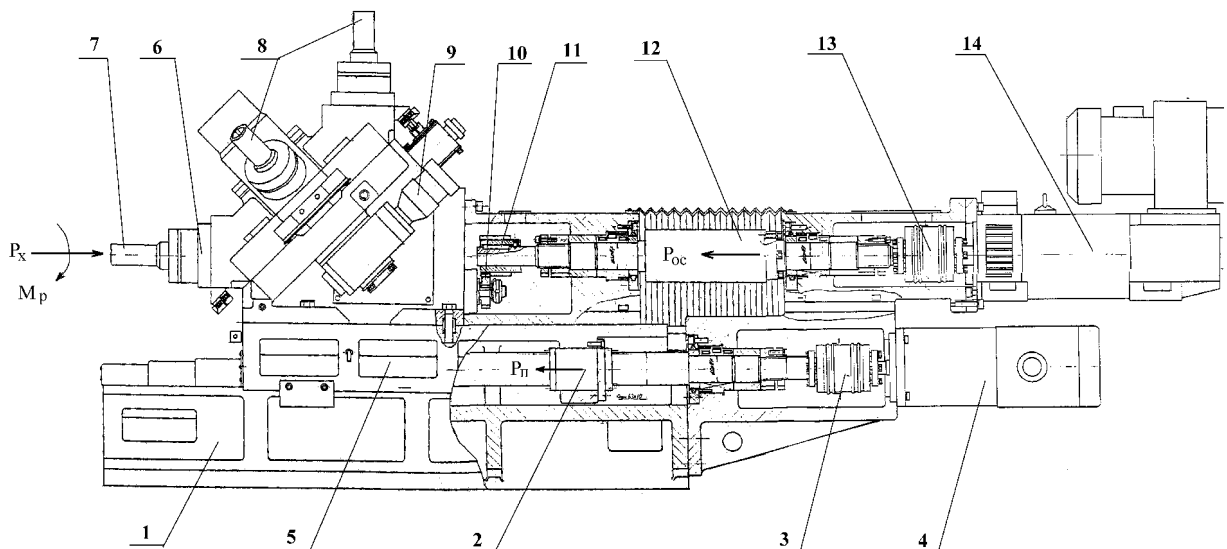


Рис. 1.7 Силовий модуль блочного типу перемінної структури привода з револьверною головкою і віялоподібним розташуванням шпинделів мод. УК3022М

Силовий модуль містить координатно-силовий стіл 1 прямолінійної дії із кулькогвинтовою передачею 2, з'єднаною через сильфонну муфту 3 з керованим від ЧПУ електродвигуном 4. На рухомій платформі 5 силового столу 1 закріплена револьверна головка 6 з віялоподібним розташуванням шпинделів 7, 8, що має привод 9 повороту і фіксації револьверної головки. Шпинделі 7, 8 по черзі (при переході в горизонтальне положення) одержують

обертання через шестерні 10, 11, механізм переміни структури 12, сильфонну муфту 13 від електродвигуна 14 головного руху з ЧПУ.

Як і у вищевказаних конструкціях, механізм переміни структури 11, при впливі на нього моменту різання M_p , забезпечує одержання осьової сили $P_{ос}$, що, доповнюючи силу, що розвивається координатно-силовим столом, подачі на, спрямована на компенсацію осьовий складовий P_x технологічного навантаження, що сприяє підвищенню навантажувальної здатності силового вузла, тобто підвищенню продуктивності обробки і розширенню технологічних можливостей.

Подальше підвищення ефективності силових вузлів блочного типу перемінної структури може бути досягнуте за рахунок застосування нової конструкції силового вузла з револьверною головкою. Ефект досягається завдяки тому, що гвинтові передачі кінематичного ланцюга головного руху і подачі розташовані паралельно й охоплюють робочий шпіндель револьверної головки, а гвинтова передача привода головного руху споряджена пристроєм зміни кута нахилу гвинтової лінії механізму переміни структури, що є програмувальним механізмом відповідно до позиції шпинделя револьверної головки.

Крім того, з метою підвищення ефективності привода гвинтові передачі кінематичних ланцюгів головного руху, подачі і вісь шпинделя розміщені у вертикальній площині, а їхня відстань до осі робочого шпинделя і кут нахилу гвинтовий несамогальмівної передачі прийняті зі співвідношення: $tg\alpha_i \leq 2 \cdot m_i \cdot l_1 \cdot K$.

1.4 Огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються

Диференціали, що самоблокуються, або диференціали підвищеного тертя (наукова назва) отримали свій розвиток на необхідності подолання того негативного явища, що виникає при роботі звичайного диференціалу –

передачі крутного моменту на ту ланку, супротив якої найменший. Найчастіше використовуються в автомобільній промисловості [9]. Їх основне призначення – у різний спосіб передавати момент на ту вихідну ланку, яка має більший корисний опір. За принципом дії диференціали, що самоблокуються, можна розділити на два основних типи.

I. Диференціали, що самоблокуються різницею кутових швидкостей на вихідних ланках. Міжнародна назва – speed sensitive (“чутливий до швидкості”).

II. Диференціали, що самоблокуються різницею крутних моментів на вихідних ланках. Міжнародна назва – torque sensitive (“чутливий до моменту”), більш відомі за своєю скороченою назвою – torsen.

Робота диференціалів першого типу.

Самоблокування з використанням Віскомуфти. У цьому випадку застосовується блокування однієї з вихідних ланок із чашкою диференціала. Віскомуфта – фрикційна муфта, у якій гальмування дисків відбувається спеціальною рідиною, яка згущується при активному переміщенні її шарів (рис. 1.8). Віскомуфта монтується таким чином, що один її привод жорстко кріпиться до чашки диференціала, а інший – до вихідної ланки.

При нормальному русі кутові швидкості обертання чашки й вихідної ланки однакові, або незначно відрізняються. Відповідно, робочі площини дисків віскомуфти мають таку ж невелику розбіжність у кутових швидкостях і муфта залишається розімкнутою. Як тільки одна з вихідних ланок починає одержувати більш високу кутову швидкість обертання щодо іншої, у віскомуфти з'являється тертя й вона починає блокуватися. Причому, чим більше різниця в швидкостях, тим сильніше тертя всередині віскомуфти й ступінь її блокування, а отже й ступінь блокування диференціалу. За рахунок отриманого моменту тертя між чашкою диференціала й вихідною ланкою диференціал перерозподіляє крутний момент на користь осі з більшим корисним опором (відстаючу вихідну ланку). У міру збільшення ступеня блокування віскомуфти й вирівнювання кутових швидкостей чашки й

вихідної ланки, тертя всередині вісомуфти починає падати, що веде до плавного розмикання вісомуфти й до відключення блокування.

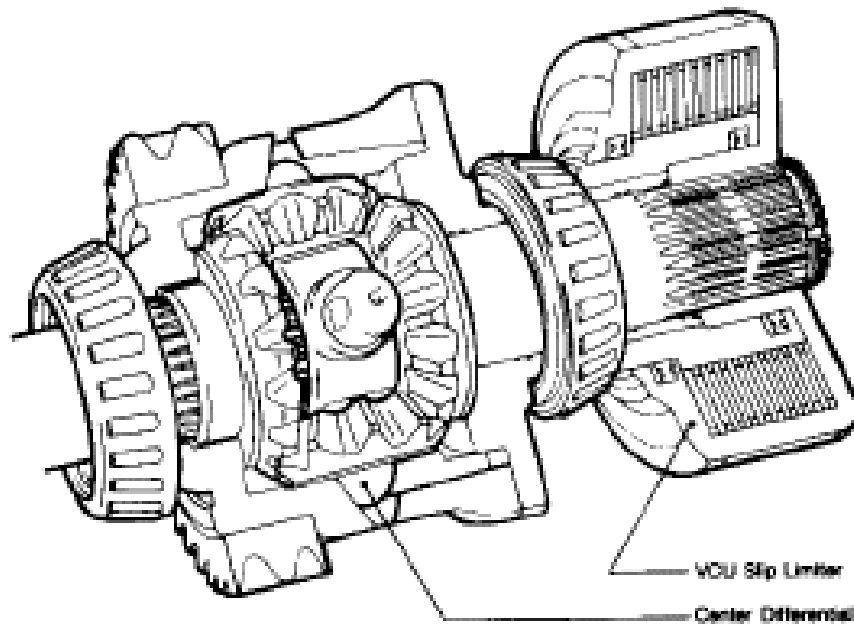


Рис. 1.8 Вісомуфта

Вісомуфта має той недолік, що при частих і великих різницях у кутових швидкостях вихідних ланок вона перегрівається, робоча рідина втрачає свої властивості, що може привести до виходу пристрою з ладу. До того ж вона має велику інерційність у роботі та великі габарити.

Самоблокування з використанням героторного диференціалу. Американська компанія ASHA Corp. обладнала класичний диференціал пристроєм блокування, що складає з масляного насоса з поршнем і комплекту фрикційних пластин (фрикційного блоку), установленного між чашкою диференціала й шестірнею однієї з вихідних ланок (рис. 1.9). Принцип дії даного блокування практично нічим не відрізняється від розглянутої вище блокування за допомогою вісомуфти. Масляний насос монтується таким чином, що його корпус кріпиться до чашки диференціала, а нагнітаючий ротор – до вихідної ланки. При виникненні різниці в кутових швидкостях вихідної ланки й чашки диференціала насос починає нагнітати масло на поршень і здавлювати фрикційний блок, блокуючи тим самим

шестірню вихідної ланки із чашкою диференціала. За рахунок отриманого моменту тертя диференціал перерозподіляє крутний момент на відстаючу вихідну ланку (вихідна ланка з більшим корисним опором).



Рис. 1.9 Диференціал з героторним насосом

Дана конструкція отримала назву Gerodisk (Hydra-Lock). Героторні диференціали більш надійні у роботі, але мають у порівнянні з віскомуфтами ще більші габарити, хоча дещо меншу інерційність у роботі. Однак вони також потребують спеціальне масло, що містить присадки, які забезпечують нормальну роботу фрикційних блоків.

Робота диференціалів другого типу.

Самоблокування з використанням диференціалів із фрикційними блоками попереднього натягу. Улаштування таких диференціалів досить просте й принципово нічим не відрізняється від улаштування звичайного диференціала. Для створення додаткового тертя між вихідними ланками й чашкою диференціала додані комплекти блоків фрикційних пластин (які позначені на рис. 1.10 червоними точками).

Досить часто фрикційні блоки підпружинюють. Коли корисний опір на одній з вихідних ланок зменшується, диференціал перерозподіляє крутний

момент на користь іншої вихідної ланки за рахунок моменту тертя на фрикційних пластинах. Даний тип блокування має дуже великий недолік – під дією тертя пластин диференціал перешкоджає виникненню навіть невеликої різниці в кутових швидкостях вихідних ланок. У зв'язку із цим, коефіцієнт блокування даних диференціалів звичайно вибирають невеликим. Крім перерахованих вище недоліків, можна виділити ще один – термін служби фрикційних блоків у таких диференціалах невеликий й з часом фрикційні блоки зношуються, знижуючи тим самим коефіцієнт блокування диференціала. Для даного диференціалу необхідно застосовувати спеціальне масло, що містить присадки, які забезпечують нормальну роботу фрикційних блоків.



Рис. 1.10 Диференціал з фрикційними блоками попереднього натягу

Самоблокування з використанням диференціалів із черв'ячним або косозубим зачепленням. Це одна із самих цікавих, ефективних, технологічних і практично застосовуваних форм блокування диференціалів. Принцип роботи заснований на властивості черв'ячної або косозубої пари

"розклинюватися". У зв'язку із цим, основні (або всі) зачеплення в таких диференціалах косозубі або черв'ячні. Різновидів конструкцій не вже й багато – можна виділити три основних типи.

Перший тип (Т-1) був запропонованим у 1958 р. Верноном Глізманом. Косозубими парами є зубчасті колеса вихідних ланок і сателіти. При цьому кожна вихідна ланка має власні сателіти, які парно зв'язані із сателітами протилежної вихідної ланки звичайним прямозубим зачепленням. Слід зазначити, що вісь сателіта перпендикулярна осі вихідної ланки (рис. 1.11).

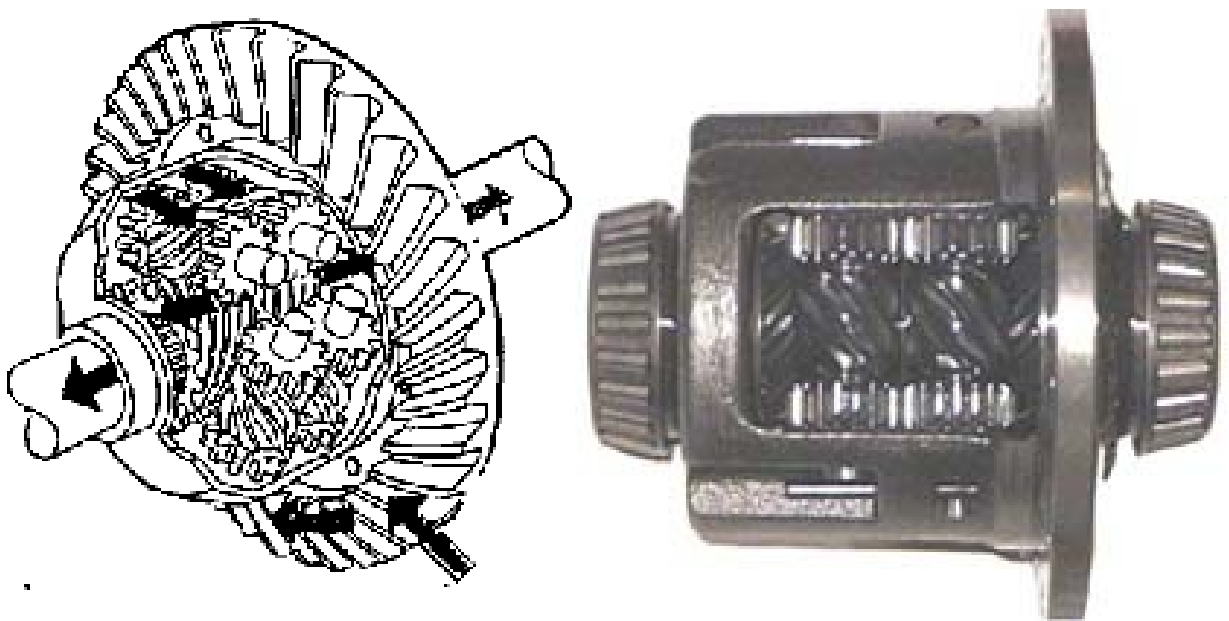


Рис. 1.11 Улаштування та зовнішній вигляд диференціалу В. Глізмана

При нормальному русі й рівності переданих на вихідні ланки крутних моментів, сателіти або зупинені, або провертаються, забезпечуючи різницю кутових швидкостей вихідних ланок. Як тільки на одній з вихідних ланок крутний момент падає, косозубі пари “зубчасте колесо - сателіт” починають обертатися й розклинюватися, створюючи тертя із чашкою диференціала й один з одним, що приводить до часткового блокування диференціала. За рахунок моменту тертя, диференціал перерозподіляє крутний момент на користь вихідної ланки з більшим корисним опором. Дана конструкція працює в найбільшому діапазоні розподілу крутного моменту – від 2.5/1 до

5.0/1. Діапазон спрацьовування регулюється кутом нахилу зубців черв'яка або косозубої шестерні.

Автором другого типу є англієць Rod [Quaife](#). У даному диференціалі використовуються косозубі шестірні вихідних ланок і гвинтові шестерні сателітів. Осі сателітів паралельні осям вихідних ланок. Сателіти розташовані у своєрідних кишнях чашки диференціала. При цьому парні сателіти мають не прямозубе зачеплення, а утворюють між собою ще одну косозубу пару, що розклинаючись, так само бере участь у процесі блокування (на рис. 1.12 ліворуч). А от компанія [Zexel Torsen](#) у своєму диференціалі Т-2 запропонувала видозмінене компонування по суті, того ж пристрою (на рис. 1.12 праворуч).

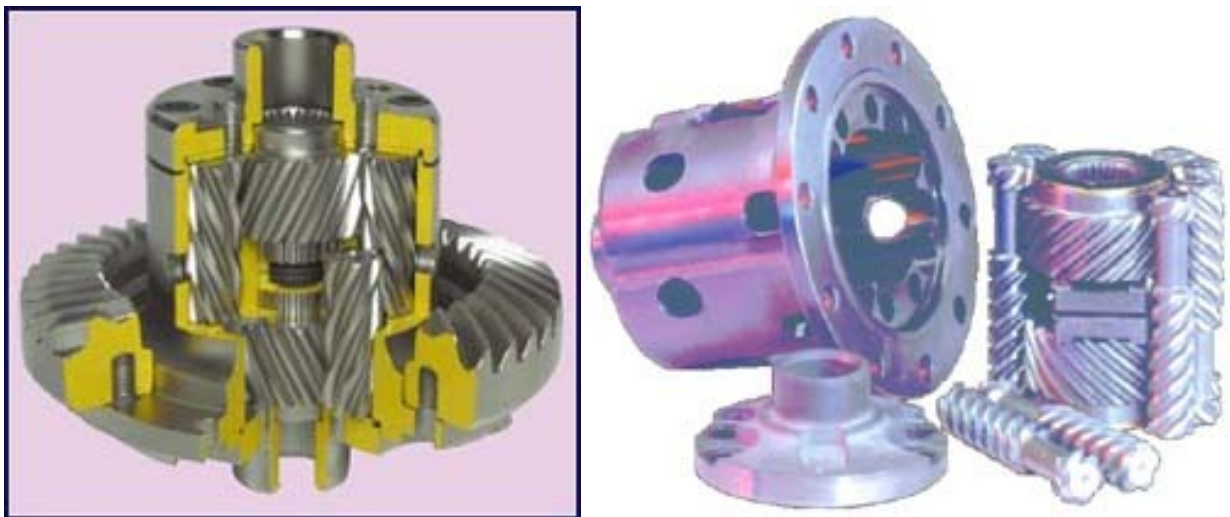


Рис. 1.12 Диференціали Rod [Quaife](#) і Т-2 [Zexel Torsen](#)

Завдяки своїй незвичайній конструкції, парні сателіти з'єднані між собою із зовнішньої сторони сателітних шестерень. У порівнянні з першим типом ці диференціали мають менший коефіцієнт блокування, однак вони більш чутливі до різниці переданого моменту й спрацьовують раніше (починаючи від 1.4/1).

Третій тип виробляється компанією [Zexel Torsen](#) (Т-3). Як і в другому типі, у даному диференціалі використовуються косозубі шестерні вихідних ланок і гвинтові шестерні сателітів. Осі сателітів паралельні осям вихідних

ланок. Планетарна структура конструкції дозволяє змістити номінальний розподіл крутного моменту на користь однієї з вихідних ланок (рис. 1.13).

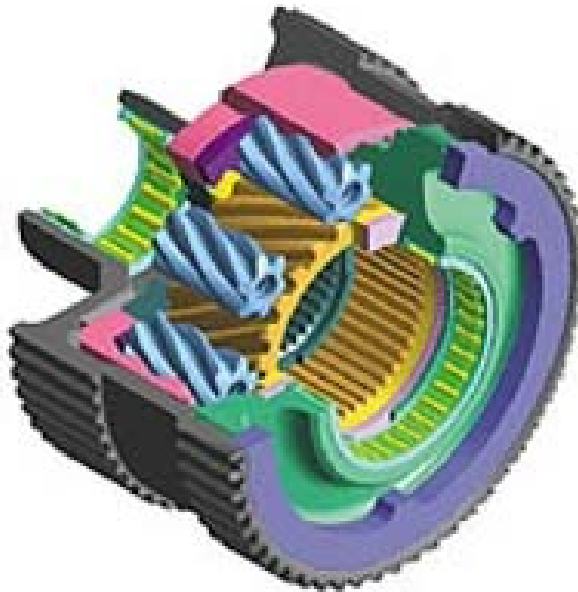


Рис. 1.13 Планетарний косозубий диференціал Т-3 [Zexel Torsen](#)

Вцілому, зсув номінального розподілу моменту між осями можливий в діапазоні від 65/35 до 35/65. Спрацьовування часткового блокування забезпечує 20-30 %-ий перерозподіл переданих на вихідні ланки моментів. Так само, подібна структура диференціала робить його компактним, що у свою чергу, спрощує конструкцію й поліпшує компонування інших вузлів верстата.

1.5 Мета і задачі роботи

Результати проведеного огляду силових модулів блочного типу можна в повній мірі екстраполювати і на всі приводи подач поступальної дії в технологічному обладнанні. Основним негативним чинником, що викликає зношування напрямних елементів ковзаючого типу у приводах подач та підвищені втрати на тертя є перекош виконавчих органів на згаданих

напрямних. Звісно, що тертя можна зменшити шляхом переходу на використання елементів кочення в напрямних, однак часто такий перехід не є економічно доцільним.

Одним із шляхів вирішення зазначеної проблеми стало впровадження перемінної структури приводів подач. Поряд з усіма перевагами такого рішення воно в переважній більшості є затребуваним на елементах агрегатно-модульного технологічного обладнання, розповсюдженість якого останнім часом падає. Водночас подібними якостями може володіти обладнання, у приводах подач якого застосовуватимуться пристрої, що дозволятимуть перерозподіляти сили між виконавчими елементами таких приводів. На меті буде, як і у випадку перемінної структури приводу, зменшення негативної дії перекошуючих моментів від навантаження з боку процесу обробки деталі. Тільки у даному випадку буде відбуватися перерозподіл між елементами одного і того самого приводу, а не між приводом головного руху і приводом подач. При цьому бажано, щоб кінематична функція обох вихідних ланок приводу подачі була однаковою.

На наш погляд, одним із вдалив пристроїв, які будуть здатні перерозподіляти силові моменти між вихідними ланками у приводах подач, є диференціали, що самоблокуються різницею крутних моментів. Кінематична функція у двох його вихідних ланках однакова. Проте прикладів використання диференціалів типу *torsen* у верстатобудуванні вкрай мало. Тому проектування подібних вузлів є актуальним науково-технічним завданням, що становить науковий інтерес та практичну цінність.

Мета і задачі роботи. Метою даної роботи є проектування силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач для покращення його вихідних силових характеристик шляхом застосування у конструкції приводу диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів. Поставлена мета досягнута шляхом вирішення таких задач:

- огляд конструкцій силових модулів та методів покращення вихідних характеристик їх приводів подач;

- огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів;
- розробки проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач;
- синтезу аналітичних залежностей для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи;
- виконання необхідних проектних та перевірочних розрахунків деталей приводу подачі силового модуля;
- визначення економічної ефективності провадження проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач.

РОЗДІЛ 2

ПРОЕКТУВАННЯ СИЛОВОГО МОДУЛЯ З ПЕРЕРОЗПОДІЛОМ СИЛ У ПРИВОДІ ПОДАЧ

2.1 Застосування диференціалу, що самоблокується, у приводі подачі силового столу

Відомо, що в силових модулях блочного типу агрегатно-модульного технологічного обладнання найбільш раціональні умови функціонування спостерігаються при схемі навантаження вихідного органу приводу подачі, у якій результуюча сила технологічного опору і результуюча сила подачі співпадають. Застосування несамогальмуючої гвинтової передачі у приводі головного руху для досягнення співвісного розташування навантажуючих сил можливо лише для кожної конкретної конструкції шпіндельної бабки або за умови, що вектори сил подач знаходяться в одній площині із силою технологічного опору, причому остання знаходиться між двома першими. Однак існують інші випадки взаємного розташування сил, і для переналагоджуваного обладнання необхідно пропонувати конструкції, які б наближали вектор результуючої сили подачі до вектору технологічного опору. В протилежному випадку відбуватиметься перекося рухомої платформи силового столу в площині напрямних, що призводитиме до зменшення точності обробки і навантажувальної здатності приводу подачі силового вузла.

Одним з шляхів розв'язку даної задачі є використання диференціалів, що самоблокуються різницею моментів на вихідних ланках. В такому випадку привід подачі повинен мати дві вихідні передачі до одного вихідного органу – платформи. Застосування двох кінематичних ланцюгів, рух яких узгоджено передається до одного органу – ознака паралельної кінематичної структури. Застосування у якості узгоджуючого пристрою диференціалу, що здатен перерозподіляти силові параметри на кінематичних

ланцюгах – одна з нових областей застосування подібного механізму у верстатобудуванні.

Представимо силовий стіл з двома гвинтовими передачами від диференціалу, що самоблокується, до рухомої платформи. У випадку розташування вектора результуючої сили технологічного опору у площині, що проходить посередині між осями гвинтових передач, диференціал буде розподіляти крутні моменти у даних передачах симетрично. Однак у випадку зміщення сили технологічного опору до однієї з гвинтових передач виникатиме момент, що перекошуватиме рухому платформу, оскільки одна з гвинтових передач буде більш навантаженою. Для запобігання цьому перекошуванню диференціал самостійним блокуванням перенаправить частину крутного моменту від двигуна до більш навантаженої передачі. Платформа залишатиметься менш перекошеною до тих пір, доки хвататиме степені блокування диференціалу.

Для нашої конструкції силового модуля оберемо диференціал з механічним самоблокуванням за схемою Вернона Глізмана. Він має найвищу ступінь блокування, що відповідає поставленій задачі. Конструкція даного диференціалу зображена на рис. 2.1 – 2.2.

Наш диференціал буде складатися із зовнішнього 1 і внутрішнього 2 корпусів, що з'єднані між собою. Для обертання диференціалу до даних корпусів кріпляться зубчасті колеса 3. Диференціал має один вихідний отвір, що закривається кришкою 4 з манжетою 11. Центральні зубчасті колеса 7 і 8 мають шліцьові отвори для з'єднання з вихідними ланками. Отвори різного діаметру, оскільки одна вихідна ланка проходить всередині іншої. Кінематичні ланцюги для рівності умов роботи обох вихідних ланок є однаковими. Центральні зубчасті колеса розміщуються в корпусах диференціалу на упорах 5 і орієнтуються між собою кільцем 6. В зчеплення з центральними зубчастими колесами входять сателіти 9. Дане зчеплення косозубе. Сателіти зубчастими вінцями на крайніх ділянках зчеплюються між собою. Дане зчеплення прямозубе. Сателіти розміщуються на осях 10.

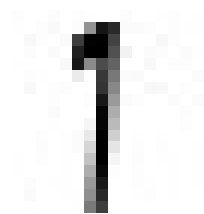


Рис. 2.1. Повздовжній переріз диференціалу

Рис. 2.2. Поперечний переріз диференціалу

Дана конструкція забезпечує, що обертання від одного центрального колеса може передаватися до іншого без урахування обертання корпусу. Єдина умова – косоозубе зчеплення не повинно бути самогальмівним. При виникненні різниці в крутних моментах на вихідних ланках відбувається контробротання сателітів і зубчасті з'єднання починають “розклинюватися”. Більш навантажена вихідна ділянка опиняється з більшою степінню блокування, ніж малонавантажена.

Більш докладно конструкція диференціалу представлена на плакаті презентації до даної роботи у вигляді складального креслення, а специфікація до цього креслення наведена у додатках до даної роботи.

2.2 Опис конструкції силового модуля

Силовий модуль у нашій роботі представляє собою силовий стіл, загальна конструкція якого представлена на плакатах презентації до даної роботи у вигляді складального креслення. Специфікація до цього креслення наведена у додатках до даної роботи. В пояснювальній записці на рисунку 2.3 наведемо лише один з перерізів складального креслення, на якому найбільш докладно можна пояснити конструкцію силового столу.

До станини 1 приєднано корпус зубчастих редукторів 2. В свою чергу до корпусу зубчастих редукторів 2 приєднується коробка 3 диференціалу, яка закривається кришкою 4. До кришки 4 кріпиться фланець 5, до якого в свою чергу прикріплюється електродвигун 6. Вихідний вал електродвигуна 6 через муфту 7 з'єднується з валом 8, на якому розміщена спарена шестрєня шевронної зубчастої передачі 9. Ведені колеса шевронної зубчастої передачі 9 приєднані до корпусу диференціала 10, що має механічне блокування різницею крутних моментів на його вихідних ланках.

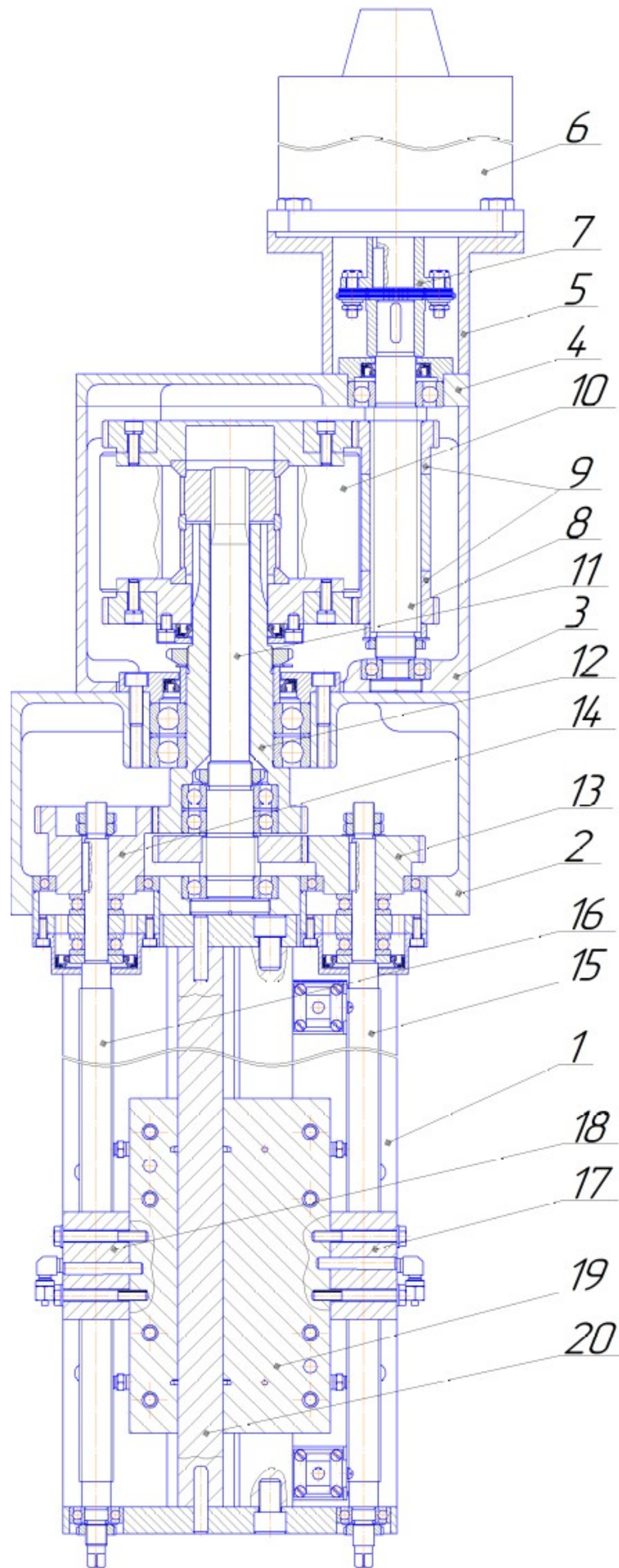


Рис. 2.3 Пропонована конструкція силового модуля блочного типу

Вихідні ланки диференціалу 10 приєднані до двох валів 11 і 12, причому вал 11 розміщено всередині трубчастого валу 12. Власне на цих двох валах і розміщується диференціал 10. Обертання від валу 11 передається на шестерню зубчастої передачі 13, а обертання від валу 12 передається на шестерню зубчастої передачі 14. Ведене колесо зубчастої передачі 13 поєднане з гвинтом 15 однієї гвинтової передачі, а ведене колесо зубчастої передачі 14 поєднане з гвинтом 16 іншої гвинтової передачі. На гвинті 15 розміщується гайка 17. На гвинті 16 розміщується гайка 18. Гайки 17 і 18 з обох сторін приєднуються до платформи 19. Платформа 19 переміщується по напрямним 20 станини 1 силового модуля блочного типу.

2.3 Визначення необхідного коефіцієнту блокування диференціалу

Ознайомившись з конструкцією силового модуля, можна визначити в загальному вигляді коефіцієнт блокування диференціалу. Оскільки у нашій конструкції присутні дві гвинтові передачі, то можна представити, що на вихідний орган силового модуля, яким є його платформа, діють відразу дві сили подачі. Перерозподіл величин між цими силами подачі забезпечуватиме диференціал, який передбачено у кінематичному ланцюгу приводу подачі платформи. Відношення однієї сили подачі до іншої і буде представляти собою коефіцієнт блокування диференціалу.

Розглянемо схему навантаження, представлену на рисунку 2.4. З боку процесу обробки на платформу діє результуюча сила P , яка в одній площині розташована на відстані e до уявної осі платформи, а в іншій площині – на відстані s до цієї ж осі.

З боку приводу подачі на платформу діють дві сили подачі F_1 і F_2 . В тій проєції, де сила P розміщується до уявної осі платформи з ексцентриситетом e , відстань сил подачі до цієї ж осі становить t і вона є рівною для обох сил

подачі. В іншій проекції сумарний вектор сил F_1 і F_2 діє на відстані w до уявної осі платформи.

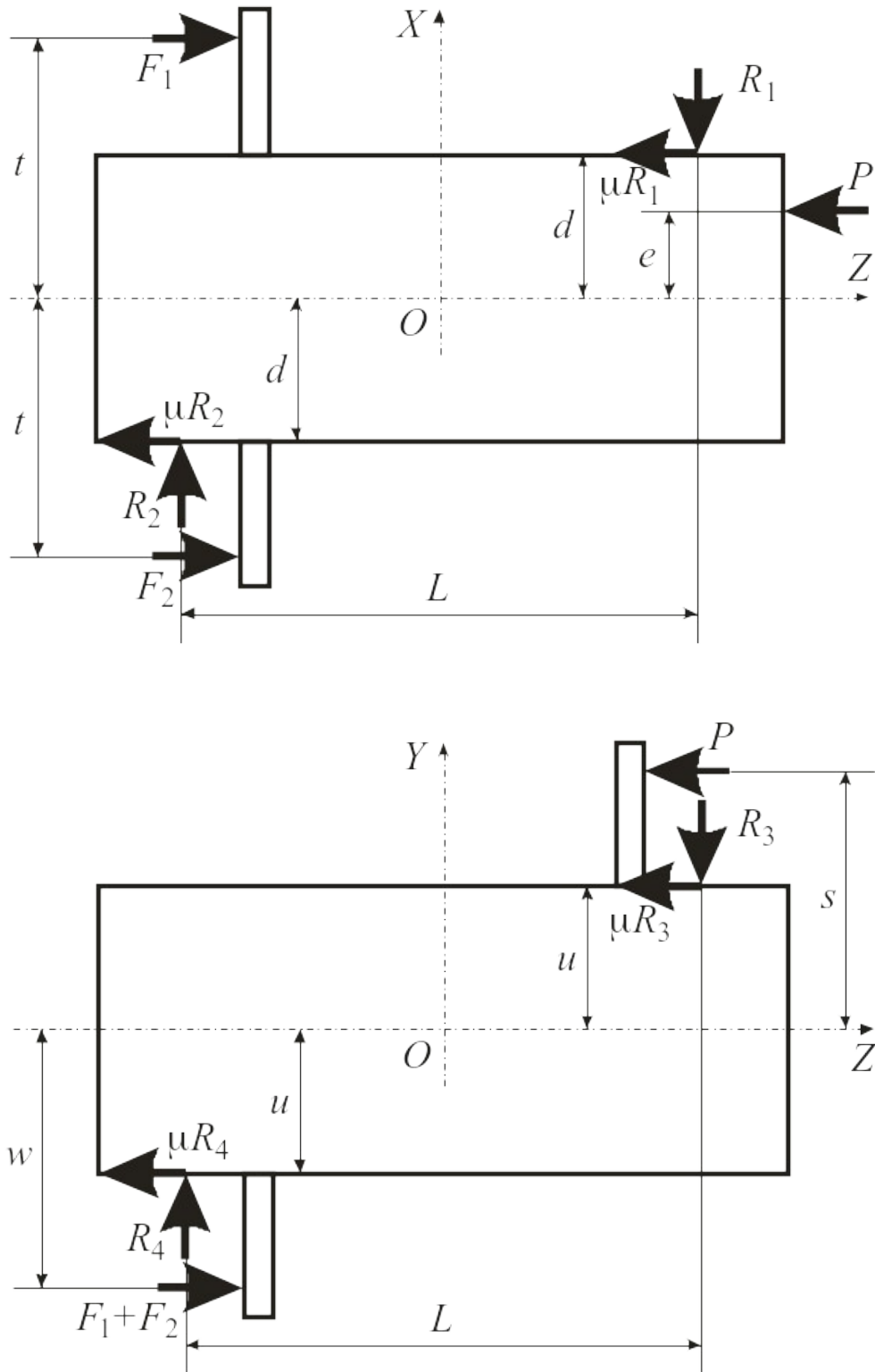


Рис. 2.4 Схема навантаження платформи в двох проекціях

Внаслідок перекосу, викликаного зазначеними силами, на платформу діють пара реакцій R_1 і R_2 та пара реакцій R_3 і R_4 . Домовимося, що в проекції, де сила P розміщується до уявної осі платформи з ексцентриситетом e , діє пара реакцій R_1 і R_2 , в іншій проекції – пара реакцій R_3 і R_4 . Відстань між площинами дії пар реакцій в обох випадках однакова і дорівнює L . Внаслідок переміщення платформи в напрямних виникатимуть сили тертя μR_1 , μR_2 , μR_3 і μR_4 , де μ – коефіцієнт тертя. Відстань від сил тертя μR_1 і μR_2 до уявної осі платформи становить d . Відстань від сил тертя μR_3 і μR_4 до уявної осі платформи становить u .

Складемо рівняння рівноваги для проекції схеми навантаження XOZ .

$$\sum X = 0 : - R_1 + R_2 = 0;$$

$$\sum Z = 0 : F_1 + F_2 - P - \mu R_1 - \mu R_2 = 0;$$

$$\sum M_O = 0 : - F_1 t + F_2 t + P e - R_1 \frac{L}{2} - R_2 \frac{L}{2} + \mu R_1 d - \mu R_2 d = 0.$$

З першого рівняння рівноваги випливає, що

$$R_1 = R_2.$$

Тому надалі будемо оперувати лише однією реакцією R_1 . З другого рівняння рівноваги виразимо реакцію R_1 :

$$R_1 = \frac{F_1 + F_2 - P}{2\mu}.$$

Підставляємо знайдену реакцію R_1 в третє рівняння рівноваги:

$$- F_1 t + F_2 t + P e - \frac{F_1 + F_2 - P}{2\mu} L = 0.$$

Згрупуємо члени рівняння з P з однієї сторони, а з F_1 і F_2 – з іншої:

$$P \left(e + \frac{L}{2\mu} \right) = F_1 \left(t + \frac{L}{2\mu} \right) - F_2 \left(t - \frac{L}{2\mu} \right).$$

Виразимо силу P :

$$P = \frac{F_1 \left(t + \frac{L}{2\mu} \right) - F_2 \left(t - \frac{L}{2\mu} \right)}{\left(e + \frac{L}{2\mu} \right)}.$$

Складемо рівняння рівноваги для проекції схеми навантаження YOZ .

$$\sum X = 0: -R_3 + R_4 = 0;$$

$$\sum Z = 0: F_1 + F_2 - P - \mu R_3 - \mu R_4 = 0;$$

$$\sum M_O = 0: F_1 w + F_2 w + P s - R_3 \frac{L}{2} - R_4 \frac{L}{2} + \mu R_3 u - \mu R_4 u = 0.$$

З першого рівняння рівноваги випливає, що

$$R_3 = R_4.$$

Тому надалі будемо оперувати лише однією реакцією R_3 . З другого рівняння рівноваги виразимо реакцію R_3 :

$$R_3 = \frac{F_1 + F_2 - P}{2\mu}.$$

Підставляємо знайдену реакцію R_3 в третє рівняння рівноваги:

$$F_1 w + F_2 w + P s - \frac{F_1 + F_2 - P}{2\mu} L = 0.$$

Згрупуємо члени рівняння з P з однієї сторони, а з F_1 і F_2 – з іншої:

$$P \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) = F_1 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) + F_2 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right).$$

Виразимо силу P :

$$P = \frac{F_1 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) + F_2 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right)}{\left(s + \frac{L}{2\mu} \right)}.$$

Прирівняємо обидва вирази, що виражають силу P :

$$\frac{F_1 \left(t + \frac{L}{2\mu} \right) - F_2 \left(t - \frac{L}{2\mu} \right)}{\left(e + \frac{L}{2\mu} \right)} = \frac{F_1 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) + F_2 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right)}{\left(s + \frac{L}{2\mu} \right)}.$$

Розкриємо отриману пропорцію:

$$\left(F_1 \left(t + \frac{L}{2\mu} \right) - F_2 \left(t - \frac{L}{2\mu} \right) \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) = \left(F_1 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) + F_2 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right).$$

Згрупуємо члени рівняння з F_1 з однієї сторони, а з F_2 – з іншої:

$$\begin{aligned}
& F_1 \left(t + \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) + F_1 \left(w - \frac{L}{2\mu} \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right) = \\
& = F_2 \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right) + F_2 \left(t - \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right).
\end{aligned}$$

Розділимо обидві частини рівняння на F_2 :

$$\begin{aligned}
& \frac{F_1}{F_2} \left(\left(t + \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) + \left(w - \frac{L}{2\mu} \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right) \right) = \\
& = \left(\frac{L}{2\mu} - w \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right) + \left(t - \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right).
\end{aligned}$$

Виразимо шукане співвідношення $\frac{F_1}{F_2}$, яке і буде шуканим коефіцієнтом блокування диференціалу:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{\left(t - \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) - \left(w - \frac{L}{2\mu} \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right)}{\left(t + \frac{L}{2\mu} \right) \left(s + \frac{L}{2\mu} \right) + \left(w - \frac{L}{2\mu} \right) \left(e + \frac{L}{2\mu} \right)}.$$

Значення параметрів t , w , L задається конструкцією силового модуля, а коефіцієнт тертя μ залежить від властивостей матеріалу контактуючих деталей та умов самого контакту. В нашому випадку можна прийняти $\mu = 0,1$. З креслення на плакатах презентації до даної роботи знаходимо, що $t = 100$ мм, $w = -20$ мм, $L = 250$ мм. Знайдемо величину коефіцієнта блокування диференціалу при зміні координат прикладення сили P . Прийmemo, що координати прикладення сили P варіюватимуться в межах від 0 до 160 мм. Результати показані на рисунках 2.5 і 2.6.

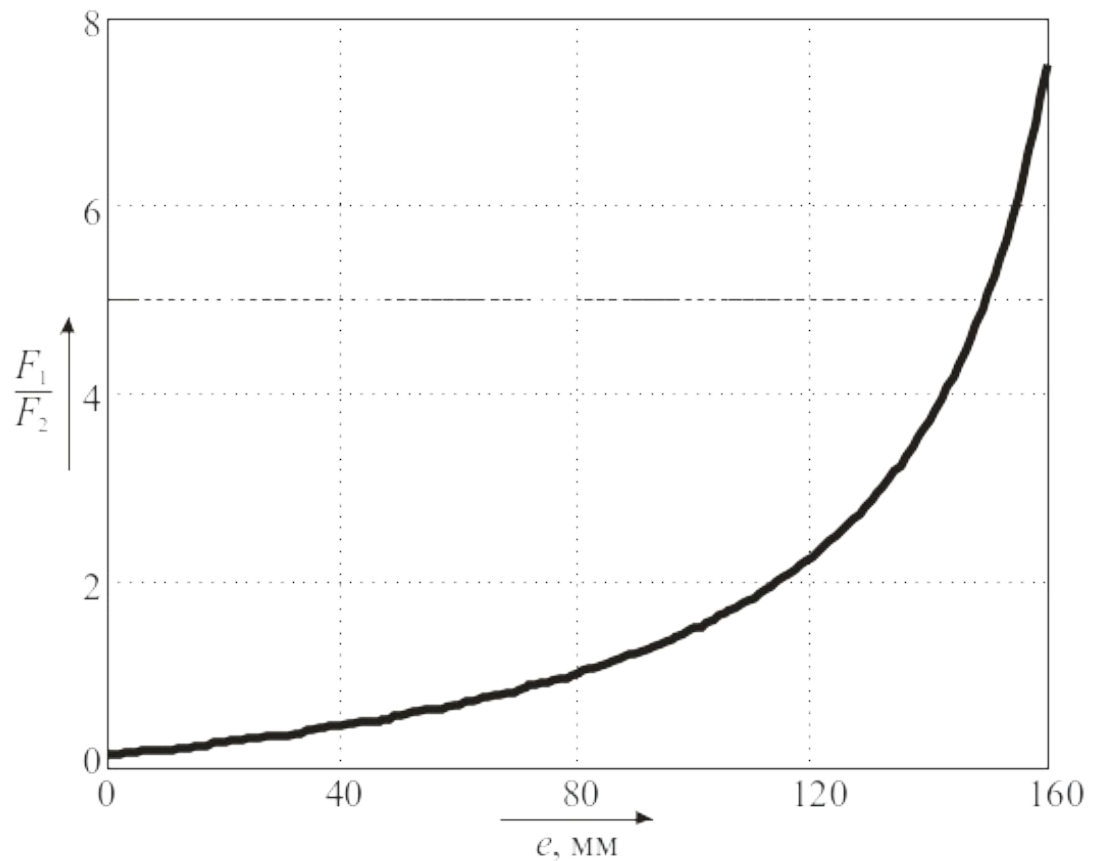


Рис. 2.5 Залежність коефіцієнта блокування диференціалу від координати e прикладення сили P

Як видно з представлених графіків, ефективність блокування диференціалу спостерігається по координаті e прикладення сили P до 150 мм, а по координаті s – до 130 мм. Перевищення цих значень не означає, що механізм втратить працездатність. Просто він перейде в роботу зі сталим розташуванням результуючого вектора сил подач F_1 і F_2 .

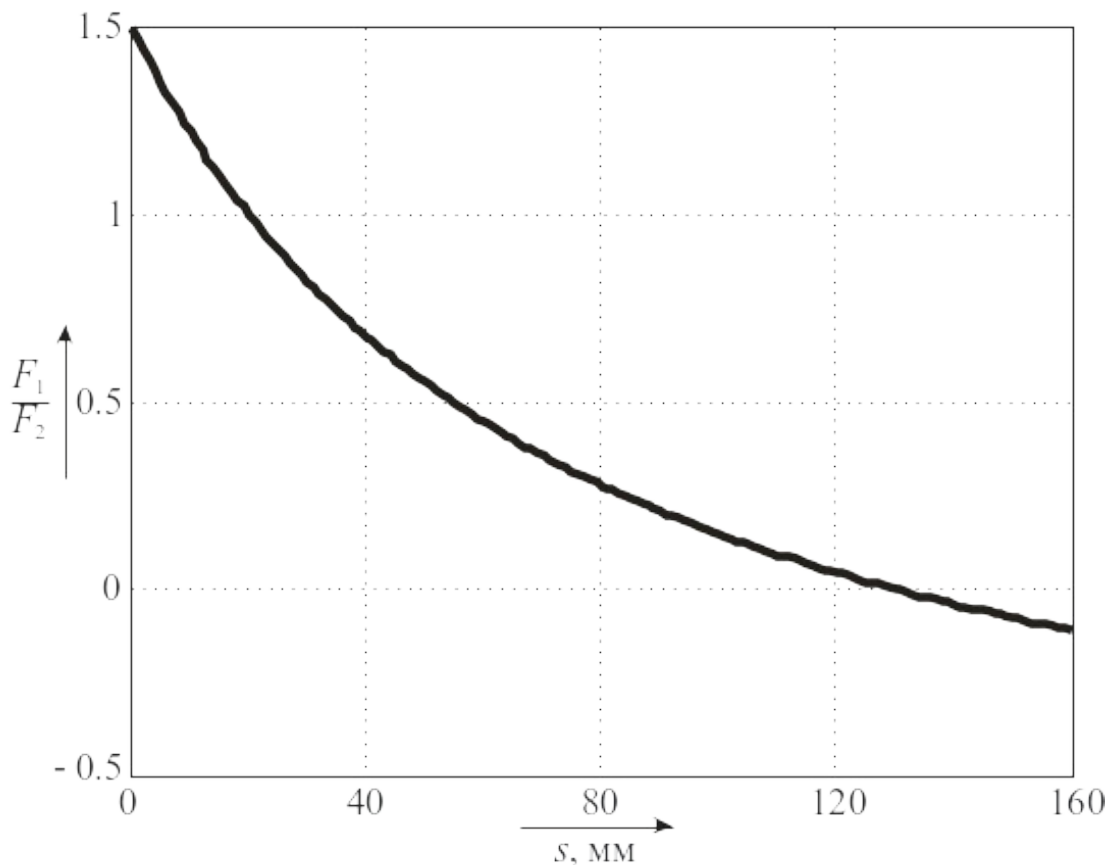


Рис. 2.6 Залежність коефіцієнта блокування диференціалу від координати s прикладення сили P

2.4 Розрахунки зубчастих передач

Всього в кінематичному ланцюгу силового столу присутні чотири зубчасті передачі: 1) від двигуна до диференціалу, 2) від сателітів до центральних зубчастих коліс, 3) між сателітами, 4) від вихідних ланок диференціалу до гвинтових передач. Розміри і числа зубців зубчастих коліс підбрані з конструктивних міркувань. Всі передачі зовнішнього зачеплення. Для прикладу проводимо розрахунок однієї з зубчастих передач, інші розраховуємо аналогічно. Результати розрахунків зводимо до таблиць.

Нехай розрахунок проведемо для передачі від двигуна до диференціалу. Дана передача шевронна. Параметри висхідного контуру даної передачі приймаємо згідно ГОСТ 13755-81. Оскільки колеса даної передачі

будуть піддаватися загартовуванню, виконуємо проектний розрахунок з визначенням модуля передачі. Розрахункова формула має вигляд:

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}},$$

де K_m – допоміжний коефіцієнт, для косозубих і шевронних передач

$$K_m = 11.2;$$

T_{2F} – крутний момент, що передається передачею, $T_{2F} = 7.5$ Н·м,

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині вінця $K_{F\beta} = 1.15$;

Y_{FS1} – коефіцієнт форми зуба, залежить від приведенного числа зубів:

$Z_{HP} = Z_1 = 26$, число зубів і кут їх нахилу приймаємо попередньо, для даного випадку приймаємо $Y_{FS1} = 3.64$;

Z_1 – число зубів зубчатого колеса;

ψ_{bd} – коефіцієнт довжини зуба, попередньо приймаємо $\psi_{bd} = 0.3$;

σ_{FP1} – допустиме напруження при розрахунку на згин:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{S_{F \min}} Y_R Y_X Y_\delta K_R,$$

де $\sigma_{F \lim b}$ – межа витривалості матеріалу розраховуваних зубів для віднульового циклу, для даного випадку приймаємо

$$\sigma_{F \lim b} = 580 \text{ МПа};$$

Y_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації

$$Y_N = 1.0;$$

Y_R – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні, для даного випадку приймаємо $Y_R = 1.05$;

Y_X – коефіцієнт, що враховує розміри зубчатого колеса, для попередньо прийнятих розмірів $Y_X = 1.04$;

Y_{δ} – коефіцієнт, що враховує градієнт напруг та чутливість матеріалу до концентрації напруг, для даного випадку приймаємо $Y_{\delta} = 1.03$;

$S_{F \min}$ – коефіцієнт запасу міцності для запобігання втомлюванню руйнування матеріалу, для даного випадку приймаємо $S_{F \min} = 1.7$;

K_R – коефіцієнт реверсивності прикладеного навантаження, для даного випадку приймаємо $K_R = 0.75$.

Розраховуємо значення допустимого напруження при розрахунку на згин, враховуючи прийняті коефіцієнти:

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot Y_N}{S_{F \min}} Y_R Y_X Y_{\delta} K_R = \frac{580 \cdot 1}{1.7} \cdot 1.05 \cdot 1.04 \cdot 1.03 \cdot 0.75 = 287 \text{ МПа.}$$

Розраховуємо значення модуля передачі:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS1}}{u \cdot Z_1^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}}} = 11.2 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.5 \cdot 1.15 \cdot 3.64}{3.115 \cdot 26^2 \cdot 0.3 \cdot 287}} = 0.63 \text{ мм.}$$

Приймаємо модуль передачі $m = 2.0$ мм.

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Розрахунок модуля зубчастих передач

Параметр,	Зубчасті передачі
-----------	-------------------

коефіцієнт	I	II	III	IV
K_m	11.2	11.2	14.0	11.2
T_{2F}	7.5	23.4	23.4	23.4
$K_{F\beta}$	1.5	1.18	1.2	1.3
Y_{FS1}	3.64	3.75	3.58	3.69
Z_1	26	17	26	54
ψ_{bd}	0.3	0.39	0.43	0.18
$\sigma_{F \lim b}$	580	580	580	580
Y_N	1.0	1.0	1.0	1.0
Y_R	1.05	1.05	1.05	1.05
Y_X	1.04	1.04	1.04	1.04
Y_δ	1.03	1.05	1.05	1.03
$S_{F \min}$	1.7	1.7	1.7	1.7
K_R	0.75	0.75	0.75	0.75
σ_{FP1}	287	293	293	287
m	1.47	1.3	1.48	1.1
Прийнятий m	2.0	1.5	1.5	2.0

Виконуємо проектний розрахунок геометричних параметрів евольвентної зубчатої передачі зовнішнього зачеплення.

Вихідні дані до розрахунку:

Модуль $m = 2.0$ мм.

Кут профілю зуба $\alpha = 20^\circ$.

Число зубів шестерні $z_1 = 26$.

Число зубів колеса $z_2 = 81$.

Кут нахилу зубів $\beta = 30^\circ$.

Міжосьова відстань $a_w = 124$ мм.

Розрахункові параметри.

Ділильна міжосьова відстань:

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{(26 + 82) \cdot 2}{2 \cos 30^\circ} = 123.553 \text{ мм.}$$

Кут профілю торцевий:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 0.4203 ,$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}(0.4203) = 22.796^\circ .$$

Кут зачеплення:

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{a}{a_w} \cos \alpha_t = \frac{123.553}{124} \cos 22.796^\circ = 0.9187$$

$$\alpha_{tw} = \arccos(0.9187) = 23.283^\circ .$$

Коефіцієнт суми зміщень:

$$x_\Sigma = \frac{(z_2 + z_1)(\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(81 + 26)(\operatorname{inv} 23.283^\circ - \operatorname{inv} 22.796^\circ)}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} = 0.226 .$$

Весь коефіцієнт x_Σ перерозподіляємо на користь шестерні.

Дільний діаметр шестерні:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{26 \cdot 2.0}{\cos 30^\circ} = 60.044 \text{ мм.}$$

Дільний діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{81 \cdot 2.0}{\cos 30^\circ} = 187.061 \text{ мм.}$$

Передатне відношення u :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{26} = 3.115.$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1} = \frac{2 \cdot 124}{3.115+1} = 60.267 \text{ мм.}$$

Початковий діаметр колеса:

$$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 124 \cdot 3.115}{3.115+1} = 187.733 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт сприймаємого зміщення:

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{124 - 123.553}{2} = 0.224.$$

Коефіцієнт урівнюючого зміщення:

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y = 0.226 - 0.224 = 0.002.$$

Діаметр вершин зубів шестерні:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m = 60.044 + 2(1 + 0.226 - 0.002)2.0 = 64.94 \text{ мм.}$$

Діаметр вершин зубів колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m = 187.061 + 2(1 + 0 - 0.002)2.0 = 191.053 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів шестерні:

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m = 60.044 - 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 55.244 \text{ мм.}$$

Діаметр впадин зубів колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m = 187.061 - 2(1 + 0.2 - 0)2.0 = 182.261 \text{ мм.}$$

осьовий крок зубів:

$$p = \frac{\pi m}{\sin \beta} = \frac{3.14 \cdot 2.0}{\sin 30^\circ} = 12.56 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1.88 - 3.2 \left(\frac{1}{26} + \frac{1}{81} \right) \right] \cos 30^\circ = 1.49.$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} = \frac{20}{6.28} = 3.18.$$

Сумарний коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_v = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1.49 + 3.18 = 4.67.$$

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

Розрахунок конструктивних параметрів зубчастих передач

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі			
	I	II	III	IV
m	2	1.5	1.5	2
α	20	20	20	20
z_1	26	17	26	54
z_2	81	34	26	42
β	30	45	0	15
a_w	124	54	40	100
a	123.553	54.094	39	99.387
α_t	22.796	27.236	20	20.647
α_{tw}	23.283	27.042	23.623	21.56
x_Σ	0.226	-0.067	0.728	0.303
x_1	0.226	0	0.364	0
x_2	0	-0.067	0.364	0.303
d_1	60.044	36.062	39	111.81
d_2	187.061	72.124	39	86.963
u	3.115	2	1	0.778

Продовження табл. 2.2

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі			
	I	II	III	IV
d_{w1}	60.267	36	40	112.486
d_{w2}	187.733	72	40	87.514
y	0.224	-0.063	0.667	0.307
Δy	0.002	-0.004	0.061	-0.004
d_{a1}	64.94	39.074	42.909	115.826

d_{a2}	191.053	74.935	42.909	92.191
d_{f1}	55.244	32.462	36.492	107.01
d_{f2}	182.261	68.323	36.492	83.375
p	12.56	6.67	–	24.28
ε_α	1.49	1.13	1.63	1.69
ε_β	1.59	4.19	–	0.82
ε_ν	3.08	5.32	1,63	2.51

На підтвердження працездатності розрахованої зубчатої евольвентної передачі зовнішнього зачеплення проведемо її розрахунок на контактну міцність. Умова міцності має вигляд:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}}{b \cdot d_1} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP},$$

де F_t – колова сила на ділільному діаметрі в торцевому перетині:

$$F_t = \frac{2T}{d} = \frac{2 \cdot 7.5 \cdot 1000}{60.267} = 249 \text{ Н},$$

K_A – коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, для даного випадку приймаємо $K_A = 1.0$;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні, для даного випадку приймаємо $K_{Hv} = 1.01$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантажень по довжині контактних ліній, для даного випадку приймаємо $K_{H\beta} = 1.35$;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс $K_{H\alpha} = 1.04$;

Z_E – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів
спряжених зубчастих коліс, для даного випадку приймаємо
 $Z_E = 190$;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубів в
полюсі зачеплення, для даного випадку приймаємо $Z_H = 2.18$;

Z_ϵ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній,
для даного випадку приймаємо $Z_\epsilon = 0.82$;

σ_{HP} – допустиме напруження при розрахунку на контактну
міцність:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_X,$$

де $\sigma_{H \lim}$ – допустиме напруження при довготривалому
навантаженні з постійним режимом, для даного випадку
приймаємо $\sigma_{H \lim} = 850$ МПа;

Z_N – коефіцієнт довговічності, при довготривалій експлуатації
 $Z_N = 1.0$;

Z_L – коефіцієнт, що враховує наявність змащення, для даного
випадку приймаємо $Z_L = 1.0$;

Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь
зубів, для даного випадку приймаємо $Z_R = 0.95$;

Z_v – коефіцієнт, що враховує колову швидкість, для даного
випадку приймаємо $Z_v = 0.99$;

Z_X – коефіцієнт, що враховує розмір зубчатого колеса, для
даного випадку приймаємо $Z_X = 1.0$;

$S_{H \min}$ – коефіцієнт запасу міцності, для даного випадку
приймаємо $S_{H \min} = 1.2$.

Розраховуємо значення допустимого напруження:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_{H \min}} Z_L Z_R Z_v Z_X = \frac{850 \cdot 1}{1.2} \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 0.99 \cdot 1 = 665 \text{ МПа.}$$

Виконуємо перевірку умови працездатності зубчастої передачі зовнішнього зачеплення по контактній міцності:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t \cdot K_A K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\alpha} u + 1}{b \cdot d_1} \frac{u}{u}} = \\ &= 190 \cdot 2.18 \cdot 0.82 \sqrt{\frac{249 \cdot 1 \cdot 1.01 \cdot 1.35 \cdot 1.04 \cdot \frac{3.115 + 1}{3.115}}{20 \cdot 60.267}} = \\ &= 211 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 665 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Умова міцності виконується, працездатність передачі забезпечена.

Для інших передач розрахунок аналогічний. Результати представлені у таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Перевірка зубчастих передач на контактну витривалість

Параметр, коефіцієнт	Зубчасті передачі			
	I	II	III	IV
$\sigma_{H \lim}$	850	850	850	850
Z_N	1.0	1.0	1.0	1.0
Z_L	1.0	1.0	1.0	1.0
Z_R	0.95	0.95	0.95	0.95
Z_v	0.99	0.99	0.99	0.99
Z_X	1.0	1.0	1.0	1.0
$S_{H \min}$	1.2	1.2	1.2	1.2

σ_{HP}	665	665	665	665
F_t	249	1300	1170	416
K_A	1.0	1.0	1.0	1.0
K_{Hv}	1.01	1.01	1.01	1.01
$K_{H\beta}$	1.35	1.15	1.15	1.2
$K_{H\alpha}$	1.04	1.03	1.03	1.03
u	3.115	2	1	0.778
Z_E	190	190	190	190
Z_H	2.18	1.87	2.28	2.36
Z_ε	0.82	0.94	0.89	0.79
σ_H	211	508	643	257
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$	+	+	+	+

Умова міцності виконується для всіх передач, їх працездатність забезпечена.

2.5 Розрахунок кулько-гвинтової передачі

Кулькогвинтова передача складається з гвинта та гайки і слугує для перетворення обертального руху в поступальний. В кулькогвинтових передачах на гвинті і в гайці виконані гвинтові канавки (різьба) криволінійного профілю, що слугують дорожками кочення для кульок, розміщених між витками гвинта і гайки. Найбільше розповсюдження отримала різьба з напівкруглим профілем. При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальний рух гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до осевого переміщення гайки.

Основні геометричні параметри передачі: номінальний діаметр d_0 , тобто діаметр розташування центрів тіл кочення, крок P різьби і діаметр D_w тіл обертання (зазвичай $D_w = 0,6P$).

Переваги кулькогвинтової передачі: можливість створення великих осьових сил; малі втрати на тертя (ККД передачі 0,9 і вище); можливість отримання поступального руху з високою точністю; малі габарити при високій навантажувальній здатності; значний ресурс.

До недоліків слід віднести складність конструкції гайки, необхідність високої точності виготовлення і доброго захисту передачі від забруднень.

З метою усунення осьового зазору в сполученні гвинт-гайка і підвищення тим самим осьової жорсткості і точності переміщення відомого елемента кулькогвинтової передачі збирають з попереднім натягом.

Для передачі з напівкруглим профілем різьби натяг створюють установкою двох гайок з подальшим відносним їх осьовим зсувом. Відносний зсув гайок здійснюють установкою прокладок між ними або їх відносним кутовим поворотом.

Профіль різьби і конструкцію гайки (канал повернення кульок, регулювання натягу і т.д.) визначає завод-виробник.

Критерії працездатності і розрахунок кулькогвинтової передачі.

Кулькогвинтова передача повинна задовольняти наступним критеріям працездатності:

- контактній статичній міцності робочих поверхонь гвинта, гайки і шариків;
- опору контактній втомі робочих поверхонь;
- заданій жорсткості;
- статичній стійкості;
- динамічній стійкості;
- міцності стержня гвинта.

Розрахунок передачі.

Відповідно до основних критеріїв працездатності кулькогвинтових передач розрахунок ведуть по динамічній вантажопідйомності для попередження втомного руйнування (викришування робочих поверхонь) і по статичній вантажопідйомності для попередження пластичної деформації тіл і поверхонь кочення.

Визначення коригуючих коефіцієнтів.

Вплив точності виготовлення передачі враховують введенням до розрахункових формул коефіцієнтів K_T , K_{T0} , K_{TR} . При виконанні розрахунків для ймовірності P_t безвідмовної роботи більше 90 % вводять коефіцієнт K_p . Для заданих умов визначаємо: $K_T = 0,98$, $K_{T0} = 0,95$, $K_{TR} = 1,1$, $K_p = 0,85$.

Зазвичай використовують одноконтурну ($z = 1$) трьохвиткову гайку: $i_B = 3$. Для передач з іншим числом робочих витків вводять в розрахунок коефіцієнти K_i , K_{i0} врахування числа витків гайки. Для заданих умов визначаємо: $K_i = 1$, $K_{i0} = 1$.

Такі параметри передачі, як вантажопідйомність і жорсткість, вказані в стандарті для кулькогвинтових передач з трьохвитковими гайками. При числі витків 1, 2, 4, 5 і 6 значення динамічної вантажопідйомності повинні бути зменшені в K_i раз, а значення статичної вантажопідйомності і осьової жорсткості - в K_{i0} раз.

Зниження динамічної і статичної вантажопідйомності із зменшенням твердості поверхні кочення нижче 61HRC₃ враховують відповідно коефіцієнтами K_H і K_{H0} , значення яких обчислюють за формулами:

$$K_H = (HRC_3 / 61)^3; K_{H0} = (HRC_3 / 61)^{4.4}.$$

Для заданих умов визначаємо: $K_H = 1$, $K_{H0} = 1$.

Вплив якості матеріалу деталей передачі на опір контактній втомі враховують введенням коефіцієнта K_m . Зазвичай $K_m = 1$, але при виготовленні

кулькогвинтових передач із високоякісних сталей, отриманих електрошлаковим чи вакуумним переплавом, приймають K_m рівним 1,4 і 1,7 відповідно.

Таким чином, коригуючі коефіцієнти K і K_0 для обчислення розрахункових значень відповідно динамічної і статичної вантажопідйомності:

$$K = K_T K_p K_H K_m / K_i; K = 0,98 \cdot 0,85 \cdot 1,0 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,83;$$

$$K_0 = K_{T0} K_{H0} / K_{i0}; K = 0,95 \cdot 1,0 / 1,0 = 0,95.$$

Попередній вибір типорозміру кулькогвинтової передачі.

З метою прискорення вибору типорозміру кулькогвинтової передачі з числа стандартних можна використовувати наступні рекомендації. Для передачі з натягом мінімально необхідна базова динамічна вантажопідйомність з умови збереження натягу і досягнення необхідної жорсткості:

$$C_{a \min} = 1.25 F_{\max} / K ;$$

$$C_{a \min} = 1.25 \cdot 14900 / 0.83 = 22400 \text{ Н.}$$

По таблицям стандарту підбирають типорозмір, що задовольняє вимозі $C_a \geq C_{a \min}$ для передач з натягом. З урахуванням конструкторських вимог та для заданих умов вибираємо передачу 25×10 мм.

Вибираємо для обраного типорозміру кулькогвинтової передачі значення наступних параметрів: номінальний діаметр $d_0 = 25$ мм, крок різьби $P = 10$ мм і діаметр тіл обертання $D_w = 6,0$ мм, базова динамічна вантажопідйомність $C_a = 46400$ Н, базова статична вантажопідйомність $C_{0a} = 48800$ Н.

Розраховуємо значення скоригованої динамічної $C_{ар}$ та скоригованої статичної $C_{0ар}$ вантажопідйомності:

$$C_{ар} = KC_a = 0,83 \cdot 46400 = 38500 \text{ Н}; C_{0ар} = K_0 C_{0a} = 0,95 \cdot 48800 = 46300 \text{ Н}.$$

Для передачі з натягом виконують оцінку вибраного типорозміру передачі по можливій силі $F_{нат}$ попереднього натягу і максимально досяжної жорсткості R_{max} .

Щоб в процесі роботи не відбулося повного розвантаження неробочої гайки, силу $F_{нат}$ (Н) попереднього натягу назначають рівною $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2) C_{ар}$ за умови $F_{нат} \geq 0,25 F_{max}$. Для заданих умов визначаємо: $F_{нат} = (0,1 \dots 0,2) 38500 = 3850 \text{ Н}$, умова $F_{нат} = 3850 \text{ Н} \geq 0,25 F_{max} = 3725 \text{ Н}$ виконується.

Вихідними умовами значення максимальної необхідної жорсткості не задається. Тому розраховуємо фактичну жорсткість кулькогвинтової передачі:

$$R_{фак} = 2,6 K_{тR} d_0^{0,89} D_w^{-0,56} (i_b K_z)^{0,67} F_{нат}^{0,33},$$

де K_z – коефіцієнт, що враховує неповноту робочого витка унаслідок наявності кульок в перепускному каналі:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left(\arctg \left(\frac{Pz}{\pi d_0} \right) \right).$$

Маємо:

$$K_z = 1 - 3 \sin \left(\arctg \left(\frac{10 \cdot 1}{\pi \cdot 25} \right) \right) = 0,62$$

$$R_{\text{фак}} = 2.6 \cdot 1 \cdot 25^{0.89} \cdot 6^{-0.56} (3 \cdot 0.62)^{0.67} \cdot 3850^{0.33} = 387 \text{ Н/мм.}$$

Розрахунок гвинта на статичну стійкість.

Гвинт передачі сприймає значне осьове навантаження. В залежності від осьової фіксації гвинт, що обертається, працює на розтяг або стиснення. Розраховуємо значення критичної сили $F_{\text{кр}}$, Н, по Ейлеру:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 E d^4}{64 S (\mu l)^2},$$

де E – модуль пружності матеріалу гвинта;

d – діаметр різьби по впадинам, для попередніх розрахунків можна приймати $d = d_0 - D_w$;

S – коефіцієнт запасу, $S = (1,4 \dots 4)$ (зазвичай $S = 3$);

μ – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

l – довжина навантаженої (неопорної) ділянки гвинта.

Маємо:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 19^4}{64 \cdot 2 \cdot (1 \cdot 600)^2} = 18400 \text{ Н.}$$

Умова міцності $F_{\text{мах}} = 14900 \text{ Н} \leq F_{\text{кр}} = 18400 \text{ Н}$ виконується. Статична стійкість гвинта забезпечена.

Перевірка на динамічну стійкість.

Граничну частоту обертання кулькогвинтової передачі регламентують двома чинниками: критичною частотою $n_{\text{кр}}$ обертання та лінійною швидкістю руху шарика, останню в свою чергу обмежують фактором:

$$d_0 n \leq 8 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1}.$$

Критичну частоту обертання розраховують із умови запобігання резонансу:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \nu K_B d / l^2,$$

де ν – коефіцієнт, що залежить від способу закріплення гвинта;

K_B – коефіцієнт запасу по частоті обертання, $K_B = 0,5 \dots 0,8$.

Маємо:

$$n_{кр} = 5 \cdot 10^7 \cdot 1 \cdot 0,65 \cdot 19 / 600^2 = 1715 \text{ хв}^{-1}.$$

Обмеження по лінійній швидкості шарика дає значення $8 \cdot 10^4 / 25 = 3200 \text{ хв}^{-1}$. Таким чином встановлюємо, що гранична частота обертання кулькогвинтової передачі складає $n_{гр} = 1715 \text{ хв}^{-1}$.

Визначення коефіцієнту корисної дії передачі.

Коефіцієнт корисної дії кулькогвинтової передачі, що перетворює обертальний рух в поступальний:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi K_{\text{нат}}}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)},$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \rho) K_{\text{нат}}}{\operatorname{tg} \psi},$$

де ψ – кут підйому різьби, рад:

$$\psi = \arctg\left(\frac{P_z}{\pi d_0}\right);$$

$K_{\text{нат}}$ – коефіцієнт, що враховує вплив натягу;

ρ – приведений кут тертя в різьбі, рад:

$$\rho = \arctg\left(\frac{f_k}{0.5 D_w \sin \alpha}\right),$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення, мм, $f_k = 0,005 \dots 0,015$ мм;

α – кут контакту, $\alpha = 45^\circ = 0,785$ рад.

Коефіцієнт, що враховує вплив натягу при невеликому натягу $K_{\text{нат}} = 1$.

Розраховуємо інші показники:

$$\rho = \arctg\left(\frac{0.01}{0.5 \cdot 6 \cdot \sin 0.785}\right) = 4.7 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\psi = \arctg\left(\frac{10 \cdot 1}{\pi \cdot 25}\right) = 0.1266 \text{ рад}.$$

Розраховуємо значення ККД передачі:

при ведучому гвинті

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 0.1266 \cdot 1}{\operatorname{tg}(0.1266 + 0.0047)} = 0.96,$$

при ведучій гайці

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(0.1266 - 0.0047) \cdot 1}{\operatorname{tg} 0.1266} = 0.96.$$

Момент холостого ходу для передачі з натягом:

$$\begin{aligned}
 M_{x,x} &= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} F_{\text{HAT}} d_0 \sin(2\rho)}{K_{\text{T}} \cos(\psi + \rho) \cos(\psi - \rho)} = \\
 &= \frac{0.5 \cdot 10^{-3} \cdot 3850 \cdot 25 \cdot \sin(2 \cdot 0.0047)}{0.98 \cdot \cos(0.1266 + 0.0047) \cdot \cos(0.1266 - 0.0047)} = 0.469 \text{ H}\cdot\text{M.}
 \end{aligned}$$

РОЗДІЛ 3

ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ МЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ СИЛОВОГО МОДУЛЯ

3.1 Загальні вихідні дані

Для вирішення питання про економічну ефективність нової конструкції необхідно обрати базу, яку приймають за основу для виявлення техніко-економічних переваг нового конструкторського рішення і визначення економічного ефекту впровадження спроектованої конструкції у виробництво.

В якості бази для порівняння приймаємо силовий стіл, який нині використовується у виробничому процесі, та на якому в процесі модернізації одна передача ВГК замінюється на дві меншого типорозміру.

Застосування силового вузла, розробленого в даному дипломному проекті, дозволить за рахунок раціоналізації схеми навантаження підвищити точність і продуктивність обробки на 25 %.

Розрахунок річного економічного ефекту від експлуатації проектного вузла проведемо для умовного обсягу виробництва продукції – 50000 шт./рік та умовного часу обробки деталі – 1,0 хв.

Техніко-економічні показники базового та проектного варіантів зведено до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Загальні вихідні техніко-економічні показники базового та проектного варіантів

№ п/п	Показник	Одиниця	Варіанти	
			базовий	проект
1	2	3	4	5
1.	Програма випуску деталей	шт./рік	80000	80000
2.	Штучний час обробки	хв.	1,25	1,00

Продовження таблиці 3.1

1	2	3	4	5
4.	Площа, яку займає верстат	м ²	4,0	4,0
5.	Встановлена потужність електродвигунів	кВт	0,75	0,75
6.	Категорія ремонтної складності механічної/електричної частин	УРО	12/18	20/18
7.	Розряд роботи верстатника	розряд	3	3
8.	Оптова ціна силового вузла	грн.	400600	–

3.2 Конструкторська підготовка виробництва

Конструкторська підготовка виробництва складається з етапів проектування (модернізації) силового вузла з послідовним розвитком та уточненням окремих розрахунків та конструкторських рішень. Роботи виконуємо в такій послідовності.

1) Встановлюємо етапи конструкторської підготовки виробництва:

- технічне завдання;
- технічна позиція;
- ескізний проект;
- технічний проект;
- робочий проект.

2) Визначаємо кількість деталей, які підлягають розробці, диференціюючи їх за видами. За допомогою коефіцієнтів переводу [1] деталі різних видів переводимо в "умовні деталі".

3) Трудомісткість технічного і робочого проектів визначаємо як добуток відповідної загальної кількості "умовних деталей" на трудомісткість однієї умовної деталі [1] в залежності від групи новизни та складності вузла, який конструюється.

4) Трудомісткість технічного завдання, технічної пропозиції, ескізного проекту визначаємо відповідно групі новизни та складності вузла [1].

5) Трудомісткість проектування електричних принципової та монтажною схем, які входять до складу робочого проекту вузла, визначаємо в залежності від їхньої новизни та складності [1].

6) Використовуючи дані трудомісткості етапів робіт конструкторської підготовки виробництва, розроблюємо сітьовий графік, який дозволяє організувати процес проектування так, щоб виконати його в найкоротший термін. Оскільки розрахунки сітьового графіка відносяться до організаційно-планових, доцільно винести їх в окремий розділ, після закінчення економічного обґрунтування проекту.

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

8) Всі отримані результати зводимо до таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку трудомісткості та витрат конструкторської підготовки виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Одиниця	Технічне завдання	Технічна пропозиція	Ескізний проект	Технічний проект	Робочий проект	Всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Група новизни	гр.	III					III
2.	Група складності	гр.	III					III
3.	Клас точності	кл.	II					
4.	Кількість деталей×коефіцієнт переводу в "умовні деталі": а) корпусних масою більш ніж 100 кг б) литі і зварні в) оригінальних, які не є литими та корпусними г) уніфікованих у вузли д) стандартних нормалізованих е) покупних	шт.				1×5 8×2 20×1 2×7 100×0,15 13×0,5	1×10 8×4 20×1 2×3,5 100×0,15 13×0,15	
5.	Кількість умовних деталей	шт.				76,5	85,95	

Продовження таблиці 3.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6.	Норма на умовну деталь	нормо-год				4,3	4,8	
7.	Трудовістість виконання етапу робіт	нормо-год	28	40	60	328,95	412,56	
8.	Доробка електросхем: а) принципової б) монтажноі	нормо-год					18 14	
11.	Загальна трудовістість	нормо-год	28	40	60	328,95	444,56	901,51
12.	Середньогодинна заробітна плата конструктора	грн/год	93,172	84,462	80,246	81,277	69,424	
13.	Зарплата основна (Z_o)	грн	2608,82	3378,48	4814,76	26736,07	30863,13	68401,26
14.	Зарплата додаткова (Z_d): 10% від Z_o	грн	260,88	337,85	481,48	2673,61	3086,31	6840,13
15.	Єдиний соціальний внесок: 22% від ($Z_o + Z_d$)	грн	631,33	817,59	1165,17	6470,13	7468,88	16553,10
16.	Витрати на відрядження: 5% від Z_o	грн	130,44	168,92	240,74	1336,80	1543,16	3420,06
17.	Накладні витрати: 45% від Z_o	грн	1173,97	1520,32	2166,64	12031,23	13888,41	30780,57
18.	Всього вартість проекту $B_{пк}$	грн	4805,44	6223,16	8868,79	49247,84	56849,89	126000,0

3.3 Технологічна підготовка виробництва

Технологічну підготовку виробництва здійснюємо відповідно до вимог "Єдиної системи технологічної підготовки виробництва", яка встановлює такі етапи:

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

Визначаємо трудомісткість технологічної підготовки виробництва в такій послідовності:

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

2) Трудомісткість інших етапів робіт технологічної підготовки виробництва визначаємо в процентах від трудомісткості проектування технологічних процесів обробки деталей та складання вузлів [1].

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

Всі виконання розрахунки зводимо до таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Витрати на технологічну підготовку виробництва

№ п.п	Показники та етапи робіт	Кількість	Кількість нормо-годин на одиницю	Загальна кількість нормо-годин	Середньогодинна зарплата, грн/год	Зарплата основна Z_o , грн	Додаткова зарплата Z_d , грн, (10% від Z_o)	Відрахування у соціальні фонди, грн 22% від (Z_o+Z_d)	Накладні витрати, грн 55% від Z_o	Загальна вартість B_v , грн
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1.	Технологічний контроль креслень, їх відладка, розмноження, нормо-год.			25,4	87,312	2217,72	221,77	536,69	1219,75	4195,94
2.	Розробка техпроцесів виготовлення деталей:									
	а) загальна кількість деталей, шт	29		327,5		26713,85	2671,39	6464,75	14692,62	50542,60
	б) в т.ч по групах технологічної складності:									
	I	7	4,5	31,5	69,42	2186,73				
	II	11	9	99	69,42	6872,58				
	III	10	17	170	87,79	14924,30				
	IV	1	27	27	101,12	2730,24				

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
3.	Розробка техпроцесу складання вузла V групи технологічної складності	нормо-годин			17,8	90,13	1604,31	160,43	388,24	882,37	3035,36
4.	Проектування спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			65,4	101,07	6609,98	661,00	1599,61	4296,49	13167,08
5.	Виготовлення спеціального оснащення, нестандартних засобів механізації та автоматизації	нормо-годин			48,7	69,42	3380,75	338,08	818,14	4225,94	8762,91
6.	Інші витрати	нормо-годин			28,7	69,42	1992,35	199,24	482,15	1095,79	3769,53
7.	Всього вартість проекту $B_{\text{пр}}$				513,5		42518,97	4251,90	10289,59	26412,96	83474,00

3.4 Визначення повної собівартості та оптової ціни модернізованого вузла

Після визначення трудомісткості виготовлення модернізованого силового вузла розраховуємо:

а) основну заробітну плату виробничих робітників:

$$Z_{\text{op}} = \sum_{i=1}^n C_{\text{r}_i} \cdot T_i, \quad (3.1)$$

де n – кількість i -тих видів робіт;

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

Так, основна заробітна плата виробничих робітників на механічних роботах:

$$Z_{\text{op}}^{\text{м}} = 226,0 \cdot 77,979 = 17623,25 \text{ грн.}$$

б) витрати на утримання та експлуатацію обладнання:

$$B_o = \sum_{i=1}^n Z_{\text{op}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{pp}_i}}{100}, \quad (3.2)$$

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

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

$$B_o = 17623,25 \cdot \frac{385}{100} = 67849,53 \text{ грн.}$$

в) цехові витрати:

$$B_{\text{цех}} = \sum_{i=1}^n z_{\text{ор}_i} \cdot \frac{\Pi_{\text{цр}_i}}{100}, \quad (3.3)$$

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

Для механічних робіт:

$$B_{\text{цех}}^{\text{м}} = 17623,25 \cdot \frac{232}{100} = 40885,95 \text{ грн.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунки даних статей на інших роботах, результати заносимо до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Трудомісткість виготовлення та окремі види витрат, які включені до собівартості виготовлення силового вузла

Види робіт	Трудомісткість робіт н-год	Середній розряд	Середньогодинна тарифна ставка робітників, грн/год	Основна заробітна плата робітників $z_{\text{ор}}$, грн	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання, B_o		Загально- цехові витрати $K_{\text{цех}}$	
					%	грн.	%	грн.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Ливарні	16,4	3	87,048	1427,59	350	4996,56	242	3454,76
Ковальсько-штампувальні	10,0	3	78,605	786,05	410	3222,81	223	1752,89
Механічні	226,0	4	77,979	17623,25	385	67849,53	232	40885,95
Термічні	8,5	3	87,048	739,91	395	2922,64	282	2086,54
Гальванічні	7,2		87,048	626,75	280	1754,89	150	940,12
Слюсарсько-складальні	54,7	4	77,979	4265,45	210	8957,45	242	10322,39
Електро- та гідророботи	14,5	4	77,979	1130,70	215	2431,00	132	1492,52

Продовження таблиці 3.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Фарбувальні	1,1	2	57,184	62,90	110	69,19	120	75,48
Пакувальні	2,2	2	57,184	125,80	110	138,39	120	150,97
Інші	7,5	3	70,181	526,36	220	1157,99	240	1263,26
Всього	348,1	—	-	27314,76	-	93500,42	-	62424,88

Собівартість модернізації вузла розраховуємо за статтями витрат за допомогою отриманих на підприємстві кошторисних та звітних калькуляцій базових конструкцій. Розрахунок виконуємо за формулою:

$$C_{\text{пов}} = M_o + M_d + \Pi_n + B_n + T_v - B_{zv} + E_{\text{тех}} + \Pi_{\text{тех}} + \\ + Z_{\text{ор}} + Z_{\text{др}} + B_c + B_o + B_{\text{цех}} + B_{\text{зав}} + B_{\text{ін}} + B_{\text{пв}}, \quad (3.4)$$

де M_o , M_d – відповідно витрати на основні та допоміжні матеріали, грн.;

Π_n – покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств, грн.;

Розрахунок витрат на основні матеріали та покупні напівфабрикати зведено до таблиці 3.5.

T_v – транспортно-заготівельні витрати, грн.;

B_n – напівфабрикати власного виробництва, грн.;

B_{zv} – зворотні відходи, які реалізуються (віднімаються), грн.;

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

$Z_{\text{др}}$ – допоміжна заробітна плата виробничих робітників, грн.;

B_c – єдиний соціальний внесок, грн.;

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

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

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

Таблиця 3.5 – Склад матеріальних витрат на вузол

№ п/п	Матеріали та комплектуючі вироби	Одиниця	Витрати (шт, кг)	Ціна, грн	Витрати на виріб, грн.
Основні матеріали					
1	Сталь 40	кг	30,0	45,1	1353,00
2	Чавун СЧ20	кг	150,0	68	10200,00
3	Трубка латунна Ø 4 мм	м	2,0	282,22	564,44
4	Рукава гумові	м	1,5	83,03	124,55
	Всього				12241,9
Покупні напівфабрикати					
1	Електродвигун (0,75 кВт)	шт.	1	12385,0	12385,00
2	Підшипники	шт.	12	322,00	3864,00
3	Передача ГГК	шт.	2	4593,0	9186,00
4	Гідравлічний пристрій	шт.	1	2410,00	2410,00
5	Метизи	компл	8	145,60	1164,80
6	Інші покупні			1386,00	1386,00
	Всього	—	—	—	30395,80

Розрахунок собівартості модернізації вузла зводимо до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Повна собівартість модернізації вузла

№ п.п	Стаття калькуляції	Коротке позначення	Метод розрахунку, джерело інформації	Результат, сума, грн.
1	2	3	4	5
1.	Матеріали основні	M_o	табл. 5	12241,99
2.	Матеріали допоміжні	M_d	4% від M_o	489,68
3.	Покупні напівфабрикати, комплектуючі вироби та послуги інших підприємств	Π_n	табл. 5	30395,80
4.	Зворотні відходи	$-B_{зв}$	6% від M_o	734,52
5.	Транспортно-заготівельні витрати	T_v	5,0% від $(M_o + M_d + \Pi_n)$	1725,10
6.	Паливо та енергія на технологічні цілі	$\Pi_{тех}, E_{тех}$	78% від $З_{ор}$	21305,51
7.	Всього матеріальні витрати			65423,55
8.	Основна заробітна плата виробничих робітників	$З_{ор}$	табл. 4	27314,76
9.	Додаткова заробітна плата виробничих робітників	$З_{др}$	10% від $З_{ор}$	2731,48

Продовження таблиці 3.6

1	2	3	4	5
10.	Єдиний соціальний внесок	B_{cc}	22,0% від $(З_{op} + З_{др})$	6610,17
11.	Відшкодування зносу інструменту та пристосувань цільового призначення	$B_{ин}$	8,2% від $З_{op}$	2239,81
12.	Витрати на утримання та експлуатацію обладнання	B_o	табл. 4	93500,42
13.	Цехові витрати	$B_{цех}$	табл. 4	62424,88
14.	Загальнозаводські витрати	$B_{зав}$	180% від $З_{op}$	49166,56
15.	Інші виробничі витрати	$B_{ін}$	2,2% від $З_{op}$	546,30
16.	Виробнича собівартість	$C_{вир}$	$\Sigma(7 \div 15)$	309957,92
17.	Позавиробничі витрати	$B_{пв}$	1% від $C_{вир}$	3099,58
18.	Повна собівартість	$C_{нов}^{mod}$	$C_{вир} + K_{пв}$	313060,00

Повну собівартість модернізованого вузла розраховуємо за формулою:

$$C_{нов}^H = C_{нов}^b - C_{ан} + C_{нов}^{mod}, \quad (3.5)$$

де $C_{нов}^b$ – повна собівартість базового вузла, грн.;

$C_{ан}$ – собівартість анульованих деталей та вузлів, грн.;

$C_{нов}^{mod}$ – повна собівартість модернізації вузла, грн.

$$C_{нов}^H = 333840 - 292070 + 313060 = 354830 \text{ грн.}$$

Оптову ціну модернізованого верстата розраховуємо за формулою:

$$Ц_{опт} = C_{нов} + \Pi_H \quad (3.6)$$

де Π_H – нормативний прибуток, грн.

$$\Pi_H = \frac{P_{np} \cdot C_{нов}}{100}, \quad (3.7)$$

де P_{np} – рентабельність виробництва верстата, %.

$$П_{н} = \frac{20 \cdot 354830}{100} = 70966 \text{ грн.}$$

$$Ц_{onm} = 354830 + 70966 = 425800 \text{ грн.}$$

3.5 Визначення експлуатаційних витрат (собівартості обробки), які припадають на одиницю продукції в базовому та проектному варіантах

Розрахунок виконуємо за формулою:

$$P_e = \sum_{i=1}^m P_i, \quad (3.8)$$

де P_3 – витрати на заробітну плату основну, додаткову та відрахування на соціальне страхування основних робітників, грн.;

P_e – витрати на силову електроенергію, грн.;

P_{md} – витрати на допоміжні матеріали, грн.;

P_p – витрати на ремонт обладнання, грн.;

$P_{п}$ – витрати на утримання приміщення, грн.;

P_n – витрати на наладку, грн.;

P_a – витрати на амортизацію обладнання, грн.

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

$$P_3 = C_r \frac{T_{\text{нор}}}{60} \cdot (1 + K_d) \cdot (1 + K_c), \quad (3.9)$$

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

K_d, K_c – коефіцієнти додаткової зарплати та відрахувань на соціальне страхування відповідно.

В базовому варіанті:

$$P_{\text{зб}} = 70,180 \cdot \frac{1,25}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 1,9621 \text{ грн.}$$

В проектному варіанті:

$$P_{\text{зп}} = 70,180 \cdot \frac{1,0}{60} \cdot (1 + 0,1) \cdot (1 + 0,22) = 1,5697 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію силову:

$$P_e = \frac{N_b \cdot K_o \cdot K_N \cdot K_d}{\eta_m \cdot \eta_c} \cdot \frac{T_{\text{шт}}}{60} \cdot C_{\text{ел}}, \quad (3.10)$$

де N_b – встановлена потужність електродвигунів вузла, кВт;

K_o – коефіцієнт одночасної роботи моторів (приймають 0,65...0,8);

K_N – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів за потужністю (для агрегатних верстатів – 0,7);

K_d – коефіцієнт, який враховує завантаження електродвигунів верстата за часом (приймають 0,4);

η_c – середній коефіцієнт корисної дії електродвигунів – 0,86;

η_m – коефіцієнт, що враховує втрати електроенергії в мережі підприємства – 0,92;

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

$$P_{\text{ел}}^{\text{баз}} = \frac{0,75 \cdot 0,6 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{1,25}{60} \cdot 7,5 = 0,0294 \text{ грн.},$$

$$P_{\text{ел}}^{\text{пр}} = \frac{0,75 \cdot 0,65 \cdot 0,7 \cdot 0,4}{0,86 \cdot 0,92} \cdot \frac{1,0}{60} \cdot 7,5 = 0,0220 \text{ грн.}.$$

Витрати на допоміжні матеріали:

$$P_{\text{мв}} = \frac{M_{\text{гв}} \cdot R_{\text{м}} \cdot T_{\text{шт}}}{60 \cdot 100} \cdot K_{\text{п}}, \quad (3.11)$$

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

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

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

$$P_{\text{дм}}^{\text{баз}} = \frac{7,5 \cdot 12 \cdot 1,25}{60} \cdot 1,0 = 0,1988 \text{ грн.},$$

$$P_{\text{дм}}^{\text{пр}} = \frac{79,5 \cdot 20 \cdot 1,0}{60 \cdot 100} \cdot 1,0 = 0,1590 \text{ грн.}$$

Витрати на ремонт обладнання:

$$P_{\text{р}} = \frac{R_{\text{м}} \cdot \Gamma_{\text{вм}} + R_{\text{е}} \cdot \Gamma_{\text{вс}}}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.12)$$

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

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

$$P_p^{\text{баз}} = \frac{12 \cdot 880 + 18 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{1,25}{60} = 0,1241 \text{ грн.}$$

$$P_p^{\text{пр}} = \frac{20 \cdot 880 + 18 \cdot 720}{3950} \cdot \frac{1,0}{60} = 0,0992 \text{ грн.}$$

Витрати на утримання приміщення:

$$P_{\text{уп}} = \frac{F_o \cdot K_d \cdot C}{F_{\text{дрм}}} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.13)$$

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

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

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

$$P_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{4,0 \cdot 3,0 \cdot 1,25}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0494 \text{ грн.},$$

$$P_{\text{уп}}^{\text{баз}} = \frac{4,0 \cdot 3,0 \cdot 1,0}{3950 \cdot 60} \cdot 780 = 0,0395 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію вузла:

$$P_a = \frac{\Phi_{\text{бал}} \cdot H_a}{F_{\text{дрм}} \cdot 100} \cdot \frac{T_{\text{нор}}}{60}, \quad (3.14)$$

де H_a – норма амортизації, %;

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

Балансову вартість вузлів знайдемо за формулою:

$$\Phi_{\text{бал}} = C_{\text{опт}} \cdot (1 + K_{\text{тр}} + K_{\text{м}}), \quad (3.15)$$

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

$K_{\text{тр}}$, $K_{\text{м}}$ – відповідно коефіцієнти, які враховують транспортування (0,05...0,1), монтаж вузла на верстаті (0,04...0,06).

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{баз}} = 400600 \cdot (1 + 0,06 + 0,05) = 444666 \text{ грн.},$$

$$\Phi_{\text{бал}}^{\text{пр}} = 425800 \cdot (1 + 0,06 + 0,05) = 472638 \text{ грн.}$$

$$P_{\text{а}}^{\text{баз}} = \frac{444666 \cdot 1,25 \cdot 20}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 0,4691 \text{ грн.},$$

$$P_{\text{а}}^{\text{пр}} = \frac{472638 \cdot 20 \cdot 1,0}{3950 \cdot 60 \cdot 100} = 0,2932 \text{ грн.}$$

Результати розрахунків зводимо до таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Експлуатаційні витрати (собівартість обробки)

№ п/п	Експлуатаційні витрати	Умовне позначення	Варіанти	
			Базовий	Проект
1.	Заробітна плата основна, додаткова з єдиним соціальним внеском	$P_{\text{з}}$	1,9621	1,5697
2.	Силовa електроенергія	$P_{\text{ел}}$	0,0294	0,0220
3.	Допоміжні матеріали	$P_{\text{дм}}$	0,1988	0,1590
4.	Ремонт обладнання	$P_{\text{р}}$	0,1241	0,0992
5.	Утримання приміщення	$P_{\text{уп}}$	0,0494	0,0395
6.	Амортизація обладнання	$P_{\text{а}}$	0,4691	0,2932
Загальна сума		$P_{\text{е}}$	2,8328	2,1827

3.6 Розрахунок показників економічної ефективності

Річний економічний ефект, який отримує виробник силового вузла, розраховуємо за формулою:

$$E_{\text{рв}} = (U_{\text{опт}}^{\text{пр}} - C_{\text{пов}}^{\text{пр}}) \cdot P_{\text{в}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{в}}, \quad (3.16)$$

де $U_{\text{опт}}^{\text{пр}}$ – оптова ціна проектного вузла, грн.;

$C_{\text{пов}}^{\text{пр}}$ – повна собівартість проектного вузла, грн.;

$P_{\text{в}}$ – програма виробництва вузлів, шт./рік;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт економічної ефективності капітальних вкладень ($E_{\text{н}} = 0,16$);

$K_{\text{в}}$ – додаткові капітальні витрати у виробника, грн.

$$K_{\text{в}} = B_{\text{пк}} + B_{\text{т}}, \quad (3.17)$$

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

$$K_{\text{в}} = 126000 + 83474 = 209474 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{рв}} = (425800 - 354830) \cdot 1 - 0,16 \cdot 209474 = 37450 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект у споживача розраховуємо за формулою:

$$E_{\text{рсп}} = (P_{\text{е}}^{\text{баз}} - P_{\text{е}}^{\text{пр}}) \cdot N_{\text{д}} - E_{\text{н}} \cdot K_{\text{сп}}, \quad (3.18)$$

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

N_d – річна програма обробки деталі із застосуванням вузла, шт./рік;

K_{cn} – додаткові капітальні витрати у споживача, грн.

$$K_{cn} = \Phi_{bal}^{пр} \cdot Q_{пр} - \Phi_{bal}^{баз} \cdot Q_{баз}, \quad (3.19)$$

$\Phi_{bal}^{пр}, \Phi_{bal}^{баз}$ – відповідно балансова вартість проектного та базових вузлів,

грн.

$$K_{cn} = 425800 \cdot 1 - 400600 \cdot 1 = 25200 \text{ грн.},$$

$$E_{p_{cn}} = (2,833 - 2,183) \cdot 50000 - 0,16 \cdot 25200 = 28500 \text{ грн.}$$

Строк окупності додаткових капітальних вкладень:

– у виробника:

$$T_{ок_v} = \frac{K_v}{(C_{опт}^{пр} - C_{пов}^{пр}) \cdot \Pi_v} = \frac{209474}{(425800 - 354830) \cdot 1} = 3,0 \text{ роки.} \quad (3.20)$$

– у споживача:

$$T_{ок_{cn}} = \frac{K_{cn}}{(P_e^{баз} - P_e^{пр}) \cdot N_d} = \frac{25200}{(2,833 - 2,183) \cdot 50000} = 0,78 p. = 9,3 \text{ міс.} \quad (3.21)$$

У підсумку складаємо зведену таблицю техніко-економічних показників проекту (таблиця 3.8).

Таблиця 3.8 – Підсумкові техніко-економічні показники базового та модернізованого вузлів

№ п/п	Показники	Одиниця	Базовий варіант	Проектний варіант	Зміна, % (+,-)
1.	Програма виробництва вузлів	шт/рік	1	1	—
2.	Річний випуск виробів (умовний)	шт/рік	50000	50000	—
3.	Штучний час обробки виробу (умовний)	хв.	1,25	1,0	-25,0
4.	Собівартість модернізації вузла		—	313060	—
5.	Повна собівартість вузла	грн.	333840	354830	+6,3
6.	Оптова ціна вузлів без ПДВ	грн.	400600	425800	+6,3
7.	Собівартість одиниці обробки із застосуванням силового вузла	грн.	2,833	2,183	-22,9
8.	Капітальні витрати на конструкторську та технологічну підготовку виробництва	грн.	—	209474	—
9.	Строк окупності додаткових капітальних витрат				
	а) у виробника	років	—	3,0	—
	б) у споживача	міс.	—	9,3	—
10.	Річний економічний ефект:				
	а) у виробника	грн.	—	37450	—
	б) у споживача	грн.	—	28500	—

3.7 Організаційно-планові розрахунки

3.7.1 Розробка плану виконання комплексу робіт з конструкторської підготовки виробництва

Складання плану виконання комплексу робіт виконуємо з використанням сітьових методів планування й організації виробництва. Комплекс робіт, на який необхідно розробити оптимізований план, представимо у вигляді сітьової моделі (рисунок 3.1). Дані про тривалість виконання кожної роботи та попередньо прийняту кількість виконавців зводимо до таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 – Дані про комплекс робіт з модернізації верстата

Номер роботи	Шифр роботи	Зміст роботи	Тривалість виконання, роб. дні	Кількість виконавців, чол
1	2	3	4	5
1.	1–2	Розробка технічного завдання	1–2	2
2.	2–3	Аналіз науково-технічної літератури	5–8	2
3.	2–4	Аналіз патентної літератури	18–20	3
4.	4–5	Розрахунок кінематичної схеми силового вузла	2–3	2
5.	4–6	Аналіз технологічності деталі	1–2	1
6.	5–7	Силові розрахунки та розрахунки робочих параметрів	2–4	2
7.	6–7	Вибір методу базування деталі	2–4	1
8.	5–8	Розробка компоновальної схеми вузла	2–3	2
9.	7–9	Розрахунок та розробка системи змащування	8–10	2
10.	9–10	Вибір нормалізованих вузлів системи змащування	2–4	1
11.	7–10	Розрахунок режимів різання	1–2	2
12.	8–10	Доробка електросхеми вузла	1–2	1
13.	10–11	Перевірка креслень складальних одиниць на технологічність	1–2	1
14.	10–12	Розробка креслень загального виду СГ	1–2	2
15.	11–13	Коректування креслень складальних одиниць за результатами техконтролю	3–5	3
16.	12–17	Перевірка конструкції на відповідність вимогам техніки безпеки	3–6	2
17.	12–14	Перевірка креслень загального виду на технологічність	1–2	2
18.	12–15	Розробка відомостей специфікацій	1–2	2
19.	13–17	Нормоконтроль креслень складальних одиниць	1–2	1
20.	14–17	Нормоконтроль складального креслення	1–2	1
21.	15–16	Розробка відомостей покупних	1–2	1
22.	16–17	Розрахунок економічної ефективності	1–2	1
23.	10–17	Перевірка конструкції на патентну чистоту	5–10	3
24.	17–18	Передача комплексу документації на науково-технічну раду (НТР)	1–2	2
25.	18–19	Доробка конструкторської документації по зауваженням НТР	4–5	3
26.	19–20	Розмноження, комплектування та передача документації в цех	2–3	1

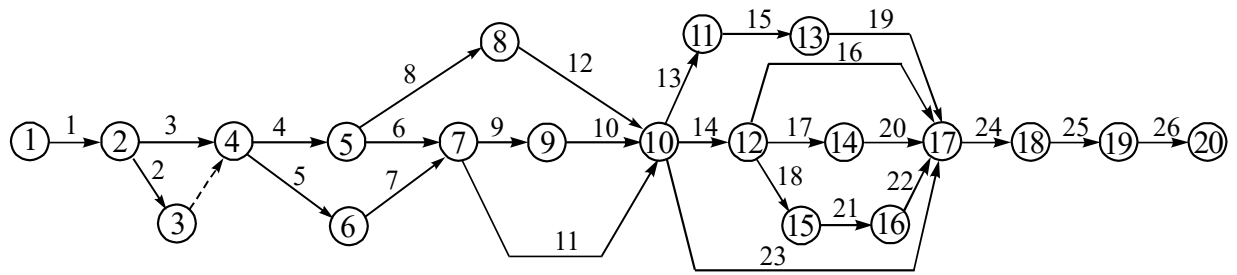


Рис. 3.1 Сітьова модель

3.7.2 Визначення очікуваної тривалості робіт

Тривалість робіт, яка визначається за нормативами, може задаватися однозначно або у вигляді мінімально ($t_{\min}$) та максимально ($t_{\max}$) можливих значень. Для таких робіт очікувану тривалість визначаємо за формулою:

$$t_{\text{оч}} = \frac{3 \cdot t_{\min} + 2 \cdot t_{\max}}{5}. \quad (3.22)$$

Так, наприклад, для роботи 2–3:

$$t_{\text{оч}_{2-3}} = \frac{3 \cdot 5 + 2 \cdot 8}{5} = 6 \text{ роб. днів}.$$

Результати розрахунків округляємо до цілих чисел і записуємо до таблиці 3.10, а також наносимо на вихідну сітьову модель (рисунок 3.2). При цьому тривалість роботи вказують над стрілкою, кількість виконавців – під нею.

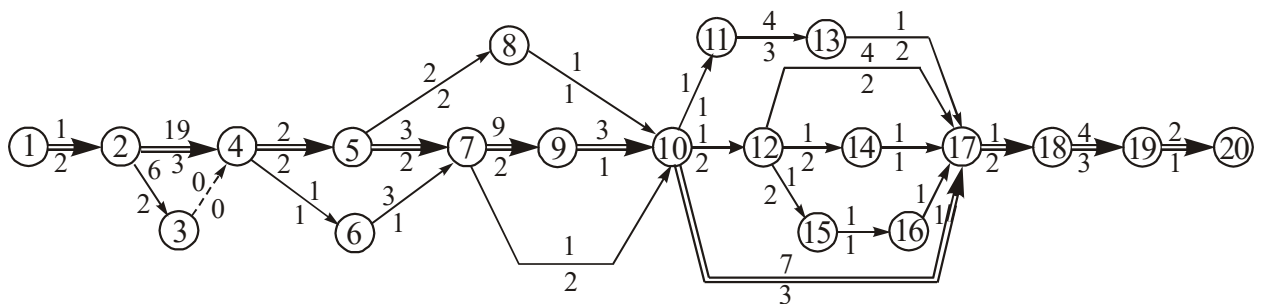


Рис. 3.2 Вихідний сітьовий графік

3.7.3 Розрахунок параметрів сітьового графіка

До основних параметрів сітьового графіка відносяться ранні T_p та пізні T_n строки здійснення подій, резерви часу подій P_n та робіт P_p , коефіцієнти напруженості робіт K_n , тривалість критичного шляху.

Ранній строк здійснення i -тої події визначається тривалістю максимального шляху від початкової події до даної (таблиця 3.11).

Ранній строк здійснення кінцевої події дорівнює тривалості критичного шляху $L_{кр}$. В даному випадку він складає 63 робочих дня.

Пізні строки здійснення подій розраховуємо за наступною формулою, а отримані величини заносимо до таблиці 3.11.

$$T_{n_i} = L_{кр} - L_{\max_{i-c}}, \quad (3.23)$$

де $L_{\max_{i-c}}$ – тривалість максимального шляху від даної i -тої події до кінцевої c -тої події.

Наприклад:

$$T_{n_{14}} = 51 - 8 = 43 \text{ роб.днів.}$$

Резерви часу здійснення подій визначаємо за наступною формулою, а отримані величини заносимо до таблиці 3.11.

$$P_{n_i} = T_{n_i} - T_{p_i}. \quad (3.24)$$

Наприклад:

$$P_{n_{14}} = 43 - 39 = 4 \text{ роб. днів.}$$

Кількісна оцінка рівня напруженості некритичних робіт відносно лімітуючих робіт критичного шляху проводиться за допомогою коефіцієнтів напруженості робіт K_n . Цей коефіцієнт для робіт, які лежать на критичному шляху, дорівнює одиниці, а для фіктивних робіт він дорівнює нулю.

Для некритичних робіт коефіцієнт напруженості менше одиниці. Його визначають за формулою:

$$K_{n_{i-k}} = \frac{L_{\max} - L_{\text{кр.с}}}{L_{\text{кр}} - L_{\text{кр.с}}}, \quad (3.25)$$

де $L_{\max}$ – тривалість максимально повного шляху, який проходить через дану роботу;

$L_{\text{кр.с}}$ – відрізок цього шляху, який співпадає з критичним шляхом.

Отриманні величини K_n заносимо до таблиці 3.10.

Наприклад, для роботи 2–3:

$$K_{n_{2-3}} = \frac{38 - 31}{51 - 31} = 0,35.$$

Таблиця 3.10 – Параметри робіт

Шифр роботи	Тривалість виконання, роб. дні				Кількість виконавців, чел		Коефіцієнт напруженості		с. роб. дні
	$t_{\min}$	$t_{\max}$	Очікувана ($t_{\text{оч}}$)						
			до оптимізації	після оптимізації	до опти- мізації	після оп- тимізації	до опти- мізації	після оп- тимізації	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1–2	1	2	1	1	2	2	1	1	0,04
2–3	2	3	2	6	2	2	0,35	0,32	
2–4	18	20	19	19	3	2	1	1	0,08
3–4	Фіктивна робота		0	0	0	0	0	0	
4–5	2	3	2	2	2	2	1	1	0,04
4–6	1	2	1	1	1	1	0,8	1	
5–7	2	4	3	1	2	3	1	0,75	
6–7	2	4	3	3	1	1	0,8	1	

Продовження таблиці 3.10

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5–8	2	3	2	4	2	1	0,2	0,8	0,08 0,08
7–9	8	10	9	3	2	3	1	1	
9–10	2	4	3	3	1	1	1	1	
7–10	1	2	1	3	1	1	0,083	0,33	
8–10	1	2	1	1	1	1	0,2	0,72	
10–11	1	2	1	1	1	1	0,86	0,86	
10–12	1	2	1	1	2	2	0,45	0,72	
11–13	3	5	4	4	3	3	0,86	0,86	
12–17	3	6	4	4	2	2	0,45	0,72	
12–14	1	2	1	1	2	2	0,27	0,43	
12–15	1	2	1	1	2	2	0,57	0,57	
13–17	1	2	1	1	1	1	0,86	0,86	
14–17	1	2	1	1	1	1	0,27	0,43	
15–16	1	2	1	1	1	1	0,57	0,57	
16–17	1	2	1	1	1	1	0,57	0,57	
10–17	5	10	7	7	1	1	0,57	0,57	0,2
17–18	1	2	1	1	2	2	1	1	0,04
18–19	4	5	4	4	3	3	1	1	0,04
19–20	2	3	2	2	1	1	1	1	0,04

Таблиця 3.11 – Параметри подій, роб. дні

Шифр подій	До оптимізації			Після оптимізації		
	T_p	T_n	P_n	T_p	T_n	P_n
1	2	3	4	5	6	7
1	0	0	0	0	0	0
2	1	1	0	1	1	0
3	7	20	13	7	20	13
4	20	20	0	20	20	0
5	22	22	0	22	23	1
6	21	22	1	21	21	0
7	25	25	0	24	24	0
8	24	36	12	26	29	3
9	34	34	0	27	27	0
10	37	37	0	30	30	0
11	38	39	1	31	32	1
12	38	40	2	31	33	2
13	42	43	1	35	36	1
14	39	43	4	32	36	4
15	39	42	3	32	35	3
16	40	43	3	33	36	3

Продовження таблиці 3.11

1	2	3	4	5	6	7
17	44	44	0	37	37	0
18	45	45	0	38	38	0
19	49	49	0	42	42	0
20	51	51	0	44	44	0

3.7.4 Оптимізація сітьового графіка

Для скорочення тривалості критичного шляху та забезпечення рівномірного завантаження виконавців, переведемо по одному виконавцю з робіт 5–8, 7–10 відповідно на роботи 5–7, 7–9. При переводі виконавців з однієї роботи на іншу, змінюється їх тривалість. Нова тривалість роботи:

$$t'_{\text{оч}_{i-k}} = \frac{t_{\text{оч}_{i-k}} \cdot K_{\text{вик}_{i-k}}}{K'_{\text{вик}_{i-k}}}, \quad (3.26)$$

де $t_{\text{оч}_{i-k}}$, $K_{\text{вик}_{i=k}}$ – відповідно очікувана тривалість роботи $i-k$ та кількість її виконавців до оптимізації;

$K'_{\text{вик}_{i=k}}$ – кількість виконавців, яка запланована для виконання роботи $i-k$ після їх перерозподілу.

Так, для роботи 5–7 після перерозподілу виконавців нова тривалість:

$$t'_{\text{оч}_{2-3}} = \frac{2 \cdot 2}{3} = 1,33 \approx 1 \text{ роб.днів.}$$

Отримані нові значення очікуваної тривалості робіт та їх виконавців заносимо до таблиці 3.10 і наносимо на сітьовий графік. Такий графік показано на рисунку 3.3, а розрахунки його параметрів у таблицях 3.10, 3.11.

Як свідчать розрахунки, тривалість критичного шляху сітьового графіку після оптимізації складає 44 робочі дні. В порівнянні з вихідним графіком вона скоротилася на 7 робочих днів.

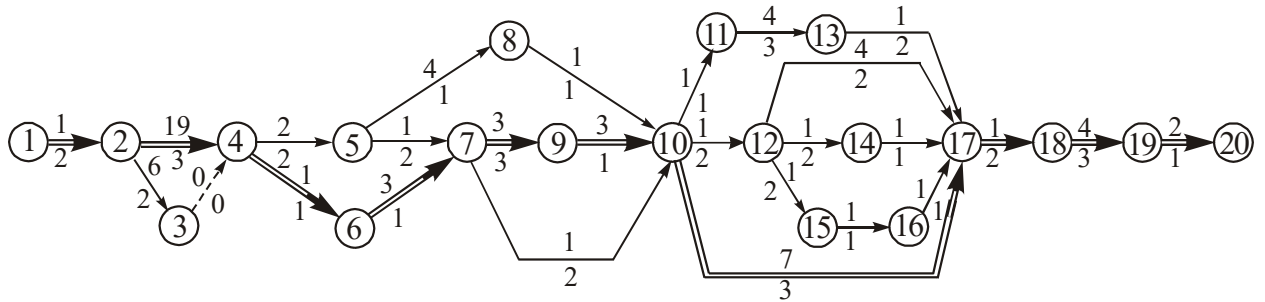


Рис. 3.3 Оптимізований сітьовий графік

3.7.5 Розробка карти проекту

Для досягнення мінімізації потреби в однозначно необхідних виконавцях будують карту проекту. При цьому сітьовий графік перетворюють в лінійний і створюють діаграму зайнятості виконавців (рисунок 3.4).

Як видно з побудованої діаграми, потрібна кількість виконавців коливається від 1 до 12 чоловік. Зменшити потрібну кількість виконавців і раціонально їх завантажити в окремі проміжки часу можливо за рахунок переміщення вправо некритичних робіт, що мають резерви часу. Для цього зміщують роботи 7–10, 10–13–17, 5–8–10, 12–17, 14–17, 15–16–17, вправо, в межах їх резервів, що дає можливість зменшити максимальну кількість виконавців 9 чоловік з трьох до одного дня. Нове положення робіт на графіку та діаграмі зображено суцільною лінією, а початкове положення цих робіт – пунктирною лінією.

3.7.6 Оцінка можливих відхилень тривалості критичного шляху

Тривалість ряду робіт, які лежать на критичному шляху, задана ймовірними оцінками, а розрахунок шляхів виконано за середніми значеннями. В результаті фактична тривалість критичного шляху може виявитися більше або менше розрахованої.

Встановлення максимальної та мінімальної тривалості критичного шляху визначається із врахуванням середньоквадратичного відхилення. Для цього спочатку розраховують дисперсії тривалості виконання робіт, які лежать на критичному шляху, за формулою:

$$\sigma_{i-k}^2 = 0,04(t_{\max_{i-k}} - t_{\min_{i-k}})^2. \quad (3.27)$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці 10. Наприклад, дисперсія тривалості роботи 2–3

$$\sigma_{1-2}^2 = 0,04(2 - 1)^2 = 0,04 \text{ роб. днів}.$$

Середньоквадратичне відхилення тривалості критичного шляху:

$$\sigma_{\text{кр}} = \pm \sqrt{\sum \sigma_{i-k}^2}, \quad (3.28)$$

$$\sigma_{\text{кр}} = \pm \sqrt{0,0736} = \pm 0,27 \approx 1 \text{ роб.день}.$$

З врахуванням розрахованого відхилення планова тривалість критичного шляху складає:

$$L_{\text{кр}} = 44 \pm 1 \text{ роб.день}.$$

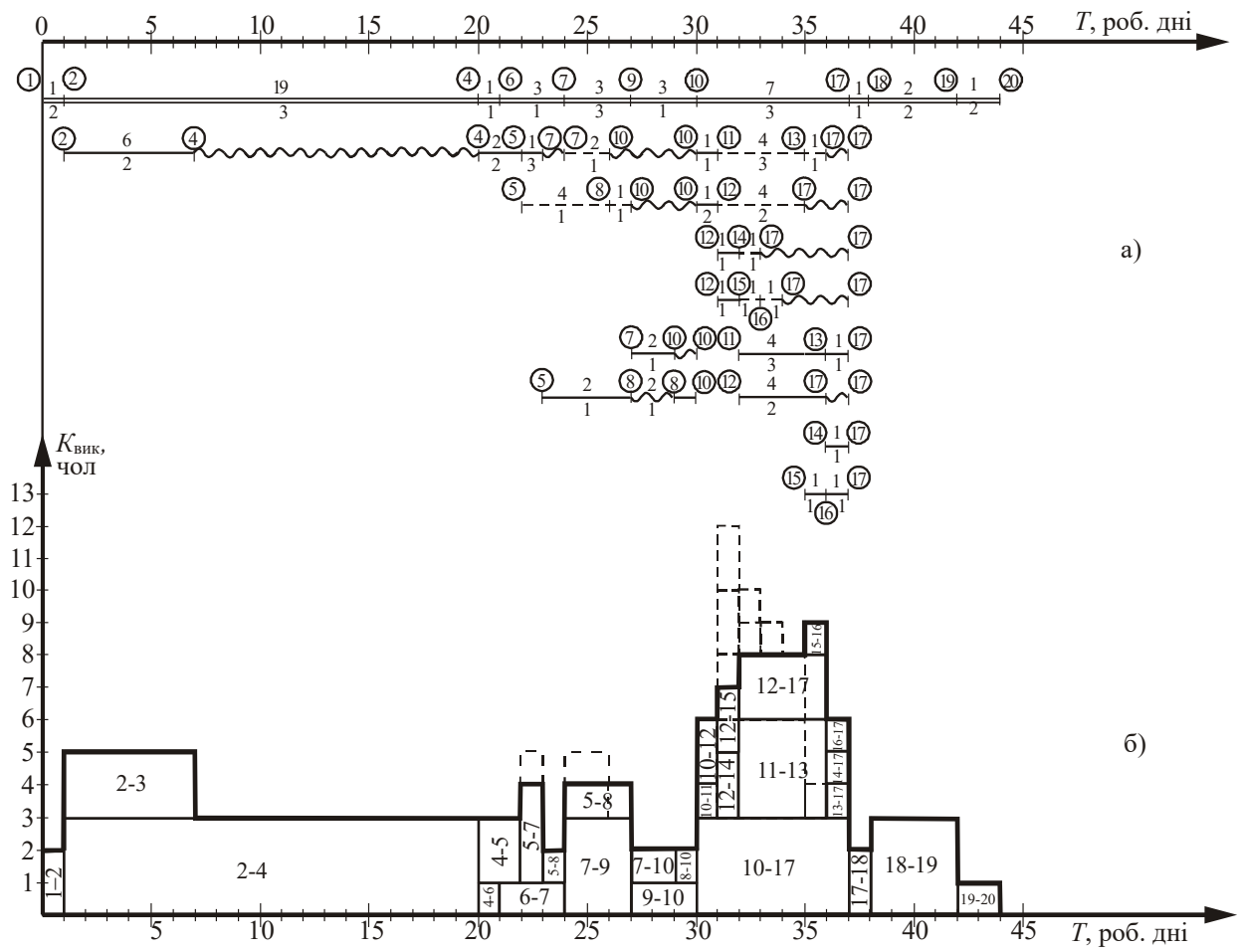


Рис. 3.4 Карта проекту: а) лінійний графік; б) діаграма завантаження виконавців

ВИСНОВКИ

У даній кваліфікаційній роботі за другим (магістерським) рівнем вищої освіти розв'язане важливе науково-технічне завдання проектування силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач для покращення його вихідних силових характеристик шляхом застосування у конструкції приводу диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів.

При розв'язанні даного завдання вирішено наступні задачі:

- проведено огляд конструкцій силових модулів та методів покращення вихідних характеристик їх приводів подач;
- проведено огляд конструкцій диференціалів, що самоблокуються різницею крутних моментів;
- розроблено проект силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач;
- синтезовано аналітичні залежності для визначення степені блокування диференціалу та оцінки меж ефективності його роботи;
- виконано необхідні проектні та перевірочні розрахунків деталей приводу подачі силового модуля;
- визначено економічну ефективність провадження проекту силового модуля з перерозподілом сил у приводі подач.

У проведеному огляді показано, що основним негативним чинником, що викликає зношування напрямних елементів типу ковзання у приводах подач та підвищені втрати на тертя є перекош виконавчих органів на згаданих напрямних. Існуючі підходи до зменшення впливу таких чинників не задовольняють у повній мірі вирішенню поставленої задачі. Було запропоновано використати у приводі подачі силового модуля дві гвинтові передачі, рух між якими узгоджувався б за допомогою диференціалу, що самоблокується різницею крутних моментів на його вихідних ланках. Запропоноване рішення дозволяє в певних межах зменшити перекош платформи на напрямних. Знайдено аналітичні залежності для розрахунку

необхідної величини коефіцієнта блокування згаданого диференціалу. Також проведені необхідні проектні та перевірочні розрахунки деталей передач приводу подачі силового модуля.

В результаті проведення техніко-економічних розрахунків по визначенню ефективності модернізації приводу подачі силового столу диференціалом, що самоблокується різницею моментів на вихідних ланках, отримано економічний ефект: у виробника – 37450 грн., у споживача – 28500 грн. При цьому строк окупності додаткових капітальних вкладень у виробника становить 3,0 роки, а у споживача – 9,3 місяці за прийнятого рівня рентабельності. При проведенні організаційно-планових розрахунків досягнуто оптимізації робіт по впровадженню нових конструктивних розробок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1) Агрегатные станки средних и малых размеров / Ю.В. Тимофеев, В.Д. Хицан, М.С. Вассерман, В.В. Громов; Под общ ред. Ю.В. Тимофеева. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
- 2) Вейц В.Л., Кочура А.Е., Царев Г.В. Расчет механических систем приводов с зазорами. – М.: Машиностроение, 1979. – 183 с.
- 3) Дашенко А.И., Шмелев А.И. Конструкция и наладка агрегатных станков. – М.: Высшая школа, 1977. – 350 с.
- 4) Крижанівський В.А. Результати дослідження умов функціонування виконавчих органів приводів подач. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний зб. «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» – Кіровоград, 1999. – Вип. 27. – с. 111-114.
- 5) Крижанівський В.А. Синтез схем навантаження виконавчих органів приводу подачі силових вузлів моноблочного типу агрегатних верстатів на основі загальної схеми навантаження // Збірник праць КДТУ, 2000. – с. 7.
- 6) Крижанівський В.А. Структурно-схемний аналіз традиційних структур силових вузлів агрегатних верстатів // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (напрямок "Інженерна механіка") – Луцьк: Луцький державний технічний університет, 1999. – Вип.6. – с. 6-10.
- 7) Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х частинах. Під заг. ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003. – 507 с.
- 8) Латышев Н.В., Вассерман М.С., Касьянов О.Н., Пашенко Э.А. Агрегатные станки в машиностроении. – Харьков: Прапор, 1975. – 112 с.
- 9) <https://uk.wikipedia.org/wiki/Torsen>
- 10) Левин А.И. Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 184 с.

11) Орликов М.Л., Антоновский Е.Я. Передача сил в механизмах и методы уменьшения потерь на трение. – В кн.: Динамика машин. – М.: Машиностроение, 1966.

12) Пестунов В.М. Исследование заклинивания плоскокулачкового механизма подачи силовой головки. – М.: Станки и инструмент, 1966, №10, с. 25-27.

13) Пестунов В.М., Королев Ф.К. Исследование коэффициента трения в направляющих пиноли силовой головки. / Респ. сб. Станки и режущие инструменты. – Харьков: 1966, №2, с. 92-99.

14) Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Главная редакция физико-математической литературы изд-ва “Наука”, 1977. – 487 с.

15) Тимофеев Ю.В., Карпусь В.Е., Кропалев О.А., Шелковой А.Н, Слипченко С.Е. Направление совершенствования агрегатированного металлообрабатывающего оборудования // Резание и инструмент. – Вып. 49.- Харьков: Основа, 1995. – с. 125-128.

16) Чернов Л.Б. Основы методологии проектирования машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 148 с.

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

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

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

20) Сітьові методи в плануванні та організації виробництва. / Укл.: В.М. Глух, І.В. Скляренко, Л.М. Романюк, – Кіровоград, КДТУ, 1998. – 36 с.

ДОДАТКИ

[illegible]

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				<u>Документація загальна</u>		
				<i>Розроблена вперше</i>		
*				Складальне креслення		*3 арк. ф. А2х4 2 арк. ф. А1 1 арк. ф. А2
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1		Диференціал	1	
		2		Передача ГГК	2	
		3		Живильник	2	
		4		Розподільник	2	
		5		Підвід прямий	8	
		6		Підвід кутовий	2	
				<u>Деталі</u>		
		11		Станина	1	
		12		Кутик передній	1	
		13		Кутик задній	1	
				ДСМВ.116106.000		
Зм.	Лист	№ докум	Підп.			
Розроб.	Красуля О.С.			Стіл силовий з диференціалом (специфікація)	Літ.	Лист
Перевір.	Гречка А.І.					Листів
						1
						5
Н. контр.				ЦНТУ гр. ПМ-22М-3		
Затв.						

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
		14		Кришка корпусу приводу		
				диференціалу	1	
		15		Корпус приводу диференціалу	1	
		16		Корпус приводу гвинтів	1	
		17		Кришка корпусу приводу		
				гвинтів	1	
		18		Кронштейн двигуна	1	
		19		Пластина несуча	1	
		20		Заглушка різьбова М60х2	1	
		21		Вал приводу диференціалу	1	
		22		Трибок приводу диференціалу	2	
		23		Труба розмірна	1	
		24		Втулка розмірна	1	
		25		Заглушка різьбова М39х1,5	1	
		26		Вал внутрішній	1	
		27		Втулка розмірна	1	
		28		Кришка підшипника наскрізна	1	
		29		Кільце розмірне	1	
		30		Вал-трибок	1	
		31		Колесо зубчасте	1	
		32		Колесо зубчасте	1	
		33		Кільце розмірне	1	
		34		Кришка упорних підшипників	2	
		35		Корпус манжети	2	
		36		Пластина підтримуюча	1	
		37		Кільце-прокладка	1	
		38		Кришка підшипника наскрізна	1	
		39		Пластина розподільника	2	
		40		Платформа	1	
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата		
					2	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
		41		Напрямна рухома	1	
		42		Планка притискна	2	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Болти ГОСТ 7805-70		
		51		Болт М8х65	8	
		52		Болт М12х35	8	
		53		Болт М14х32	8	
				Гайки ГОСТ 11871-88		
		55		Гайка М16х1,5	6	
		56		Гайка М30х1,5	1	
		57		Гайка М33х1,5	1	
		58		Гайка М64х2	1	
				Гвинти ГОСТ 1491-80		
		60		Гвинт М5х16	4	
		61		Гвинт М5х25	4	
				Гвинти ГОСТ 11738-84		
		62		Гвинт М6х16	8	
		63		Гвинт М8х25	8	
		64		Гвинт М10х30	10	
		65		Гвинт М12х25	14	
		66		Гвинт М16х30	22	
				Гвинти ГОСТ 17473-80		
		68		Гвинт М5х16	2	
		69		Гвинт М5х45	8	
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата	Лист 3	

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
				Манжети ГОСТ 8752-79		
		71		Манжета 1.1-30х52-1	1	
		72		Манжета 1.1-40х62-1	2	
		73		Манжета 1.1-75х100-1	1	
		75		Муфта дискова напівжорстка		
				1-63-1-28-УЗ		
				ГОСТ 26455-97	1	
		77		Підшипник 8303		
				ГОСТ 7872-89	2	
				Підшипники ГОСТ 8338-75		
		79		Підшипник 203	2	
		80		Підшипник 304	1	
		81		Підшипник 306	1	
		82		Підшипник 207	3	
		83		Підшипник 7000112	2	
		84		Підшипник 213	2	
				Шайби ГОСТ 11872-88		
		86		Шайба Н.16	4	
		87		Шайба Н.30	1	
		88		Шайба Н.33	1	
		89		Шайба Н.64	1	
				Шайби ГОСТ 11371-78		
		91		Шайба А8	8	
		92		Шайба А12	8	
				Шпонки ГОСТ 23360-78		
		94		Шпонка 5х5х36	2	
		95		Шпонка 8х7х30	1	
Зм.	Лист	№ докум	Підп.	Дата	Лист 4	

[illegible]