

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

**КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ
ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ
СИСТЕМ
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою
комп'ютерно – інтегровані системи та технології в приладобудуванні
за спеціальністю 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2022

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 1 від 02.09.2022 р.)
за поданням Вченої ради Приладобудівного факультету (протокол № 9/22 від 29.08.2022 р.)

Електронне мережне навчальне видання

КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Укладачі : *Богдан Галина Анатоліївна*, канд. техн. наук, ст. викладач
Мироненко Павло Степанович, канд. техн. наук, доц.
Мураховський Сергій Анатолійович, канд. техн. наук, доц.
Заморський Олексій Володимирович, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор: *Протасов А.Г.* - доктор пед. наук, професор, професор кафедри автоматизації та систем неруйнівного контролю КПІ ім. Ігоря Сікорського

Рецензент: *Антонюк В. С.* - доктор техн. наук, професор, професор кафедри виробництва приладів КПІ ім. Ігоря Сікорського

Навчальний посібник містить необхідні відомості для виконання курсового проекту по розрахунку і конструюванню механізмів автоматизованих систем та деталей, що входять до їх складу. В ньому приводяться стислі теоретичні відомості, необхідні для виконання курсового проекту, загальні вимоги до виконання проекту, приклад виконання розрахункової частини проекту, типові варіанти завдань та корисні довідкові матеріали.

Призначення, вибір, переваги та розрахунок приладного виконуючого механізму автоматизованої системи розглянуто на прикладі механізму керування рулями безпілотного літального апарату. Довідковий матеріал, представлений в додатку, подає корисну наглядну інформацію у вигляді схем та креслень деталей, вузлів та механізмів приладів, необхідну для виконання графічної частини проекту.

Таким чином, засвоївши на лекціях теоретичний матеріал, в процесі виконання курсового проекту по проектуванню елементів виконуючих механізмів, студенти отримують також і практичні навички в розрахунку та конструюванні конкретних механізмів. Це стосується конструюванню вузлів не тільки загального призначення, а і розрахунку окремих спеціальних елементів автоматизованих систем. Це дасть змогу студентам навчитися розуміти значення і специфіку роботи виконуючих елементів та механізмів в складі сучасних систем керування. Саме цим обумовлена запропонована тематика курсового проектування.

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. МЕТА І ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ	5
1.1. Зміст та обсяг курсового проекту	7
1.2. Правила виконання кінематичних схем.....	10
1.3. Правила виконання креслень загального вигляду.....	13
1.4. Вимоги до оформлення робочих креслень деталей.....	15
1.5. Зміст та оформлення пояснювальної записки.....	16
2. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	19
2.1. Технічне завдання	19
2.2. Вступ.....	19
2.3. Загальна характеристика стернових машинок	21
2.4. Розробка та обґрунтування кінематичної схеми стернової машинки	23
2.5. Геометричний розрахунок елементів кінематики зубчастих передач	29
2.6. Розрахунок елементів гвинтової передачі	31
2.7. Визначення коефіцієнта корисної дії стернової машинки.....	35
2.8. Визначення статичних моментів на проміжних валах стернової машинки	37
2.9. Кінематична точність стернової машинки і порядок її визначення ..	39
2.10. Визначення похибок позиціювання стернової машинки, обумовлених мертвим ходом.....	40
2.11. Опис стернової машинки.....	45
2.11.1. Конструкція стернової машинки	45
2.11.2. Опис електричної схеми стернової машинки	46
2.11.3. Опис конструкції електродвигуна ДПМ 20-Н1-08.....	47
3. ЛІТЕРАТУРА	49
ДОДАТОК 1.	51
ДОДАТОК 2.	62

ВСТУП

Навчальний посібник складено у відповідності до чинної робочої навчальної програми кредитного модуля «Конструювання елементів приладів автоматизованих систем. Курсовий проект » для студентів приладобудівного факультету, які навчаються за спеціальністю 151 – Автоматизація та комп'ютерно – інтегровані технології, освітньою програмою « Комп'ютерно – інтегровані технології і системи навігації та керування». Даний навчальний посібник також може використовуватися студентами інших спеціальностей або освітніх програм.

Знання та досвід, які набудуть студенти в процесі конструювання, являються основою для подальшої конструкторської роботи при виконанні курсових проектів по спеціальним дисциплінам, бакалаврських та магістерських робіт.

Навчальний посібник містить стислі теоретичні відомості, необхідні для виконання конкретних розрахункових задач, які виникають при проектуванні вимірювальних приладів, приклад виконання курсового проекту, завдання для виконання проекту та корисну додаткову інформацію.

1. МЕТА І ЗАВДАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ

Проект з курсу "Конструювання елементів приладів автоматизованих систем. Курсовий проект" - перша самостійна творча робота студента. Він завершує вивчення дисципліни і дає студентам перші навички по виконанню розрахунків і конструюванню типових приладів та їх деталей.

Основна мета виконання курсового проекту - закріпити та поглибити теоретичні знання, одержані на лекціях, набути практичні навички самостійного теоретичного дослідження приладів.

Головні завдання курсового проекту:

- набуття знань щодо методів розрахунків і конструювання механізмів і механічних елементів приладів;
- закріплення знань принципів побудови основних механізмів і механічних елементів приладів для забезпечення їх функціонального призначення;
- розвинути навички самостійної роботи з нормативною, довідковою, бібліографічною та патентною літературою;
- розвинути навички виготовлення креслень загального виду, складальних одиниць, робочих креслень деталей, виконання та оформлення пояснювальної записки;

Теми курсових проекту повинні відповідати змісту та завданню дисципліни. Рекомендовано розробляти такі теми, що пов'язані з виконанням науково-дослідних робіт, розвитком учбової бази кафедри або з науковими дослідженнями окремих співробітників кафедри.

При організації курсового проектування необхідно враховувати наступні чинники. До моменту виконання курсового проекту студент отримав знання з основних загальнотехнічних дисциплін, однак, практично, не має навичок самостійної, творчої конструкторської роботи. Він ще не є фахівцем - конструктором, тим паче він не може замінити групу фахівців, які зазвичай беруть участь в процесі проектування. Отже, і саме курсове проектування відрізняється від проектування виробничого. Воно повинно органічно поєднувати самостійну

роботу студента з вивченням існуючих, створених промисловістю, аналогічних виробів.

Відмінність проєктованої конструкції від прототипу при цьому забезпечується варіантністю вихідних даних, зміною умов експлуатації тощо.

Ритмічна робота над проєктом протягом відведеного терміну - необхідна умова хорошої якості його виконання.

Після видачі завдання протягом тижня студент повинен скласти план роботи над проєктом, на основі якого керівник заповнює графік виконання курсового проєкту.

Консультації проводяться в години, визначені графіком консультацій, але не рідше одного разу на тиждень. Виконання проєкту контролює керівник, який складає графік консультацій, і подає відомості про хід проєктування в деканат. Загальний контроль за видачею завдань, ходом курсового проєктування здійснює керівник відповідного напрямку кафедри. Явка студентів до керівника курсового проєктування за графіком консультацій обов'язкова.

Виконаний і оформлений курсовий проєкт перевіряє керівник і при відповідності обсягу, змісту і якості оформлення всім вимогам підписує його і вказує дату захисту. Проєкти захищаються в дні та години, встановлені графіком. Черговість захисту зумовлюється списком, який доводиться до відома студентів за місяць до початку захисту.

Один з важливих способів організації роботи над комплексним проєктом - складання детального календарного графіка роботи над проєктом. У цьому графіку вказують терміни виконання всіх розділів індивідуального завдання.

Для проведення захисту курсових проєктів кафедра організовує комісію з двох - трьох викладачів. До складу комісії можуть входити також аспіранти кафедри. Участь керівника у прийомі проєкту обов'язкова.

При захисті проєкту студент повинен повідомити тему, пояснити призначення і принцип дії спроектованого виробу, пояснити його конструкцію, відповісти на запитання членів комісії. Відповідаючи на питання, що задаються

під час захисту, студент повинен проявити глибоке розуміння принципу дії та конструкції виробу, послідовність складальних операцій, доцільність обраних конструктивних рішень, обґрунтувати призначення матеріалів деталей і їх хіміко-термічної обробки, способу обробки деталей, призначення посадок, граничних відхилень і т.д.

Проект оцінюється усіма членами комісії. Узгоджену загальну оцінку виставляють у відомість і на титульний лист пояснювальної записки.

При оцінці проектів враховується якість виконання, оригінальність рішень і своєчасність здачі готового проекту.

1.1. Зміст та обсяг курсового проекту

Курсовий проект з дисципліни "Конструювання елементів приладів автоматизованих систем" представляє собою комплект текстових та графічних (конструкторських та ілюстративних) документів, що виконуються на підставі завдання та відповідно до навчального плану спеціальності.

Кожен студент отримує індивідуальне завдання, яке оформляється на спеціальному бланку. На бланку завдання наведені основні дані для розрахунку та конструювання, вказані конкретний перелік конструкторської документації, що підлягає обов'язковій розробці, дата видачі та строк захисту.

Об'єктами розрахунку і конструювання є найбільш типові прилади або вузли систем бортової автоматики, які мають відношення до обраної спеціальності і вивчаються в курсі "Конструювання елементів приладів автоматизованих систем".

Основні теми завдань:

1. Рульовий привод.
2. Двохшкальний механізм.
3. Репітер двошкальний.
4. Пружинний двигун з регулятором швидкості відцентрового типу.
5. Механізм перемикача автоматизованої системи.
6. Привод барографа з регулятором швидкості спускового типу.

7. Перетворювач електричних імпульсів.
8. Стернова машинка безпілотного літального апарату

Найбільш підготовленим студентам можна видавати оригінальні завдання, пов'язані з виконанням науково-дослідних робіт.

Текстова документація проекту складається з титульного аркуша, технічного завдання на курсовий проект, пояснювальної записки, змісту і специфікації.

Обсяг текстової документації повинен становити 20...25 аркушів тексту формату А4, ілюстрованого необхідними схемами, графіками, таблицями і т.і.

Графічна документація включає в себе кінематичну принципovu схему, креслення загального вигляду виробу, креслення складальної одиниці, робочі креслення чотирьох-шести нестандартних деталей.

При необхідності графічну документацію курсового проекту супроводжують також габаритно-монтажним кресленням виробу і принциповою електричною схемою.

У загальному випадку графічна документація курсового проекту повинна складати 3 листа формату А1.

Працювати над курсовим проектом рекомендується в такій послідовності:

- ознайомитись з літературою по темі виданого завдання;
- виконати технічну пропозицію (вивчити і проаналізувати конструкції аналогічних елементів приладів, вибрати напрямки проектування, визначити оптимальний варіант конструкції);
- скласти принципіві та розрахункові схеми основних і допоміжних механізмів і пристроїв для найбільш простого конструктивного рішення при максимальному задоволенні технічного завдання на проект;
- виконати технічні розрахунки;
- розробити та виготовити креслення загального вигляду виробу, креслення складальної одиниці і креслення деталей;

— відкоригувати розрахунки і оформити пояснювальну записку; оформити курсовий проект. При конструюванні студенти повинні керуватися наступними положеннями.

Всі графічні документи, що включаються в курсовий проект, повинні бути виконані відповідно до вимог ЕСКД (клас стандартів 2) і ЕСПД (клас стандартів 19).

Основний документ для розробки конструкції - завдання на курсовий проект. Відступати від завдання без узгодження з керівником неприпустимо.

Основне завдання при конструюванні - отримати гармонійну конструкцію, яка повинна відповідати вимогам рівножорсткості, рівноміцності і рівної довговічності її елементів.

Велику увагу слід приділяти ескізному проектуванню для раціонального компонування складальних одиниць, що забезпечує найменші габаритні розміри, зручність складання, регулювання, заміни деталей або вузлів при ремонті. При цьому найбільш важливо виявити остаточну структуру складальних одиниць.

При виборі матеріалу і термообробки необхідно, щоб його фізико-механічні властивості забезпечували працездатність деталі, яка визначається міцністю, жорсткістю, зносостійкістю, мінімізували масу, відповідали вимогам корозійної стійкості і т.і. При цьому матеріал повинен відповідати технологічним (умови та спосіб обробки) та економічним (вартість і дефіцитність матеріалу) вимогам.

Особливу вимогу слід приділяти вибору технологічних форм деталей. Конструкція деталі повинна бути такою, щоб її виготовлення потребувало мінімальних витрат праці, часу і засобів в умовах обраного або заданого керівником типу виробництва: масового, крупно-, дрібносерійного або одиничного.

Слід широко використовувати стандартні вироби - підшипники, муфти, первинні перетворювачі, штепсельні з'єднувачі і т.д. Необхідно враховувати, що для багатьох деталей стандартизовані геометричні форми і розміри деяких елементів - центрових отворів, виточок, жолобників, ливарних ухилів і т.п.

Перелік стандартів, що містять правила виконання креслень деталей, наведено в [1].

Застосовуючи електромеханічні елементи, датчики, тощо, особливу увагу слід приділяти способам їх кріплення в корпусах приладів.

Для підвищення технологічності конструкції та зменшення її вартості необхідно проводити уніфікацію типорозмірів деталей (шестерні, гвинти, осі, шарикопідшипники і т.д.), передбачати раціонально обмежену номенклатуру різьб, шліців і інших конструктивних елементів [2].

Зображення на кресленнях повинні виконуватися в масштабах, установлених ГОСТ 2.302-68 (СТ РЕВ 1180-78). Кращим є зображення в натуральну величину М 1:1.

При креслення зображень допускається застосовувати умовності та спрощення, правила виконання яких встановлені ГОСТ 2.305-68.

На всіх видах креслень основні написи розташовують у правому нижньому кутку формату (ГОСТ 2.104-68). На аркушах формату А4 їх розташовують тільки уздовж короткої сторони листа.

Більш докладні відомості про основні написи стосовно до курсового проекту наведені в [1].

1.2. Правила виконання кінематичних схем

Кінематична схема - це умовне позначення всіх важливих елементів, що дає уявлення про принципи роботи виробу.

Кінематичні схеми виконують відповідно про вимогами ГОСТ 2.703-76 (СТ РЕВ 1187-78) на аркушах стандартного формату (бажано формату А2), без дотримання масштабу, а також без суворого відображення дійсного розташування складових частин виробу.

Елементи, що входять до складу виробу, зображують на схемах умовними графічними знаками. Найбільш вживані умовні графічні позначення в кінематичних схемах (ГОСТ 2.770-68) наведені у таблиці 1.

На кінематичних схемах зображують: суцільними тонкими лініями

товщиною $S/2$ - елементи, зображені спрощено у вигляді контурних обрисів, зубчасті колеса, черв'яки, шківни, кулачки і т.п.; суцільними лініями товщиною $2S$ - вали, осі, шатуни, кривошипи; суцільними тонкими лініями товщиною $S/3$ - контур виробу, в якій вписана схема; штриховими лініями товщиною $S/2$ - кінематичні зв'язки між сполученими ланками пари, накресленими роздільно; подвійними штриховими лініями товщиною $S/2$ - кінематичні зв'язки між елементами або між ними та джерелом руху через немеханічні енергетичні ділянки.

На кінематичних схемах вказують: а) найменування кожної кінематичної групи елементів, враховуючи її основне функціональне призначення; б) основні характеристики і параметри кінематичних елементів, що визначають виконавчі рухи робочих органів виробу або його складових частин.

Таблиця 1. Дані для кінематичних схем

Найменування	Дані, що вказуються на схемі
Джерело руху (двигун)	Найменування, тип, характеристика
Механізм, кінематична група	Характеристика основних виконавчих рухів, діапазон регулювання і т.п. Передавальні відношення основних елементів. Розміри, що визначають межі переміщень: довжину переміщення або кут повороту виконавчого органу. Напрямок обертання або переміщення елементів, від яких залежить отримання заданих виконавчих рухів і їх узгодженість. Допускається поміщати написи із зазначенням режимів роботи виробу або механізму, яким відповідають зазначені напрямки руху. Примітка. Для груп та механізмів, показаних на схемі умовно, без внутрішніх зв'язків, вказують передавальні відносини і характеристики основних рухів.
Пристрій відліку	Межа виміру або ціна поділу.
Кінематичні ланки:	
зубчасте колесо	Число зубців (для зубчастих секторів – число зубів на повній окружності і фактичне число зубців), модуль, для косозубих коліс – напрямок і кут нахилу зубців.
зубчаста рейка	Модуль, для косозубих рейок - напрямок і кут нахилу зубців.
черв'як	Модуль осьовий, число заходів, тип черв'яка (якщо він не архімедів), напрямок витка і діаметр черв'яка.
ходовий гвинт	Хід гвинтовій лінії, число заходів, напис «лів», – для лівих різьб.
кулачок	Параметри кривих, що визначають швидкість і межі переміщення повідка (штовхача).

Кожному кінематичному елементу, зображеному на схемі, як правило,

надають порядковий номер, починаючи від джерела руху. Вали нумерують римськими, інші елементи - арабськими цифрами. Елементи покупних або запозичених механізмів, наприклад, редукторів, варіаторів не нумерують, а порядковий номер привласнюють всьому механізму в цілому.

Порядковий номер елемента проставляють на поличці лінії-виноски. Під полицею лінії-виноски вказують основні характеристики і параметри кінематичного елемента.

На рис.1 і 2 показані приклади виконання кінематичних схем типових вузлів приладів

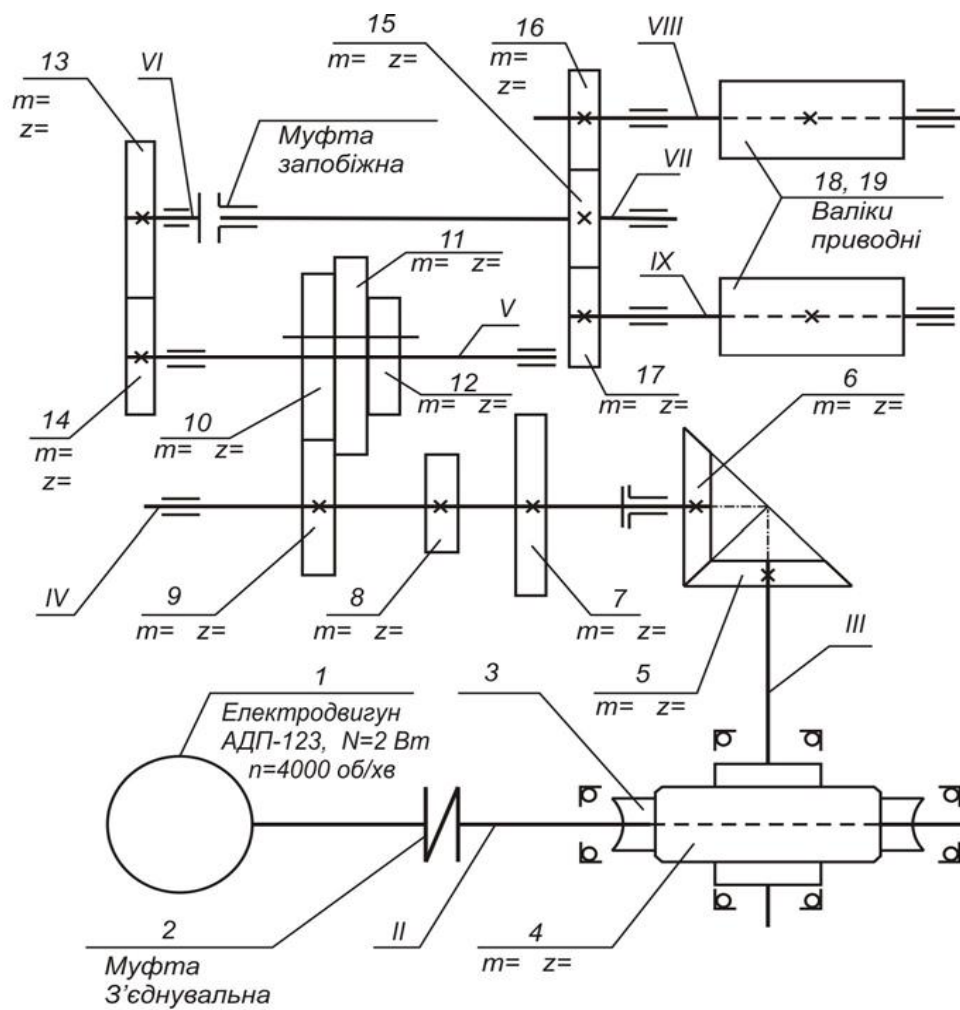


Рис. 1. Кінематична схема у вигляді розгортки

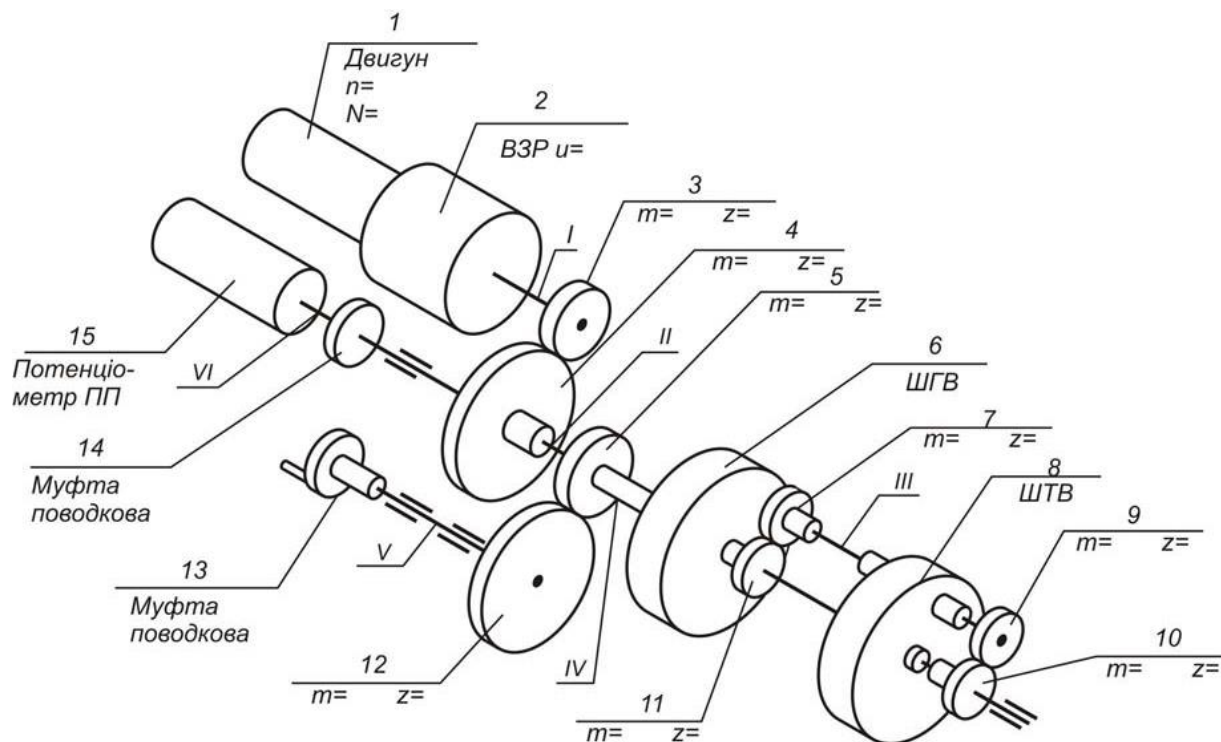


Рис. 2. Кінематична схема в аксонометричній проекції.

1.3. Правила виконання креслень загального вигляду

Креслення загального виду (ГОСТ 2.118-73, ГОСТ 2.119-73, ГОСТ 2.120-73) - документ, що визначає конструкцію виробу, взаємодію його основних складових частин і пояснює принцип роботи виробу.

Креслення загального вигляду розробляється за затвердженим керівником курсового проекту ескізним проектом і являє собою остаточне технічне рішення, що дає повне уявлення про пристрій виробу.

Креслення загального виду повинні містити:

- зображення складальної одиниці, що дають уявлення про розташування та взаємний зв'язку складових частин, що з'єднуються в даному кресленні і забезпечують можливість здійснення складання і контролю проєктованого виробу;
- розміри, граничні відхилення та інші параметри і вимоги, які повинні бути виконані або проконтрольовані за даним кресленням, номери позицій складових частин, що входять у виріб; основні характеристики виробу

(технічні вимоги, характеристики, умови); основні написи креслення.

При виконанні креслення загального виду слід враховувати специфіку курсового проектування, а саме: обмежений обсяг виконуваної студентом графічної документації. Тому креслення загального виду повинне відображати конструкцію виробу в усіх подробицях, щоб по ньому можна було з'ясувати як роботу пристрою, взаємодію та способи з'єднання деталей, так і форму тих деталей, на які в межах проекту потрібно виконувати окремі креслення.

Кількість зображень має бути мінімальним, але достатнім для задоволення всіх перелічених вимог. Велике значення для ясності креслення має правильний вибір головного зображення, яке повинно давати якнайповніше уявлення про конструкцію і принцип роботи виробу в цілому. Головні зображення розташовують у такому становищі, яке займає виріб під час роботи.

При виконанні креслення загального вигляду студент повинен керуватися наступними умовностями та рекомендаціями стандартів.

На симетричних зображеннях корисно поєднувати половину виду і половину розрізу. При цьому розріз виконують на правій або на нижній половині зображення.

Дотичні деталі покривають зустрічним штрихуванням. Якщо деталь стикається з декількома деталями, лінії штрихування на малих деталях наносять з меншим інтервалом, на великих - з великим. Допускається зміщувати лінії штрихування. Вузькі майданчики перерізів на кресленні шириною 2 мм і менш чорнять.

На перетинах зображують не розсіченими повнотілі деталі, що мають циліндричну, сферичну або призматичну форму (наприклад, вали, кулі, гвинти, шпонки і т.д.). Не штрихують і тонкостінні елементи деталей типу ребер жорсткості, якщо січна площина спрямована вздовж довгої сторони виробу або осі симетрії.

Гайки і шайби, як правило, зображують не розсіченими і без фасок, так як їх форма загальновідома.

Якщо на круглому фланці розташовано кілька отворів або кріпильних з'єднань і жодне не потрапляє в січну площину, то допускається одне з них умовно пересувати по дузі центрної окружності в розтин. На прямокутних фланцях такий зсув не рекомендується.

Якщо в складальній одиниці є кілька однакових сполук, то допускається повністю викреслювати тільки одне, а місце розташування інших - вказувати осьовими і центровими лініями.

На розрізах різьбових з'єднань, зображених на площині, паралельній їх осям, різьбу у глухих отворах показують на всій глибині свердління. При цьому в отворі зображують тільки ту частину різьби, яка не перекрита різьбленням гвинта.

Довгі вироби, що мають постійне або закономірно змінюється поперечний переріз, допускається зображати з розривом.

На кресленнях загального вигляду можна не зображати зазори, фаски, галтелі, заокруглення, проточки, поглиблення, виступи та інші дрібні елементи деталей.

Прозорі вироби (з скла) зображують на кресленнях як непрозорі, тобто вироби, розташовані за ними, вважають невидимими. Невидимими вважають і деталі, розташовані за гвинтовою пружиною, зображеною лише перетином витків. При цьому межа видимості визначається осьовими лініями перетину витків. Якщо пружину зображують нерозрізаною, то вироби, розташовані за пружиною, вважають видимими.

Всі написи на кресленнях наносять без скорочення слів, крім установлених стандартом.

Креслення повинні містити такі розміри: габаритні - виконавчі або довідкові, що визначають граничну відстань між точками зовнішнього або внутрішнього обрису виробу; приєднувальні - виконавчі або довідкові, що визначають координати елементів або виробів, за допомогою яких даний виріб кріпиться [11].

1.4. Вимоги до оформлення робочих креслень деталей

Робоче креслення деталі - це технічний документ, що визначає форму,

розміри, точність, матеріал, термообробку та інші відомості, необхідні для її виготовлення і забезпечують її якість відповідно до заданих технічних вимог. Перелік розроблюваних креслень деталей призначає керівник проекту з числа оригінальних деталей креслення загального виду або складальних одиниць розроблювального виробу. Кращим є виконання робочих креслень деталей, які стосуються однієї складальної одиниці.

Робоче креслення деталі виконують на стандартних форматах з дотриманням масштабу. Основні вимоги до креслень наведено в ГОСТ 2.109-73 (СТ РЕВ 858-78, СТ РЕВ 1182-78).

Кількість видів, розрізів і перерізів має бути мінімальним і в той же час достатнім для повного виявлення зовнішньої і внутрішньої форм всіх елементів зображуваної деталі.

Головне зображення креслення повинно давати найкраще уявлення про форму та розміри деталі, мати найбільшу кількість видимих обрисів. На головному зображенні деталей розташовують у такому становищі, яке вона займає при обробці на верстаті в процесі виготовлення. Деталі типу валів, втулок, заготовок зубчастих коліс, отримані токарної обробкою, розміщують так, щоб їх осі були паралельні основного напису креслення.

1.5. Зміст та оформлення пояснювальної записки

Пояснювальну записку складають за формами 5 і 5а ГОСТ 2.106-68 на аркушах формату А4, а необхідні схеми, креслення і таблиці - на аркушах будь-яких форматів.

Пояснювальна записка повинна бути оформлена на комп'ютері на окремих стандартних аркушах формату А4 (14 кегль шрифту Times New Roman, через 1,5 інтервалу). Друкувати слід на одному боці аркуша.

Сторінки роботи повинні мати поля: ліве - 30 мм, верхнє - 20, праве - 10, нижнє - 25 мм. Усі сторінки повинні бути пронумеровані. Першою сторінкою вважається титульний аркуш, на ній цифра 1 не ставиться, на наступній сторінці проставляється цифра 2 і так далі. Порядковий номер друкується в правому

нижньому полі сторінки.

У записці обов'язково входять принципові електричні, кінематичні та інші схеми та малюнки, графіки й таблиці. Ілюстрації бажано виконувати в пакеті Corel DRAW.

Готуватися до складання пояснювальної записки студенти повинні з першого дня проектування. Дані вивчення схем і аналогів конструкцій проєктованого пристрою, методики розрахунків, довідкові матеріали необхідно пред'являти керівнику на консультаціях. Наприкінці проектування накопичений матеріал оформляють і доповнюють необхідними поясненнями і описами. Остаточну оформляють записку слід після виконання графічної документації проєкту, так як результати конструювання можуть внести суттєві поправки в розрахунки.

Основні розділи записки.

1. Вступ.
2. Призначення та області застосування проєктованого пристрою.
3. Технічна характеристика.
4. Опис і обґрунтування обраної конструкції.
5. Розрахунки, що підтверджують працездатність і надійність конструкції

Зміст розділів пояснювальної записки встановлено ГОСТ 2.118-73, ГОСТ 2.П9-73 і ГОСТ 120-73.

У розділі "Вступ" вказують, на підставі яких документів розробляється проєкт, їх номери і дату затвердження.

У розділі "Призначення та області застосування проєктованого пристрою" приводять відповідні відомості з технічного завдання, а також відомості, що конкретизують і доповнюють технічне завдання, зокрема, коротку характеристику області та умов застосувань проєктованого виробу.

У розділі "Технічна характеристика" викладають основні технічні характеристики виробу (потужність, діапазон вимірювання величин, частоту

обертання, похибки і інші параметри);

У розділі "Опис та обґрунтування обраної конструкції" приводять опис і обґрунтування обраної конструкції виробу; дані порівняння основних характеристик виробу з характеристиками аналогів.

У розділі "Розрахунки, що підтверджують працездатність і надійність конструкції" описують математичну модель приладу, розрахунки основних параметрів, похибок вимірювань. У кожному конкретному випадку обсяг і характер розрахунків визначається технічним завданням і уточнюється спільно з керівником у процесі виконання проекту. Розрахунок повинен містити дані для розрахунку, сам розрахунок.

Список літературних джерел оформлюється згідно: стандарту "Бібліографічний запис. Бібліографічний опис" (ДСТУ 7.1:2006).

Список літератури рекомендується складати в алфавітному порядку за прізвищами авторів. У тексті записки повинні бути посилання на літературні джерела. Порядковий номер джерела за списком літератури, на який дається посилання, укладають в прямокутні дужки.

При оформленні пояснювальної записки особливу увагу приділяють змістовності та лаконічності викладу. Найменування фізичних величин, їх розмірність і позначення повинні відповідати СТ РЕВ 1052-78.

Розділи пояснювальної записки позначають арабськими цифрами. Зміст кожного розділу при необхідності розбивають на підрозділи, а підрозділи - на пункти.

Ілюстрації розміщують після посилання на них у тексті і нумерують арабськими цифрами. Нумерація малюнків включає номер розділу і порядковий номер малюнка в даному розділі.

2. ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

2.1. Технічне завдання

Розробити конструкцію стернової машинки малорозмірного літального апарату у відповідності з заданими характеристиками

Таблиця 2. Вихідні дані

Тягове зусилля на виході Q, Н	> 20
Переміщення каретки L , мм	± 20
Час переміщення каретки t, с	< 1
Точність переміщення Δ, мм	± 0,25
Критерій проектування	Максимум точності
Тип корпусу	Однокорпусний з кришкою
Магнітокеровані контакти	КЕМ – 3 гр.Б
Вид кріплення до основного виробу	По вказівці викладача
Вид електродвигуна	Вибрати з серії ДПМ
Тип обмежувача переміщень	Магнітокеровані контакти

2.2. Вступ

Одним із магістральних напрямків розвитку сучасної авіації є створення безпілотних літальних апаратів (БПЛА) нового покоління, що призначені для виконання різних завдань в інтересах збройних сил .

Інколи використовується також термін “дистанційно пілотований літальний апарат” (ДПЛА). Особливої різниці між БПЛА та ДПЛА немає. Терміном “БПЛА” зазвичай називають безпілотні апарати, що виконують завдання по попередньо закладеній програмі. Термін “ДПЛА” стосується в більшій мірі апаратів, керованих оператором з наземного, повітряного чи корабельного пункту керування. Багато з сучасних ДПЛА значну частину польоту виконують завдання по заздалегідь закладеній програмі, але оператор може в любий момент втрутитися в керування, навіть повністю змінивши програму.

Розробкою і серійним виробництвом БПЛА займаються фірми багатьох

країн. Найбільших успіхів в цій галузі досягають США, Ізраїль, Франція, Німеччина і Канада. Активно в цій галузі працюють у Швеції, Японії, КНР, Індії, Ірані, Польщі, Болгарії, Чехії, ПАР та інших країнах. Мають в цій галузі свої розробки Україна та Росія .

Функціонально БПЛА та ДПЛА діляться на розвідувальні та бойові. Використання розвідувальних БПЛА значно підвищує ефективність бойових операцій. Передача інформації (в тому числі і візуальної) відбувається у реальному масштабі часу на наземні пункти керування, що дозволяє проводити бойові операції з найбільшою ефективністю та мінімальними втратами.

За останній час за кордоном почались розробки бойових безпілотних літаків (БПЛ), здатних нести різне озброєння для враження наземних, надводних та повітряних цілей.

Всі БПЛА можна умовно поділити на наступні групи:

- по масі - на мікро - БПЛА (сотні грамів), міні - БПЛА (100... 150 кг), середні БПЛА (від декількох сотень кілограмів до 1...1,5 т) і важкі БПЛА (масою більше 2 т);
- по тривалості польоту - на апарати, здатні літати 30.. .40 хв, декілька годин або добу і довше;
- по висоті польоту - на апарати з практичною стелею до 1, 3, 9... 12 км, а також більше 20 км;
- по цільовому призначенню - на розвідувальні (тактичні, оперативно-тактичні, стратегічні) та бойові.

Цільове навантаження розвідувальних БПЛА - оптичні та теплові датчики, лазерний дальномір-показчик, засоби радіаційно-хімічної розвідки, системи передачі даних в реальному масштабі часу. Оптичні системи встановлені на гіростабілізованій платформі в нижній частині днища фюзеляжу й забезпечують круговий огляд.

Більшість БПЛА виконує політ автоматично, завдяки супутниковій навігаційній системі. Для надання їм стійкості в польоті широко застосовується

різноманітні гіроскопічні системи.

Виходячи з сказаного, впливає, що розробка різноманітних приладів та агрегатів для малорозмірної авіації є надзвичайно актуальна задача.

Метою цього курсового проекту є розробка конструкції стернової машинки для малорозмірних літальних апаратів. Такі спеціальні електромеханічні виконавчі механізми, які використовуються в БПЛА для приведення в рух стерна напрямку, стерна висоти, елеронів та закрилків, отримали загальну назву стернових машинок.

2.3. Загальна характеристика стернових машинок

До сучасних стернових машинок малорозмірних літальних апаратів висувається ряд вимог, серед яких слід відзначити прецизійність, широкий діапазон зміни тягового зусилля, стійке позиціонування в усьому діапазоні переміщень, велика швидкодія, надійність, мале енергетичне споживання, економічна ефективність, мала маса і габарити.

Як правило, в стернових машинках малорозмірних літальних апаратів використовуються мікродвигуни постійного струму зі збудженням від постійних магнітів. Мікродвигун, який розвиває невеликий крутильний момент, обертає через редуктор з відповідним передатним відношенням вихідний вал або диск, що приєднані до тяги керування виконавчими органами.

В стерновій машинці, яка розробляється в цьому проекті, для передачі зусиль з вихідного валу редуктора на виконавчі органи використовується гвинтова передача, яка дозволяє реалізувати більше передатне відношення в одній кінематичній ланці і дає змогу досягти потрібної точності переміщення ланок.

Для з'єднання стернової машинки з виконавчими механізмами літального апарату широко застосовується передача гнучкими ланками, які дозволяють легко перетворювати лінійні переміщення в обертальне і навпаки, здійснювати кінематичні зв'язки на великих міжцентрових відстанях, а також дає змогу легко передавати рух з однієї площини в іншу, здійснюючи все це в обмежених конструктивних об'ємах. В якості робочого тіла в гнучких передачах використовуються гнучкі стрічки та ланцюги різної конструкції [6].

В проєкті будемо проводити розробку стернової машинки з гвинтовим приводом і з гнучким зв'язком між виконавчими органами.

Стерна машина виконана конструктивно у вигляді завершеного електромеханічного модуля. Електромеханічна частина таких модулів складається з сполучень різних механічних і електромеханічних вузлів і деталей, у тому числі редукторів, мультиплікаторів, диференціалів, з'єднувальних муфт, валів, шарикопідшипників, двигунів і таке інше.

Найважливішими технічними показниками такого електромеханічного пристрою є точність, чутливість, надійність, довговічність і технологічність.

Найбільшого поширення в сучасному приладобудуванні знайшли приводи на основі двигунів постійного струму, побудовані на основі широтно-імпульсних перетворювачів, які реалізують процес широтно-імпульсної модуляції.

Специфічність електромагнітних і енергетичних процесів у таких електроприводах, що працюють з частотою $1 \dots 10$ кГц, обумовила ряд їх переваг перед приводами, виконаними по схемі універсального випрямовувача–двигуна. До таких переваг належать :

- більш висока швидкодія відпрацювання керуючих та збурюючих впливів;
- менші енергетичні витрати;
- більш високий коефіцієнт потужності в усьому діапазоні кутових швидкостей;
- менші габарити та розміри електронного блоку керування;
- зниження питомих витрат міді і сталі на виготовлення електродвигуна;
- зменшення втрат і рівня високочастотних завад, що створюються електроприводом.

Завдяки використанню сучасним розробкам в галузі мікроелектроніки є можливість розробляти для мікроприводів з двигунами постійного струму економічних та компактних блоків керування, виконаних на інтегральних схемах високої інтеграції.

2.4. Розробка та обґрунтування кінематичної схеми стернової машинки

Кінематична схема визначає принцип побудови конструкції механізму, його кінематичні зв'язки і містить основні кінематичні дані всіх елементів кожної ділянки [6]. При кваліфікованому виконанні кінематична схема дає чітке уявлення про просторове розміщення взаємодіючих елементів механізму. Для побудови подібних кінематичних схем рекомендуються частіше використовувати аксонометричні проєкції.

Оскільки нашому механізмі осі всіх ділянок лежать в одній площині, то ми скористаємося плоским зображенням кінематичної схеми, яка наведене на рис. 1. На схемі біля елементів чи на виносках від них показані основні дані, які характеризують їх роботу (число зубців, модулі та ступені точності зубчатих коліс, число обертів елементів, які обертаються і т. і.). Вали на кінематичних схемах прийнято позначати римськими цифрами.

Розробку кінематичної схеми приводу виконано з урахуванням його роботи, розмірів, розміщення в приладі та інших факторів.

Найважливішим параметром в редукторі є його загальне передатне відношення, яке визначається за початковими даними з технічного завдання на проєктування.

Найбільш важливим при цьому є розподілення (розбивка) загального передатного відношення редуктора по ступеням, тобто визначення кількості, розміщення і типів окремих передач в редукторі.

При розподіленні загального передатного відношення редуктора по ступеням необхідно врахувати такі фактори [5]:

- характер перетворення руху в редукторі;
- число і розміщення кінцевих елементів редуктора;
- граничні значення передатних відношень в ступенях редуктора;
- властивості окремих типів передач;

- потрібна точність роботи редуктора;
- забезпечення мінімальних величин моментів інерції елементів редуктора.

Оскільки основним елементом стернової машинки, крім двигуна, є також виконавчий механізм, розглянемо основні схеми його побудови. Типи механізмів, на основі яких проектують сучасні рульові електромеханічні приводи, це гвинтові [7], кулькогвинтові [4] та кулачкові механізми [8].

З цих трьох механізмів найпоширенішим для використання в рульових приводах є гвинтовий механізм.

Цей механізм використовують у різних областях техніки, так як він має ряд переваг:

- простота конструкції;
- висока навантажувальна здатність;
- плавне переміщення виконуваного органу;
- малі габарити;
- технологічність конструкції.

Але, у конструкції механізму “ гвинт - гайка” є і ряд недоліків:

- низький ККД внаслідок тертя ковзання;
- неможливість реалізації високої швидкості вихідної ланки;
- швидкий знос, що впливає на сталість вихідних параметрів;
- наявність люфту між витками різьби гвинта і гайки, що приводить до зниження точності.

Останній недолік часто зменшують конструктивними методами – добавляючи в схему розрізну гайку, якою при складанні регулюють люфт, зближуючи частини гайки в осьовому напрямку.

Досягнення в розробках сучасних електромеханічних приводів включають в себе поєднання електродвигунів в сполученні з роторно–лінійною механічною трансмісією на основі кулькової гвинтової передачі. Поява шарикового гвинтового

механізму (рис.3) частково зменшила недоліки попередньої конструкції, так як замінила тертя ковзання тертям кочення. Такий перехід став можливим завдяки використанню в конструкції тіл кочення між гвинтом і гайкою – кульок. Рух кульок відбувається по доріжкам кочення – гвинтовим канавкам гвинта і гайки.

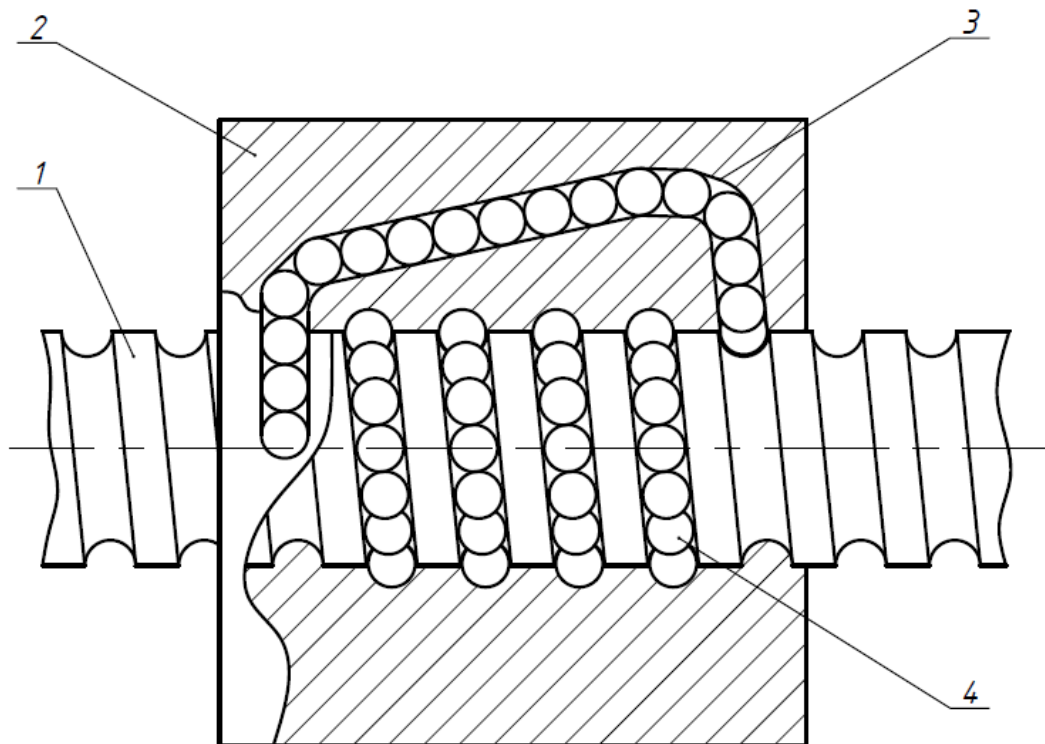


Рис.3. Схема кулькового гвинтового механізму:

1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – механізм повернення кульок; 4 – кульки.

Основні переваги цих механізмів:

- висока точність;
- високий ресурс;
- високий ККД.

Основні недоліки:

- складність конструкції;
- висока вартість;
- підвищена вага.

Враховуючи всі зазначені вище недоліки та переваги гвинтових механізмів, вибираємо звичайний гвинтовий механізм, основними елементами якого є гвинт і гайка.

Попередньо визначаємо його основні конструктивні параметри: діаметр різьби і крок. Вибираємо ходовий гвинт звичайної однозаходної метричної різьби М6х1 ГОСТ 24705 – 2004 [ISO 724:1993]. Тобто при повороті гвинта на один оберт каретка (сухарик) зміщується на крок гвинта $S_{ГВ} = 1$ мм.

Число обертів ходового гвинта, необхідне для переміщення каретки з нейтрального положення в кінцеве, буде дорівнювати [9]

$$n_{кр} = \frac{S_k}{S_{ГВ}} = \frac{20\text{мм}}{1\text{мм/об}} = 20 \text{ об},$$

де S_k - величина переміщення каретки з нейтрального положення в кінцеве.

Кутова швидкість гвинта:

$$n_{ГВ} = \frac{n_{кр}}{t} = \frac{20 \text{ об}}{1\text{с}} = 20 \text{ об/с},$$

де t - час переміщення каретки з нейтрального положення в кінцеве .

Необхідне передатне відношення від двигуна до ходового гвинта

$$i_{дв-гв} = \frac{n_{кр}}{n_{ГВ}} = \frac{20 \text{ об/с}}{20 \text{ об/с}} = 1.$$

Вибираємо число зубців шестерні, яка закріплена на валу двигуна, $Z_{дв} = 20$ і визначимо число зубців колеса, яке закріплено на ходовому гвинті $Z_{гв}$.

Отримаємо:

$$Z_{гв} = i_{дв} \cdot Z_{дв} = 1 \cdot 20 = 20.$$

Попередньо вибираємо модуль зубців шестерень $m = 0,3$ мм та визначаємо міжцентрові відстані між осями двигуна та ходового гвинта

$$L = \frac{m}{2}(Z_{дв} + Z_{гв}) = \frac{0,3}{2} (20 + 20) = 6 \text{ мм}.$$

Реалізувати цю міжцентрову відстань без використання додаткових конструктивних елементів складно, оскільки заважають цьому розміри двигуна, ходового гвинта та інших рухомих деталей (сухарика). Щоб вийти з цього

обертається в шарикопідшипникових опорах. Шестерня 4 входить в зчеплення з шестернею 5, яка жорстко закріплена на ходовому гвинті 6, що також обертається в шарикопідшипниках. Вздовж ходового гвинта переміщується каретка (сухарик) 7, виконаний у вигляді спеціальної гайки. Ця гайка 7 переміщується по напрямній VII. На вільному кінці каретки (сухарика) закріплено постійні магніти, які керують герконами кінцевого положення переміщення каретки (сухарика).

З кареткою (сухариком) 7 жорстко з'єднаний тросик VI гнучкого зв'язку стернової машинки з виконуючим органом. Тросик VI розміщено в канавках направляючих роликів 8 і 9, які жорстко зв'язані з валиками IV та V. Ці валики обертаються в шарикопідшипникових опорах.

Розраховуємо загальне передатне число стернової машинки, проводимо його розбивку на супіні і визначаємо передатні числа окремих ступінів.

Циліндрично-гвинтова передача редуктора стернової машинки складається з трьох ступіней наступним чином:

1-а ступінь - зачеплення шестерень 2 і 3;

2-а ступінь - зачеплення шестерень 4 і 5;

3-я ступінь зачеплення складається з елементів гвинтової передачі - ходового гвинта 6 і гайки 7, яка є конструктивним елементом каретки (сухарика).

Загальне передатне число зубчастого редуктора стернової машинки $i_{\text{заг}}$ буде мати вид [10]

$$i_{\text{заг}} = i_{1\text{ст}} \cdot i_{2\text{ст}},$$

де $i_{1\text{ст}}$, $i_{2\text{ст}}$ - передатні числа відповідних ступінів редуктора. Визначимо передатні числа цих ступенів редуктора

$$i_{1\text{ст}} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{20}{20} = 1;$$

$$i_{2\text{ст}} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{70}{20} = 3,5.$$

Максимальне переміщення каретки стернової машинки буде дорівнювати

$$S_{\text{кр}} = S n_{\text{кр}}$$

де S - крок різьби гвинтової передачі,

$P_{кр}$ - число обертів гвинта, необхідне для переміщення каретки (сухарика) з нейтрального положення в кінцеве.

2.5. Геометричний розрахунок елементів кінематики зубчастих передач

Геометричні розміри зубчастих передач визначаються з основних параметрів передачі - модуля зчеплення і числа зубців. Ці параметри для передачі визначені вже при розробці кінематичної схеми стернової машинки в попередньому параграфі.

Для проведення розрахунків циліндричної прямозубої передачі з нормальним початковим контуром скористаємося табл. 12.22 [5].

Даний розрахунок розповсюджується на параметри колес Z_2, Z_3, Z_4 та Z_5 (рис. 4). Параметри зубчастих колес, які проектуються, показані на рис. 5.

При розробці кінематичної схеми попередньо вибрано модуль $m = 0,3$ мм, а число зубців $Z_2 = Z_3 = Z_4 = 20$ і $Z_5 = 70$.

Діаметри ділительних кіл:

$$d_i = d_2 = d_3 = d_4 = m \cdot Z_i = 0,3 \text{ мм} \cdot 20 = 6 \text{ мм};$$

$$d_5 = m \cdot Z_4 = 0,3 \text{ мм} \cdot 70 = 21 \text{ мм}.$$

Діаметр кола виступів:

$$d_{ai} = d_{a2} = d_{a3} = d_{a4} = d_{ai} + 2m = 6 + 2 \cdot 0,3 = 6,6 \text{ мм};$$

$$d_{e5} = d_5 + 2m = 21 + 2 \cdot 0,3 = 21,6 \text{ мм}.$$

Діаметр кола виямок:

$$d_{f2} = d_{f3} = d_{f4} = d_i - 2 h_f = 6 - 0,375 = 5,25 \text{ мм};$$

$$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 21 - 2 \cdot 0,375 = 20,25 \text{ мм}.$$

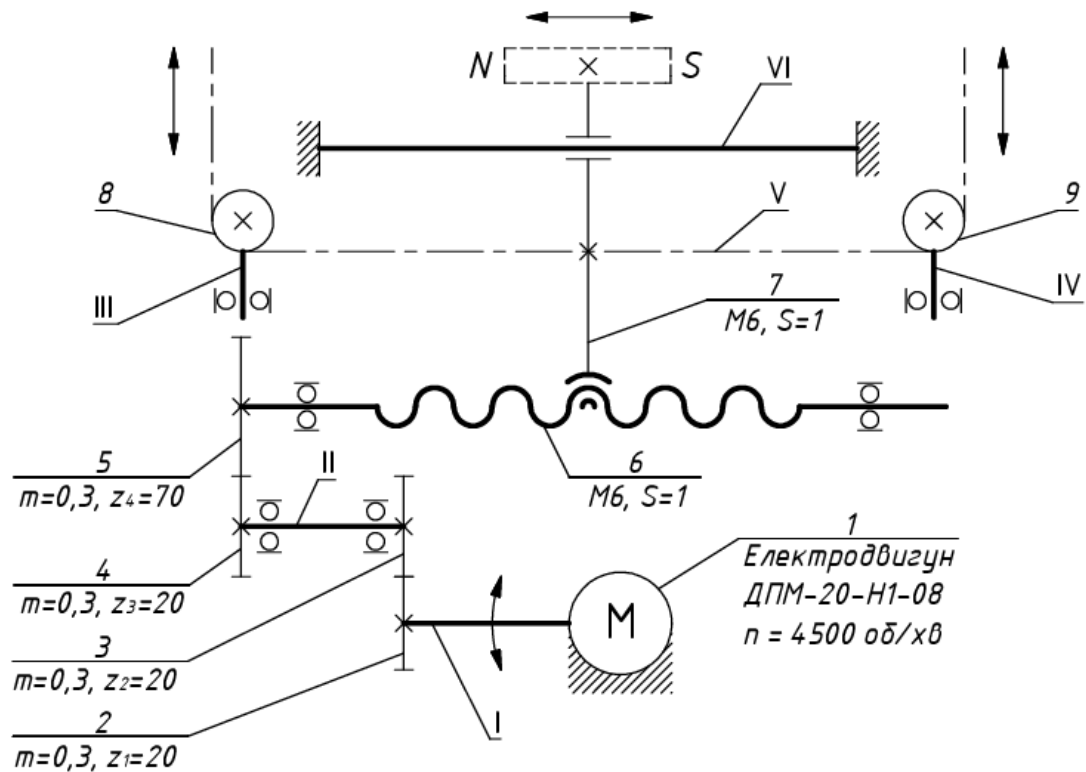


Рис.5 Кінематична схема стернової машинки з основними конструктивними параметрами

Міжцентрова відстань між шестернями Z_2 і Z_3 дорівнює:

$$A_{12} = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{6 + 6}{2} = 6 \text{ мм.}$$

Міжцентрова відстань між шестернями Z_3 і Z_4 буде дорівнювати:

$$A_{12} = \frac{d_4 + d_5}{2} = \frac{6 + 21}{2} = 13,5 \text{ мм.}$$

Виходячи з вимог міцності та конструктивних особливостей передачі, довжину зуба вибираємо $b = 3$ мм, глибину виточки $b_{\text{п}}$ (для колеса Z_3) приймаємо $b_{\text{п}} = 2,5$ мм, а її діаметр $D_0 = 4$ мм (рис. 5).

Внутрішній діаметр колеса повинен співпадати з діаметром осі електродвигуна, на яку насаджується колесо, тобто $d_0 = 2$ мм.

З конструктивних міркувань, виходячи з розмірів вихідного валу, довжину ступиці шестерні i_c вибираємо в межах $i_c = (3 \dots 1,6) d_0$. Для нашого випадку $i_c = 4$

мм.

Таким чином довжина зубчатого колеса B буде дорівнювати:

$$B = b + i_c = 3 + 4 = 7 \text{ мм.}$$

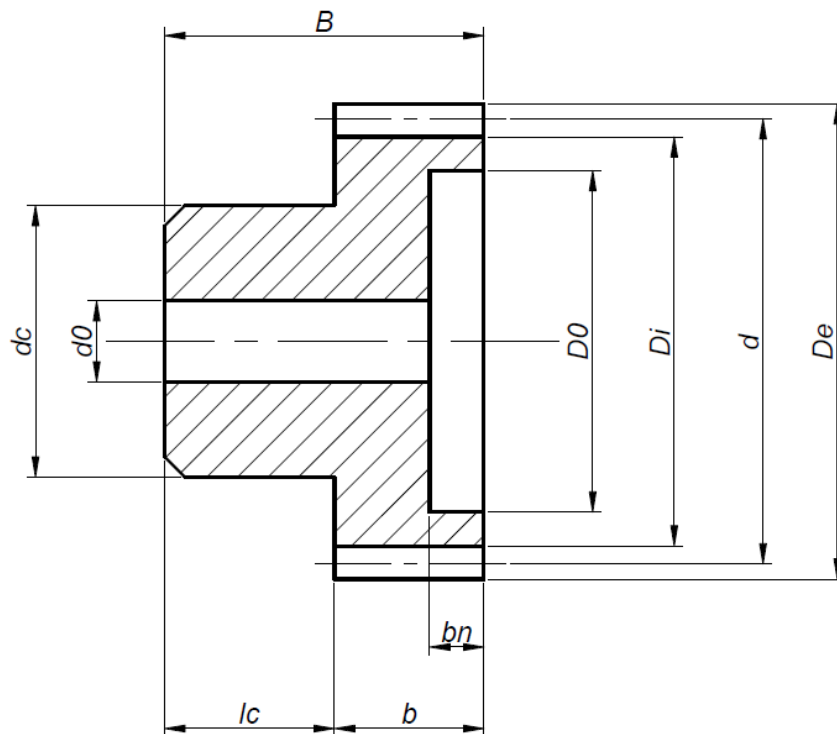


Рис. 6. Конструктивне виконання колеса Z_4

2.6. Розрахунок елементів гвинтової передачі

Передача гвинт – гайка з тертям ковзання є однією з поширених передач, що перетворюють поступальний рух в обертальний [12]. Технологія виготовлення передачі добре освоєна в виробництві. Вона отримала широке розповсюдження завдяки простоті, надійності, точності і високій навантажувальній спроможності конструкції.

При проектуванні передачі гвинт – гайка виникає ряд окремих задач: вибір розмірів (в першу чергу діаметра і кроку) різьби, профіля, матеріалів гвинта і гайки, підбір підшипників і т.д.

Проектувальний розрахунок передачі гвинт – гайка з тертям ковзання не є однозначним і його можна проводити за різними методиками. Багато чого залежить

від вихідних даних, конструктивних схем та призначення механізму.

Основним критерієм при виборі розмірів (діаметра) різьби є її зносостійкість.

Тому із розрахунку на зносостійкість по тиску на виток різьби знаходять висоту профіля різьби і число витків гайки. При цьому навантаження вважається рівномірно розподіленим по виткам, так як після виконання обов'язкової технологічної операції притирання елементи гвинтової пари добре прилягають, і таке допущення оправдане.

Вибір кроку різьби оснований на наступних рекомендаціях [12]. Якщо проектується передача з ручним приводом, то важко отримати вигреш в силі, тому вибирають мілкий крок. В передачах з приводом від двигуна більш вагомим є отримання віщого ККД, тому доцільно використовувати крупний крок, а у деяких випадках - багатозаходну різьбу.

Якщо гвинтова передача повинна бути з самогальмуванням, то крок різьби вибирають з врахуванням цієї вимоги. При точному розрахунку приймається до уваги не тільки тертя в самій гвинтовій парі, а і тертя у опорних підшипниках. Критерієм самогальмування буде умова $\alpha < \rho_1 + \rho_0$, де α – кут під'єму гвинтової лінії; ρ_1 - кут тертя в гвинтовій парі; ρ_0 - приведений кут тертя у підшипниках.

Так як крок різьби визначається за формулою $P = \pi d_2 \operatorname{tg}(\rho_1 + \rho_0)$, d_2 – середній діаметр різьби, його можна визначити з умови самогальмування:

$$P < \pi d_2 \operatorname{tg}(\rho_1 + \rho_0).$$

Отриманий крок необхідно округлити до стандартного значення.

Розрахунок елементів гвинтової передачі, конструкція якої використана в стерновій машинці, будемо вести за методикою, викладеною в [12].

Конструктивною особливістю нашої стернової машинки є те, що осьова сила Q_2 не співпадає з віссю обертання гвинта і розміщена на деякому плечі а (ексцентричне навантаження).

Згідно [12] силу Q_2 на плечі а можна визначити за формулою:

$$Q_2 = \frac{2M_1}{d_{cp} \left(1 + \frac{2a}{l_H} f_H\right) \left[\operatorname{tg} \lambda + \frac{f}{(\cos \alpha \cos \lambda - f \sin \lambda) \cos \lambda} \right]},$$

де d_{cp} – середній діаметр різьби гвинта , $d_{cp} = 5,35$ мм;

a - плече прикладання сили Q_2 , $a = 9$ мм;

l_H – довжина контакту гайки повзуна з направляючою, $l_H = 8$ мм;

f_H – коефіцієнт тертя повзуна і напрямної, $f_H = 0,07$;

λ - кут піднімання витка різьби;

f - коефіцієнт тертя гвинта і гайки; $f_H = 0,07$;

α – кут профіля різьби, $\alpha = 30^\circ$;

M_1 – момент, що діє на гайку, Нмм.

В якості різьби для ходового гвинта виберемо метричну різьбу М6х1 відповідно до ГОСТ 24705 -81 , параметри якої наступні:

$$d_{cp} = 5,35 \text{ мм}, \alpha = 30^\circ ; t = 1 \text{ мм}.$$

Кут нахилу витка різьби λ знаходимо за формулою:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{t}{\pi d_{cp}} = \frac{1}{3,14 \cdot 5,35} = 0,0595 ,$$

або $\lambda = 3^\circ 30'$.

Матеріали гвинта та гайки повинні складати антифрикційну пару, тобто мати малий коефіцієнт тертя одного матеріалу по іншому, добре притиратися и не мати схильності до заїдання.

Знаючи момент, який діє на гвинті, визначаємо тягове зусилля Q_2 на виході стернової машинки. Обчислення моменту M_1 , значення якого входить до виразу (1), дано в розділі 1.5 .

$$Q_2 = \frac{2M_1}{d_{cp} \left(1 + \frac{2a}{l_H} f_H\right) \left[\operatorname{tg} \lambda + \frac{f}{(\cos \alpha \cos \lambda - f \sin \lambda) \cos \lambda} \right]} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1.14}{0.535 \left(1 + \frac{2 \cdot 9}{8} \cdot 0.07\right)} \left[0.0595 + \frac{0.07}{(0.8572 \cdot 0.9981 - 0.07 \cdot 0.0616) \cdot 0.9981} \right] =$$

$$= \frac{2.28}{0.088} = 25.9 \text{ Н.}$$

Таким чином, тягове зусилля, що діє на сухарик 7 в точці закріплення тросика V (див. рис.2), дорівнює $Q_2 = 25,9 \text{ Н}$.

Основними критеріями працездатності передачі гвинт – гайка ковзання є:

1. Міцність усіх елементів передачі гвинта та гайки .
2. Зносостійкість різьби.

Вихідними даними для розрахунку вибираємо: найбільше осьове навантаження Q_2 , його напрямок та параметри різьби.

Аналіз умов роботи передач гвинт – гайка ковзання показує, що для гвинтів вирішальним критерієм працездатності є зносостійкість різьби.

Умову зносостійкості різьби запишемо у вигляді [12]

$$q = \frac{Q_2}{k \pi d_2 H_1} \leq [q], \quad (5)$$

де d_2 - середній діаметр різьби; $d_2 = 5,35 \text{ мм}$;

H_1 – робоча висота профілю;

$[q]$ - допустимий тиск на опорних поверхнях різьби; для матеріалів гвинтової пари гартована сталь - бронза $[q] = 12 - 13 \text{ Н/мм}^2$ [13];

k - кількість витків різьби гайки , $k = 8$.

Перевіряємо виконання умови (5) для нашої конструкції:

$$q = \frac{25,9}{8 \cdot 3,14 \cdot 5,35 \cdot 0,7} = 0,28 \text{ Н/мм}^2 < 12 \text{ Н/мм}^2.$$

Витки гайки, яка виготовлена з бронзи , матеріалу, що менш міцний ніж

сталевий гвинт, перевіряємо на зріз за умовою

$$\tau_{зр} = \frac{Q_2}{\pi d h_r k} \leq [\tau_{зр}], \quad (6)$$

де h_r - висота витка , тобто висота трикутного профілю , по якому дотикаються поверхні гвинта та гайки ; $[\tau_{зр}]$ – допустимі дотичні напруження на зріз; для гайок з фосфористої бронзи приймаємо $[\tau_{зр}] = 30$ МПа ; k – число витків.

$$\tau_{зр} = \frac{25,9}{3,14 \cdot 6 \cdot 5,35 \cdot 8} = 0,032 \text{ Н/мм}^2 \leq [\tau_{зр}].$$

2.7. Визначення коефіцієнта корисної дії стернової машинки

Визначення коефіцієнта корисної дії (ККД) стернової машинки є обов'язковим, оскільки без його значення не можна розрахувати величини статичних моментів, що діють на проміжних валах і тягового зусилля на тросиках.

ККД стернової машинки практично повністю визначається ККД її редуктора (втратами в осях напрямних для зубчастих колес, тросиків та важільних механізмів нехтуємо) , кінематична схема якого показана на рис. 3. Для визначення ККД малорозмірного редуктора необхідно знати ККД його окремих елементів, тобто ланок зубчастих та гвинтової передач, а також їх шарикопідшипникових вузлів.

Через це для визначення ККД зубчатих зчеплень розроблені спеціальні таблиці [6] для фіксованого коефіцієнта тертя зубчатого зчеплення μ та складених з двох однакових колес.

З допомогою цих таблиць також легко визначити ККД для передачі, де $Z_1 \neq Z_2$, тобто для тих передач, передаточний коефіцієнт яких i відрізняється від одиниці. В цьому випадку

$$i = \frac{i_1 + i_2}{2}.$$

Всі зубчаті колеса редуктора стернової машинки виготовлені з нержавіючої сталі 25Х13Н2, загартованої до HRC 28...34 одиниці. Робочі поверхні їх зубців треба покращити електромеханічним поліруванням. Це дає можливість прийняти коефіцієнт тертя в зубчатому зачепленні $\mu = 0,06$.

Для циліндричних зубчатих колес Z_2, Z_3, Z_4 згідно кінематичній схемі рис. 3 по таблицям [10] знаходимо:

$$\eta_{23} = 0,96.$$

Аналогічно для колеса $Z_5 = 70$ знаходимо $\eta_{45} = 0,96$. Тоді ККД для зубчатих пар редуктора будуть : $\eta_{23} = 0,96$; $\eta_{45} = 0,96$.

Визначимо тепер ККД передачі гвинт-гайка за формулою:

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{1}{1 + \frac{f}{\sin \alpha} \cdot \left[\frac{1 + f \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{\sin \lambda}{\sin \alpha}}{\cos \alpha \cdot \cos \lambda - f \cdot \sin \lambda} - \frac{2a}{l \cdot \sin \alpha} \right]} = \frac{1}{1 + \frac{0,07}{0,5} \left[\frac{1 + 0,07 \cdot \frac{9}{7} \cdot \frac{\sin 3^\circ 30'}{\sin 30^\circ}}{\cos 30^\circ \cdot \cos 3^\circ 30' - 0,07 \cdot \sin 30^\circ} - \frac{2 \cdot 9}{7 \cdot \sin 30^\circ} \right]} = \frac{1}{1,8785} = 0,53.$$

де f - коефіцієнт тертя матеріалу гвинта і гайки; для пари електрополірована сталь – бронза приймаємо $f = 0,07$;

a – плече прикладеної сили; $a = 9$ мм.

Загальний ККД стернової машинки дорівнює :

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{23} \eta_{45} \eta_{\text{вп}} = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,53 = 0,49.$$

Визначимо тепер момент тертя в редукторі стернової машинки, прикладений до вала (тяги) вихідної ланки, за формулою :

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{дв}} [1 - \eta_{\text{заг}}],$$

де $M_{\text{дв}}$ - момент на валу двигуна.

Для двигуна ДПМ – 20 – Н1 – 08 з [14] знаходимо

$$M_{\text{дв}} = 0,3924 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Тоді в кінці отримаємо шуканий момент тертя:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{дв}} [1 - \eta_{\text{заг}}] = 0,3924 \cdot [1 - 0,49] = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{см} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Нм} .$$

2.8. Визначення статичних моментів на проміжних валах стернової машинки

Знання статичних моментів на проміжних валах редуктора стернової машинки необхідне для визначення характеристик, що визначають міцність деталей редуктора, а також його кінематичних похибок, зумовлених пружними деформаціями елементів конструкції [6].

Обчислення статичних моментів будемо вести на основі вибраної кінематичної схеми стернової машинки (рис. 3).

Статичний крутячий момент на валу II буде дорівнювати:

$$M_{\text{II}} = M_{12} - M_{\text{шп}} ,$$

де M_{12} - статичний момент, який передається від електродвигуна на вал II через зубчасту передачу Z_1Z_2 ;

$M_{\text{шп}}$ - статичний момент, який обумовлений тертям в опорах валика I.

Статичний крутячий момент M_{12} визначається за формулою [6]:

$$M_{12} = M_{\text{дв}} \cdot i_{21} \cdot \eta_{21}$$

де $M_{\text{дв}}$ - статичний крутячий момент, який розвивається на валу електродвигуна;

i_{21} - передаткове відношення зубчатої передачі Z_2 і Z_1 ;

η_{21} - ККД пари циліндричних колес Z_2 і Z_1 .

При обчисленні статичних крутячих моментів зубчатих передач скористаємося їх ККД, які були обчислені в попередньому розділі 2.7.

З [14] знаходимо, що крутячий момент на виході валу електродвигуна ДПМ-20-Н1-08 дорівнює $M_{\text{дв}} = 0,3924 \text{ Н} \cdot \text{см}$. Тоді:

$$M_{\text{II}} = M_{\text{дв}} \cdot i_{21} \cdot \eta_{21} = 0,3924 \cdot 1 \cdot 0,96 = 0,38 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

В опорах валу II і ходового гвинта б використані приладні шарикопідшипники 100093 з посадковим діаметром $d = 3$ мм.

Для визначення моментів тертя приладних шарикопідшипників розроблені конкретні методики, однак для спрощення розрахунків скористаємося готовими рекомендаціями, які представлені у вигляді таблиці в роботі [13].

По цим таблицям знаходимо для пари шарикопідшипників з посадковим діаметром $d = 3$ мм $M_{оп} = 0,03$ Н • см.

Тоді статичний крутячий момент на валу II дорівнює:

$$M_{II} = M_{12} - M_{оп} = 0,3767 - 0,03 = 0,35 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Статичний момент, який передається на ходовий гвинт б, позначимо через M_1 . Він буде дорівнювати:

$$M_1 = M_{43} - M_{опв},$$

де M_{43} - статичний момент, який передається від валика II на ходовий гвинт б через зубчасту передачу Z_3Z_4 ;

$M_{опв}$ - статичний момент, який визначається тертям в опорах (шарикопідшипників) ходового гвинта б.

Вище вказувалося, що валик II і ходовий гвинт б встановлені на однакових шарикопідшипниках, тому:

$$M_{оп II} = M_{оп в} = 0,03 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Тоді статичний момент M_{43} дорівнює:

$$M_{43} = M_{и} \cdot i_{43} \cdot \eta_{21} = 0,3467 \cdot 3,5 \cdot 0,96 = 1,16 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Статичний момент, який передається на ходовий гвинт, буде дорівнювати:

$$M_1 = M_{43} - M_{опв} = 1,1649 - 0,03 = 1,14 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

В розділі 2.6 цієї пояснювальної записки визначене тягове зусилля, яке прикладене до сухарика (гайки) 7 в точці закріплення тросика V дорівнює

$$Q_2 = 25,9 \text{ Н.}$$

Тоді тягове зусилля, яке розвивається на виході стернової машинки Q,

дорівнює:

$$Q = Q_2 - Q_{\text{нап р}}$$

де $Q_{\text{нап р}}$ - сила, викликана наявністю тертя в напрямних роликах 8 і 9 (див. рис. 2).

Для пари роликів момент, обумовлений тертям в їх опорах, (шарикопідшипники 1000092) згідно [13] дорівнює:

$$M_{\text{оп р}} = 0,02 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Тоді сила, викликана тертям в опорах роликів 8, 9, буде дорівнювати:

$$Q_{\text{оп р}} = \frac{M_{\text{оп р}}}{r} = \frac{0,02}{0,4} = 0,05 \text{ Н},$$

де r - радіус канавки ролика, по якій рухається тросик V ; $r = 0.04$ см.

В результаті тягове зусилля, яке розвивається стерновою машинкою, буде дорівнювати:

$$Q = Q_2 - Q_{\text{оп р}} = 25,9 - 0,05 = 25,85 \text{ Н.}$$

2.9. Кінематична точність стернової машинки і порядок її визначення

Стернова машинка є приводом для керування рульовими органами БПЛА. Кінематична точність приводу характеризується в першу чергу кінематичною точністю її редуктора, яка зумовлена наступними факторами [12]:

- типом передачі;
- передатковим відношенням;
- кількістю кінематичних пар;
- модулем зубчатих зчеплень;
- статичними моментами навантажень і т.і.

Для реверсивних механізмів найважливішою характеристикою, яка визначає

його кінематичну точністю, є мертвий хід .

Мертвим ходом механізму називають вільне переміщення ведучої ланки при нерухомій веденій ланки.

Основними джерелами мертвого ходу в зубчастому механізмі є [12]:

- бокові зазори в зчепленнях зубчатих коліс і зборки передач;
- скручування валів від крутячого моменту, який передається;
- пружні деформації в штифтових з'єднаннях коліс і валів;
- люфти в опорах обертання;
- прогиби валів при навантаженні колес;
- різниці температурних деформацій колес і корпуса механізму.

Складові мертвого ходу, викликані люфтами в опорах, прогином валів і температурними деформаціями, невеликі (біля 10 % загального мертвого ходу). Тому при розрахунку приладних редукторів ними, як правило, нехтують.

В технічній літературі [12] пропонують наступний порядок розрахунку мертвого ходу:

1. визначають крутячі моменти на всіх валах механізму;
2. визначають мертвий хід від зазору в зубцях на веденій ланці;
3. визначають мертвий хід, викликаний пружними деформаціями валів, штифтових з'єднань. При цьому використовують значення крутячих моментів, обчислених на попередньому етапі;
4. визначають сумарний загальний хід зубчатих і гвинтових механізмів на веденій вихідній ланці.

2.10. Визначення похибок позиціювання стернової машинки, обумовлених мертвим ходом

Стернова машинка повинна відпрацювати три положення: ліве положення (ЛП), праве положення (ПП) і нейтральне положення (НП). ЛП і ПП не критичні до точності їх відпрацювання, а НП - критичне, оскільки воно визначає точність

утримання об'єкта на курсі після відпрацювання маневрувань.

Основна складова похибки позиціонування стернової машинки повністю визначається величинами мертвих ходів в ступіннях передач її редуктора.

Для визначення похибок мертвого ходу скористаємося методикою, викладеною в [12].

Похибка мертвого ходу зубчатої передачі дорівнює:

$$\Delta_{\text{мх}} = \Delta_{\text{бз}} + \Delta_y,$$

де $\Delta_{\text{бз}}$ - похибка внаслідок наявності бокового зазору в зачепленні коліс;

Δ_y - похибка із-за пружних деформацій валів, які передають крутячий момент.

Значення $\Delta_{\text{бз}}$ визначається боковим зазором $j_{\text{п}}$, відповідно до залежності:

$$\Delta_{\text{бз}} = \frac{j_{\text{п}}}{\cos \alpha},$$

де $j_{\text{п}}$ - боковий зазор;

α - кут профілю початкового контура.

В розрахунках використовують значення ймовірних максимальних зазорів $j_{\text{п max}}$, які наведені в ГОСТ 9178-81.

Величину Δ_y ділильного кола можна знайти за наступною формулою, яка витікає з умови пружного кручення валу :

$$\Delta_y = \frac{2 M_{\text{кр}} l \cdot r}{G \cdot \pi \cdot d^4},$$

де $M_{\text{кр}}$ - крутячий момент, який передається валом, Нм;

l - довжина робочої ділянки вала, м ;

r - радіус ділильного кола колеса, м ;

G – модуль зсуву матеріалу, Па;

d - діаметр робочої ділянки вала, м.

Допуск кінематичної похибки колеса знаходимо за формулою:

$$F'_1 = F'_p + f_f,$$

де F'_p - допуск на накопичену похибку кроку зубчатого колеса, мкм;

f_f - допуск на похибку профілю зуба, мкм.

Допуск кінематичної похибки передачі F_{i0} визначається як сума кінематичних похибок коліс:

$$F'_{i0} = F'_{i1} + F'_{i2}.$$

З урахуванням викладеного вище, похибка зубчатих передач, яка враховується в розрахунках механізмів на точність, можна представити в вигляді:

$$\Delta_{зп} = \Delta_{бз} + \Delta_y + F'_{i1} + F'_{i2}.$$

Наведена формула визначає похибки для одної передачі. Якщо механізм складається з n пар зубчатих коліс, формула для похибки передачі, приведена до вихідного валу, буде мати вид:

$$\Delta_{зп} = \sum \Delta_{зпj} \cdot U_j,$$

де U_j - передаточне відношення від веденої ланки до j -ї пари коліс.

Далі визначимо кінематичну похибку від мертвого ходу ланцюга шестерень $Z_1 - Z_2 - Z_3 - Z_4$ та передачі гвинт-гайка (поз.7, рис. 2).

Початкові дані для розрахунку кінематичних пар:

для Z_1 $m = 0,3$ мм; $Z_1 = 20$; $d_1 = 6$ мм;

для Z_2 $m = 0,3$ мм; $Z_2 = 20$; $d_2 = 6$ мм;

для Z_3 $m = 0,3$ мм; $Z_3 = 20$; $d_3 = 6$ мм;

для Z_4 $m = 0,3$ мм; $Z_4 = 70$; $d_4 = 21$ мм.

Допуск кінематичної точності коліс, що входять до кінематичних пар приводу, (7-а ступінь точності) за буде:

$$F_{p1} = F_{p2} = F_{p3} = 22 \text{ мкм};$$

$$F_{p4} = 26 \text{ мкм}.$$

Допуски на норму плавності для цих коліс :

$$f_{f1} = f_{f2} = f_{f3} = f_{f4} = 3 \text{ мкм.}$$

Сумарну кінематичну похибку знайдемо за формулою:

$$F_{1'} = F_{pi} + 3 f_{fi} = 22 + 9 = 31 \text{ мкм;}$$

$$F_{i4} = 26 + 9 = 35 \text{ мкм.}$$

Допуск на бокові зазори і міжосьові відстані для з'єднання 7-Н:

$$j_{n \max 1.2} = 25 \text{ мкм ,}$$

$$j_{n \max 3.4} = 32 \text{ мкм.}$$

Похибку бокового зазору визначимо за формулою:

$$\Delta_{бз} = J_{n \max} / \cos 20^\circ.$$

Тоді для пари зубчатих коліс Z_1 і Z_2 буде:

$$\Delta_{бз12} = J_{n\max12} / \cos 20^\circ = 0,025 \cdot 1,06 = 0,026 \text{ мм}$$

$$\Delta_{бз34} = J_{n\max34} = 0,032 \cdot 1,06 = 0,034 \text{ мм.}$$

Кінематична похибка пар зубчатих коліс Z_1 і Z_2 та Z_3 і Z_4 визначимо відповідно за формулою:

$$F_{i 1.2} = F_{i1} + F_{i2} = 31 + 31 = 62 \text{ мкм;}$$

$$F_{j 3.4} = F_{j3} + F_{j4} = 31 + 35 = 66 \text{ мкм.}$$

Визначимо похибки цих зубчатих пар, викликані пружними деформаціями.

В нашому механізмі колеса закріплені на валах штифтами і насаджені на валики діаметром 3 мм витримують крутячий момент 6,8 Н•см, а сумарний крутячий момент, який діє на ходовому гвинті 6 (див. рис. 5), дорівнює:

$$M_i = 1,14 \text{ Н} \cdot \text{см} < 6,8 \text{ Н} \cdot \text{см.}$$

Отже, приймаємо, що пружні деформації на всіх валах стернової машинки відсутні.

В результаті, сумарні похибки зубчатих передач Z_1 і Z_2 ; Z_3 і Z_4 , приймають наступні значення:

$$\Delta_{зп 1.2} = \Delta_{зб 1.2} + F_{i 1.2} = 0,026 + 0,062 = 0,088 \text{ мм;}$$

$$\Delta_{зп 3.4} = \Delta_{зб 3.4} + F_{i 3.4} = 0,034 + 0,066 = 0,100 \text{ мм.}$$

Загальна сумарна похибка приводу стернової машинки, яка складається з зубчатих зачеплень, для нашого випадку має вид:

$$\Delta_{бз \Sigma} = \Delta_{зп 1.2} U_1 + \Delta_{зп 3.4} U_2,$$

де U_1 і U_2 - передаточні відношення від веденого валу 1 до ходового гвинта б;

$$U_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{20}{20} = 1;$$

$$U_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{20}{70} = \frac{1}{3,5}.$$

Тоді:

$$\Delta_{бз \Sigma} = \Delta_{зп 1.2} U_1 + \Delta_{зп 3.4} U_2 = 0,088 \cdot 1 + 0,1 \frac{1}{3,5} = 0,088 + 0,029 = 0,117 \text{ мм.}$$

Обчислимо мертвий хід в передачі гвинт-гайка. Джерелами виникнення мертвого ходу в передачі гвинт - гайка є :

- відхилення середнього діаметра гайки;
- відхилення середнього діаметра гвинта.

Боковий зазор в передачі гвинт-гайка обчислимо за формулою [12]:

$$\Delta_з = (B_1 + B'_2 + B''_2) \cdot \text{tg } \beta ,$$

де B_1 - верхнє відхилення середнього діаметра гайки в мкм;

B'_2 , B''_2 - абсолютні значення верхнього і нижнього відхилення діаметра гвинта в мкм;

β - половина кута профілю різьби в градусах.

Для метричної різьби М6х1-4Н для гайки (сухарика) з [12] маємо:

$$B_1 - T_{D2} = 95 \text{ мкм.}$$

Для зовнішньої різьби ходового гвинта М 6х1 - 4h маємо:

$$T_{d2} = B'_2 + B''_2 = 71 \text{ мкм.}$$

Тут T_{D2} і T_{d2} - допуски на внутрішній діаметр різьби гайки і гвинта відповідно.

Для метричної різьби $\beta = 30^\circ$. Підставляючи отримані значення мертвого ходу в з'єднанні гвинт-гайка, обчислюємо боковий зазор в передачі:

$$\begin{aligned}\Delta_3 &= (B_1 + B'_2 + B''_2) \cdot \operatorname{tg} \beta = (T_{D2} + T_{d2}) \cdot \operatorname{tg} \beta = (0,095 + 0,071) \cdot 0,5774 = \\ &= 0,096 \text{ мм.}\end{aligned}$$

Таким чином похибка позиціювання каретки стернової машинки буде дорівнювати:

$$\Delta_{\text{поз}} = \Delta_{\text{зп}\Sigma} + \Delta_3 = 0,117 + 0,096 = 0,213 \text{ мм} < 0,25 \text{ мм}.$$

Тобто вимоги щодо точності позиціювання каретки виконані.

2.11. Опис стернової машинки

2.11.1. Конструкція стернової машинки (приклад опису)

Конструкція стернової машинки представляється у вигляді збіркового креслення в гріфічній частині проекту, в посібнику не приведена). В корпусі 10 встановлений привід 4, який своєю шестернею Z1, що сидить на вихідному валу електродвигуна ДПМ 20-Н1-08, знаходиться в зчепленні з шестернею Z2 (див. рис. 2) блоку шестерень 3. Вісь трибки Z3 блоку шестерень встановлена на шарикопідшипниках 2000083, а сама трибка Z3 знаходиться в зчепленні з шестернею Z4, яка жорстко сидить на осі гвинта ходового 1. Ходовий гвинт 1 також знаходиться на шарикопідшипниках 2000083.

На ходовому гвинті 1 встановлений сухарик, який виконує роль рухомої гайки (каретки). Для запобігання повороту сухарика 2 навколо осі валу, який рухається по напрямній 11, яка в свою чергу закріплена в корпусі 10 стернової машинки. В торцевій частині сухарика встановлений постійний магніт N-S, з допомогою якого відбувається комутація герконів 5 і 6 - відповідно лівого і правого, які спрацьовують і видають електричні сигнали в блок керування стернової машинки при досягненні сухариком відповідного кінцевого положення (ЛП і ПП). Передня частина корпусу стернової машинки прикрита кришкою передньою 14, поверх якої нанесені мітки, які вказують в якому положенні знаходиться сухарик - відносно положень ЛП, НП і ПП. В якості прапорця

використаний штифт, пофарбований в червоний колір, який рухається разом з сухариком в пазу передньої кришки 14.

Маркіровка ЛП, НП і ПП нанесена на верхній кришці 15.

Місця доступу до Z3 і Z4, а також до кріплення ходового гвинта і напрямної 11 закриті боковою кришкою 13.

Електромонтажні провідники, а також утворені ними жгути кріпляться всередині стернової машинки скобами 16 і прижимами 18 і 19.

На сухарику - передбачений вузол закріплення тросика (на кресленні не вказаний), який здійснює гнучкий зв'язок стернової машинки з органом керування об'єктом (див. рис. 1). Тросик пропускається через напрямні ролики 7.

На об'єкті стернова машинка кріпиться з допомогою чотирьох гвинтів М3 і фіксується чотирма штифтами 01.

Довжина провідників для підключення стернової машинки до електронного блоку керування становить 120 ± 5 мм.

Розміри стернової машинки $57 \times 82 \times 27$ мм.

2.11.2. Опис електричної схеми стернової машинки (приклад опису)

Принципова електрична схема стернової машинки зображена на рис. 5. Вона об'єднує всі електричні компоненти стернової машинки, які змонтовані в її корпусі: електродвигун М, рухомий постійний магніт N-S і два магнітокерованих контакти (геркони) S1 і S2 (на схемі не показані).

Електродвигун М типу ДПМ 20-Н1-08 підключається до блока керування стерною машинкою через контакти М-1 і М-2. При підключенні джерела живлення +27В до провідника М-1 (червоного), а -27В до М-2 (синього) забезпечується обертання вихідного валу електродвигуна по часовій стрілці якщо дивитися з боку вихідного валу.

Магнітокеровані контакти S1 і S2 типу КЕМ-3 гр. Б мають по три контакти відповідно S1-1, S1-2, S1-3, S2-1, S2-2, S2-3, якими вони з'єднуються з блоком керування стерною машинкою. Переключення магнітокерованих контактів S1 і

S2 здійснюється постійним магнітом N-S, який виготовлений із магнітотвердого матеріалу ЮН14ДК24 ГОСТ 17809-72, який має залишкову індукцію намагнічування не менше 28...31 мТ.

Блок електронного керування стерною машинкою забезпечує наступні режими роботи:

перший – відпрацювання положень вліво і вправо (ЛП і ПП) та зупинка в цьому положенні при спрацюванні герконів S1 або S2 та автоматичне повернення в нейтральне положення (НП);

другий – те ж, що і перший, але з вимушеним (по окремій команді) поверненням в нейтральне положення (НП);

третій – пропорційне керування в режимі стабілізації.

Для реалізації нейтрального положення передбачається спеціальний блок, який називається блок нейтралі.

2.11.3. Опис конструкції електродвигуна ДПМ 20-Н1-08

Електродвигуни серії ДПМ є електричними машинами постійного струму зі збудженням від постійних магнітів і призначений для використання в системах автоматики, радіоелектроніки і телемеханіки для привода різних механізмів.

В якості матеріалу постійного магніту використаний магнітотвердий сплав ЮНКД.

При побудові параметричного ряду серії прийнятий зовнішній діаметр корпусу електродвигуна. Двигуни різних розмірів геометрично подібні між собою, тобто всі їх основні розміри відносяться один до одного як їх зовнішні діаметри.

Для привода стерної машинки використаний електродвигун ДПМ 20-Н1-08, де Н1 позначає виконання двигуна з одним вихідним валом, а цифри 08 позначають номер конструктивного виконання по основним технічним характеристикам.

Габаритні, встановлюючи та інші розміри електродвигуна ДПМ 20-Н1-08 вказуються в таблиці.

Електродвигуни допускають збільшення удвічі моменту навантаження в короткочасовому або повторночасовому режимі роботи. Саме таким є режим роботи електродвигуна ДПМ 20-Н1-08 в даній стерновій машинці.

При експлуатації і проектуванні пристроїв необхідно прагнути того, щоб відстань між двигуном і матеріалами з феромагнітиків була не менше 5 мм.

Основні технічні характеристики двигуна ДПМ 20-Н1-08 [14]:

напруга живлення, В	27 ;
крутячий момент, мН м	1.96 ;
частота обертання, об/хв	4500;
струм в обмотці якоря, А	0,2;
початковий пусковий момент, мН м	3,92;
номінальний пусковий струм, А	0,5;
коефіцієнт корисної дії	0,17;
мінімальне напрацювання на відмову, год.	250;
маса, кг (не більше)	0,065.

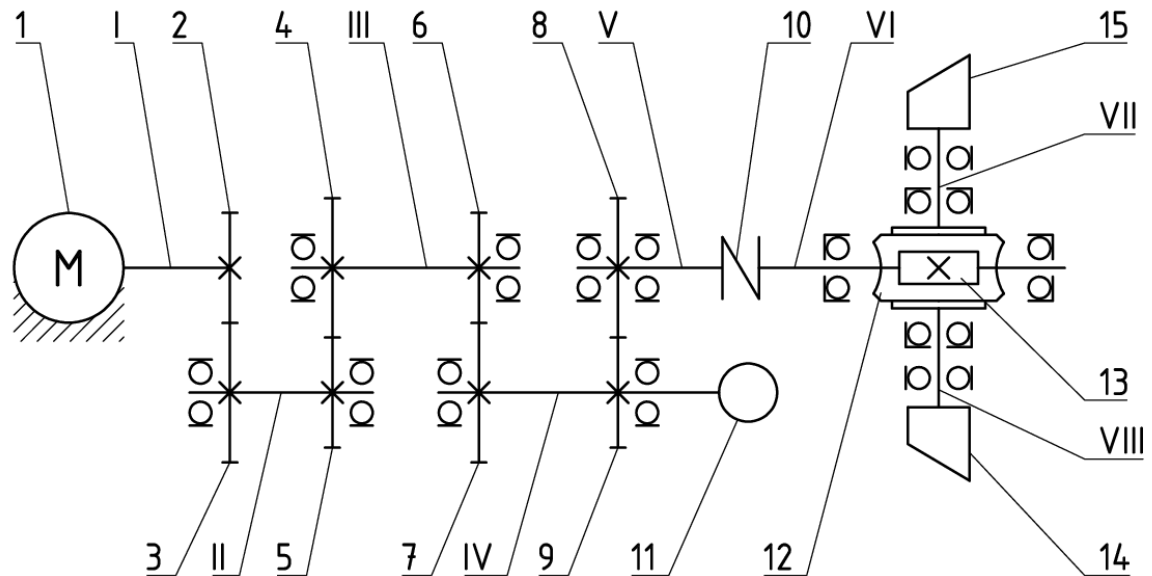
3. ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко В.А., Клименко Ю.В., Корнійчук В.І. Курсові та дипломні проекти. Вимоги до оформлення документації. – К.: «Корнійчук», 2003. – 176 с.
2. Міхеєнко Л. А. Основи конструювання приладів [Електронне видання]: навч. посіб. /Л. А. Міхеєнко, М. С. Мамута. – К: НТУУ «КПІ», 2015. – 202с.
3. Середя В.Т. Расчет и конструирование точных механизмов. Лабораторные работы. / В.Т.Середя, А. П. Костюк, Е. А. Вишневецкий и др.; под. ред. В. Т. Середы. – Киев – Донецк, изд. объединение “Вища школа”, 1978. – 248с.
4. Бондар П.М. Дослідження механізмів [Електронне видання]: навч. посіб. / П. М. Бондар, П. С. Мироненко. – К.: НТУУ «КПІ» , 2016. – 64с.
5. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование, ч.1 и ч.2./ под ред. О.Ф. Тищенко. – М.: Высшая школа, 1978. – ч. 1 – 328 с.; ч. 2 – 232 с.
6. Первицкий Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов. – М.: Машиностроение, 1976. – 456 с.
7. Филатова Е.М. Расчет и конструирование точных механизмов. Атлас конструкций для курсового проектирования / Е.М.Филатова, Б.П. Лунев, Б.П. Соболев, А.М. Курова. – М.: Высш. шк. 1976. – 78 с.: ил.
8. Заблонский К.И. Детали машин / К.И. Заблонский – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1985. – 518с.
9. Уваров Б.М., Бойко В.А., Подаревский В.Б., Власенко Л.И. Детали и механизмы приборов. Справочник. Под ред. П. П.Орнадского. К., Техніка, 1978.- 368с.
10. Нестеренко А.Д. Детали и узлы приборов / А.Д. Нестеренко, П.П. Орнадский, - Киев, Техніка, 1965. – 428с.
11. Деталі та вузли приладів. Методичні вказівки до виконання курсового проекту. Загальні положення [Електронний ресурс] /Уклад.: Ж.О.Павленко, Г.А. Богдан. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2016. – 70с.; гриф факультету; № протоколу Ради 11/16 від 26.12. 2016.
12. Бельков В.Н. Основы расчёта и конструирования винтовых механизмов: учеб. пособие / В. Н. Бельков. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2008. – 160 с.

13. Справочник конструктора точного приборостроения / Г.А. Веркович, Е.Н. Головенкин, В.А. Голубков и др. Под общ. ред. К.Н. Явленского, Б.Н. Тимофеевой и Е.Е. Чаадаевой. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1989. – 792с.
14. Методические указания к выполнению курсового проектирования по курсу “Конструирование механизмов приборов” для студентов специальности “Физические методы и приборы контроля качества” / Сост. Г.А. Алексеев, С.Г.Лиховид, И.И. Рыбин. – Киев: КПИ, 1985.- 36 с.
15. ГОСТ 9178 – 81. Передачи зубчатые цилиндрические мелкомодульные. Допуски. Посадки с зазором. М.: Издательство стандартов, 1981. – 28с.
16. ГОСТ 21098 – 82. Цепи кинематические. Методы расчета точности. Издательство стандартов, 1982. – 32с.

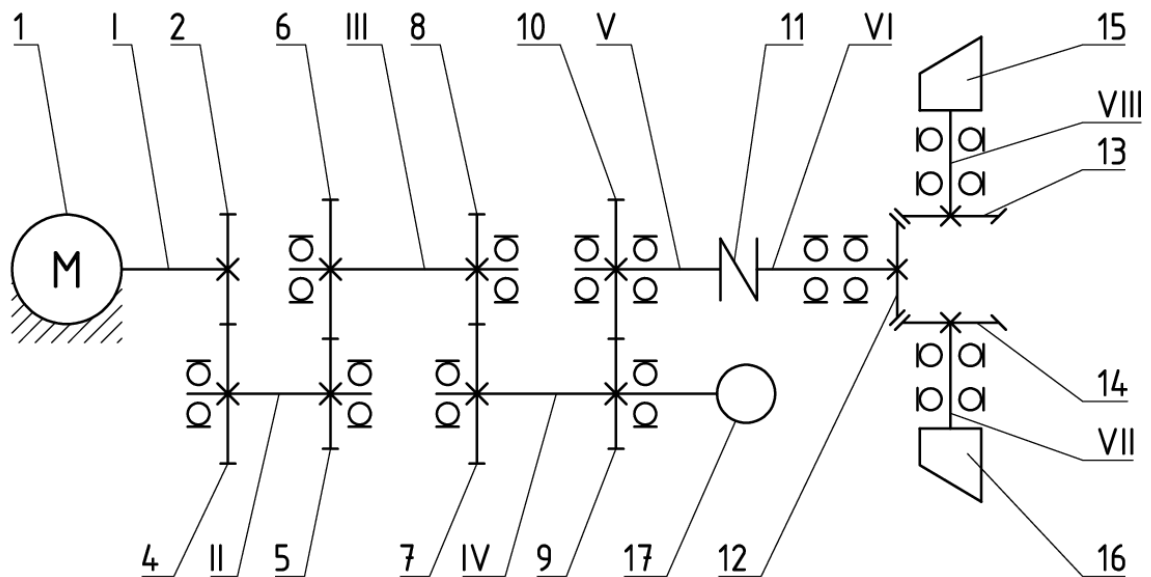
ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУВАННЯ ДОДАТОК 1.

Варіант № 1. Рульовий привод 1



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Зовнішній діаметр, мм	120	140	80
Кут перекладання рулів, град	20	15	30
Статичний момент навантаження, Нм	8	10	6
Момент інерції рулів, $\text{кг м}^2 10^{-3}$	0,5	0,6	0,4
Максимальна швидкість перекладання рулів, рад/с	0,2	0,1	0,3
Тип двигуна	ДГ	ДГМ	ДГ
Датчик кута	ПТП - 1	ПТП - 1	ПТП - 1

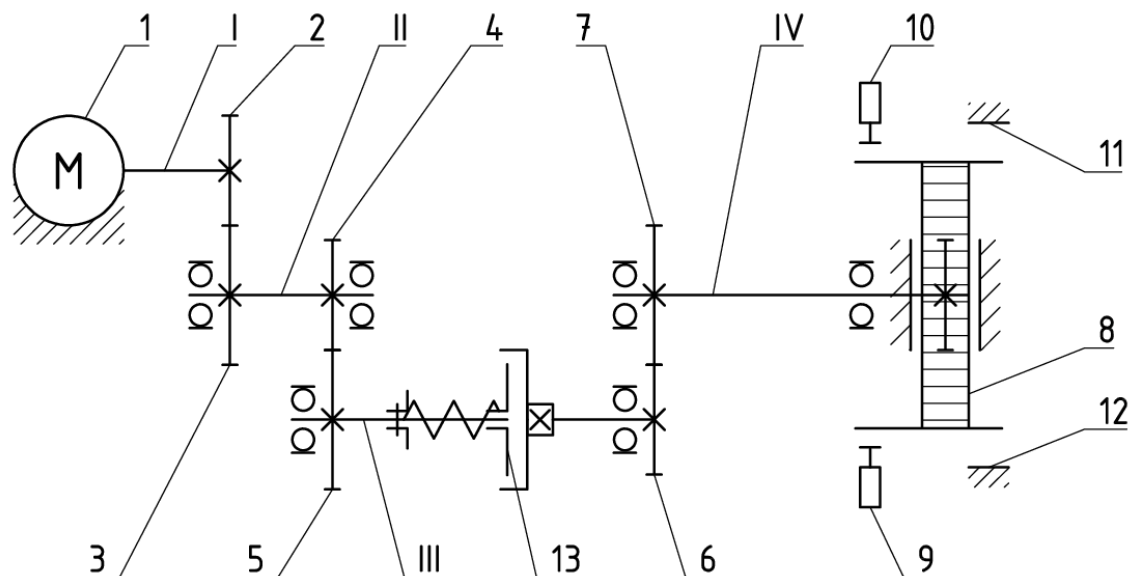
Вариант № 2.
Рульовий привод 2



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Зовнішній діаметр, мм	120	140	80
Кут перекладання рулів, град	20	15	30
Статичний момент навантаження, Нм	8	10	6
Момент інерції рулів, кг м ² 10 ⁻³	0,5	0,6	0,4
Максимальна швидкість перекладання рулів, рад/с	0,2	0,1	0,3
Тип двигуна	ДГ	ДГМ	ДГ
Датчик кута	ПТП - 1	ПТП - 1	ПТП - 1

Вариант № 3.

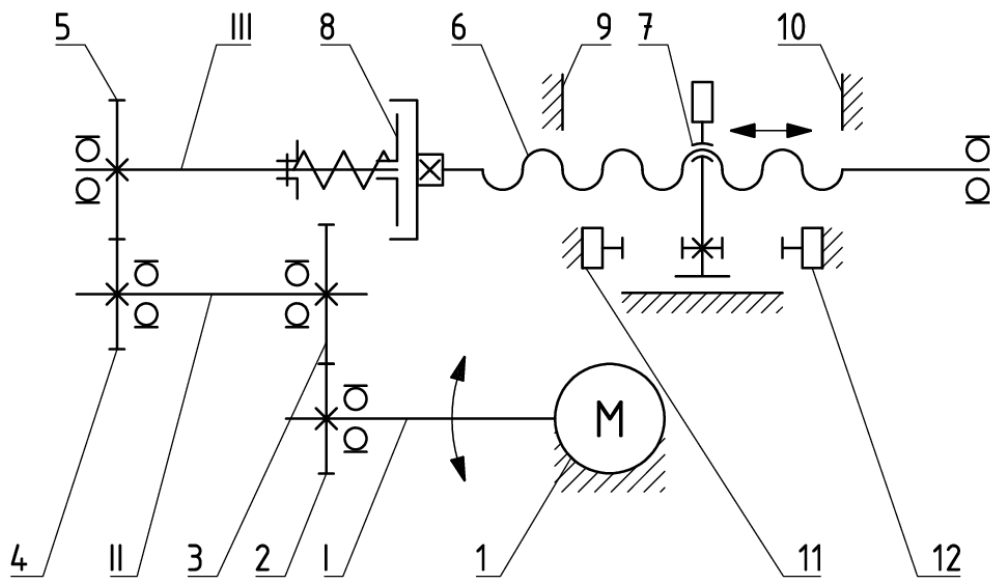
Слідкуючий привод зворотно-поступального руху з рейковою передачею



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Тягове зусилля на виході, Н	>20	>15	>25
Переміщення каретки, +/- мм	40	45	50
Час переміщення каретки, с	< 2	< 3	<2
Точність переміщення каретки, +/- мм	0,25	0,25	0,25
Тип двигуна	ДПМ	ДПМ	ДПМ
Тип обмежувачів переміщення каретки - електромагнітні			
Тип муфти - конічна			

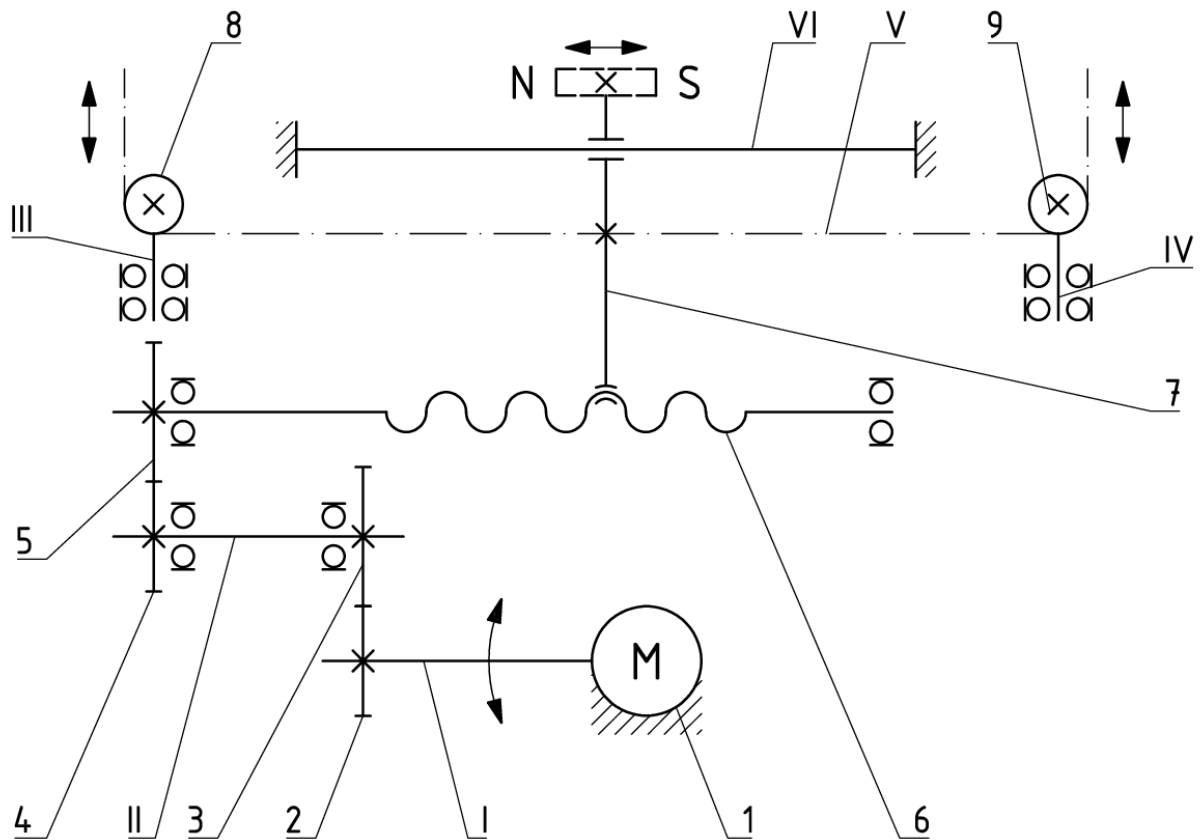
Вариант № 4.

Слідкуючий привод зворотно-поступального руху з гвинтовою передачею



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Тягове зусилля на виході, Н	>20	>15	>25
Переміщення каретки, +/- мм	20	25	30
Час переміщення каретки, с	< 1	< 2	<2
Точність переміщення каретки, +/- мм	0,25	0,25	0,25
Тип двигуна	ДПМ	ДПМ	ДПМ
Тип обмежувачів переміщення каретки - електромагнітні			
Тип муфти - дискова			

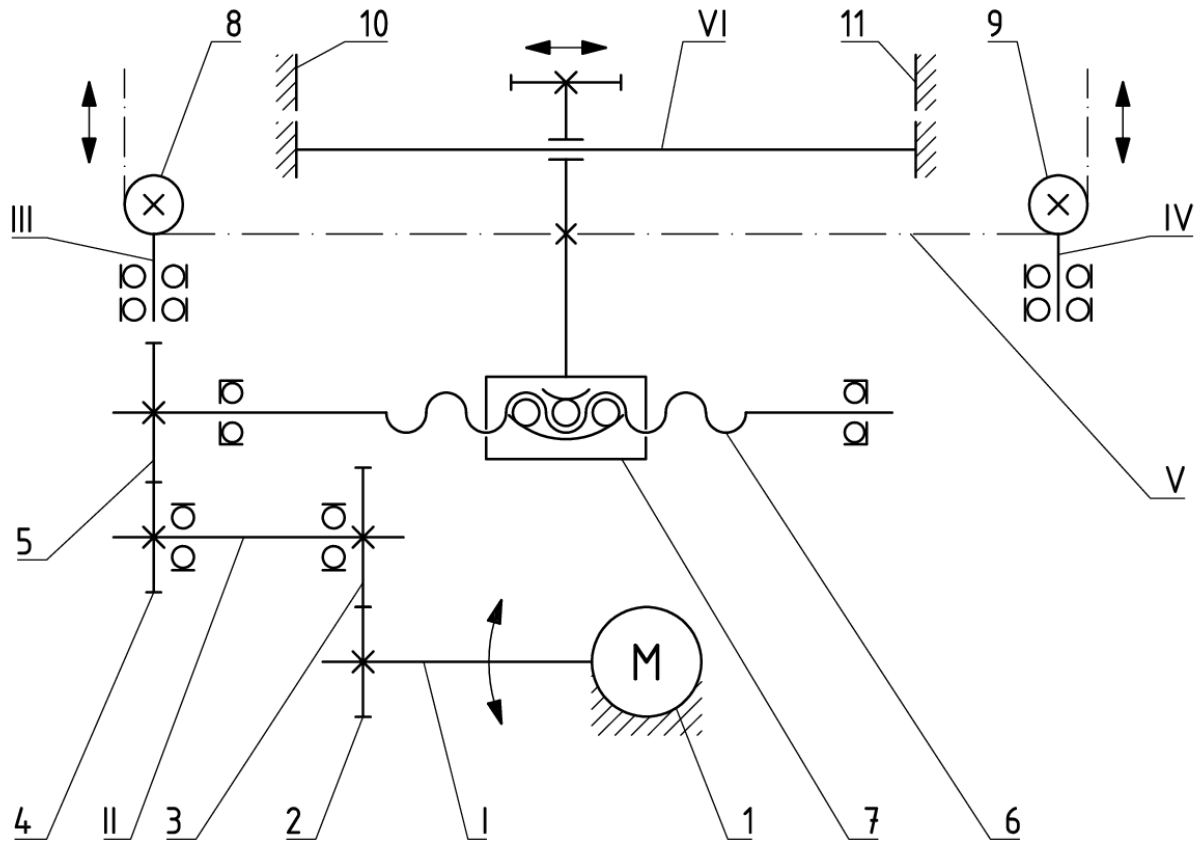
Варіант № 5.
Стернова машинка з імпульсним керуванням



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Тягове зусилля на виході стернової машинки, Н	>20	>15	>25
Переміщення каретки, +/- мм	20	25	30
Час переміщення каретки, с	< 1	< 2	<2
Точність переміщення каретки, +/- мм	0,25	0,25	0,25
Тип двигуна	ДПМ	ДПМ	ДПМ
Тип обмежувачів переміщення каретки - електромагнітні			

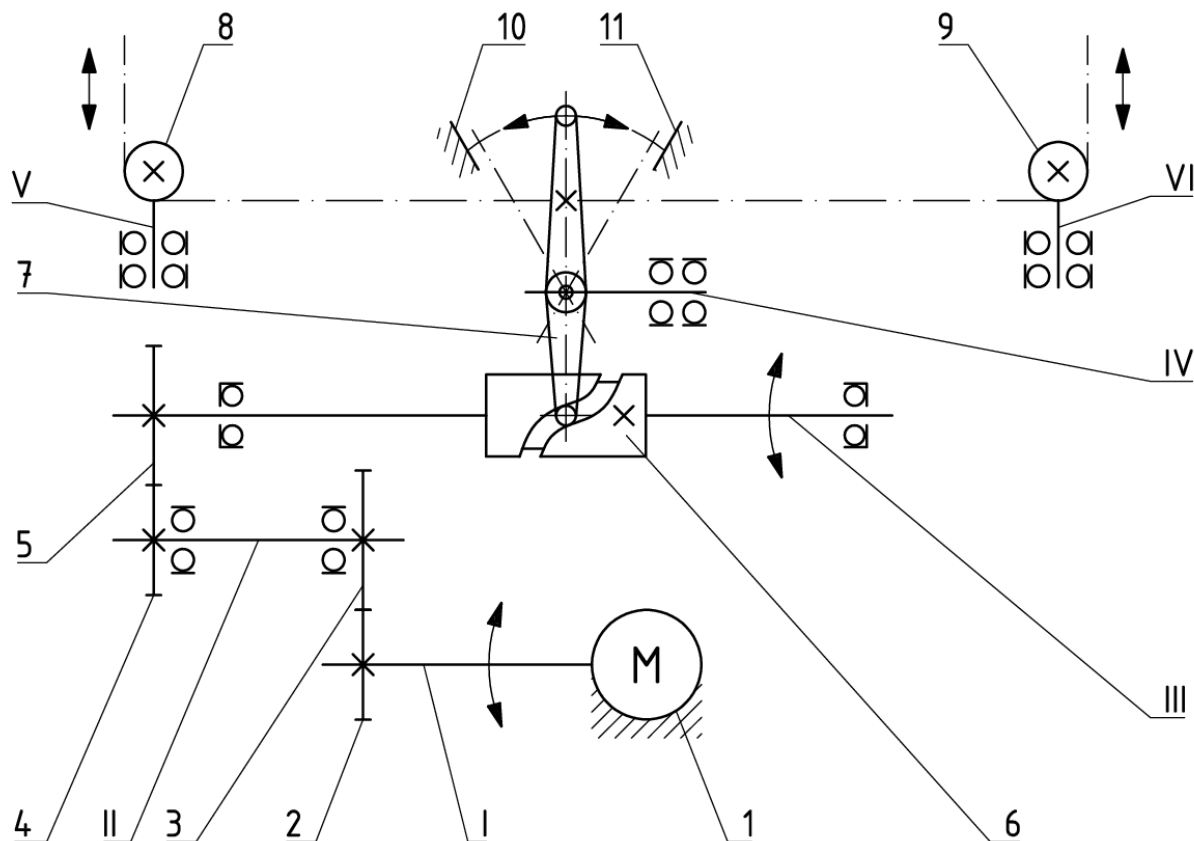
Вариант № 6.

Стернова машинка з кулько-гвинтовою передачею



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Тягове зусилля на виході стернової машинки, Н	>20	>15	>25
Переміщення каретки, +/- мм	20	25	30
Час переміщення каретки, с	< 1	< 2	<2
Точність переміщення каретки, +/- мм	0,25	0,25	0,25
Тип двигуна	ДПМ	ДПМ	ДПМ
Тип обмежувачів переміщення каретки - електромагнітні			

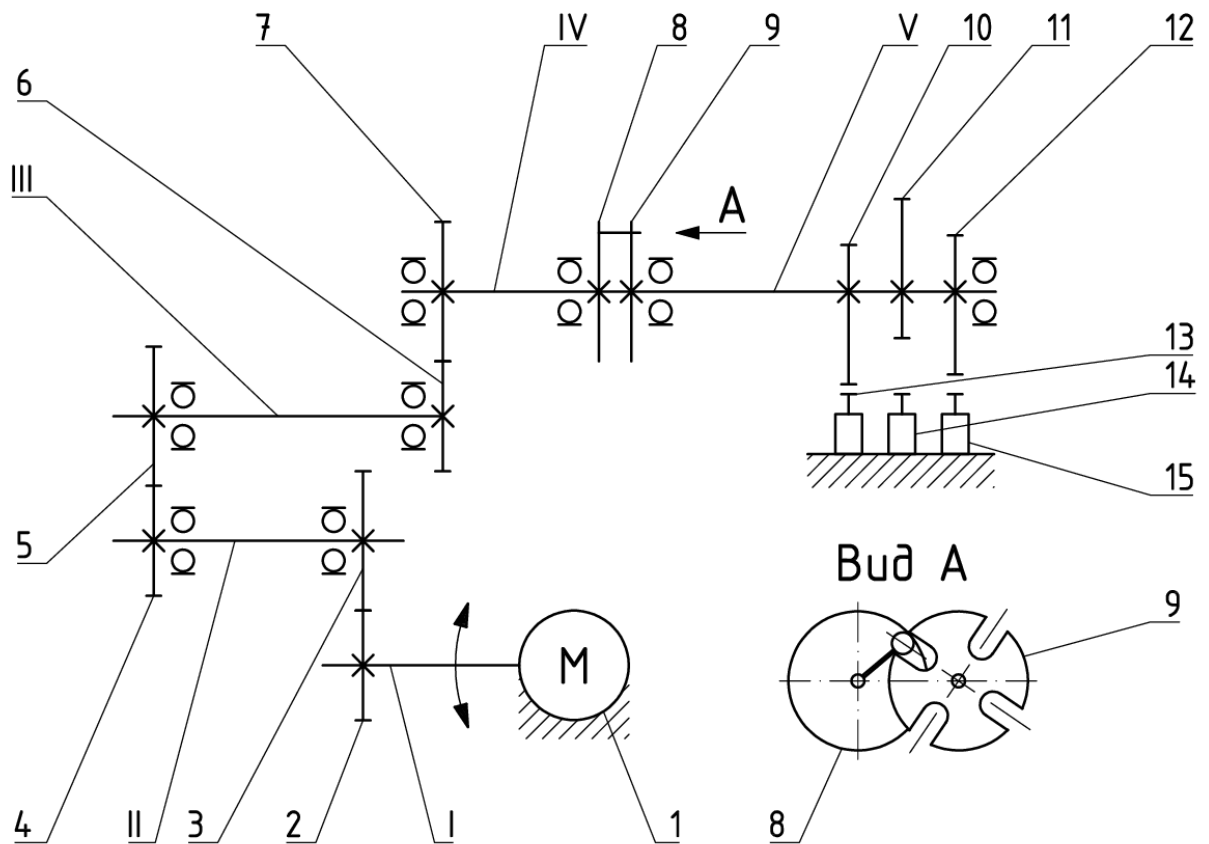
Вариант № 7.
Стернова машинка малорозмірних літальних апаратів



Вихідні дані	Вар.1	Вар.2	Вар.3
Тягове зусилля на виході стернової машинки, Н	>20	>15	>25
Переміщення каретки, +/- мм	20	25	30
Час переміщення каретки, с	< 1	< 2	<2
Точність переміщення каретки, +/- мм	0,25	0,25	0,25
Тип двигуна	ДПМ	ДПМ	ДПМ
Тип обмежувачів переміщення каретки - електромагнітні			

Вариант № 8.

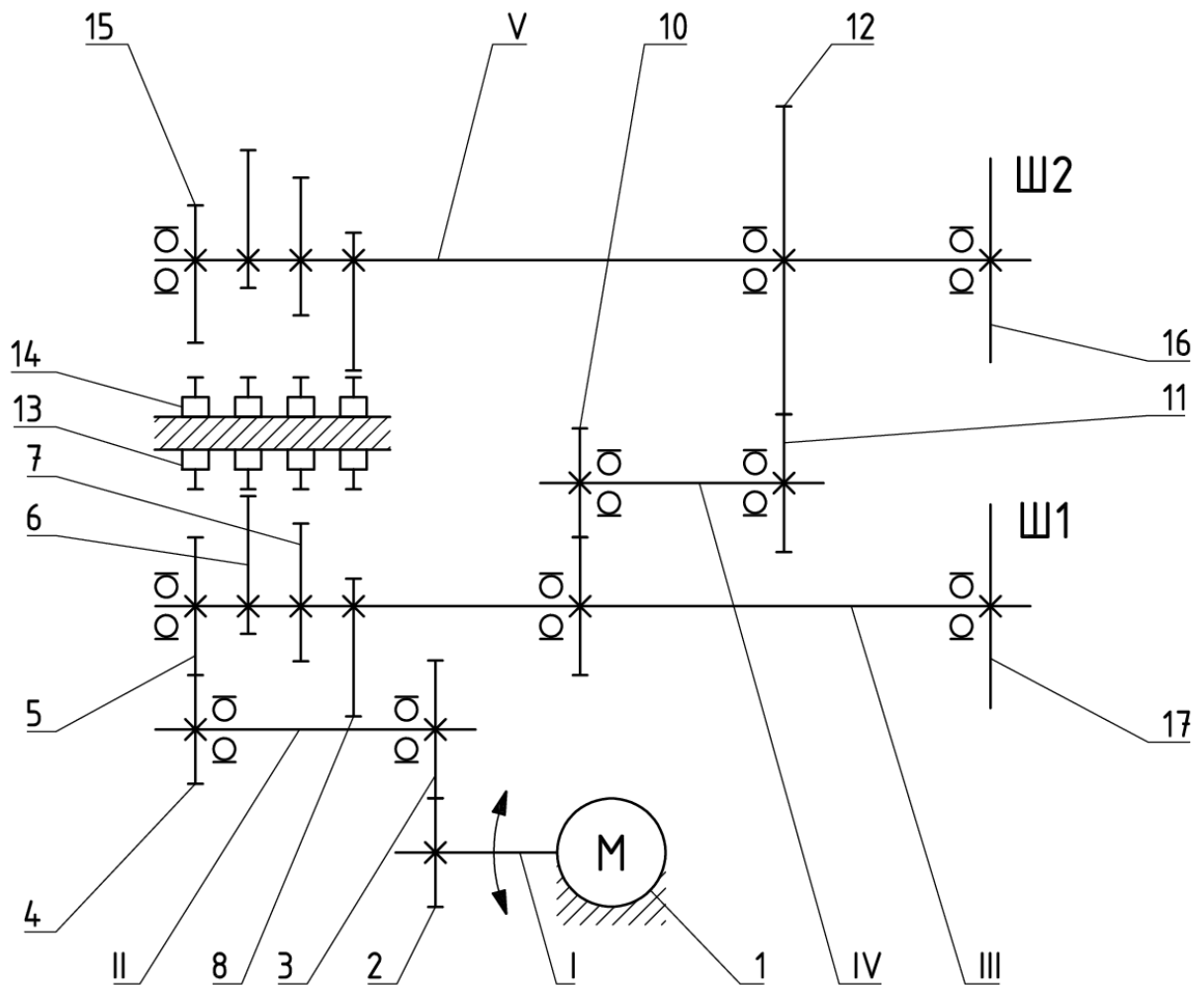
Механізм перемикача автоматизованої системи



Вихідні дані	Вар.8.1	Вар.8.2	Вар.8.3
Період циклу T , с	10	12	15
Кількість кулачків	4	6	8
Момент на валу кулачків $M_{ст}$, Нм	0,5	0,6	1,0
Тип електродвигуна	УАД	ДПМ	УАД
Тип опор - підшипники	ковзання	кочення	кочення
Корпус збірний на установочних колонках			

Вариант № 9.

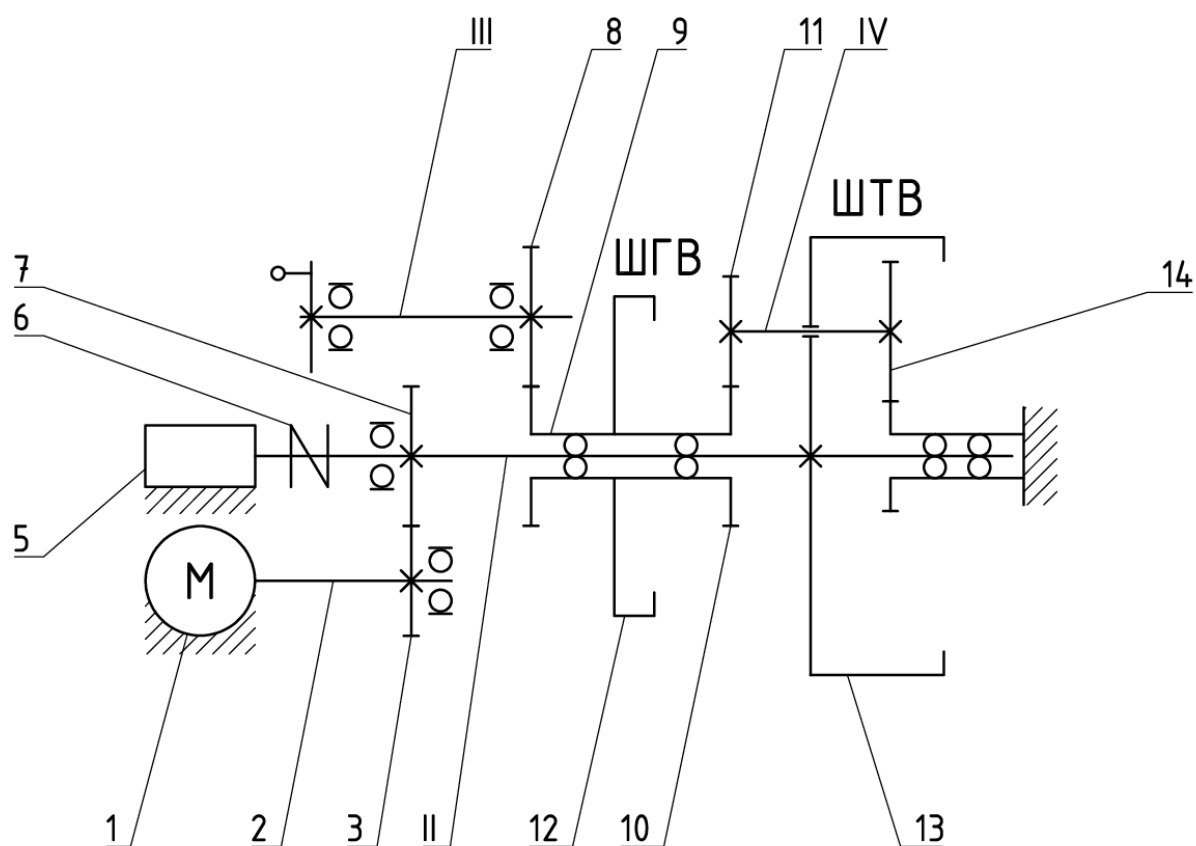
Механізм програмного керування



Вихідні дані	Вар.9.1	Вар.9.2	Вар.9.3
Період обертання шкали Ш1, T_3 , с	4	5	6
Період обертання шкали Ш2, T_5 , с	80	120	150
Число поділок шкали $N_3 = 10T_3$, в.о.	40	50	60
Число поділок шкали $N_5 = 3T_5$, в.о.	240	360	450
Число кулачков	6	4	6
Число кулачков	4	6	4
Момент на валу 3, Нмм	20	30	40
Момент на валу 5, Нмм	20	30	40
Тип електродвигуна	УАД	ДПМ	УАД

Варіант № 10.

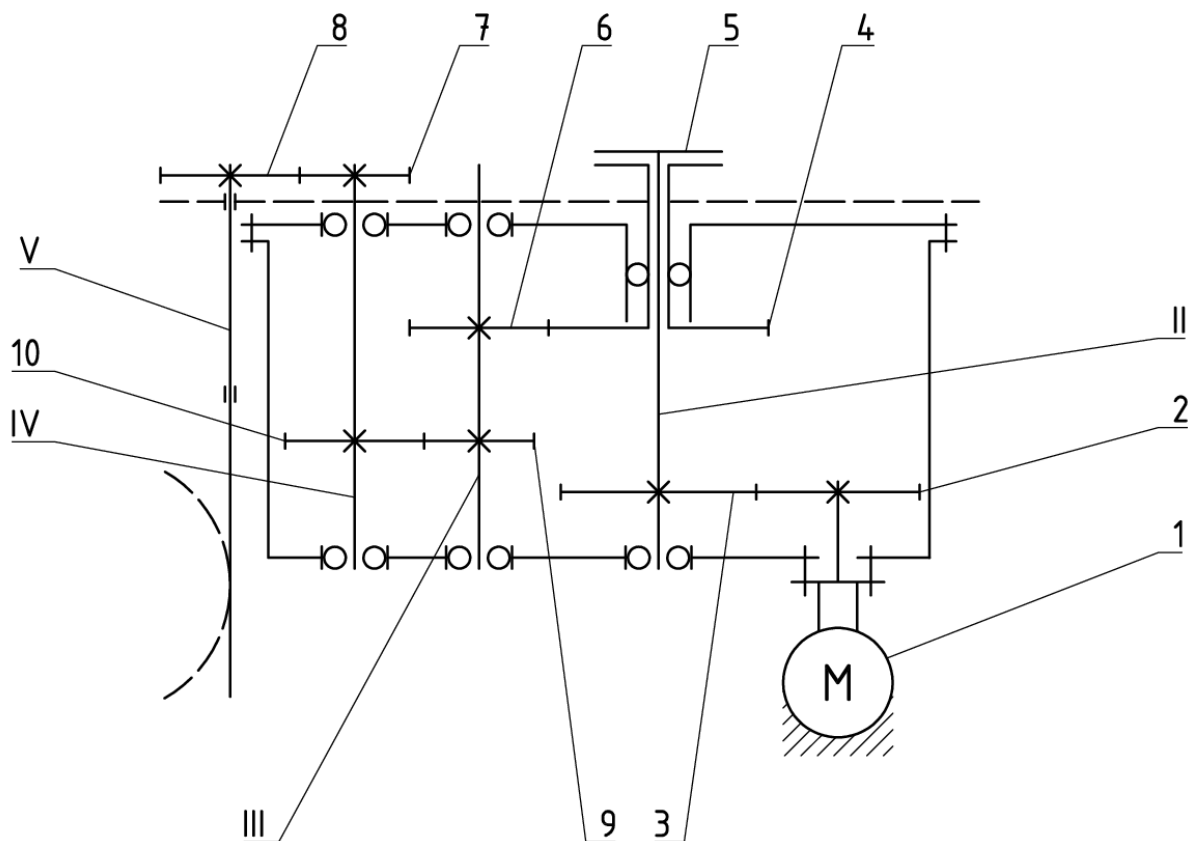
Двошкальний механізм потенціометричної слідкуючої системи



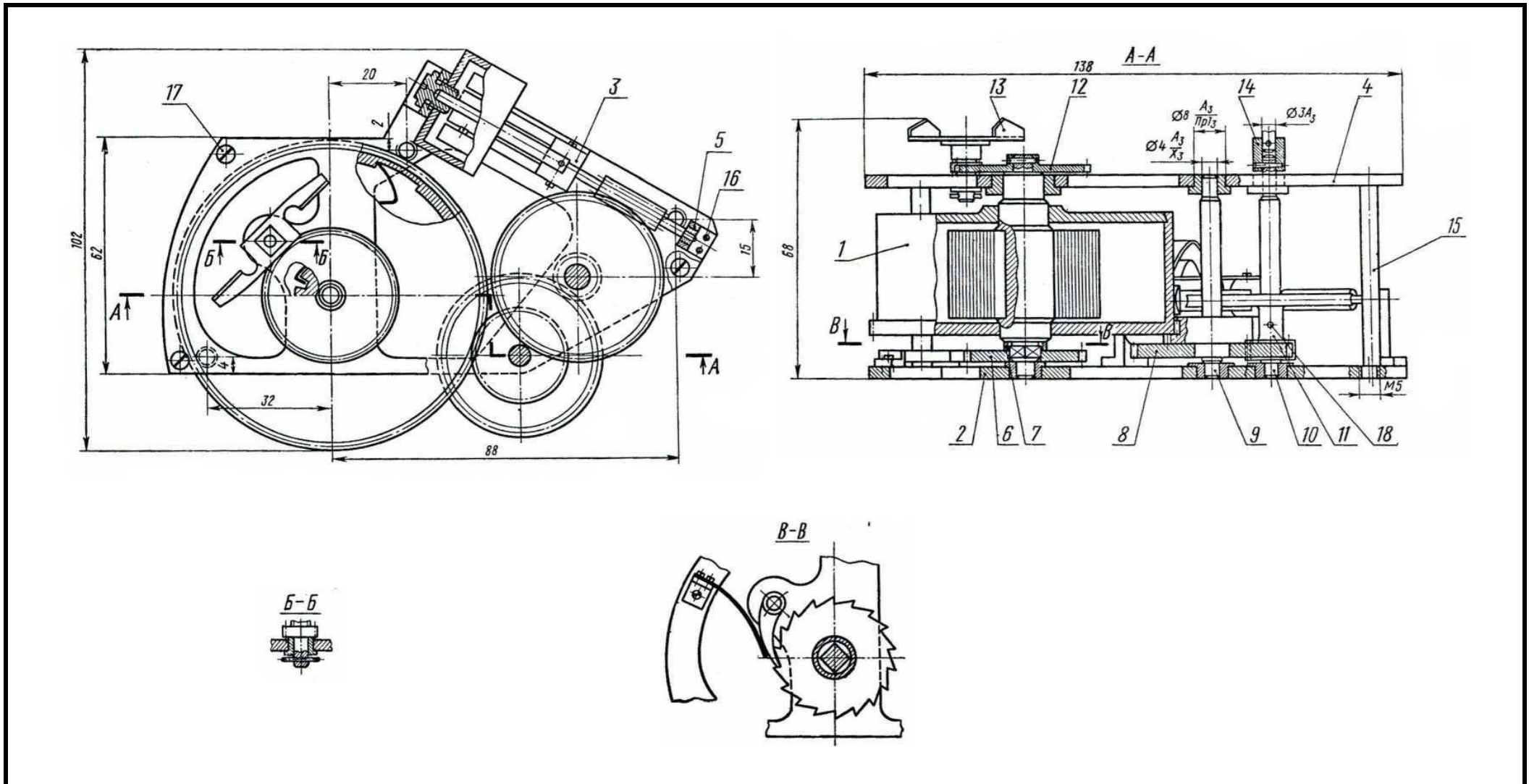
Вихідні дані	Вар.10.1	Вар.10.2	Вар.10.3
Період циклу, Т, с	10	12	15
Кількість кулачків	4	6	8
Момент на велике кулачків, Мст, Нм	0,6	0,3	0,2
Тип опор - підшипники	кочення	кочення	кочення
Конструкція корпусу	Збірна одно платна	Збірна двох платна	Збірна двох платна
Тип двигуна	УАД	ДПМ	ДПМ

Вариант № 11.

Механізм приводу антени по азимуту



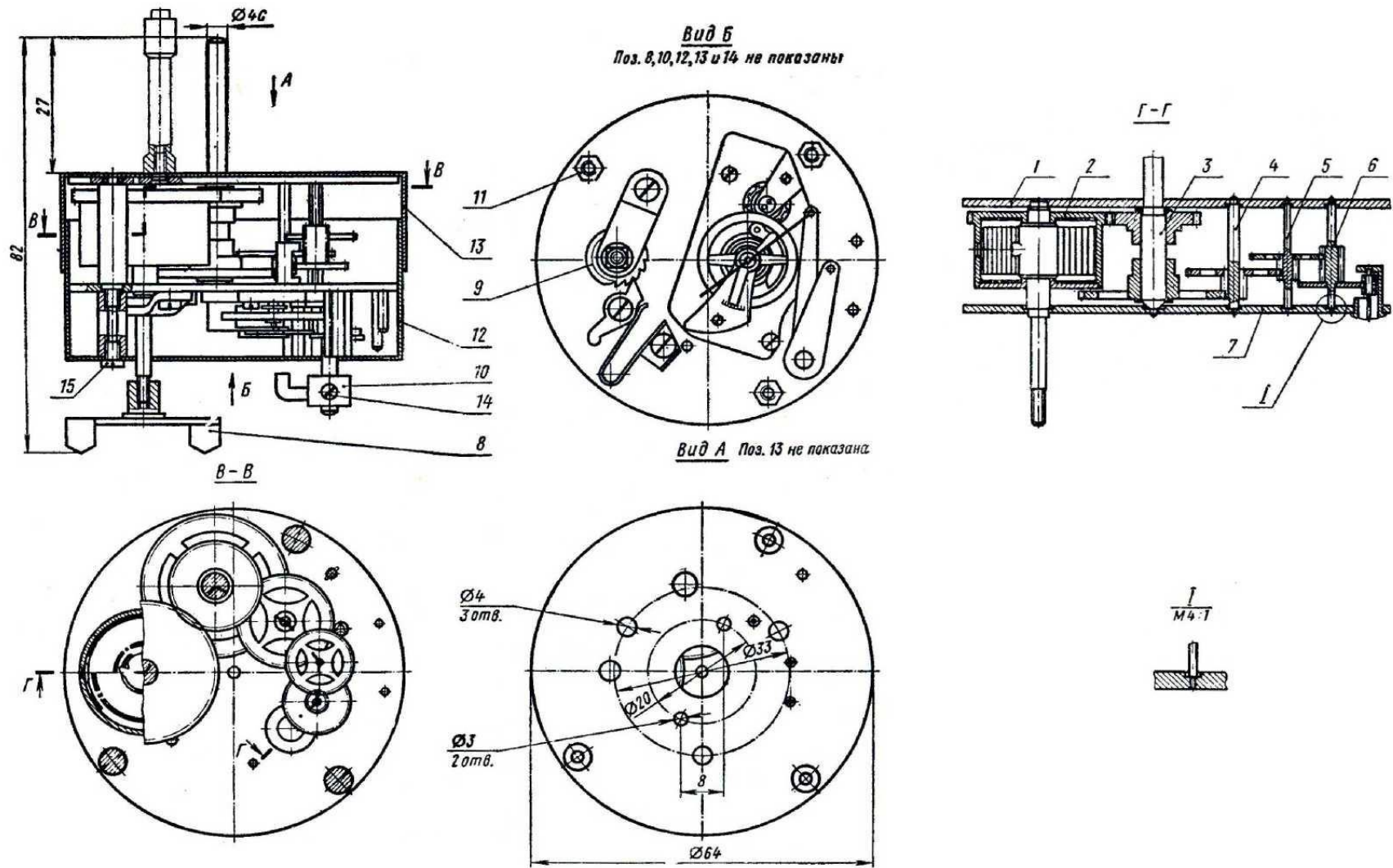
Вихідні дані	Вар.11.1	Вар.11.2	Вар.11.3
Кут секторного огляду по азимуту, град	60	90	120
Кутова швидкість обертання антени, град / с	70	80	90
Час реверсу (здійснюється двигуном), с	0,07	0,1	0,3
Приведений до валу антени момент інерції системи, кг м ²	0,1	0,07	0,05
Статичний момент спротиву на валу антени (V), Нм	1.3	1,2	1,0
Живлення двигуна, В	=27	=27	=27



Привод пружинний:

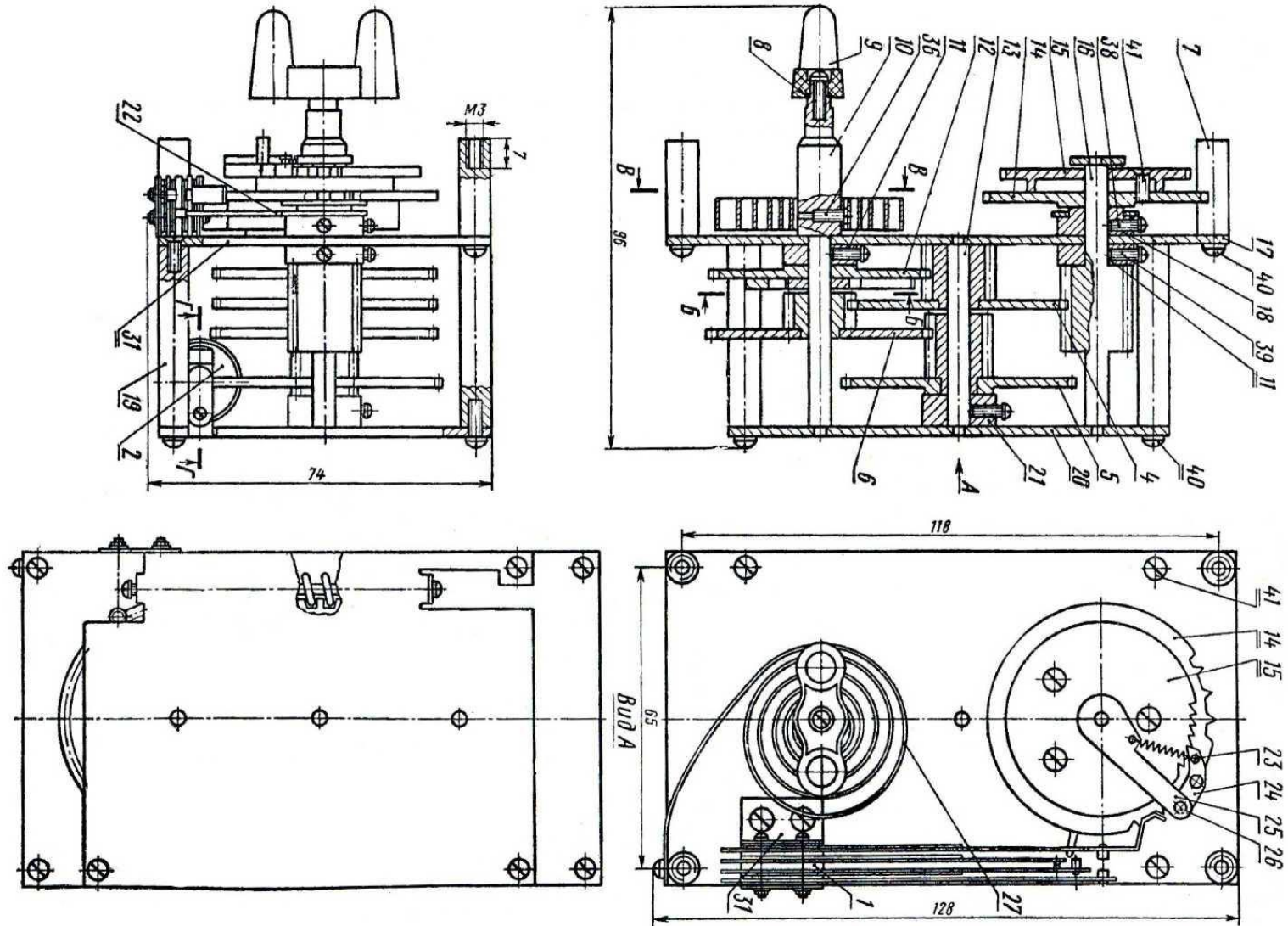
1-Двигун пружинний, 2-Плата нижня, 3-Регулятор з опорою, 4-Плата верхня, 5-Стійка, 6-Колесо храпове, 7-Шайба, 8-Колесо зубчасте, 9-Триб-валик, 10-Валик, 11-Блок коліс, 12-Колесо зубчасте, 13-Ключ, 14-Напівмуфта, 15-Стійка

Лист 1



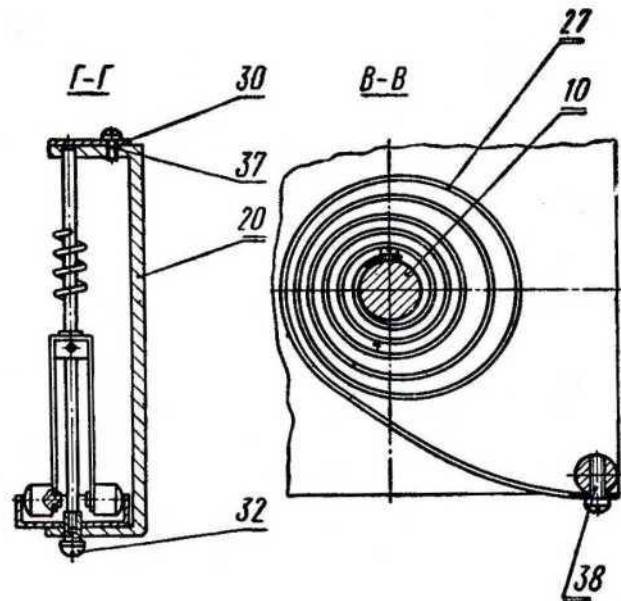
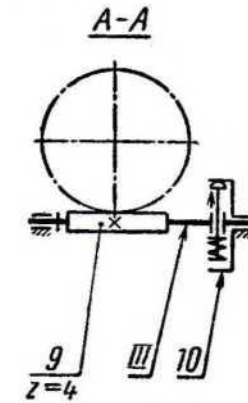
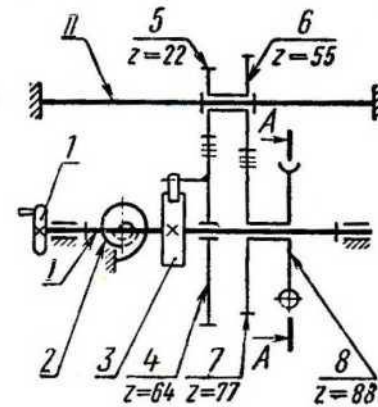
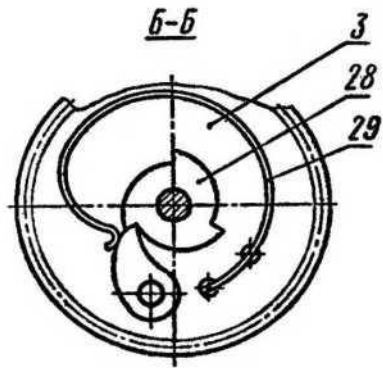
Привод стрічкопротягувальний трьохшвидкісний

1-Плата верхня, 2-Двигун пружинний, 3-Вісь вихідна, 4-Вісь проміжна, 5-Вісь проміжна, 6-Вісь проміжна, 7-Плата нижня, 8-Ручка заводна, 9-Колесо храпове, 10-Ручка гальма, 11-Стойка, 12-Кожух, 13-Кришка



Ключ селекторний викличний

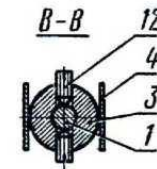
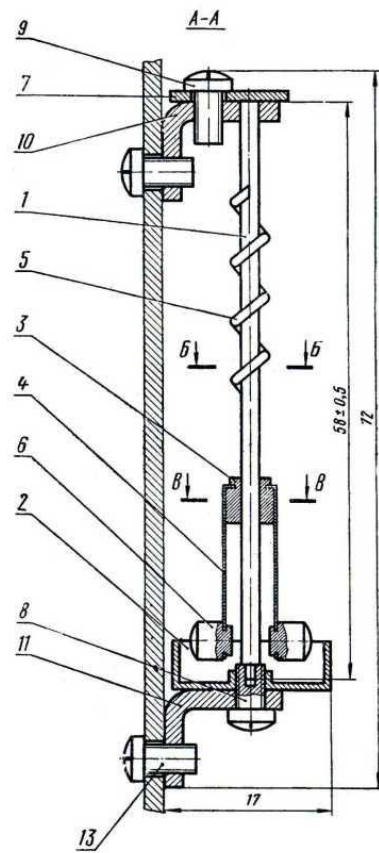
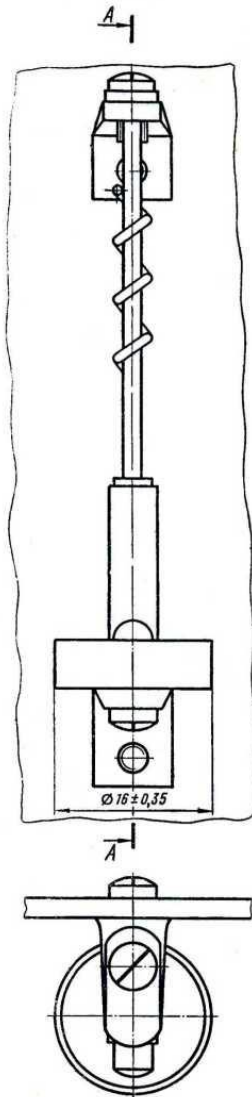
1-Група імпульсна, 2-Регулятор відцентровий, 3-Колесо із заціпкою, 4-Блок коліс, 5-Блок коліс, 6-Блок коліс, 7-Колонка, 8-Підкладка, 9-Ручка, 10-Вал, 11-Кільце обмежувальне, 12-Колесо, 13-Вал, 14-Диск кодовий, 15-Колесо храпове, 16-Триб, 17-Стінка передня, 18-Кільце обмежувальне, 19-Колонка,



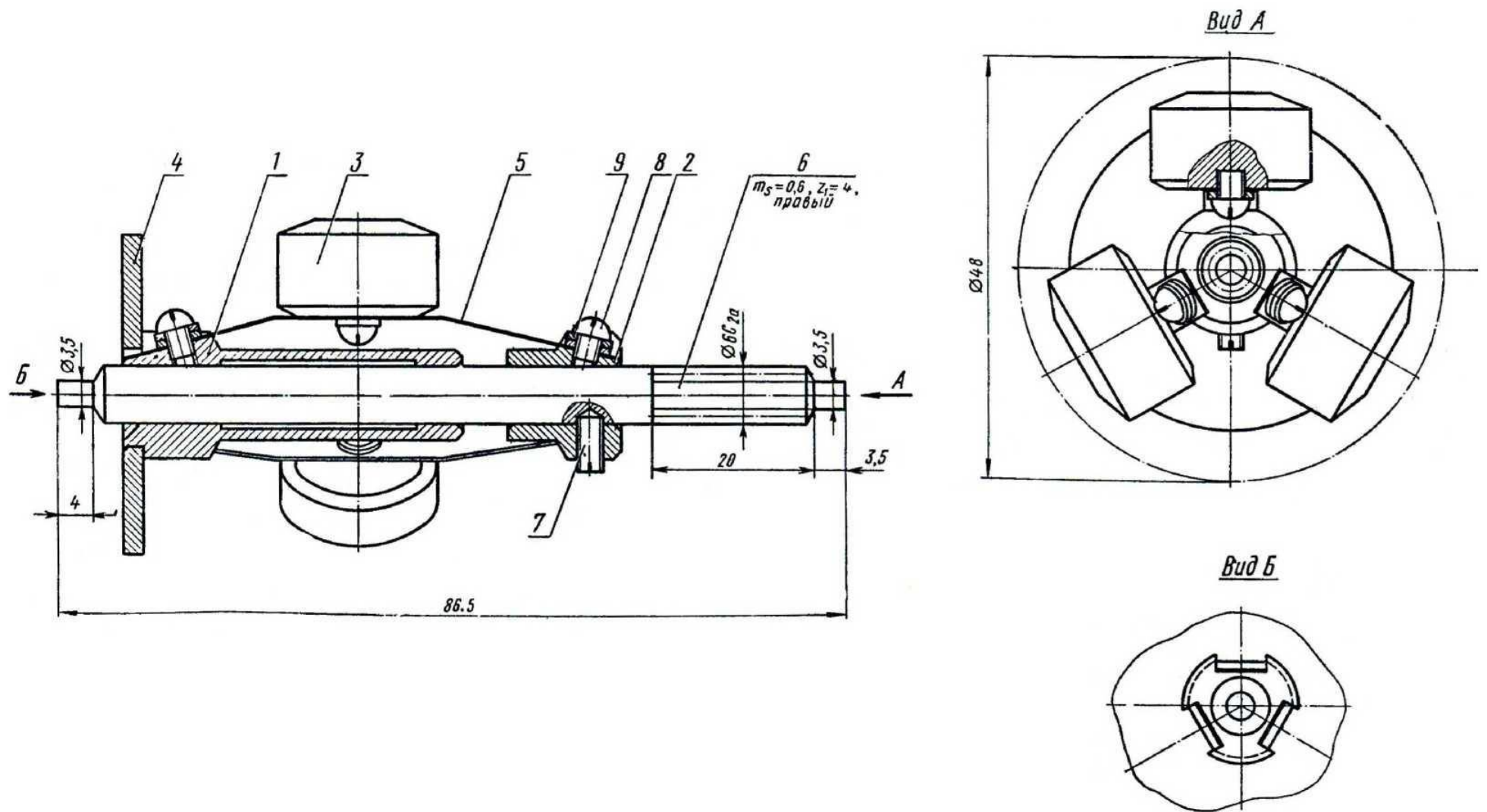
Ключ селекторний викличний
Схема кінематична

Ключ селекторний викличної (закінчення):

20-Стінка задня, 21-Кільце обмежувальне, 22-Стрілка, 23-Пружина, 24-Защіпка, 25-Важіль, 26-Вісь, 27-Пружина, 28-Колесо храпове, 29-Пружина, 30-Пластинка, 31-Куточок, 32-Опора



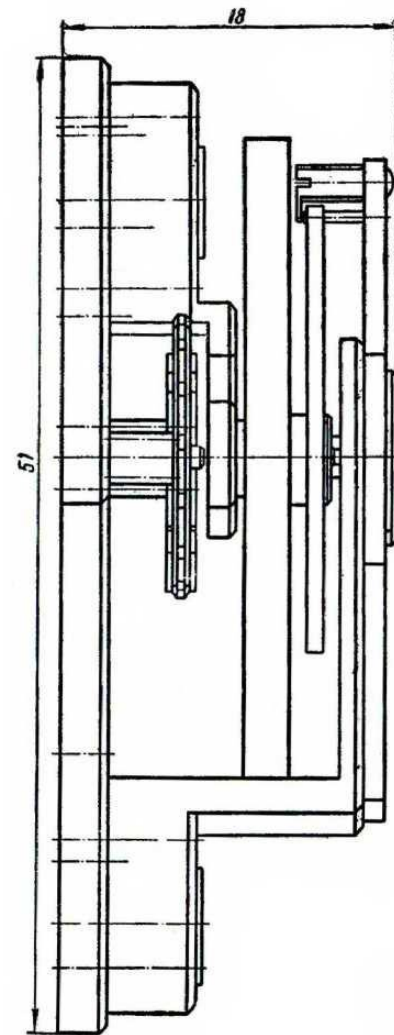
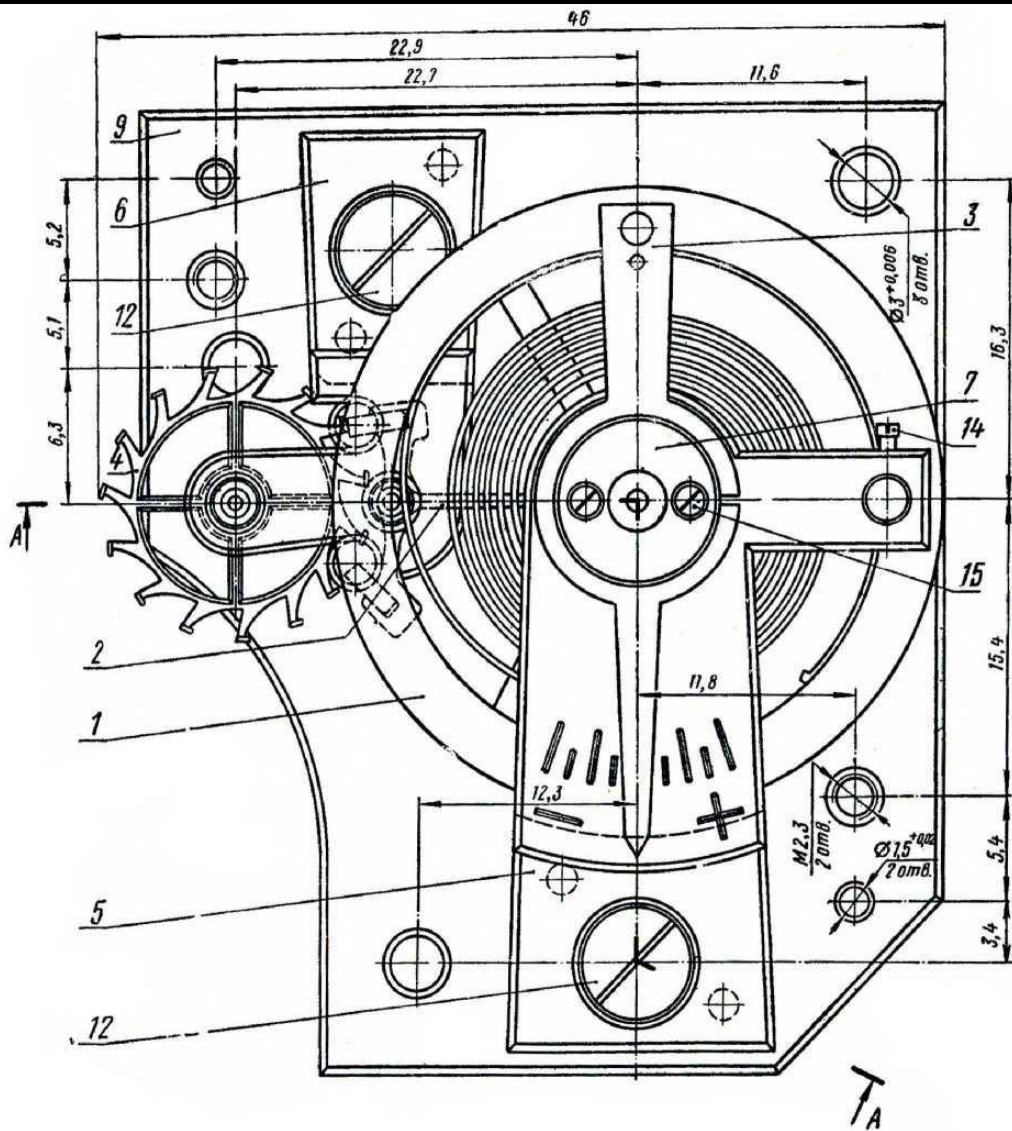
Регулятор гальмовий радіальний



Привод пружинний:

1-Двигун пружинний, 2-Плата нижня, 3-Регулятор з опорою, 4-Плата верхня, 5-Стійка, 6-Колесо храпове, 7-Шайба, 8-Колесо зубчасте, 9-Триб-валик, 10-Валик, 11-Блок коліс, 12-Колесо зубчасте, 13-Ключ, 14-Напівмуфта, 15-Стійка

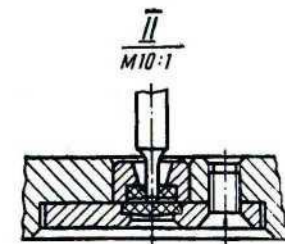
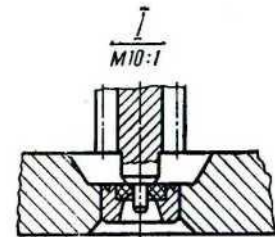
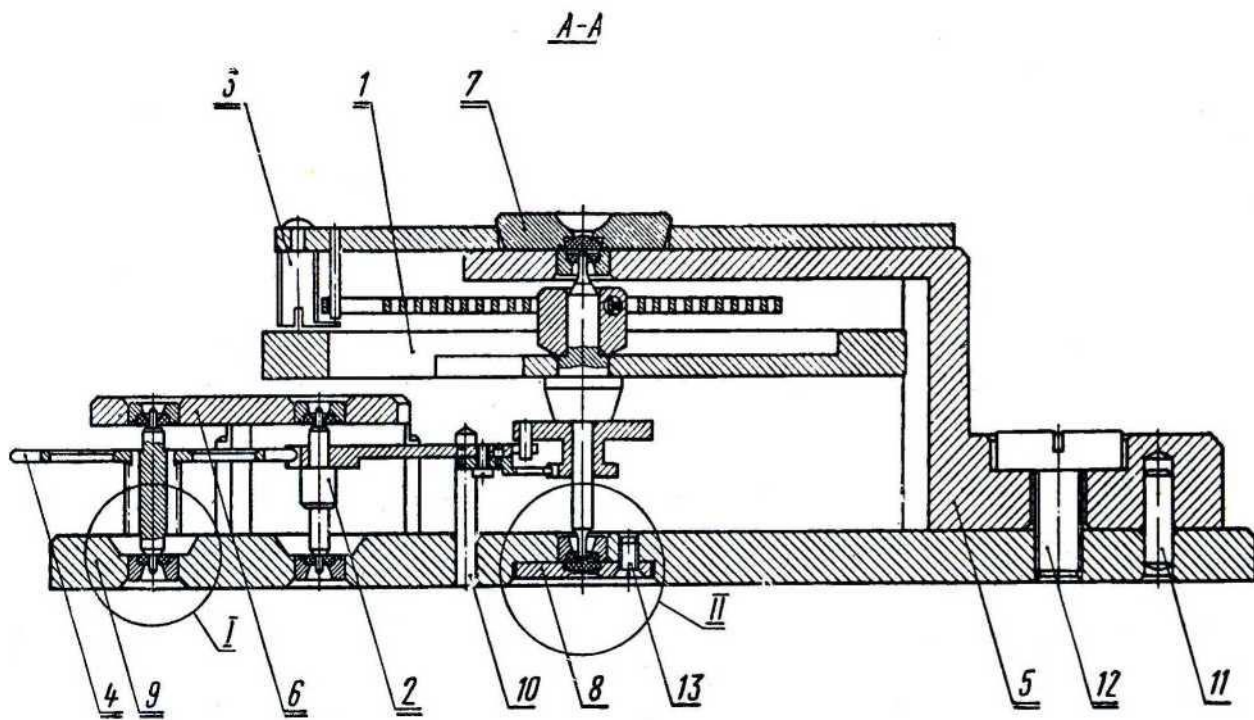
Лист 6



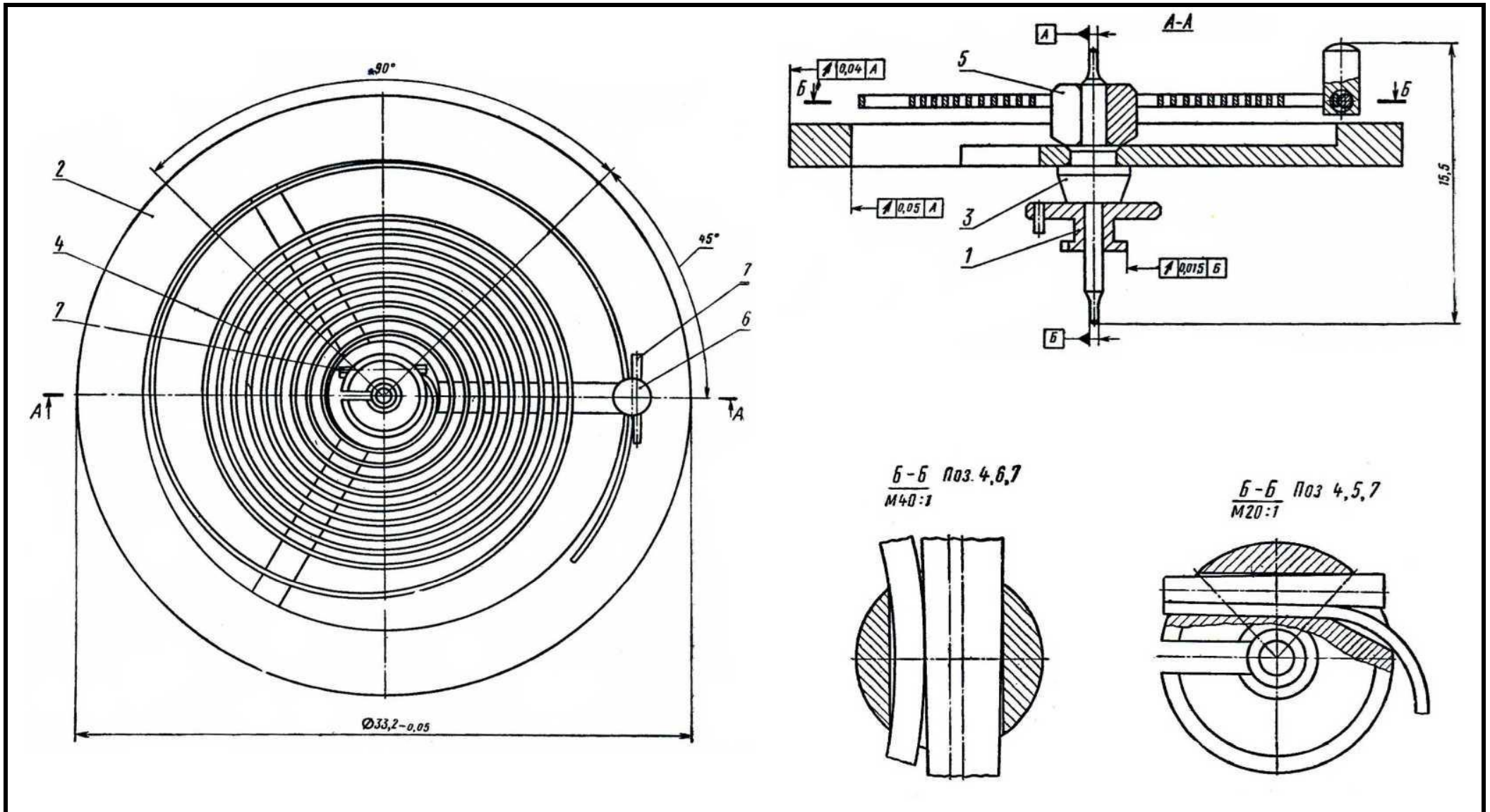
Регулятор спусковий:

1 Баланс, 2 Вилка, 3 Градусник, 4 Колесо анкерне, 5 Міст балансовий, 6 Міст ходовий, 7 Накладка верхня, 8 Накладка нижня, 9 Пластина, 10 Штифт обмежувальний, 11 Штифт мостовий, 12 Гвинт 2,5

Лист 7



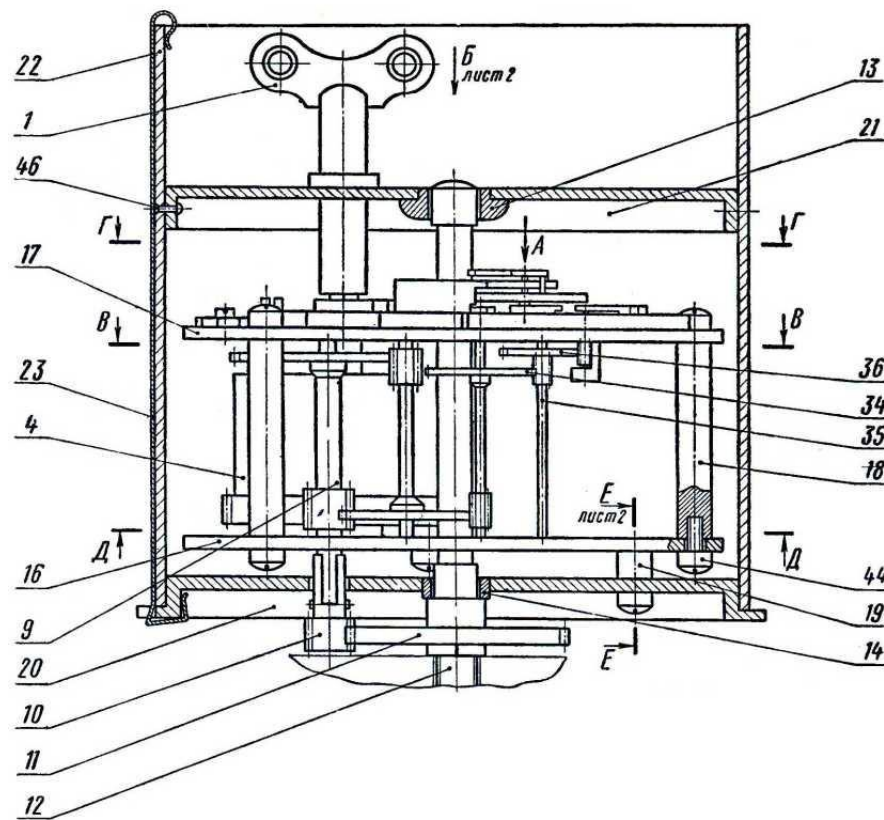
Регулятор спусковий (закінчення)



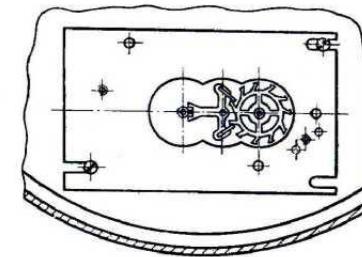
Баланс:

1-Ролик подвійний, 2-Колесо балансове, 3-Вісь, 4-Волосок, 5-Втулка, 6-Колонка, 7-Штифт

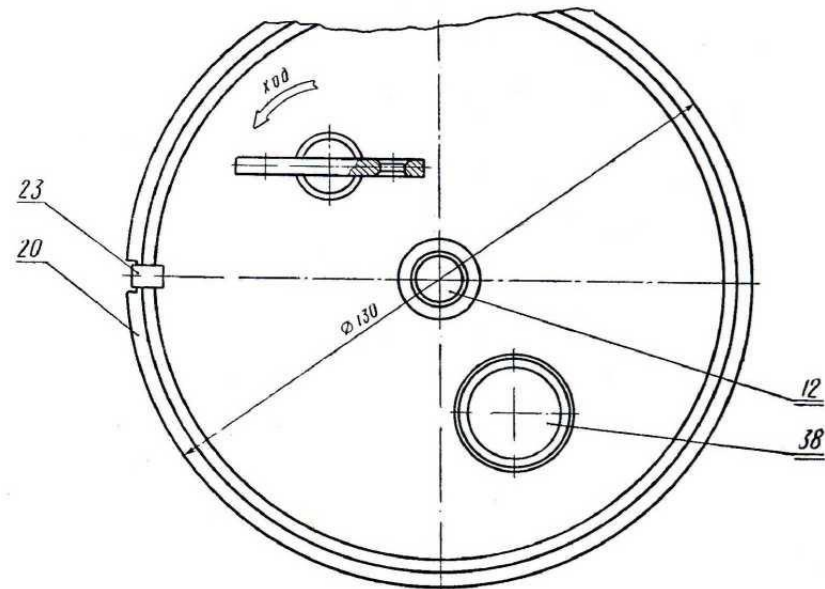
Лист 9



Вид А повернуто
Детали над платой регулятора не показаны



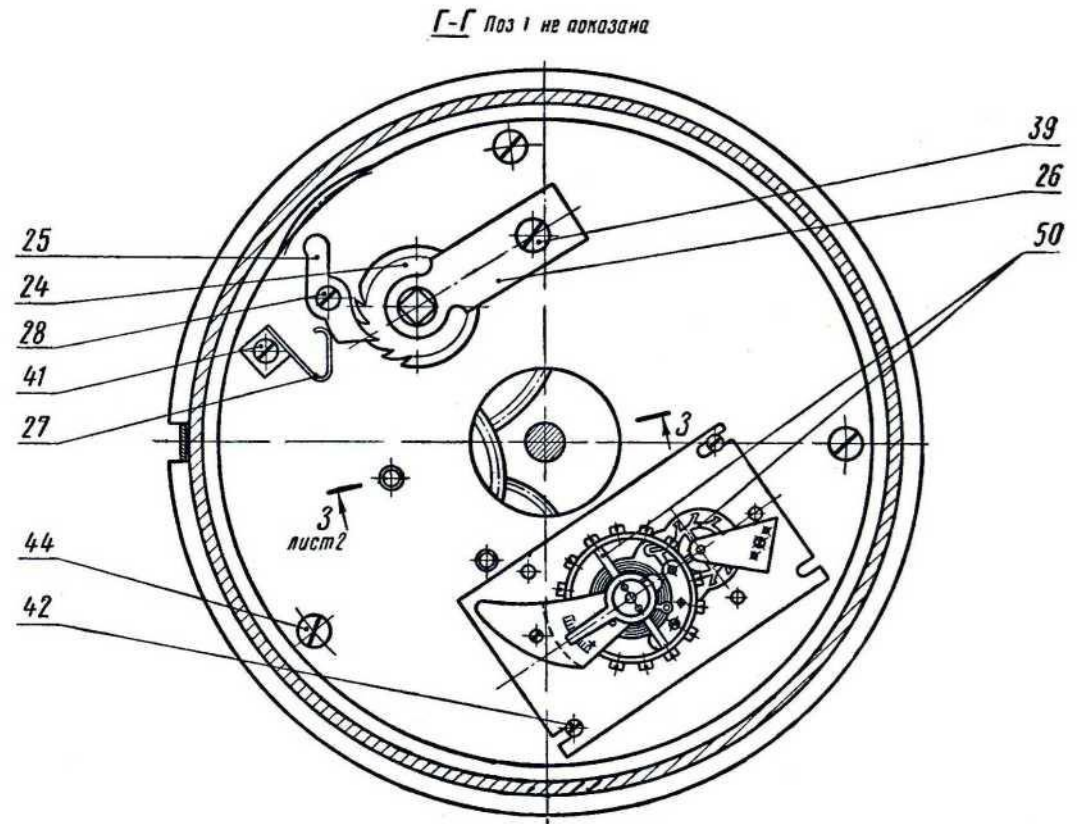
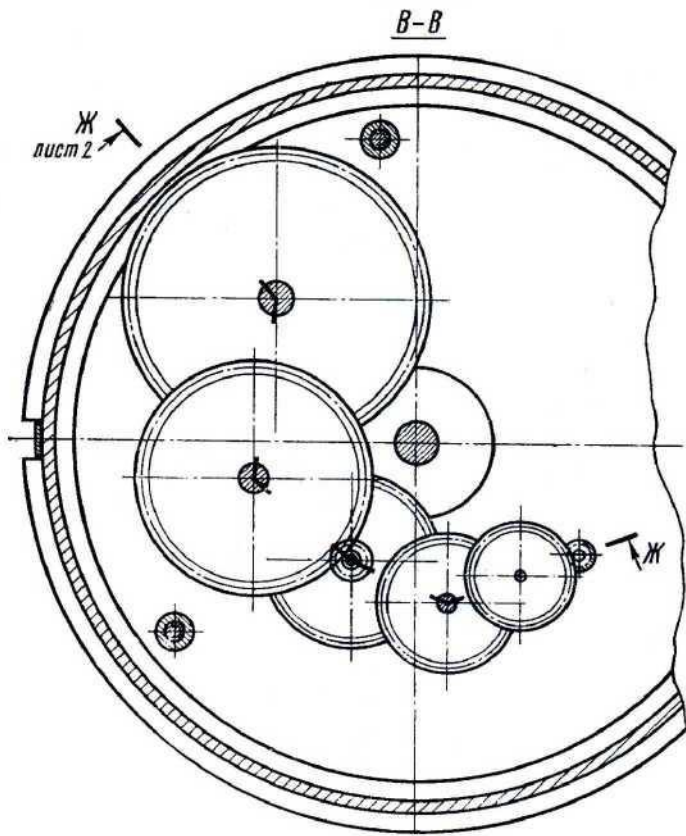
Вид Б лист 1



Барaban стрічкопротягувальний:

1 Ключ, 2 Валик барабана, 3 Пружина заводна, 4 Барабан, 5 Штифт, 6 Колесо зубчасте, 7 Втулка, 8 Триб, 9 Валик робітник, 10 Триб змінний, 11 Колесо змінне, 12 Вісь центральна, 13 Втулка, 14 Втулка, 15 Шайба, 16 Плата нижня, 17 Плата верхня, 18 Колонка, 19 Втулка, 20 Днище нижнє,

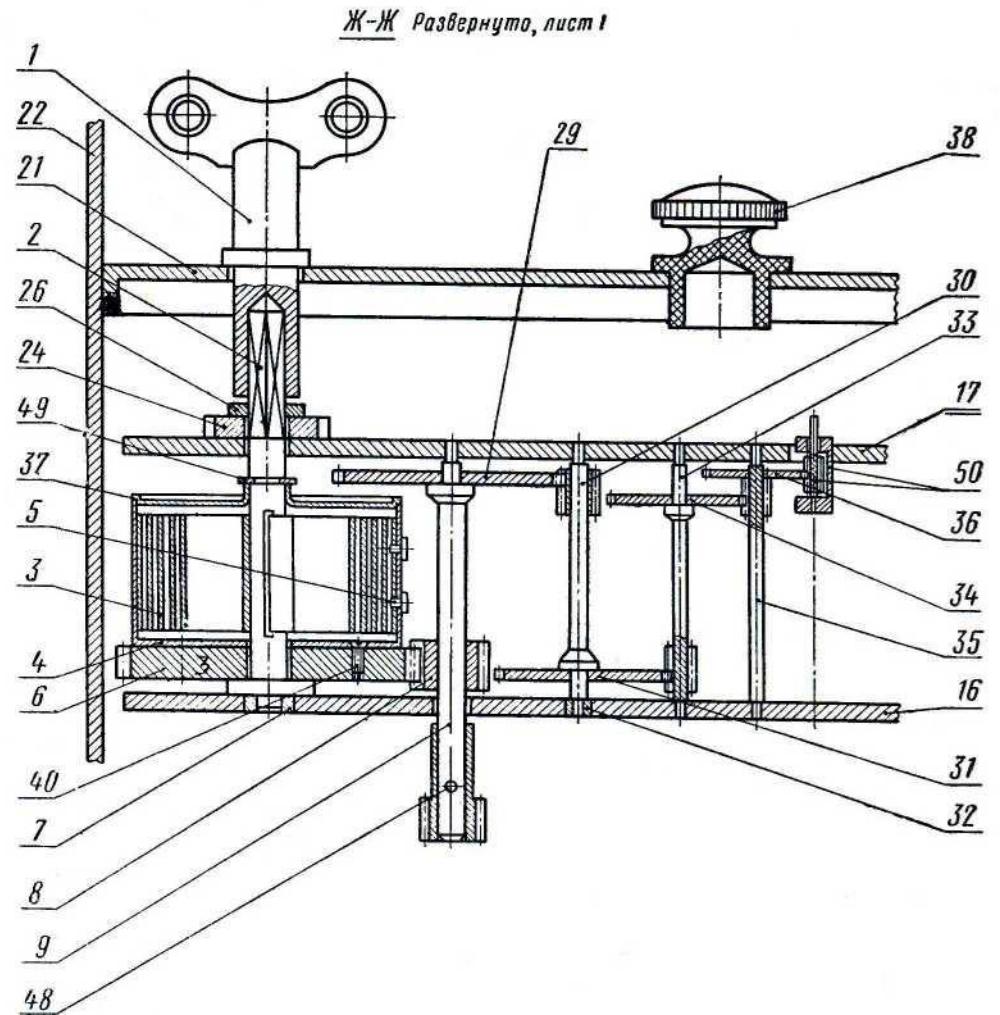
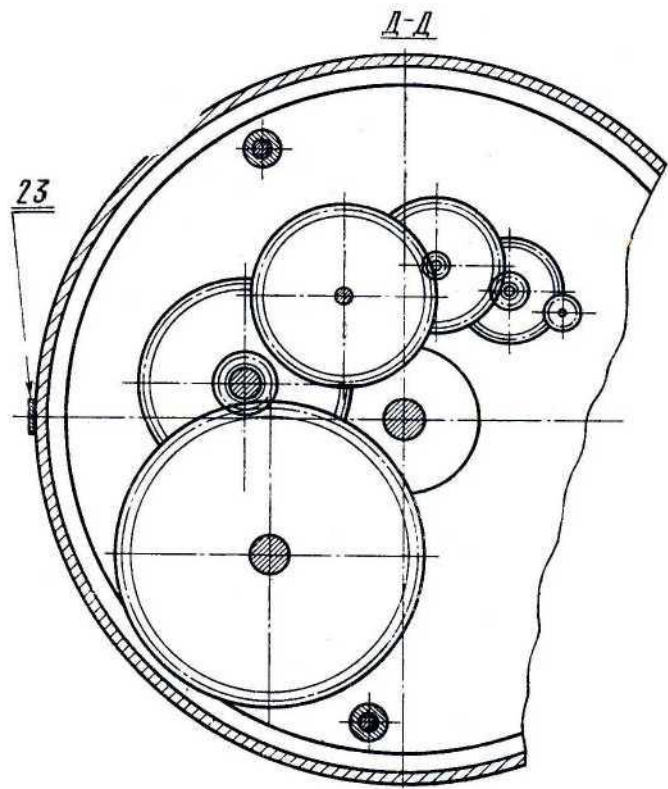
Лист 10



Барабан стрічкопротягувальний (продовження):

21 Днище верхнє, 22 Циліндр, 23 Тримач стрічки, 24 Колесо храпове, 25 Защіпка, 26 Накладка, 27 Пружина, 28 Вісь защіпки, 29 Колесо зубчасте, 30 Валик-триб, 31 Колесо зубчасте, 32 Втулка, 33 Валик-триб, 34 Колесо зубчасте, 35 Валик-триб, 36 Колесо зубчасте, 37 Кришка барабана,

Лист 11

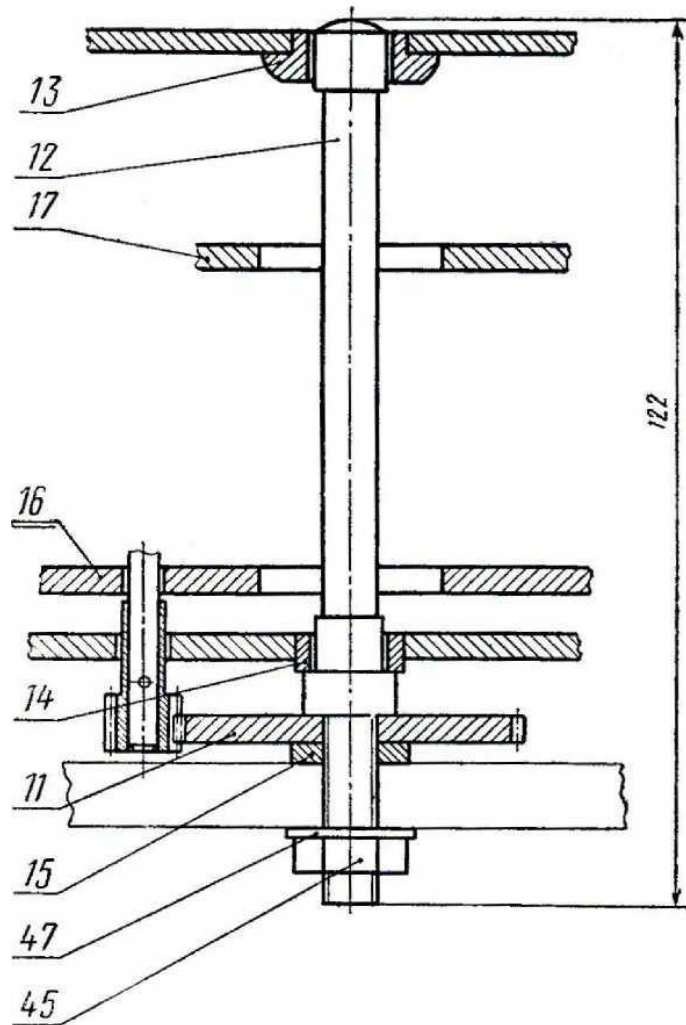


38-Пробка

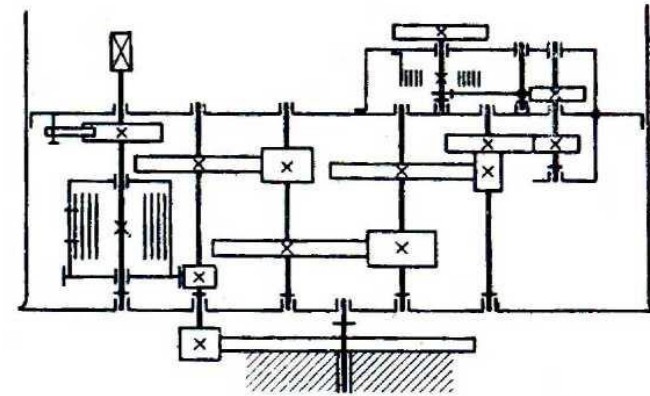
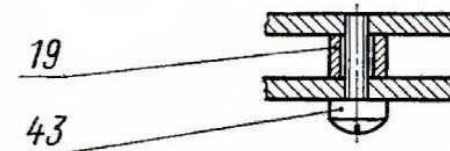
Барaban стрічкопротягувальний (продовження):

Лист 12

3-3 Лист 1



E-E повернуто, лист 1



Кінематична схема
приводного механізму

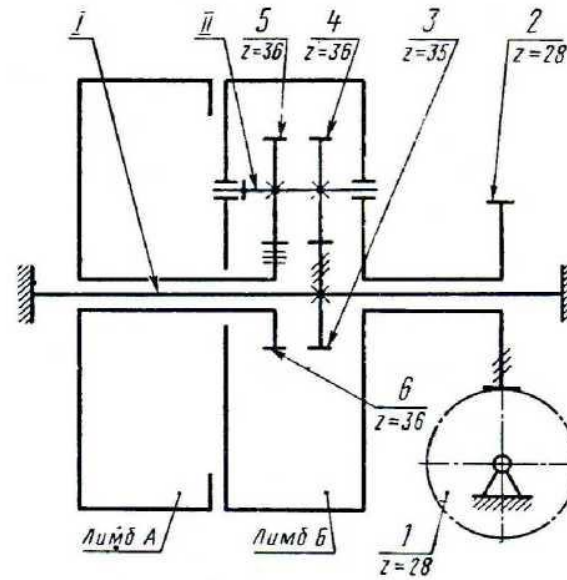
Барабан стрічкопротягувальний (закінчення)

Лист 13

Развертка поверхн. б



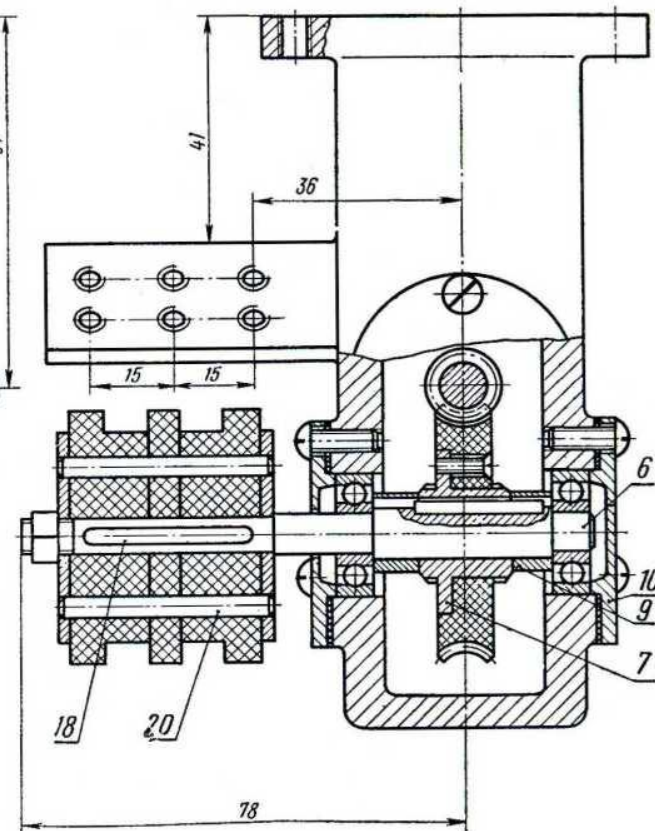
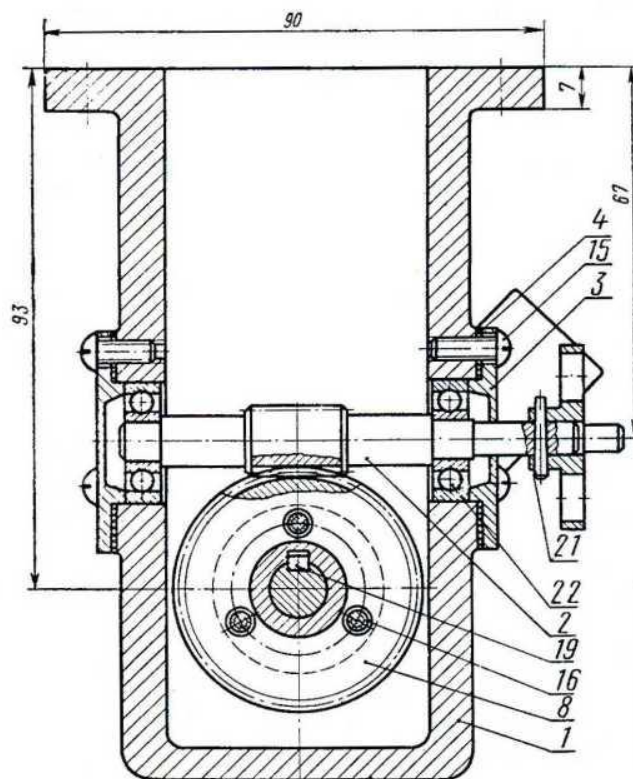
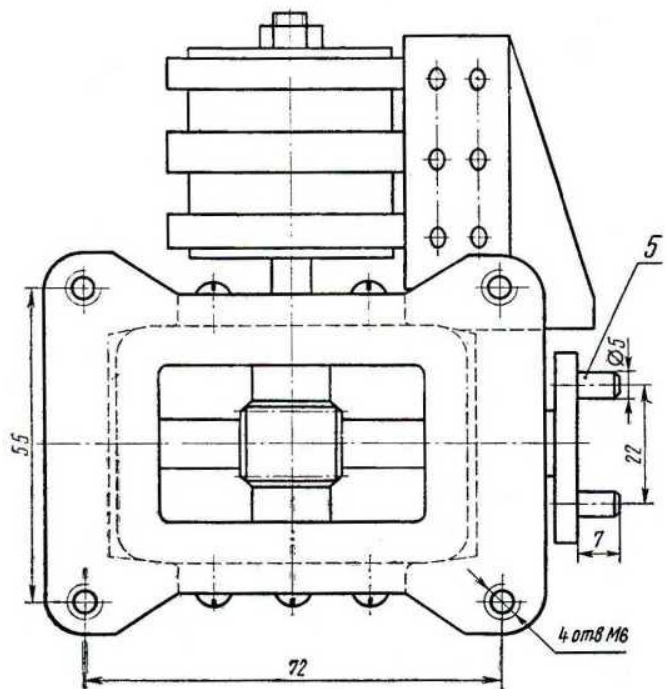
Развертка поверхн. А



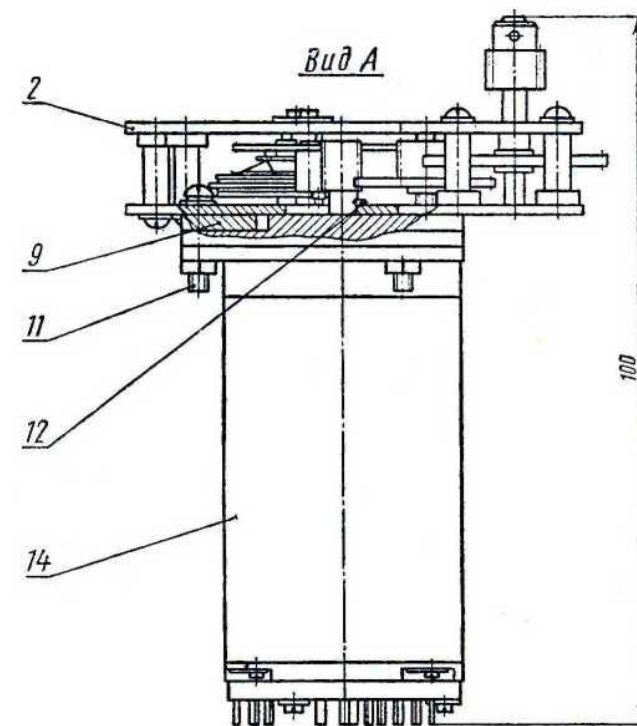
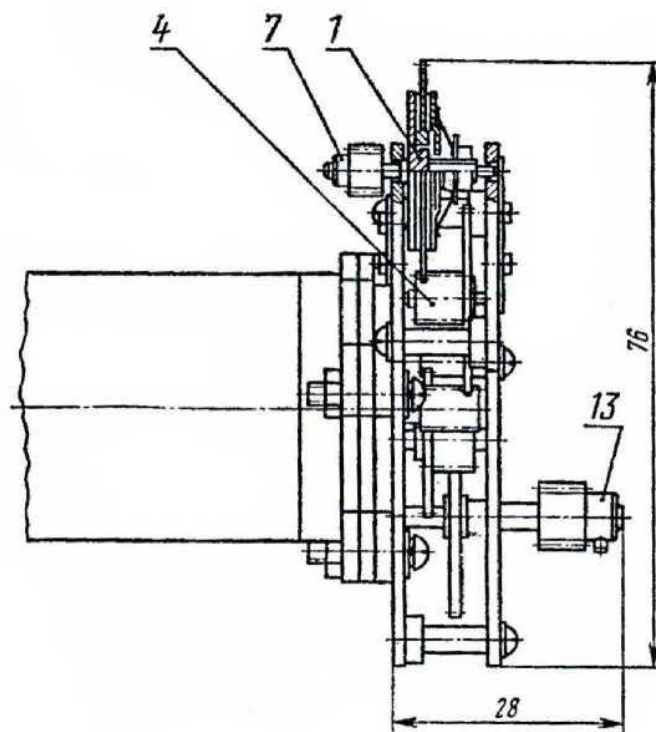
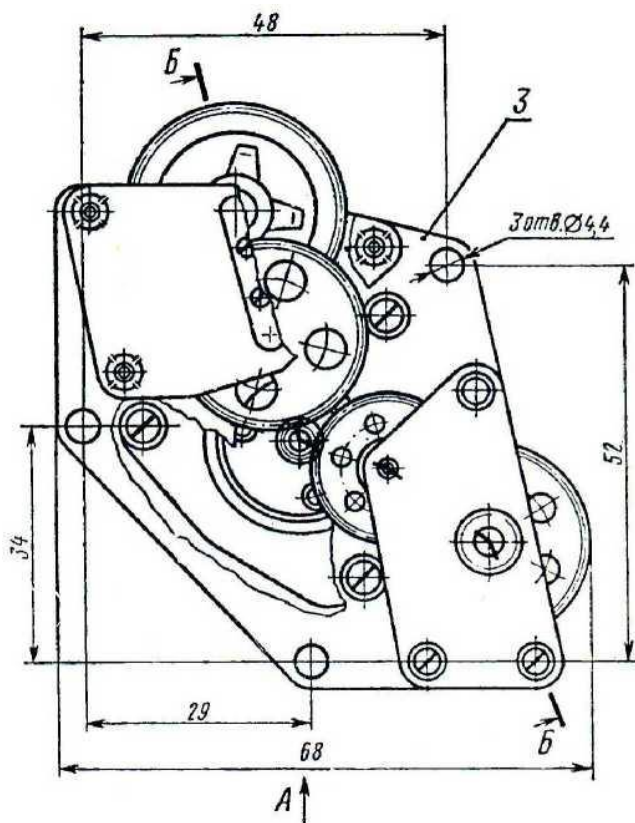
Механізм шкальний планетарний
Схема кінематична

Механізм шкальний планетарний (закінчення)

Лист 15



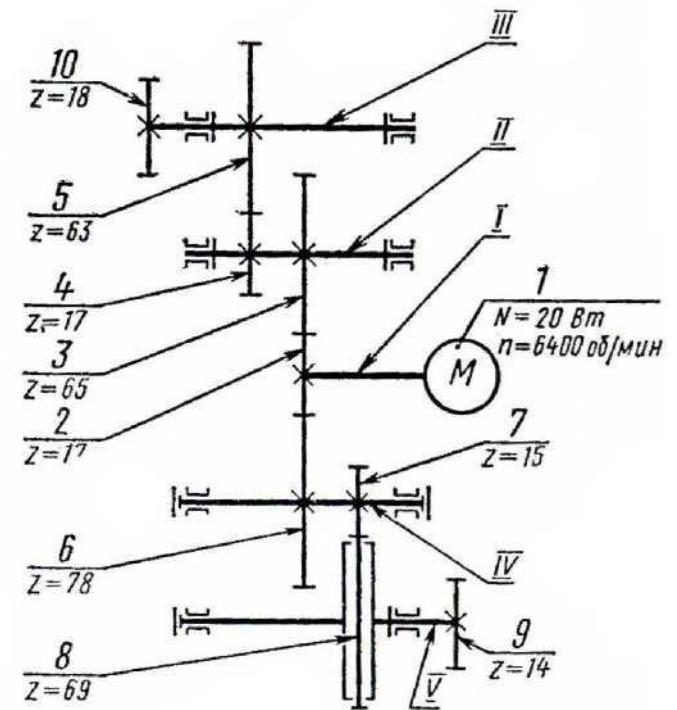
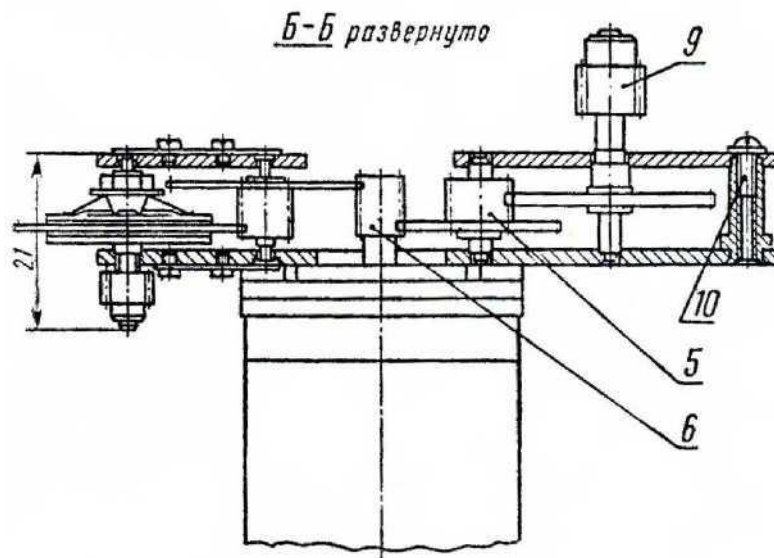
Редуктор черв'ячний



Електропривод із двома вихідними валами:

1-Муфта запобіжна, 2-Плата, 3-Плата, 4-Блок коліс, 5-Блок коліс, 6-Триб, 7-Триб, 8-Триб, 9-Прокладка

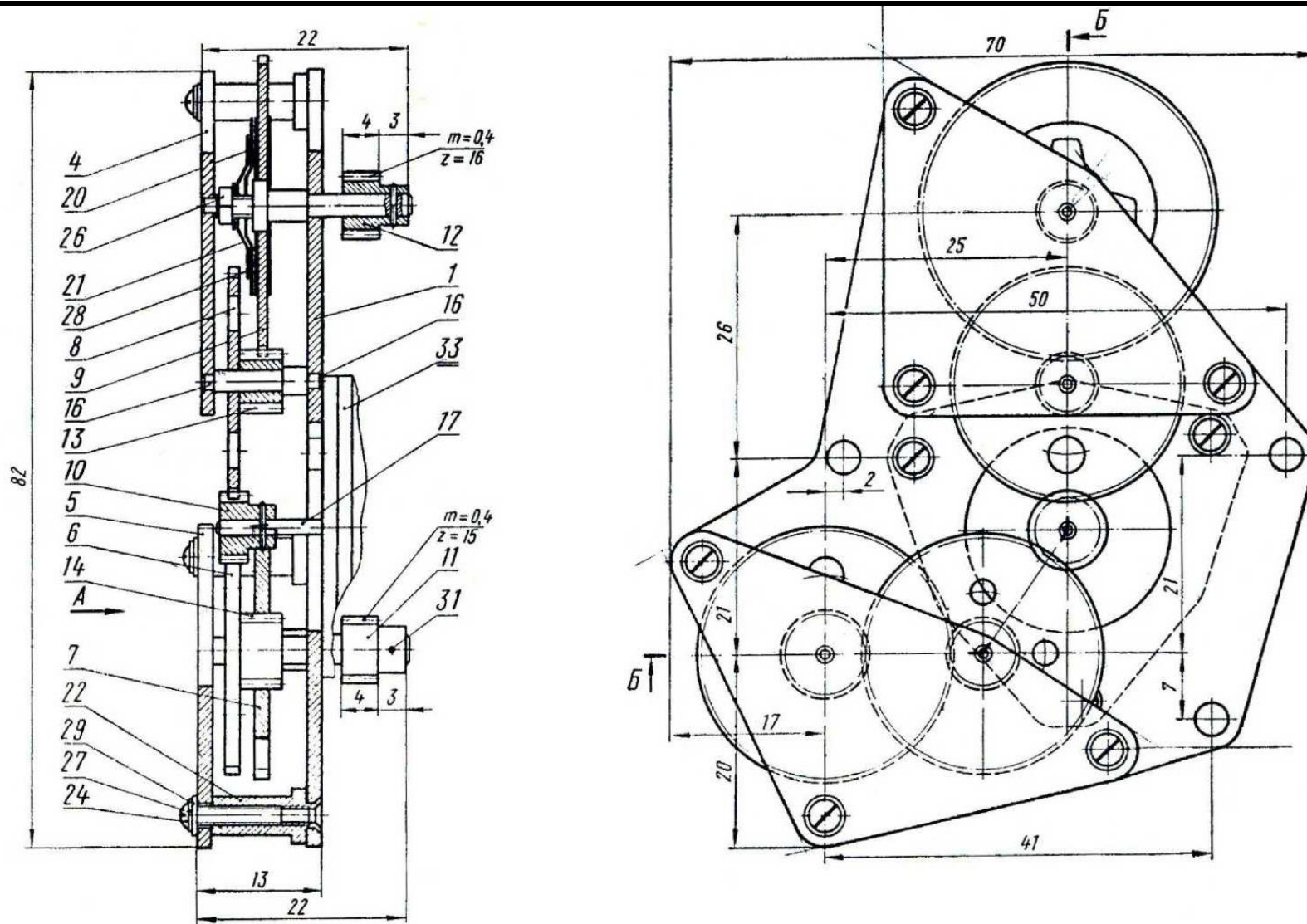
Лист 18



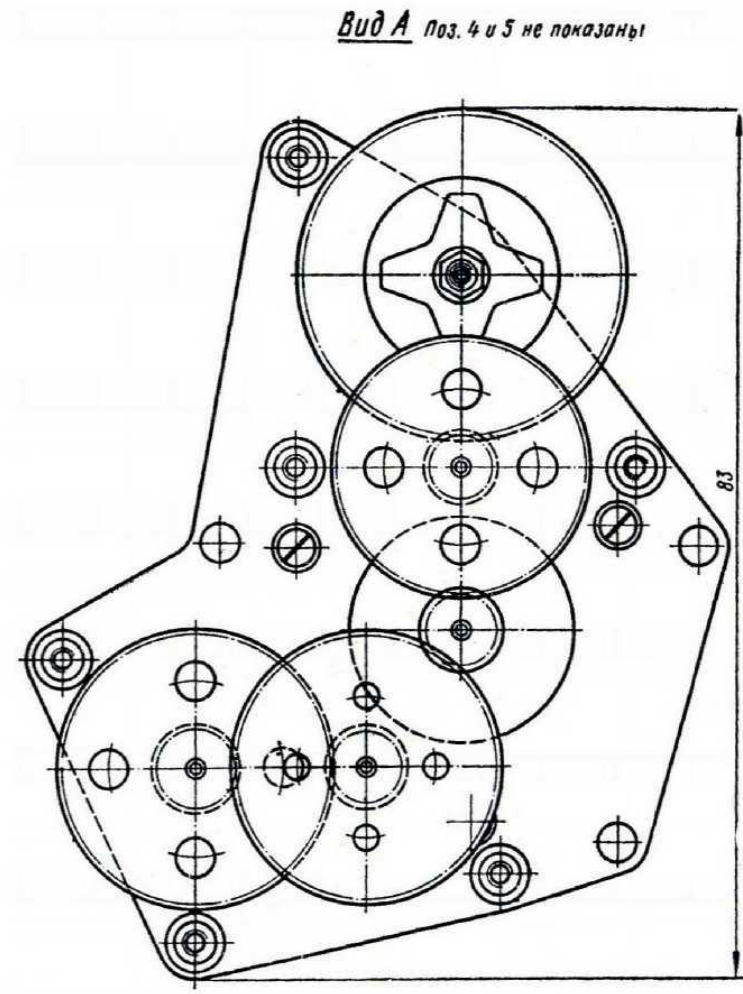
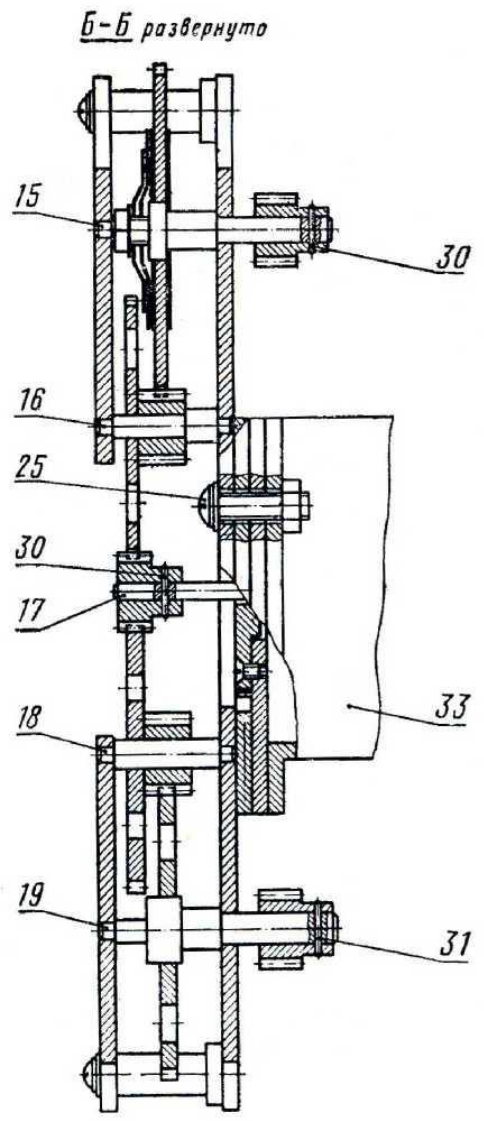
*Электропривод із двома вихідними валами
Схема кінематична*

Электропривод із двома вихідними валами (закінчення)

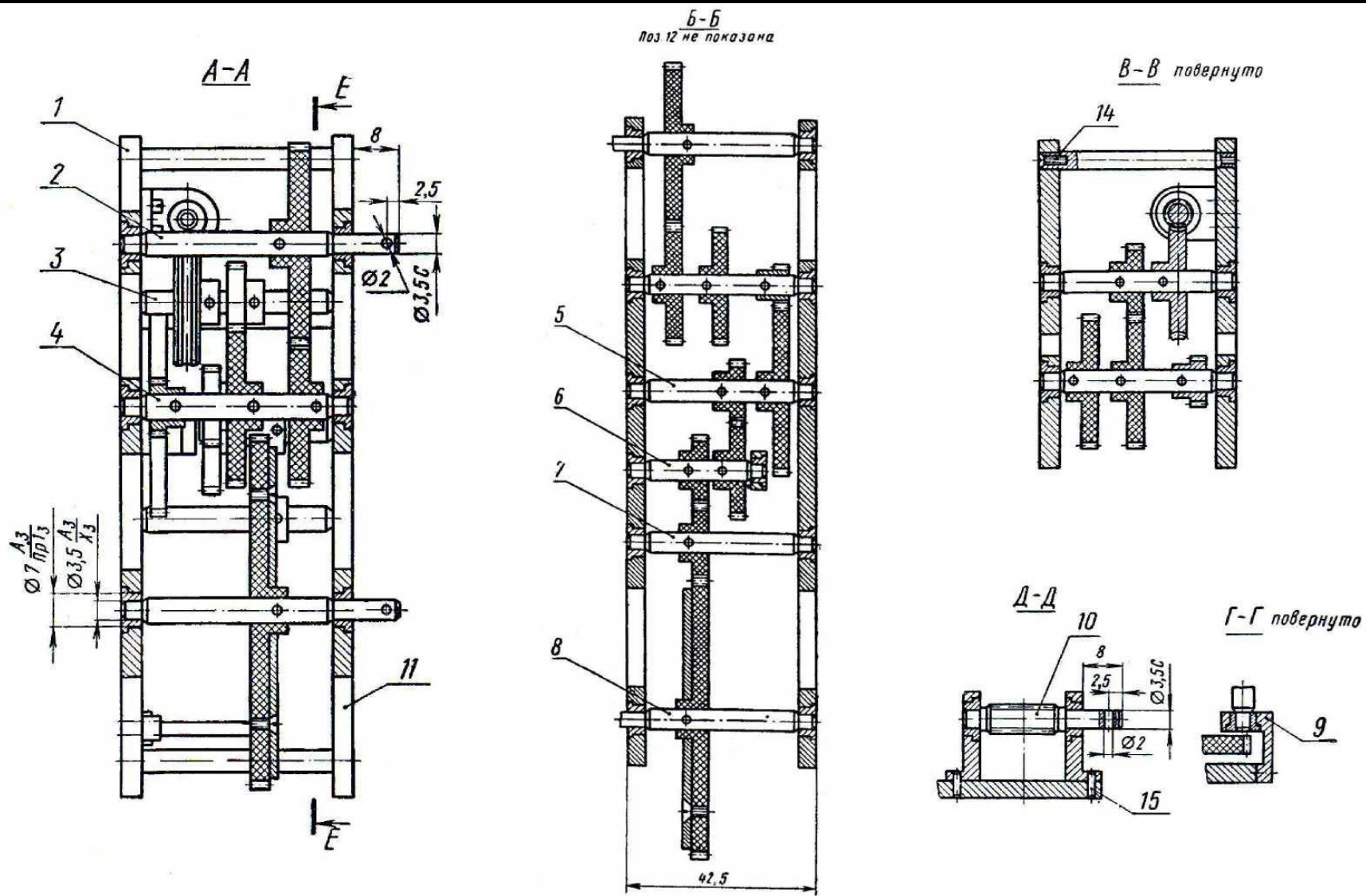
Лист 19



Редуктор циліндричний із двома вихідними валами

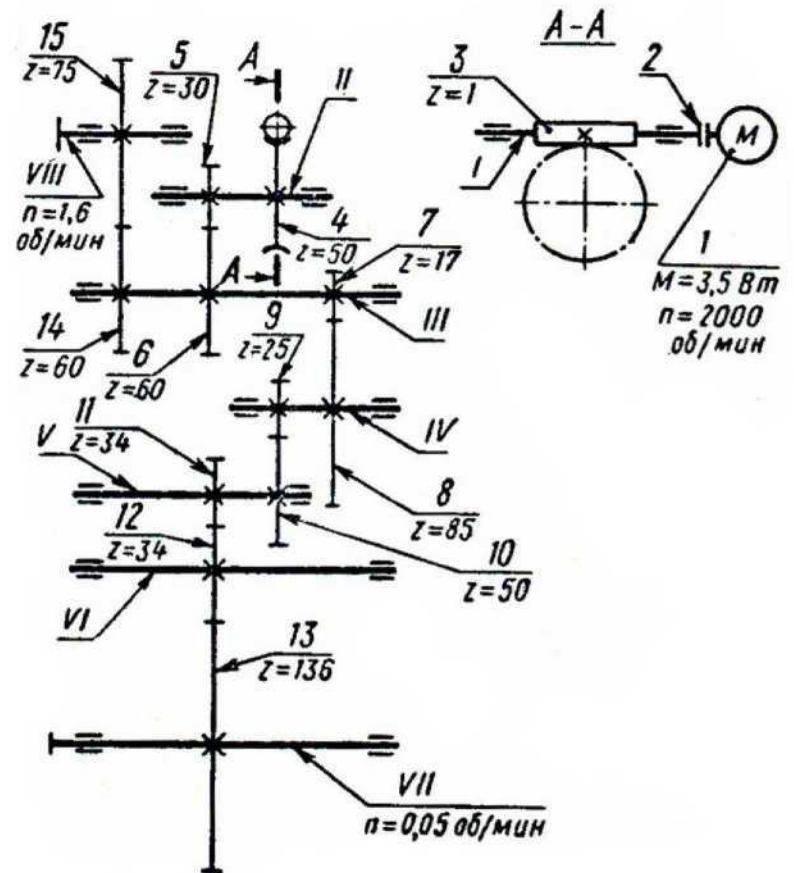
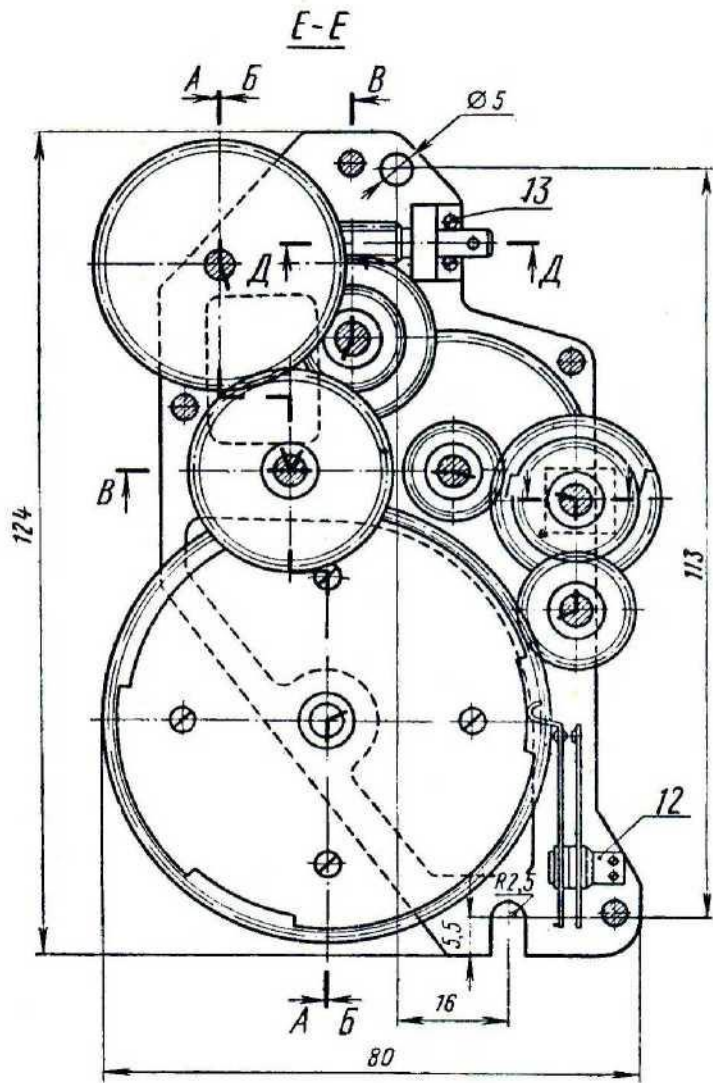


Редуктор цилиндричный із двома вихідними валами (закінчення)



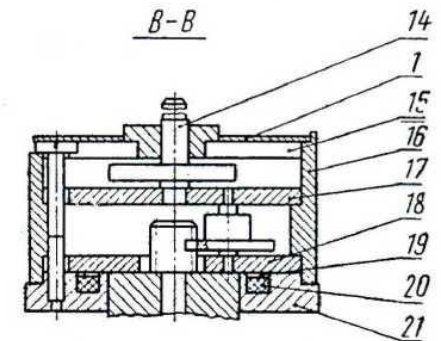
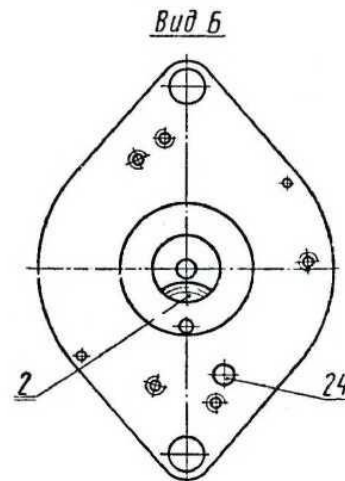
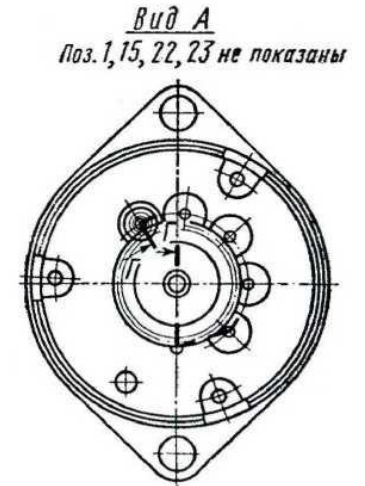
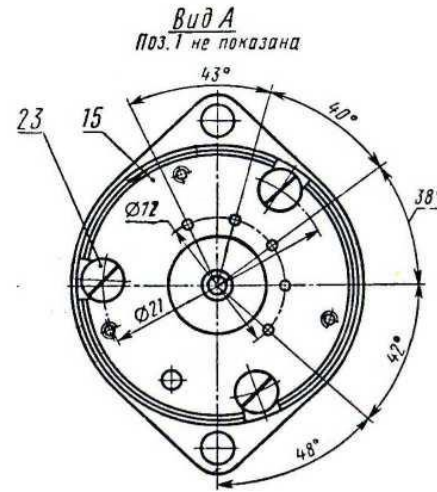
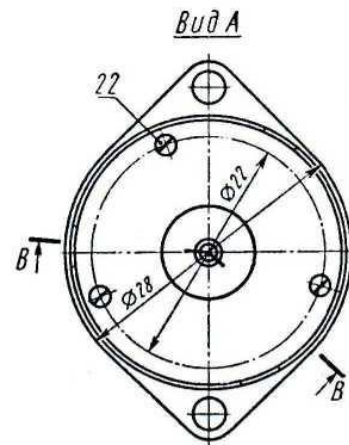
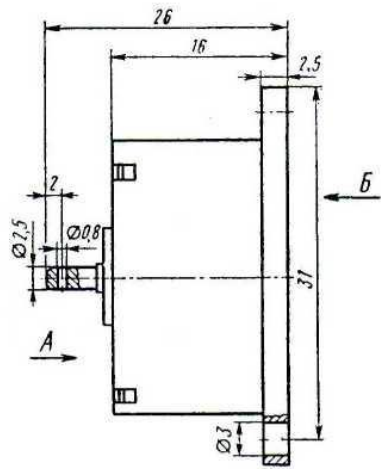
Привод пружинний:

1-Двигун пружинний, 2-Плата нижня, 3-Регулятор з опорою, 4-Плата верхня, 5-Стійка, 6-Колесо храпове, 7-Шайба, 8-Колесо зубчасте, 9-Триб-валик, 10-Валик, 11-Блок коліс, 12-Колесо зубчасте, 13-Ключ, 14-Напівмуфта, 15-Стійка

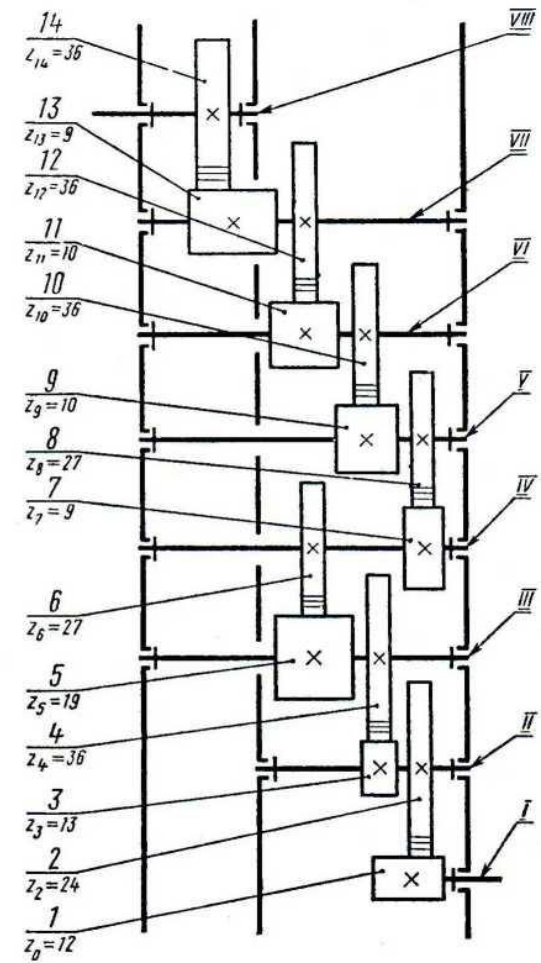
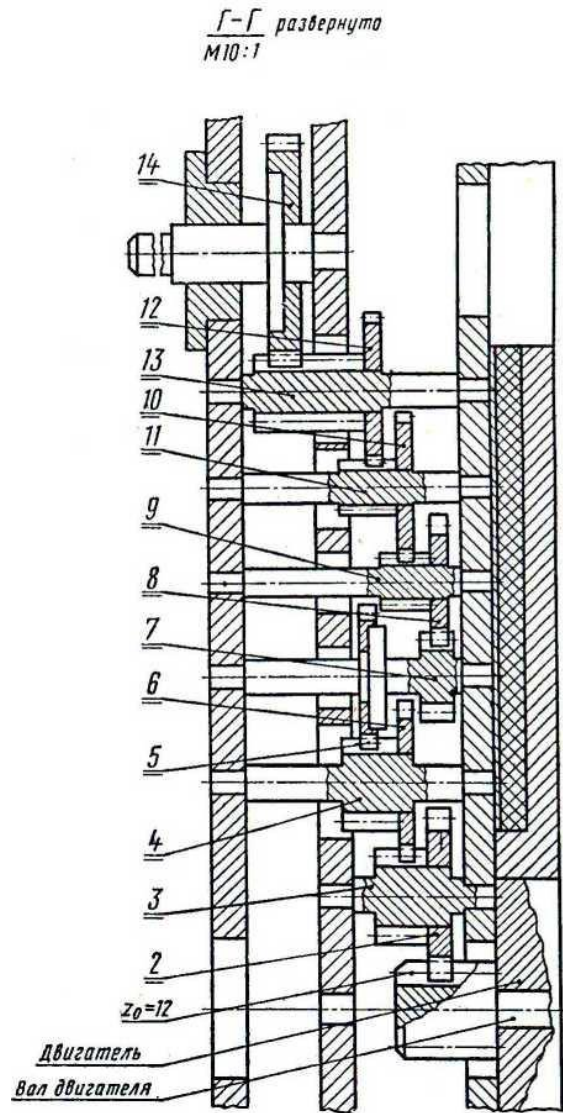


Привод пружинний
Схема кінематична

Привод пружинний (закінчення)



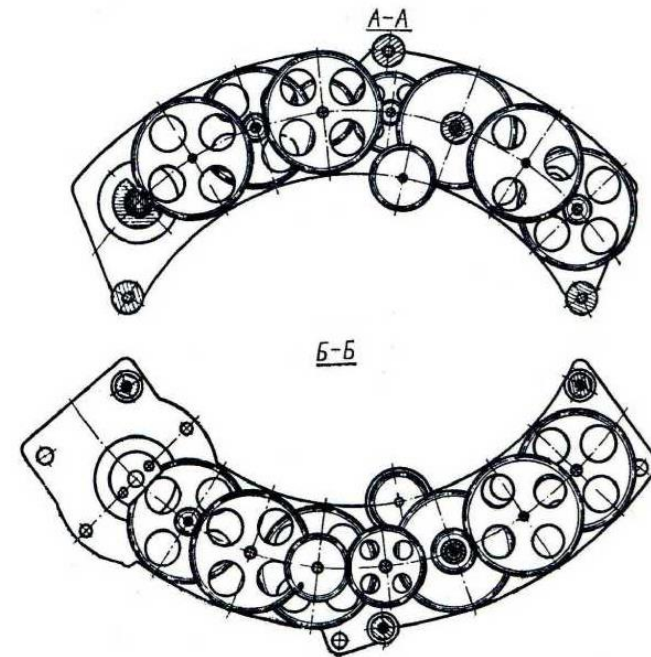
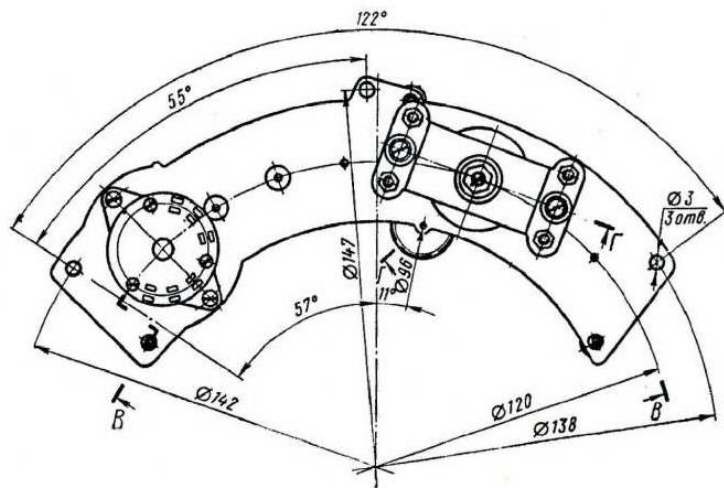
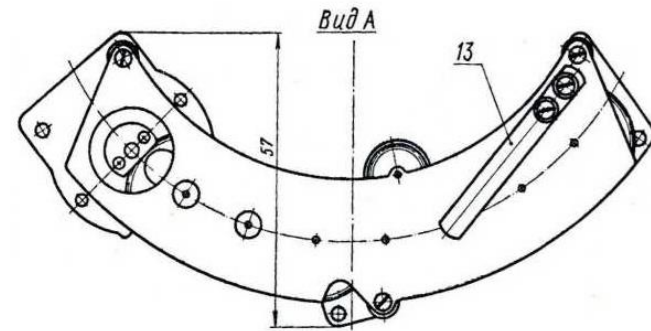
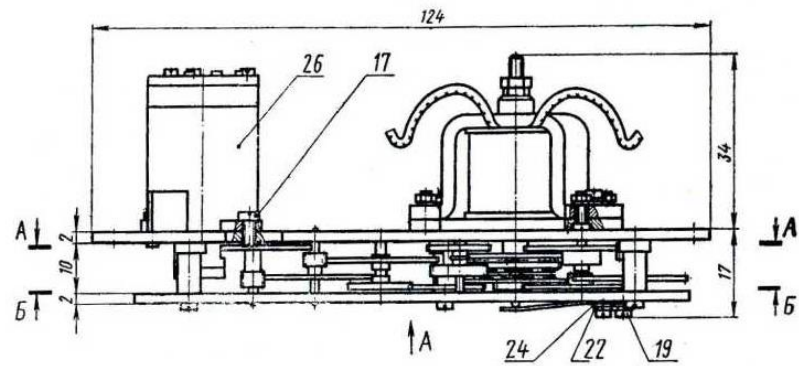
Редуктор багатоступінчастий



Редуктор багатоступінчастий
Схема кінематична

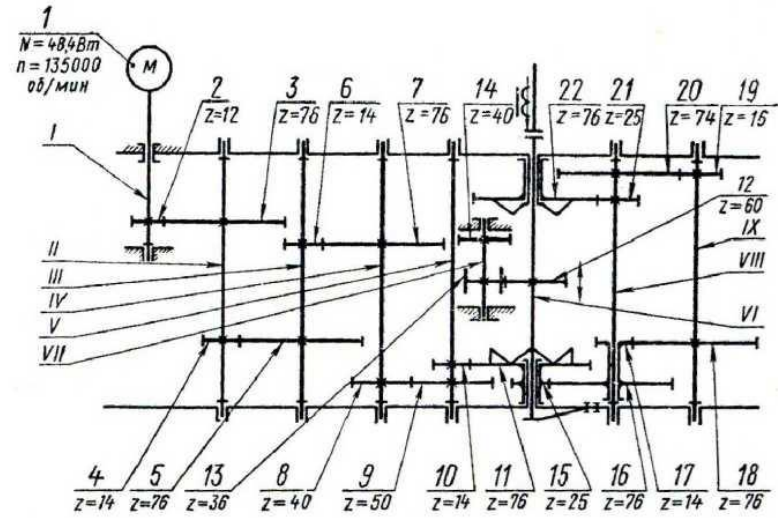
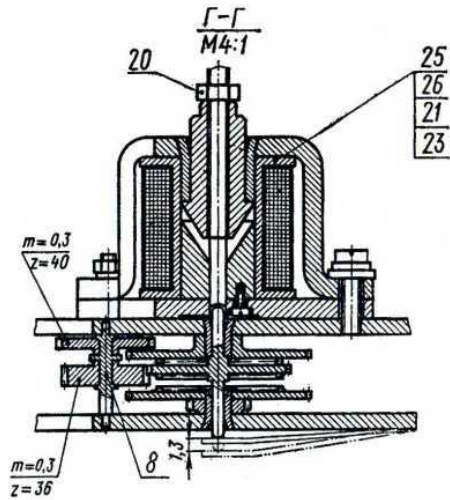
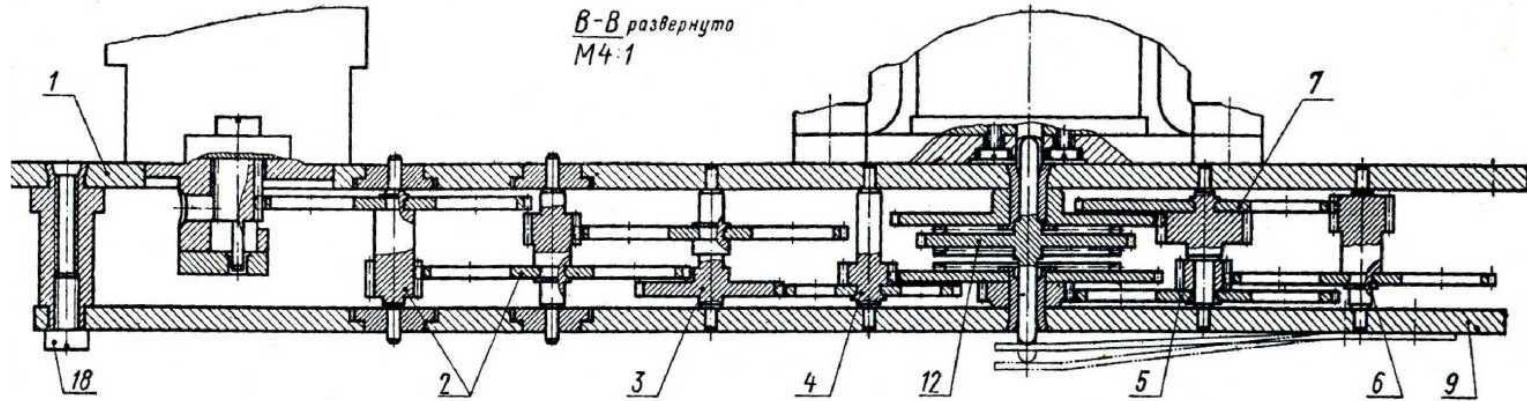
Редуктор багатоступінчастий (закінчення)

Лист 25



Електропривод двошвидкісний багатоступінчастий

Лист 26



*Электропривод двошвидкісний
багатоступінчастий
Схема кінематична*

Электропривод двошвидкісний багатоступінчастий (закінчення)

Лист 27