

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



О. В. Солона, І.М. Купчук

ПРАКТИКУМ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

Вінниця ВНАУ 2020

УДК 621.01

Рекомендовано вченою радою як навчальний посібник для студентів спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 133 «Галузеве машинобудування» (Протокол № 13 від 26.06.20р.)

Рецензенти:

Матвійчук В. А. – доктор технічних наук, професор, декан інженерно-технологічного факультету (Вінницький національний аграрний університет);

Надутий В. П. – доктор технічних наук, професор, завідувач відділу механіки машин та переробки мінеральної сировини (Інститут геотехнічної механіки НАН України);

Коц І. В. – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри інженерних систем у будівництві (Вінницький національний технічний університет).

Солона О. В., Купчук І.М. Практикум з теорії механізмів і машин: навч. посіб. / О.В. Солона, І.М. Купчук. – Вінниця: ВНАУ, ТОВ “Друк”. 2020. – 252 с
ISBN 975-618-7722-69-0

У навчальному посібнику коротко викладені основні теоретичні положення, що сприяють вивченню окремих тем навчальної дисципліни «Теорія механізмів і машин».

До кожної теми наведено перелік необхідних навчальних матеріалів, обладнання та приладдя, поставлені завдання практичної роботи, виконання яких забезпечує досягнення мети сформульованої після кожної нової теми заняття, а також наведено варіанти завдань для індивідуального виконання студентами.

У навчальному посібнику особлива увага присвячена аналітичним методам кінематичного і динамічного аналізу та синтезу важільних механізмів із використанням прикладного програмного забезпечення MathCad, проєктуванню та дослідженню кінематики зубчастих і кулачкових механізмів із використанням спеціалізованого програмного забезпечення, вивченню питань сучасного стану розвитку мехатронних систем.

Послідовність викладення матеріалу сприяє використанню посібника студентами як денної так і заочної форм навчання для самостійного вивчення окремих тем навчальної дисципліни.

З метою більш поглибленого засвоєння матеріалу та самоаналізу, до кожної теми подано перелік контрольних запитань для самопідготовки.

Навчальний посібник відповідає програмі дисципліни “Теорія механізмів і машин” і призначений для студентів спеціальностей 208 «Агроінженерія» та 133 «Галузеве машинобудування» вищих навчальних закладів усіх форм навчання та може бути використаний студентами при вивченні окремих тем навчальної дисципліни, виконанні проєктів, дипломних і магістерських робіт.

УДК 621.01

ISBN 975-618-7722-69-0

© О. В. Солона, І.М. Купчук, 2020

© ВНАУ, 2020

ISBN 975-618-7722-69-0

ЗМІСТ

Передмова.....	4
Тема 1. Складання кінематичних схем та структурний аналіз плоских механізмів.....	5
Тема 2. Кінематичне дослідження важільних механізмів.....	27
Тема 3. Побудова механічних характеристик та силовий аналіз важільних механізмів.....	49
Тема 4. Експериментальне визначення моменту інерції ланки.....	66
Тема 5. Експериментальне визначення приведених моментів і сил.....	74
Тема 6. Визначення ККД і коефіцієнта тертя гвинтової пари.....	80
Тема 7. Статичне зрівноважування обертових мас.....	87
Тема 8. Динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас.....	91
Тема 9. Динамічне балансування ротора при невідомому розташуванні незрівноважених мас.....	97
Тема 10. Визначення основних геометричних параметрів евольвентних циліндричних прямозубих зубчастих коліс.....	105
Тема 11. Моделювання процесу виготовлення зубчастих коліс методом обкочування.....	117
Тема 12. Синтез зубчастого зачеплення та дослідження якісних показників із використанням ЕОМ.....	127
Тема 13. Вивчення конструкції та геометричний синтез планетарної передачі.....	140
Тема 14. Дослідження кінематики та синтез кулачкового механізму із використанням ЕОМ.....	150
Тема 15. Структурний аналіз та синтез механізмів мехатронних систем і роботизованих комплексів.....	172
Тестові завдання для самоконтролю.....	203
Література.....	248

Передмова

Теорія механізмів і машин (ТММ) є однією з основних загальнотехнічних навчальних дисциплін, що закладає фундамент для подальшого вивчення профільних дисциплін студентами інженерних спеціальностей. Теорія механізмів і машин розглядає будову і класифікацію механізмів, методи кінематичного і динамічного дослідження, проектування різних схем механізмів, а отримані студентами в процесі навчання знання необхідні майбутнім інженерам-механікам для створення нових сучасних машин, а також для дослідження і вдосконалення наявних машин. Разом з тим, сучасний інженер – це висококваліфікований спеціаліст, який володіє не тільки класичними, фундаментальними знаннями з механіки, а й сучасними комп'ютерними технологіями, що дає широкі можливості з працевлаштування та високу конкурентоспроможність випускників на сучасному ринку праці.

У процесі вивчення студентами курсу ТММ значна увага приділяється практичній складовій навчальної діяльності студента щодо опанування методами теоретичного та експериментального дослідження механізмів і машин, їхньої структури, кінематики, динаміки, а також розв'язування деяких прикладних задач теорії механізмів та машин із використанням сучасного програмного забезпечення.

Для ефективного використання навчального часу, відведеного на виконання запланованих завдань, студент заздалегідь повинен підготуватися, тобто опрацювати відповідний теоретичний матеріал, знати мету, будову та принцип дії лабораторного обладнання, інтерфейс та функціонал прикладного програмного забезпечення, підготувати таблиці для запису вихідних даних і результатів досліджень, знати методику та послідовність проведення роботи. Викладач, перш ніж допустити студента до виконання завдання, повинен перевірити його підготовку та провести інструктаж з техніки безпеки.

Використовуючи цей посібник, студент може виконувати завдання самостійно. Результати виконаної роботи надаються у вигляді звіту, зміст якого наведений після кожної теми. Усі звіти повинні бути написані або надруковані з одного боку аркушів формату А4, графічна частина може бути виконана олівцем або в комп'ютерному варіанті.

Звіти захищаються відповідно до переліку питань для самопідготовки. Кожну правильно виконану та захищену роботу викладач підписує та виставляє оцінку. До іспиту повинен бути наданий комплект звітів у вигляді зброшурованого журналу з титульним листом. Студент, який не виконав і не захистив всі теми відповідно до навчального плану, не допускається до здачі іспиту.

Тема 1. Складання кінематичних схем та структурний аналіз плоских механізмів

Мета роботи: засвоїти методику складання структурних і кінематичних схем механізмів із використанням стандартних умовних позначень; вивчити основні принципи структурного аналізу і синтезу механізмів; визначити ступінь рухомості, клас і порядок механізмів.

Теоретичні відомості

Проектування нових, а також аналіз наявних механізмів розпочинають зі складання структурних схем.

Структурна схема – графічне зображення механізму за допомогою умовного позначення ланок і кінематичних пар. При зображенні структурної схеми механізму зазвичай не дотримуються співвідношень між розмірами ланок, конфігурація окремих ланок визначається тільки взаємним розміщенням кінематичних пар. Структурна схема дає можливість встановити число ланок, кінематичних пар та їх клас, вид окремих ланок механізму.

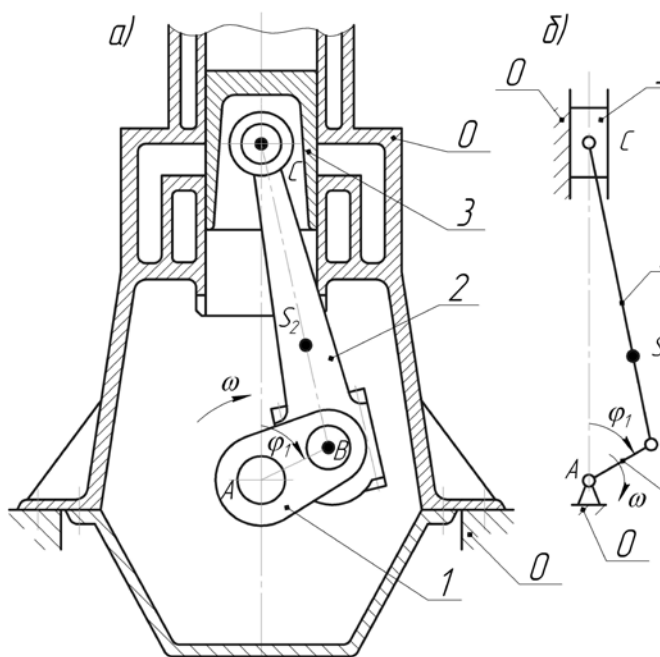


Рис. 1.1. Двигун внутрішнього згорання: а) – поперечний переріз – конструктивна схема; б) – структурна схема механізму

Як приклад, на рис. 1.1. показані конструктивна (а) та структурна (б) схеми двигуна внутрішнього згорання, де 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень, 0 – стояк.

Приступаючи до виконання роботи, студент повинен знати основні поняття та означення, які наводяться нижче.

Механізмом називають штучно створену систему тіл, призначену для перетворення руху одного чи декількох тіл у заданий рух інших тіл.

Ланкою називають деталь або групу деталей, що з'єднані між собою жорстко і

рухаються як єдине ціле. Наприклад, шатун (рис. 1.2.) складається із жорстко з'єднаних деталей: корпусу, кришки, роз'ємного підшипника та втулки. Деталь – виріб, виготовлений із однорідного за структурою та маркою матеріалу без застосування складальних операцій.

Ведучою ланкою називають ланку, закон руху якої заданий і перетворюється механізмом у потрібний рух інших ланок.

Веденою ланкою називають ланку, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм.

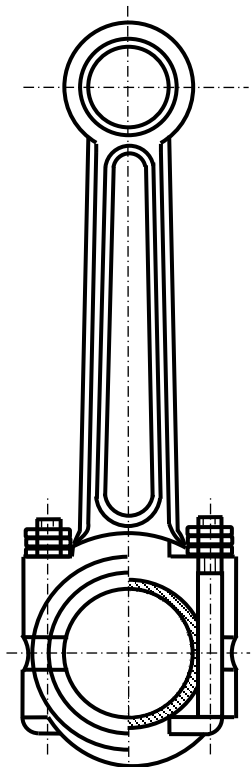


Рис. 1.2. Шатун у розрізі

Усі нерухомі деталі механізму утворюють одну нерухому систему тіл, яка називається нерухомою, або *стояком*. У механізмі стояк лише один (на рис. 1.1. – стояк 0).

Залежно від характеру руху в механізмі, ланки мають певну назву: *Кривошип* – ланка, яка з'єднана зі стояком і за цикл руху виконує повний оберт; *шатун* – ланка, яка не з'єднана зі стояком і виконує складний плоский рух; *повзун* – ланка, яка виконує зворотно-поступальний рух; *коромисло* – ланка, яка з'єднана зі стояком обертальною кінематичною парою та виконує відносно нього коливальний рух; *куліса* – ланка, яка служить рухомою напрямною.

Кінематичною парою називають рухоме з'єднання двох ланок, які дотикаються. Місця взаємного дотику ланок (точки, лінії, поверхні) називають елементами кінематичних пар.

Кінематичні пари класифікують за такими ознаками:

- за кількістю обмежень, які кінематичні пари накладають на відносний рух ланок, вони поділяються на п'ять класів. *Клас* кінематичної пари визначається за формулою:

$$S=6-H, \quad (1.1)$$

де S – кількість обмежень на відносний рух, H – кількість ступенів вільності ланок, яку можна обчислити за кількістю відносних рухів, що мають ланки, які утворюють кінематичну пару;

- за характером елементів контакту кінематичні пари поділяються на нижчі та вищі. Якщо ланки дотикаються поверхнями, то кінематичні пари називаються *нижчими*, а якщо в точці або по лінії – *вищими*;
- за характером відносного руху ланок кінематичні пари поділяють на *обертальні* та *поступальні*.

Для того, щоб елементи кінематичних пар знаходились у контакті, пари повинні бути замкнуті. Замикання може бути геометричним і силовим. Нижчі пари у більшості замкнуті геометрично. У вищих парах силове замикання відбувається силою ваги, або силою пружності пружини.

Приклади напівконструктивного виконання деяких кінематичних пар та їх умовні позначення згідно з ГОСТ 2. 770-68 подані в табл. 1.1.

Кінематичним ланцюгом називається система ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами.

Механізмом називають кінематичний ланцюг, в якому за заданим рухом однієї або декількох ланок (ведучих), всі інші ланки (ведені) (табл. 1.2) здійснюють певні визначені рухи.

Кінематичною схемою механізму називається його графічне зображення з використанням умовних позначень ланок і кінематичних пар. На відміну від структурної схеми кінематична схема будується в певному масштабі.

Основні види плоских важільних механізмів та їх структурні схеми.

Механізми поділяють передусім на механізми з *нижчими* парами та механізми з *вищими* парами. Крім того, всі механізми можна поділити на плоскі та просторові (визначення плоских та просторових механізмів аналогічне до визначення плоских та просторових кінематичних ланцюгів).

Найбільш розповсюдженими є механізми з нижчими парами – важільні, клинові та гвинтові; з вищими парами – кулачкові, зубчасті, фрикційні, мальтійські та храпові. Розглянемо основні схеми механізмів, що отримали широке застосування у складі різноманітних за своїм призначенням машин.

Важільні механізми – це механізми, у яких ланки утворюють лише обертові, поступальні, циліндричні або сферичні кінематичні пари.

Плоскі важільні механізми (механізми, які мають тільки обертові та поступальні пари). Ці механізми знайшли широке застосування завдяки можливості забезпечення потрібного перетворення руху при простоті геометричної форми ланок та елементів кінематичних пар. Перевагами таких механізмів є висока технологічність виготовлення, можливість виконання шарнірних з'єднань на вальницях кочення, здатність передавати відносно великі зусилля, довговічність та надійність у роботі.

Просторові механізми з нижчими парами. Просторові важільні механізми в багатьох випадках забезпечують виконання потрібного виду руху точніше та меншим числом ланок у порівнянні з плоскими механізмами, тобто дозволяють уникнути застосування складних структурних схем: забезпечують передачу руху між осями, що довільно розміщені в просторі.

У *фрикційному* механізмі передача обертового руху здійснюється за допомогою сил тертя. Найпростіша циліндрична фрикційна передача складається зі стояка та двох циліндричних коліс, які робочими поверхнями притиснуті настільки, що сила тертя, яка виникає між ними, дає змогу їм передавати рух. Однією із важливих переваг фрикційних передач є можливість плавного безступінчастого регулювання передатного відношення.

Лобова фрикційна передача, у якій ролик може встановлюватися на різних відстанях від осі обертання ланки забезпечує плавну зміну кутової швидкості та напрямку обертання вихідної ланки.

У сільськогосподарському машинобудуванні застосовують значну кількість різноманітних механізмів. Так, існує і кілька модифікацій приводів на основі механізму коливної шайби (рис. 1.3). В цих механізмах на ведучий вал 1 посаджена втулка 5 із можливістю осьового переміщення, шарнірно пов'язана за допомогою напрямної 6 із механізмом шайби 2. При обертанні ведучого вала 1 його шліцьова ділянка також приводить в обертання втулку 5, далі за допомогою напрямної 6 і шатуна 3 задається зворотно-поступальний рух ножів 4.

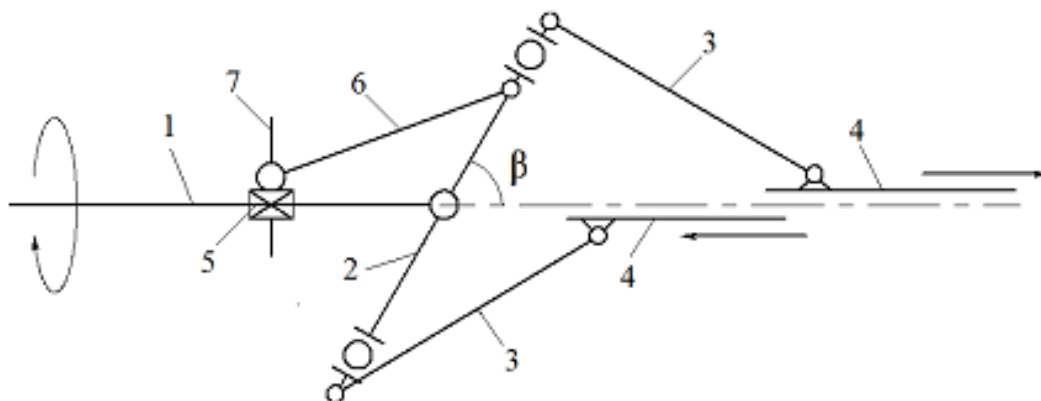


Рис. 1.3. Механізм з коливною шайбою

Оскільки в основі цього приводу ножів лежить механізм коливної шайби, то відповідно зберігаються всі конструктивні та експлуатаційні недоліки приводів даного типу, за винятком того, що тепер стала можливою робота з двома ножами. При цьому конструкція приводу була значно ускладнена додатковими ланками, що відповідно збільшило масу механізму і навантаження в шарнірах. А несиметричність конструкції негативно відбивається на роботі механізму у вигляді підвищеної вібрації і додаткових динамічних навантажень.

У конструкціях приводів комбайнів застосовуються також і схеми планетарних механізмів, якими в основному комплектуються ріжучі апарати системи Schumacher (використовуються в низці зарубіжних і нових вітчизняних зернозбиральних комбайнів Vector 410, 420; Acros 530, 540, 560; Torum 740; та інших машинах). На рис. 1.4 показана схема планетарного приводу ножа, де ведучий вал і водило обертаються проти годинникової стрілки (вид зліва на клинопасову передачу), а вал сателіта – за ходом годинникової стрілки (вид зверху). Обертальний рух задається за допомогою ведучого вала, і шляхом подальших перетворень на виході механізму переходить у зворотно-поступальний. На рис. 1.4 позначеними є: 1 ведучий вал; 2 – водило Н; 3 – вал сателіта; 4 – ніж; 5 – сателіт; 6 – нерухоме зубчасте колесо з внутрішніми зубами.

На комбайнах «Єнісей» і «Нива» в якості приводу ножів застосовується шестиланковий просторовий механізм (рис. 1.5). Принцип дії механізму полягає у тому, що кривошип 1 переміщує шатун 2, який передає рух коромислу 3. Шатун здійснює складний рух у двох площинах, тому з'єднання шатуна з коромислом реалізовано за допомогою сферичного шарніра С.

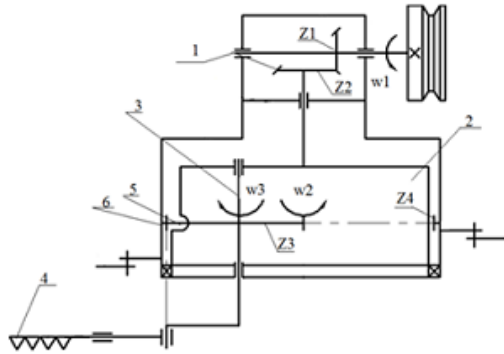


Рис. 1.4. Механізм приводу ріжучого апарату комбайнів Vector 410, 420; Acros 530, 540, 560; Torum 740

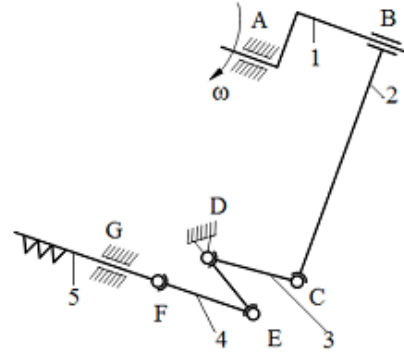


Рис. 1.5. Механізм приводу ріжучого апарату комбайнів Єнісей, Нива

Шарніри С і Е коромисла здійснюють коливальний рух відносно осі стояка D у площині, яка перпендикулярна цій осі. пов'язані ланкою 4 через сферичні опори. Оскільки ніж 5 та коромисло 3 з'єднані між собою ланкою 4 (шарніри F і E), рухи ножа 5 і коливання коромисла 3 також відбуваються в різних площинах. В експериментальних зразках збиральних машин застосовують синусний механізм приводу ножа, кінематична схема якого приведена на рис. 1.6.

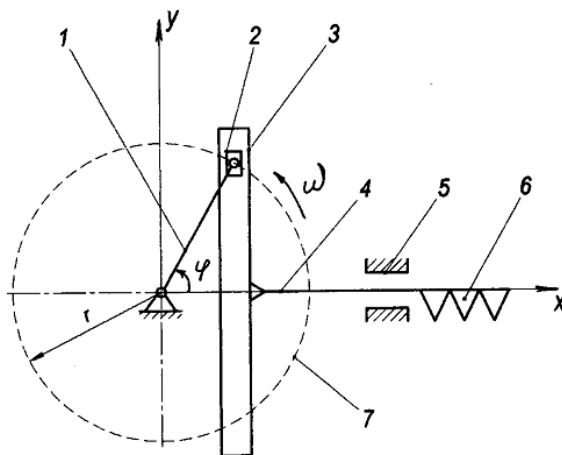


Рис. 1.6. Кінематична схема синусного механізму приводу ножа: 1 – кривошип; 2 – повзун (камінь); 3 – куліса; 4 – головка ножа; 5 – підшипник; 6 – ніж; 7 – траєкторія кінцевої точки кривошипа.

Побудова кінематичної схеми механізму

Для побудови кінематичної схеми необхідно з'ясувати, які геометричні розміри визначають величини лінійних і кутових переміщень ланок механізму. У плоских механізмах – це відстані між осями обертальних кінематичних пар, постійні кути між окремими плечами ланок, радіуси кривизни, що визначають конфігурацію ланок, положення нерухомих напрямних тощо.

Викреслювання кінематичної схеми необхідно розпочинати з вибору осей координати **ХОУ**, початок яких зручніше сумістити з центром кінематичної пари, утвореної початковою ланкою і стояком. Визначити положення центрів нерухомих шарнірів, а також осей напрямних поступальних пар у цій системі координат. Потім викреслюють ведучу ланку, положення якої вибирається так, щоб інші ланки були чітко видні і не перекривали одна одну. Після цього послідовно викреслюють положення ведених ланок, користуючись методом засічок. Під кінематичною схемою доцільно вказати значення, що визначають її розміри: лінійні – у міліметрах, кутові – у градусах.

Ланки на схемі нумеруються арабськими цифрами у послідовності приєднання їх до ведучої ланки, а кінематичні пари позначають великими літерами латинського алфавіту.

Кінематичну схему необхідно викреслювати в креслярському масштабі (для зменшення – 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10). У теорії механізмів і машин поряд із масштабом використовують *масштабний коефіцієнт* μ_l – це відношення числового значення фізичної величини довжини ланки в **м** до довжини відрізка в **мм**, що відображає його величину на кресленні.

Структурний аналіз плоского механізму

Метою структурного аналізу є визначення ступеня рухомості, а також класу і порядку механізму.

Ступенем рухомості **W** називають загальне число ступенів вільності ланок механізму відносно стояка. Воно відповідає необхідній кількості ведучих ланок, а також указує на наявність пасивних ланок або зайвих ступенів вільності.

Для просторових механізмів ступінь рухомості визначають за формулою Сомова-Малишева

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (1.2)$$

де **n** – число рухомих ланок механізму; **p_i** – кількість кінематичних пар відповідного класу.

Ступінь рухомості плоского механізму визначається за формулою П.Л. Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (1.3)$$

В основу структурної класифікації плоских механізмів покладено принцип утворення механізмів шляхом приєднання до ведучої ланки (ланок) і стояка, які утворюють механізм першого класу, структурних груп (груп Ассура).

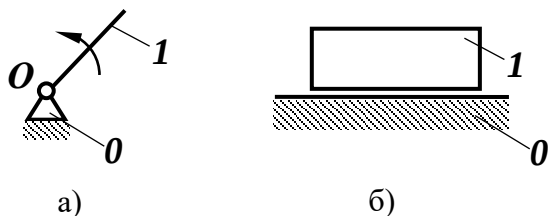


Рис. 1.7. Механізми першого класу

Механізмом першого класу називають ведучу ланку, що з'єднана обертальною (рис. 1.7 а) або поступальною (рис. 1.7 б) парою зі стояком. Ступінь рухомості такого найпростішого механізму $W=1$.

Групою Ассура називають найпростіший кінематичний ланцюг, який після приєднання вільними елементами ланок до стояка буде мати нульовий ступінь вільності ($W_{zp} = 0$), а після приєднання до механізму не змінює його ступеня рухомості.

Умова існування структурної групи (групи Ассура), до складу якої входять лише пари 5 класу (при наявності у кінематичному ланцюзі пар 4 класу проводять їх еквівалентну заміну), має вигляд:

$$3n - 2p_5 = 0, \text{ або } p_5 = 3/2n. \quad (1.4)$$

З рівняння (1.4) видно, що кількість ланок у групі Ассура повинна бути парною, а кількість пар 5 класу кратна трьом.

Складність структурних груп визначається класом та порядком.

Клас групи визначається числом кінематичних пар, які утворюють найбільш складний замкнений контур ланок, які входять до групи. До II класу віднесені всі двоповідкові групи, до III класу – групи Ассура, контур яких, створений внутрішніми кінематичними парами, є трикутник, до IV – чотирикутник, до V – п'ятикутник.

Порядок групи визначається числом вільних зовнішніх елементів кінематичних пар, якими можна приєднати ланцюг до стояка чи механізму.

Вид групи характеризується місцем і кількістю поступальних і обертальних пар та їх взаємним розміщенням.

У табл. 1.3 показано класифікацію структурних груп Ассура за класом, порядком і видом.

Клас і порядок механізму визначається за структурною групою найвищого класу, яка входить до його складу.

Поділ механізму на структурні групи доцільно розпочинати з відокремлення найбільш віддалених від ведучої ланки. При цьому необхідно зберігати такі умови:

- відокремлений кінематичний ланцюг повинен задовольняти вимоги, що ставляться до групи Ассура;

- ланки, що залишилися на кінематичній схемі після відокремлення, повинні складати замкнений кінематичний ланцюг або механізм I класу.

Склад механізму і послідовність приєднання до ведучої ланки структурних груп виражають *формулою будови механізму*. У цій формулі римськими цифрами позначають класи ведучої ланки і структурних груп, а в круглих дужках арабськими цифрами – номери ланок, які входять до її складу. Так, наприклад, для механізму на рис. 1.8 формула будови має вигляд $I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$.

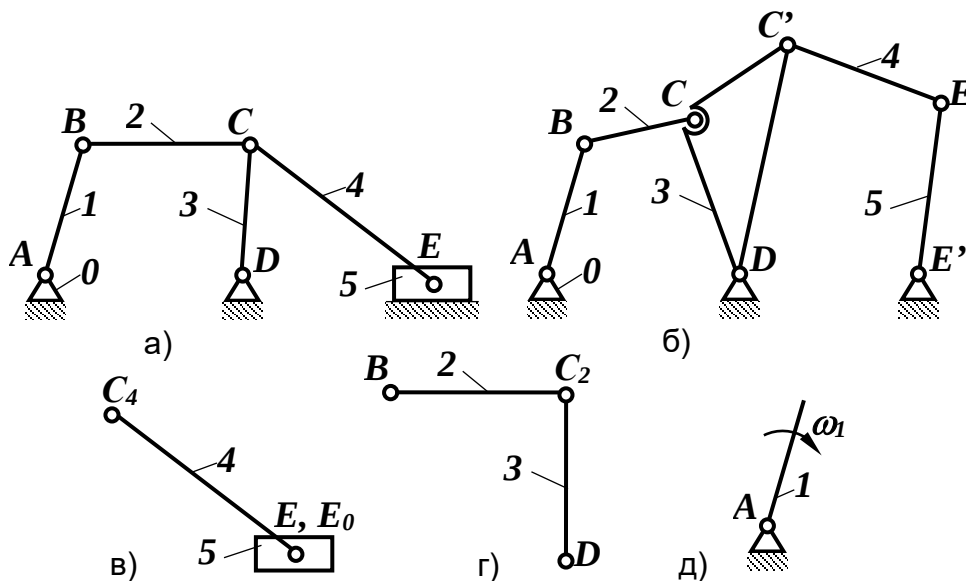


Рис. 1.8. Структурні схеми механізму (а, б) та поділ його на структурні групи (в, г, д)

Вона вказує на те, що до механізму першого класу (ведучої ланки), який утворений кривошипом 1 і стояком 0, послідовно приєднані дві структурні групи другого класу, які утворені відповідно ланками 2, 3 і 4, 5. За формулою будови можна зробити висновок, що цей механізм є механізмом другого класу.

Основою для проведення структурного аналізу є принципова схема механізму (рис. 1.8 а). Структурний аналіз механізму доцільно проводити за структурною схемою (рис. 1.8 б), яка базується на основі його принципової схеми.

При побудові структурної схеми механізму дотримуються таких правил:

- ланки на схемі зображують у вигляді простих геометричних фігур довільних розмірів (прямі, трикутники, чотирикутники і т. д.);
- прямолінійним відрізком зображують прості ланки;
- трикутниками, чотирикутниками, і т.д. зображують складні ланки;
- поступальні кінематичні пари умовно зображують обертальними;
- усі ланки на структурній схемі повинні мати таке ж позначення, як і на принциповій.

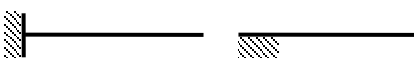
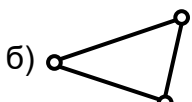
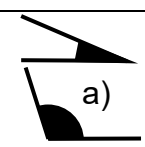
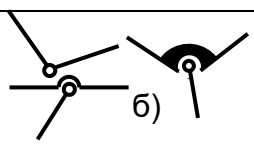
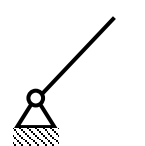
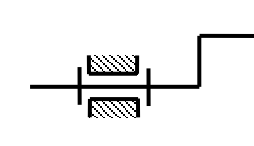
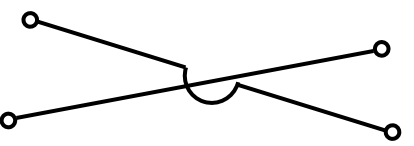
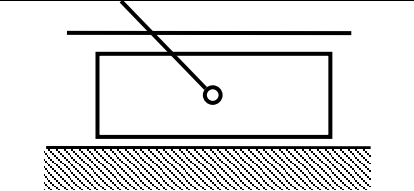
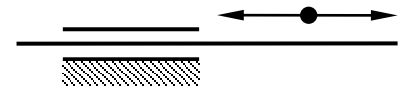
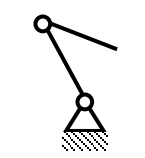
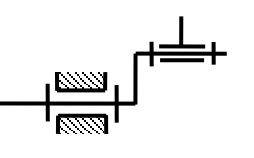
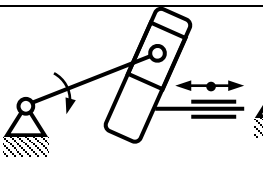
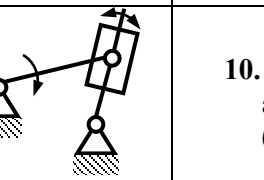
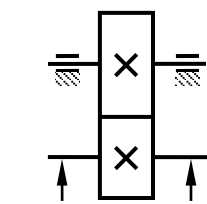
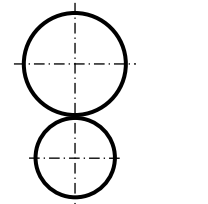
Таблиця 1.1

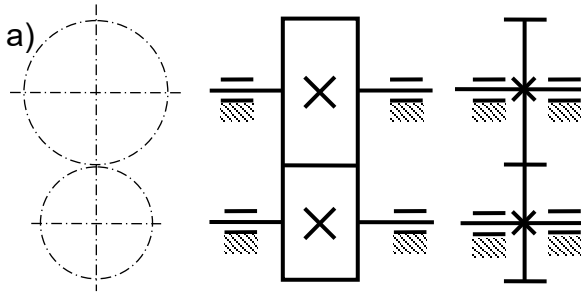
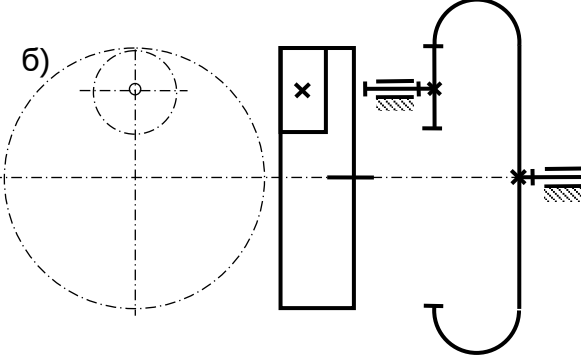
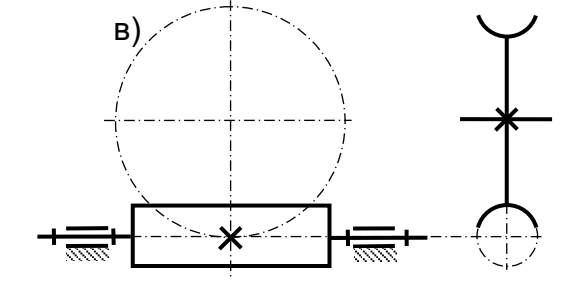
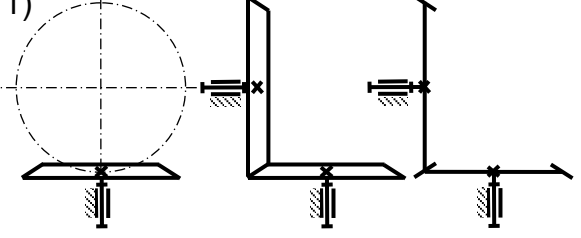
Приклади кінематичних пар

Номер пари	Напівконструктивне зображення пари	Умовні позначення	Назва пари	S	Клас пари
1			Куля – Площина	1	I
2			Циліндр – площина	2	II
3			Площинна	3	III
4			Сферична	3	III
5			Циліндрична	4	IV
6			Поступальна	5	V
7			Обертова	5	V

Таблиця 1.2

Умовні позначення ланок і кінематичних пар

Позначення	Назва
	1. Вал, вісь стержень
	2. Нерухоме закріплення осі, стержня і т.д.
 	3. Ланка: а) проста; б) складна
 	4. З'єднання ланок: а) жорстке; б) шарнірне
 	5. З'єднання ланки з нерухомою опорою шарнірне
	6. Ланки, що перетинаються
	7. Повзун в нерухомих напрямних
	8. Ланка, що рухається зворотно-поступально
 	9. З'єднання кривошипа з шатуном
 	10. Кривошипно-кулісні механізми: а) з поступально-рухомою кулісою; б) з кулісою, яка обертається
 	11. Передачі фрикційні з циліндричними роликами

	12. Передача з плоским пасом
а) 	13. Передачі зубчасті: а) зовнішнє зачеплення з паралельними валами;
б) 	б) внутрішнє зачеплення з паралельними валами;
в) 	в) черв'ячні з циліндричним черв'яком;
г) 	г) з валами, що перетинаються (конічні)

Таблиця 1.3

Структурні групи Ассура

Схема групи	Клас	Порядок	Вид	Позначення
	II	2	1	$\Pi_2^1 (2, 3)$
	II	2	2	$\Pi_2^2 (2, 3)$
	II	2	3	$\Pi_2^3 (2, 3)$
	II	2	4	$\Pi_2^4 (2, 3)$
	II	2	5	$\Pi_2^5 (2, 3)$
	III	3	-	$\Pi_3 (2, 3, 4, 5)$
	IV	3	-	$\Pi_4 (2, 3, 4, 5, 6, 7)$

Особливі випадки структурного аналізу

1. *Складний шарнір*. Якщо в одній точці механізму з'єднується більше, ніж дві ланки, то такий шарнір називається складним (див. рис. 1.8 а – точка С). Кількість кінематичних пар, які утворюють складний шарнір, визначається за формулою

$$P_5 = n-1,$$

де n - кількість ланок, які сходяться у складному шарнірі.

2. Наявність *пасивних* ланок та *зайвих* ступенів вільності. Деякі механізми містять пасивні або “зайві” ланки, які не впливають на кінематику, а необхідні тільки для підвищення жорсткості системи рис. 1.9 а.

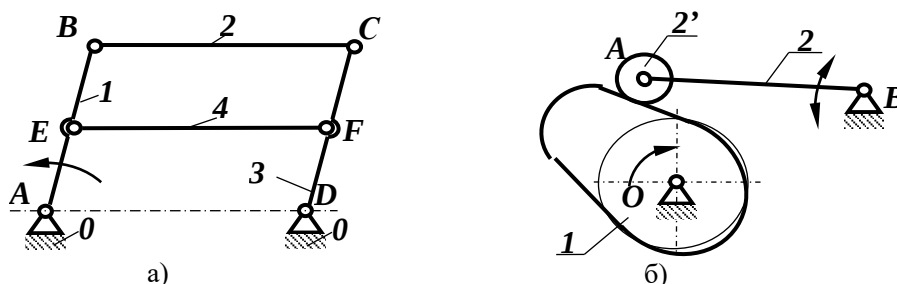


Рис. 1.9. Механізм з пасивними ланками (а), та зайвими ступенями вільності (б).

На рис. 1.9 а зображена схема механізму паралельних кривошипів, до складу якого входить одна “зайва” ланка 4. Ступінь рухомості цього механізму

$$W=3n-2p_5=3\cdot4-2\cdot6=0.$$

Нульовий ступінь рухомості вказує на те, що такий кінематичний ланцюг не є механізмом, а жорсткою конструкцією (фермою). Але якщо довжини ланок підбрані так, що $AD=BC=EF$ і $AB=CD$, то наявність ланки 4 не впливає на рух механізму. Ланка 4 - пасивна або “зайва”, оскільки з погляду кінематики механізму у ній нема потреби. Ця ланка введена до складу механізму для надання йому більшої жорсткості. Тому якщо умовно вилучити із схеми ланку 4 і пари E і F , то залишається чотириланковий механізм $ABCD$, ступінь рухомості якого

$$W=3n-2p_5=3\cdot3-2\cdot4=1.$$

Таким чином пасивні ланки не повинні враховуватися при визначенні ступеня рухомості за формулою Чебишева.

Зайвими ступенями вільності називають рухомості ланок, що не впливають на рух механізму загалом. Їх вводять у конструкцію механізму, щоб зменшити силу тертя і зношування елементів кінематики пар. Наприклад, на рисунку 1.9 б показана схема кулачкового механізму, що призначається для перетворення обертального руху кулачка 1 в хитний рух штовхача 2. Ступінь рухомості цього механізму:

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot3-2\cdot3-1=2,$$

де $n=3$; $p_5=3$; $p_4=1$.

У цьому випадку врахована одна “зайва” ступінь рухомості – обертання ролика 2 навколо власної осі. Але обертання ролика не впливає на рух штовхача 2. Ролик потрібен тільки для зменшення сил тертя і зношування поверхні кулачка. Рух штовхача не зміниться, якщо умовно жорстко з’єднаємо ролик зі штовхачем (вилучимо ролик 2), тоді рухомість механізму:

$$W=3n-2p_5-p_4=3\cdot 2-2\cdot 2-1=1.$$

Під час структурного аналізу механізмів ланки, які створюють зайві ступені вільності, умовно вилучають.

Заміна вищих кінематичних пар

Якщо у механізмі поряд з нижчими є вищі кінематичні пари, тоді необхідно умовно замінити вищі пари четвертого класу нижчими парами п’ятого класу.

Для заміни вищої кінематичної пари E у механізмі (рис.1.10 а) через точку дотику проводять спільну нормаль, на котрій у центрах кривизни (точки B і C) профілів, які контактують, розміщують кінематичні пари п’ятого класу B і C і з’єднують їх умовною ланкою, довжина якої $BC=\rho_1+\rho_2$.

Схема механізму, який замінює основний, зображено на рисунку 1.10 б).

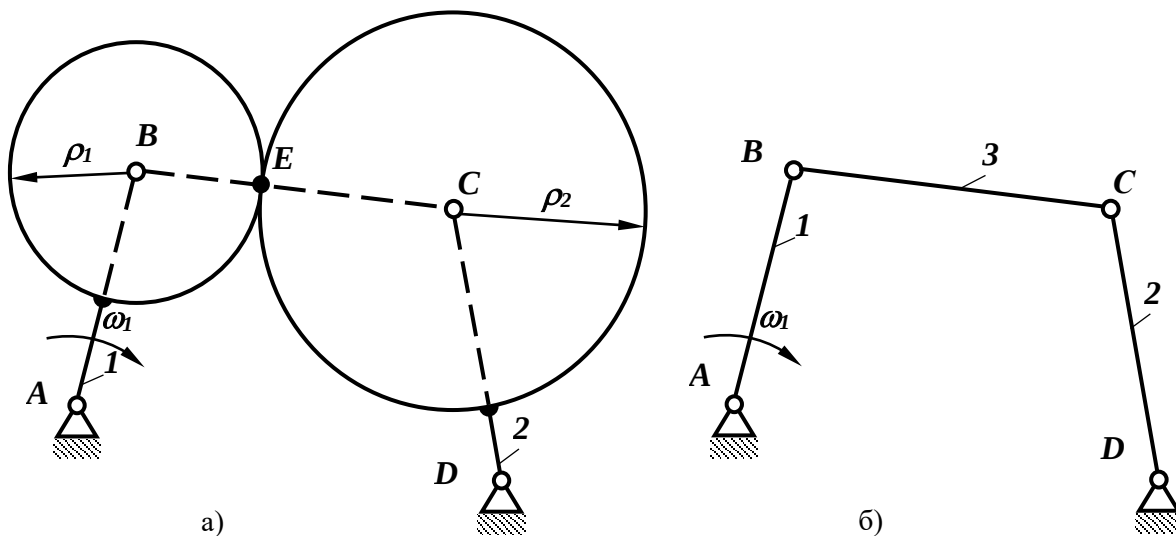


Рис. 1.10. Механізм із вищою кінематичною парою (а) та замінювальний механізм (б).

Таким чином, вища кінематична пара четвертого класу повинна бути замінена двома нижчими кінематичними парами п’ятого класу і додатковою ланкою, яка з’єднує їх. Від такої заміни ступінь рухомості механізму і характер миттєвого відносного руху не змінюється.

Якщо один із радіусів кривизни дорівнює нескінченності (рис. 1.11 а), то у відповідній точці ставиться поступальна кінематична пара (рис. 1.11 б).

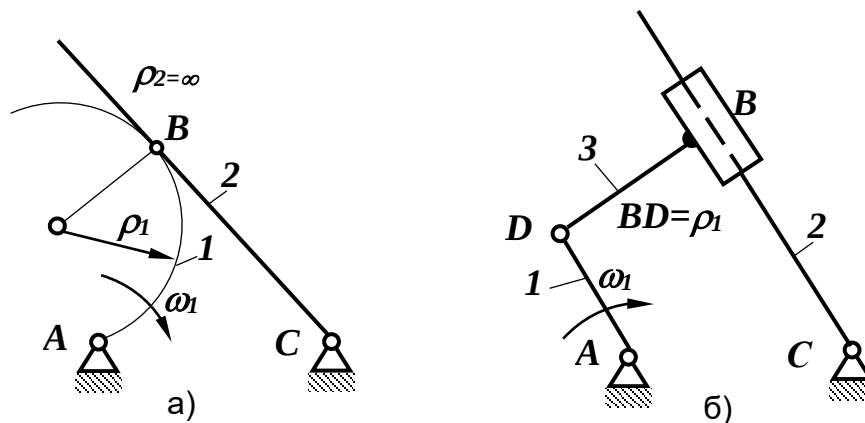


Рис. 1.11. Механізм із вищою кінематичною парою (а) та замінювальний механізм (б).

Завдання, обладнання і приладдя

При виконанні роботи використовують окремі моделі механізмів, комплект моделей плоских механізмів типу **ТММ-5М** та структурні схеми плоских важільних механізмів (рис. 1.12-1.17). Для виконання роботи необхідні також вимірювальні та креслярські інструменти. Завдання роботи: *виконати структурний аналіз механізму*.

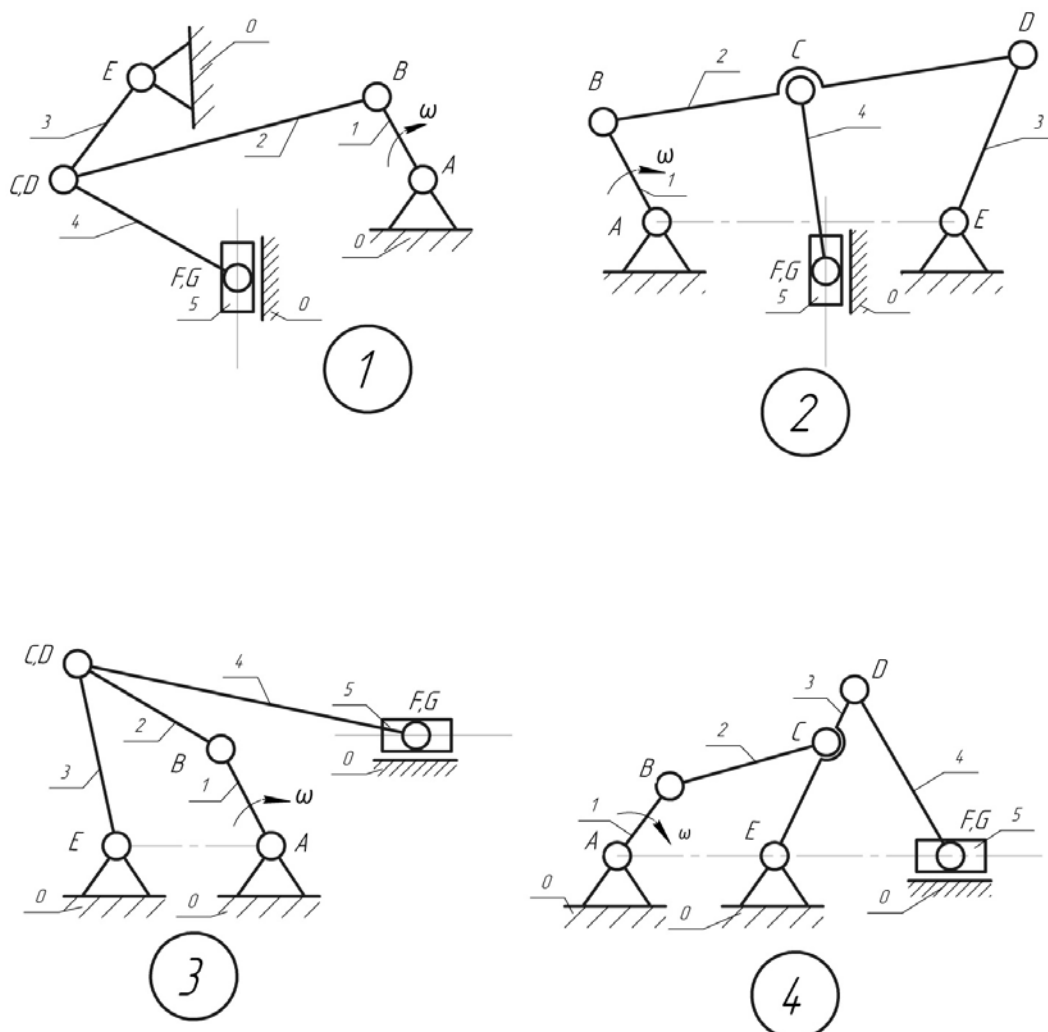


Рис. 1.12. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 1-4)

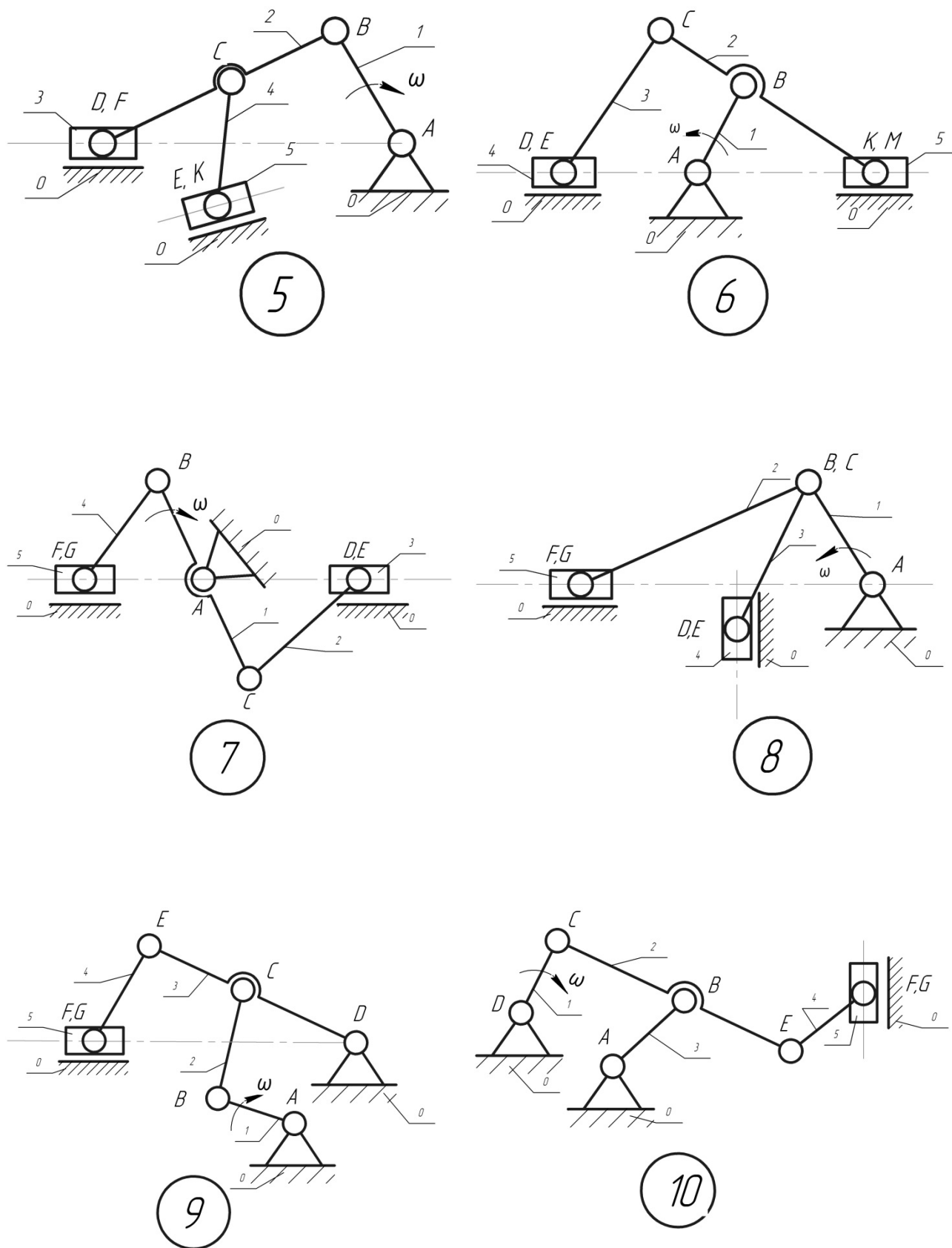


Рис. 1.13. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 5-10)

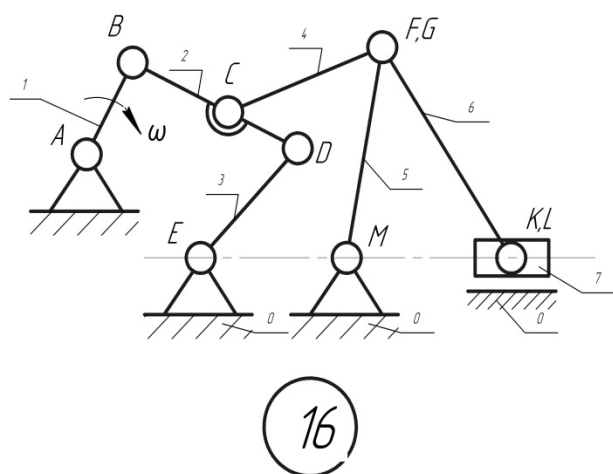
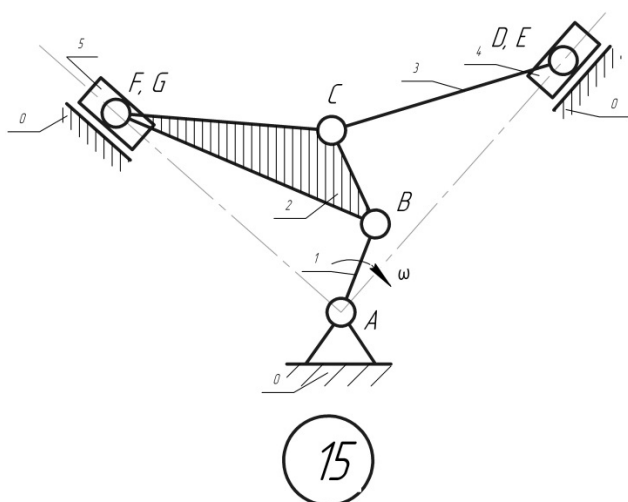
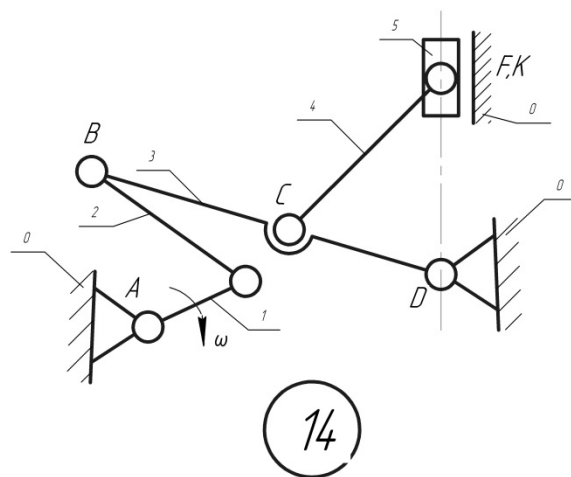
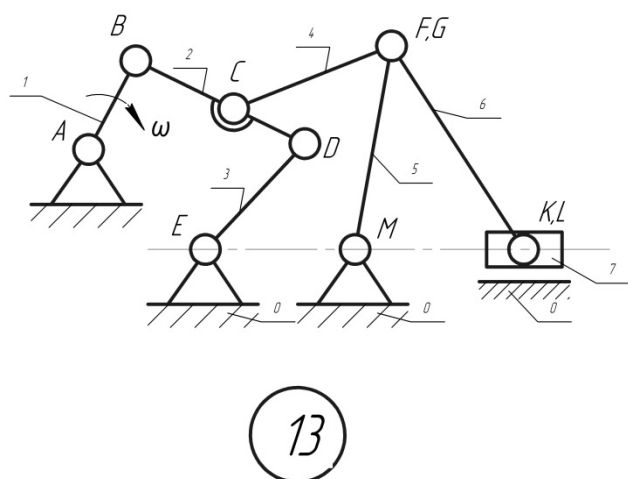
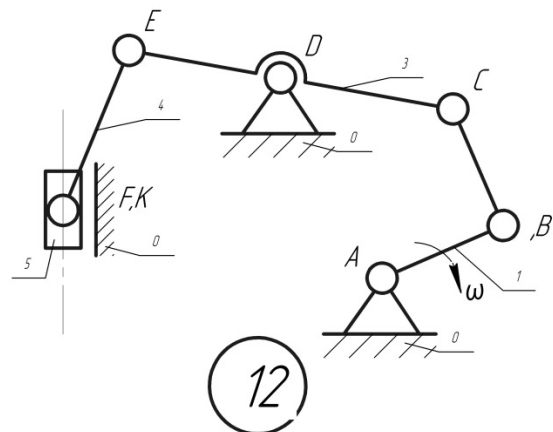
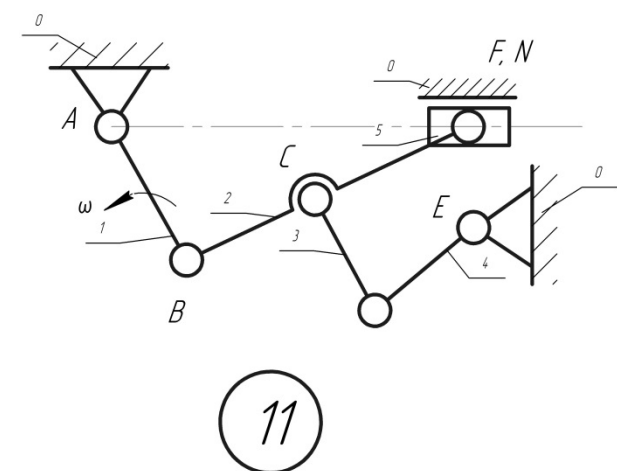
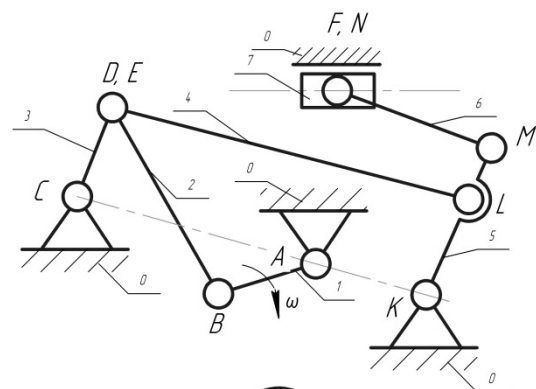
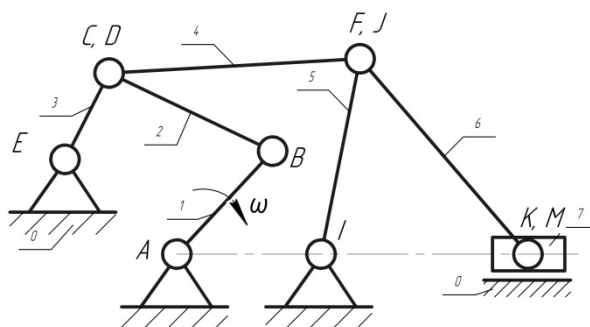


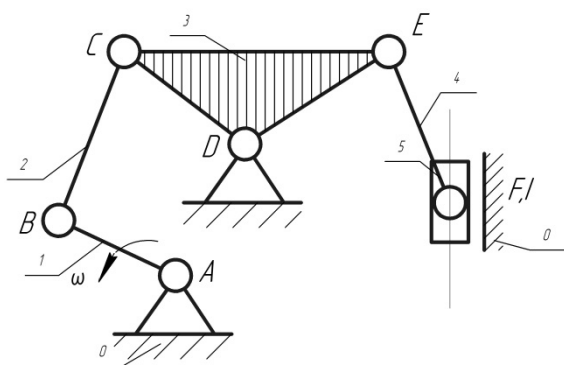
Рис. 1.14. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 11-16)



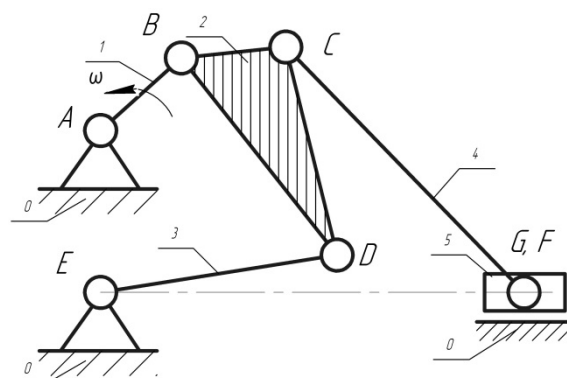
17



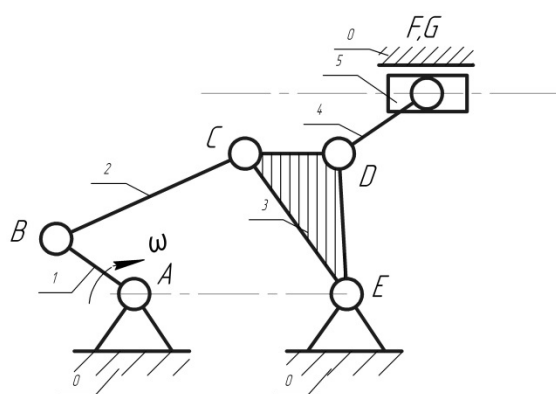
18



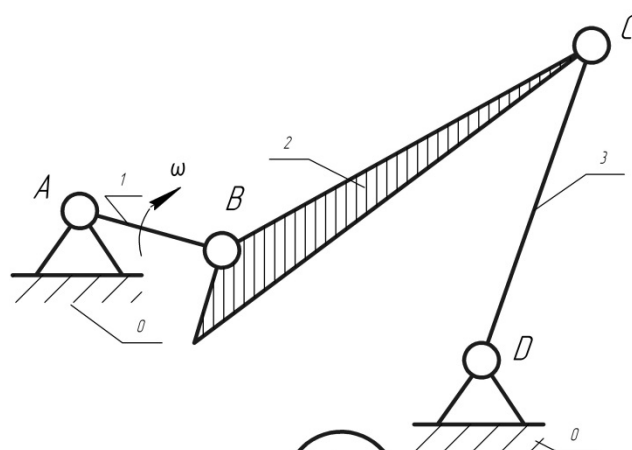
19



20



21



22

Рис. 1.15. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 17-22)

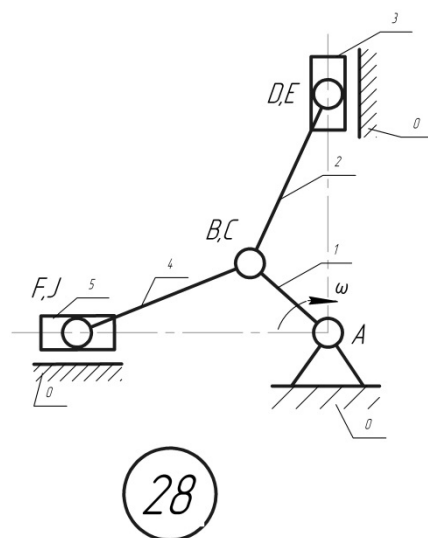
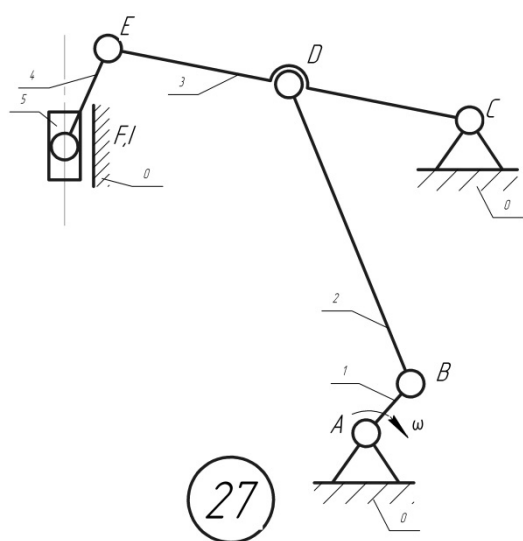
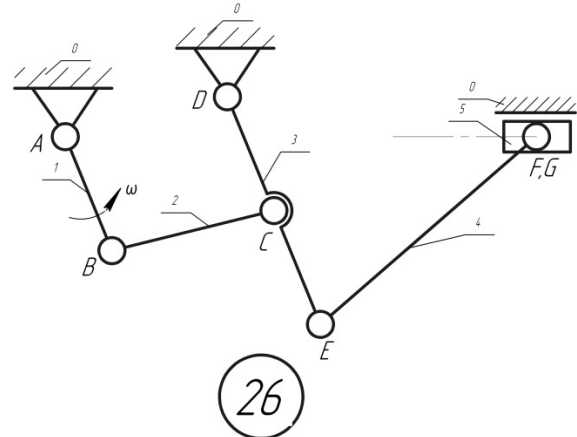
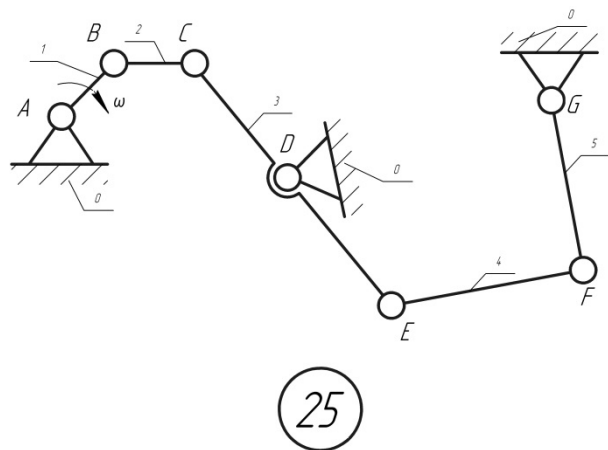
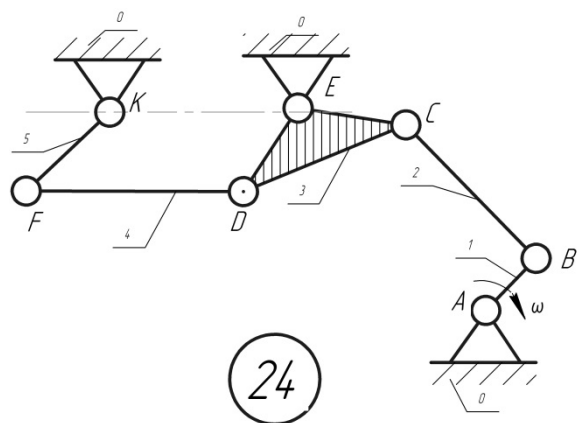
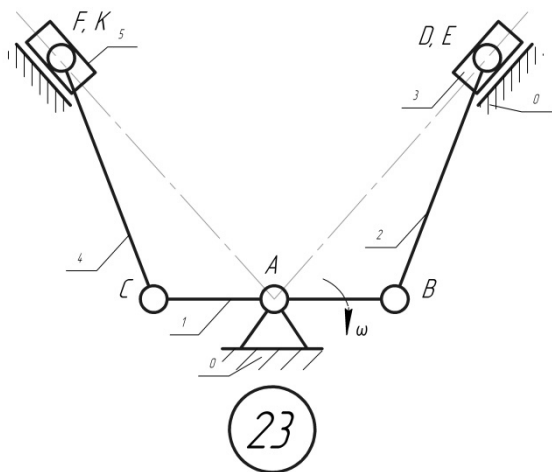


Рис. 1.16. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 23-28)

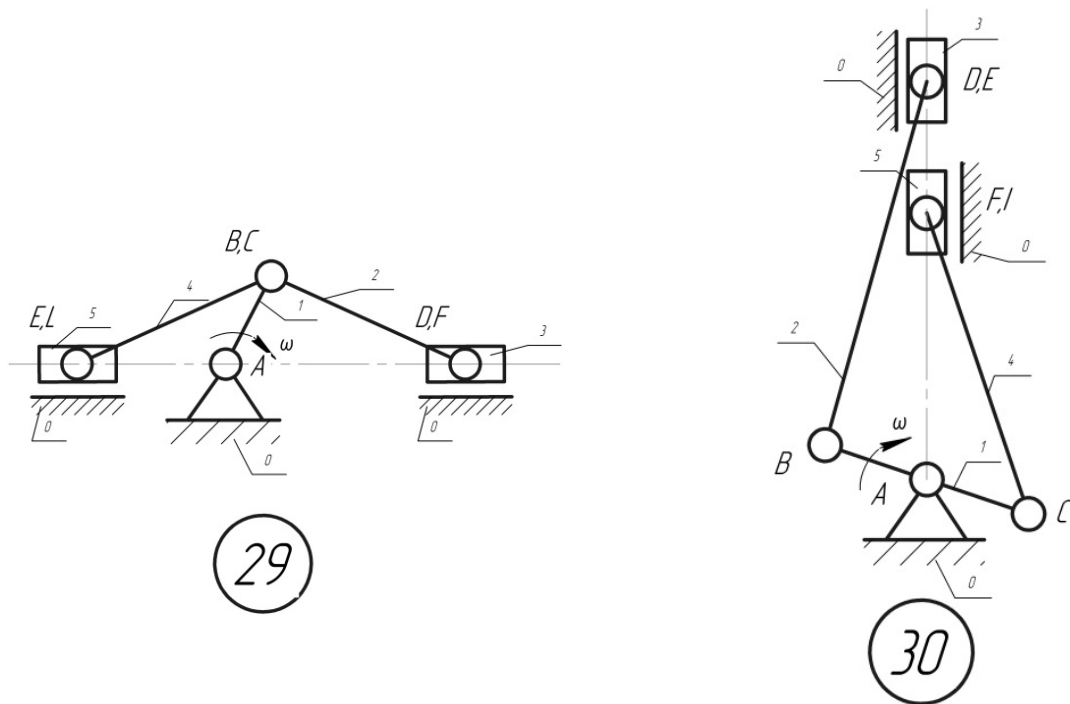


Рис. 1.17. Структурні схеми важільних механізмів (варіанти 29-30)

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з умовними позначеннями, які використовуються для зображення кінематичних схем.
2. Ознайомитися з роботою механізмів, виданих викладачем. З'ясувати характер руху ланок, а також, які кінематичні пари утворюють ланки між собою (обертальні, поступальні чи вищі).
3. Накреслити у масштабі одну із кінематичних схем механізму, а схеми інших (двох, трьох) механізмів зобразити без масштабу.
4. Виконати структурний аналіз кожної зі схем заданих механізмів.
 - 4.1. Позначити ланки і кінематичні пари. Ланки рекомендується позначати арабськими цифрами, розпочинаючи від ведучої, а кінематичні пари – латинськими великими літерами. Якщо деякі ланки механізму утворюють вищі кінематичні пари, то на початку структурного аналізу їх необхідно замінити ланками з нижчими кінематичними парами, а потім виконати структурний аналіз.

4.2. Скласти таблицю кінематичних пар, де визначити характер відносного руху ланок; указати, які ланки створили цю пару; визначити клас кінематичної пари.

4.3. Визначити ступінь рухомості механізму за формулою Чебишева. Якщо необхідно, то усунути пасивні зв'язки і зайві ступені вільності.

4.4. Позначити на схемі механізму ведучу ланку.

4.5. Відокремити структурні групи, які входять до складу механізму, визначити їх клас і порядок. Для цього:

- відокремлення груп розпочинають із ланок і кінематичних пар, найбільш віддалених від ведучої ланки, спочатку від'єднуючи групи Ассура II класу;
- перевіряють ступінь рухомості частини механізму, яка залишилася та встановлюють чи буде відокремлений кінематичний ланцюг дійсно структурною групою;
- визначають клас, порядок, вид відокремленої групи Ассура. Якщо групу Ассура II класу не вдається віднайти, потрібно спробувати знайти та виокремити групу Ассура III класу тощо;
- від'єднання груп продовжувати, поки не залишиться механізм I класу (ведуча ланка із стояком).

4.6. За класом старшої групи визначити клас і порядок механізму загалом.

4.7. Записати формулу будови механізму.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Кінематична схема механізму, числові значення розмірів ланок, масштабний коефіцієнт довжин μ_l .
3. Структурна схема механізму.
4. Характеристика кінематичних пар.
5. Визначення ступеня рухомості механізму.
6. Виокремлення та класифікація структурних груп, які входять до складу механізму.
7. Формула будови механізму.

8. Вказати клас і порядок всього механізму.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Що називається деталлю, ланкою?
2. Що називається кінематичною парою? Класифікація кінематичних пар.
3. Що називається кінематичним ланцюгом та механізмом?
4. Які механізми називаються плоскими та просторовими? Написати формулу для визначення ступеня рухомості плоских та просторових механізмів. Навести приклади.
5. Навести приклади механізмів із зайвими ступенями вільності та пасивними ланками.
6. Що являє собою структурна схема механізму? Чим відрізняється кінематична схема від структурної?
7. Група Ассура. Визначення і ознаки. Класифікація груп Ассура. Клас, порядок і вид.
8. Який механізм називають механізмом I класу (ведучою ланкою)?
9. Послідовність структурного аналізу і синтезу механізмів.
10. Як проводять заміну вищих кінематичних пар? Навести приклади.
11. Як записують формулу будови механізму?
12. Виконати структурний синтез механізму за формулою будови:
 $I \rightarrow II^3_2 \rightarrow II^4_2; III \leftarrow I \rightarrow II^1_2 \rightarrow II^3_2.$

Тема 2. Кінематичне дослідження важільних механізмів

Мета роботи: ознайомитися з практичними способами кінематичного дослідження важільних механізмів аналітичним методом за допомогою ЕОМ, методом кінематичних діаграм та методом планів швидкостей та прискорень.

Теоретичні відомості

При конструюванні нових або дослідженні діючих механізмів необхідно знайти траєкторії, швидкості і прискорення точок, а також положення, кутові швидкості і прискорення ланок механізму. Визначення вказаних параметрів називається *кінематичним дослідженням* механізму. Ці параметри визначають аналітичним, графічним, графоаналітичним або експериментальним методами.

Аналітичний метод

При кінематичному дослідженні аналітичним методом необхідно визначити залежність координат вихідної ланки через координати ведучої ланки, закон руху якої заданий.

Як правило, для більшості механізмів число незалежних параметрів, якими можна задаватися довільно, відповідає числу ступенів рухомості. Для плоских механізмів ступінь рухомості визначається за формулою П.Л.Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де n – число рухомих ланок механізму;

p_i – число кінематичних пар i -го класу ($i=1, 2, 3...5$).

Наприклад, для кривошипно-повзунного механізму, кінематична схема якого зображена на рис. 2.1а, ступінь рухомості дорівнює:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Це означає, що при $W=1$ механізм має один незалежний параметр або одну узагальнену координату, яка визнає положення будь-якої ланки механізму. На практиці зручніше за узагальнену координату приймати кут φ_1 , який визначає положення ведучої ланки кривошипа (рис. 2.1а.).

В основу аналітичної кінематики механізмів покладено метод Зінов'єва, згідно з яким будь-який механізм, що складається із замкненого кінематичного ланцюга з нижчими парами, можна зобразити у вигляді замкненого векторного контуру або системи замкнутих векторних контурів, замінивши умовно ланки механізму векторами. За початок векторного контуру зручно приймати нерухоми точку (стояк). Кожен вектор має початком та кінцем кінематичні пари, у які входять ланки. Модуль вектора може бути як постійним, так і змінним. Напрямок кожного вектора визначається кутом, що відраховується проти годинникової стрілки від лінії, яка паралельна осі x обраної системи координат і проведена через початок відповідного вектора. Знак вектора береться плюс, якщо напрям вектора збігається з напрямом обходу контуру за годинниковою стрілкою.

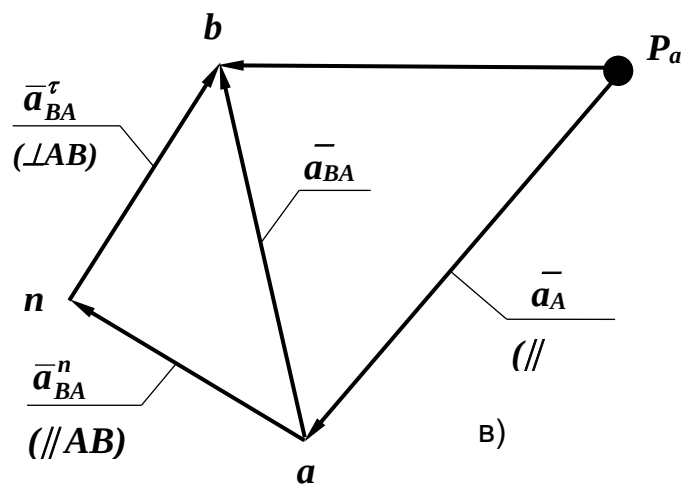
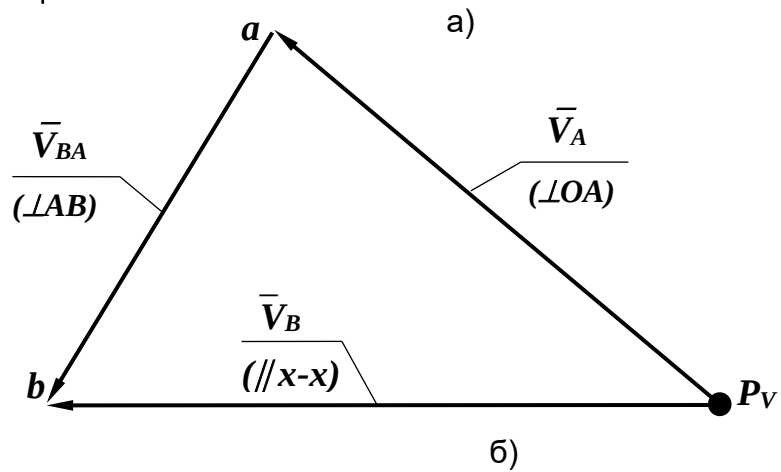
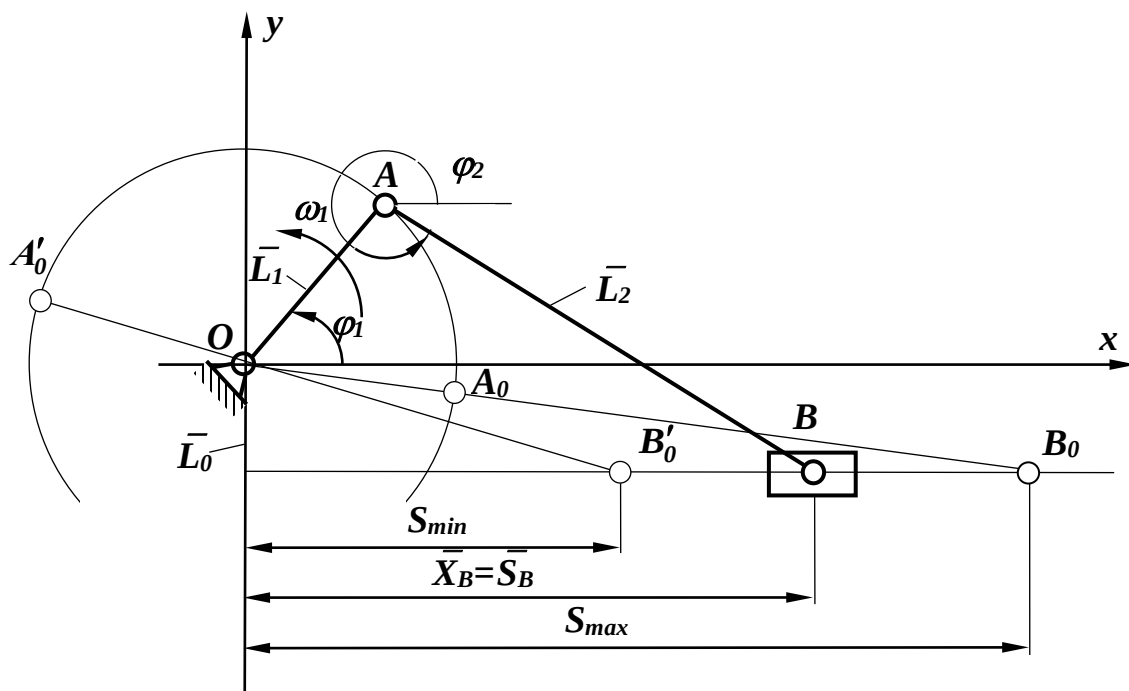


Рис. 2.1. Кінематична схема кривошипно-повзунного механізму (а) та плани швидкостей (б) і прискорень (в)

Аналітика кривошипно-повзунного механізму

Зображаємо кривошипно-повзунний механізм у вигляді векторного многокутника (рис. 2.1а.). Нанесемо певним чином на ланки групи вектори, які утворюють замкнений контур. Запишемо умову замкненості контуру у вигляді векторного рівняння:

$$\overline{L_0} + \overline{L_1} + \overline{L_2} = \overline{S_B} \quad (2.1)$$

Приймаємо точку O – центр обертання кривошипа – за початок системи координат OXY . Ураховуючи умову замкненості, запишемо рівняння проєкцій векторів на осі x і y :

$$L_1 \cdot \cos \varphi_1 + L_2 \cdot \cos \varphi_2 = S_B, \quad (2.2)$$

$$L_0 + L_1 \cdot \sin \varphi_1 - L_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (2.3)$$

Використовуючи рівняння (2.2) і (2.3), отримуємо функції положення ланок і точок механізму:

$$S_B = l_1 \left(\cos \varphi_1 + \frac{1}{k} \cos \varphi_2 \right), \quad (2.4)$$

$$\varphi_2 = \arcsin[k(\sin \varphi_1 + n)], \quad (2.5)$$

$$\text{де } k = \frac{L_1}{L_2}; \quad n = \frac{L_0}{L_1}.$$

Рівнянням (2.4) визначається лінійне переміщення повзуна, а рівнянням (2.5) – кутове переміщення повзуна.

При диференціюванні рівнянь (2.4) і (2.5) за незалежний параметр механізму можна прийняти час t або кут φ_1 повороту кривошипа. У першому випадку отримаємо залежності для визначення швидкості і прискорення, а у другому – аналоги швидкості і прискорення ланок механізму і точок, які їм належать.

Диференціюємо рівняння (2.5.) за часом t . Тоді кутова швидкість шатуна:

$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d}{dt} \arcsin[k(\sin \varphi_1 + n)] = k \cdot \omega_1 \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2}. \quad (2.6)$$

Диференціюючи рівняння (2.5) за узагальненою координатою φ_1 , отримаємо залежність аналога кутової швидкості шатуна:

$$i_{21} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \arcsin[k(\sin \varphi_1 + n)] = k \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} \cdot \omega_1. \quad (2.7)$$

Аналог кутової швидкості шатуна i_{21} є безрозмірною величиною і є передаточною функцією або передаточним відношенням між ланками, у цьому випадку між шатуном 2 і кривошипом 1.

Зв'язок між кутовою швидкістю ω_2 і її аналогом i_{21} :

$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \cdot i_{21}. \quad (2.8)$$

Для визначення кутового прискорення ε_2 шатуна диференціюємо за часом t рівняння (2.6):

$$\begin{aligned} \varepsilon_2 &= \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot k \cdot \omega_1 \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} = \\ &= -k \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos \varphi_2} \left(\cos^2 \varphi_2 - k \cdot \frac{\cos^2 \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} \right). \end{aligned} \quad (2.9)$$

Аналог кутового прискорення шатуна визначається диференціюванням рівняння (2.7)

$$\begin{aligned} i'_{21} &= \frac{di_{21}}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \cdot k \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} = \\ &= -k \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} \left(\cos^2 \varphi_2 - k \cdot \frac{\cos^2 \varphi_1 \cdot \sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} \right). \end{aligned} \quad (2.10)$$

Зв'язок між кутовим прискоренням ε_2 шатуна і його аналогом i'_{21}

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} = \frac{d^2\varphi_2}{d\varphi_1^2} \cdot \frac{d\varphi_1^2}{dt^2} = \omega_1^2 \cdot \frac{di_{21}}{d\varphi_1} = \omega_1^2 \cdot i'_{21}. \quad (2.11)$$

Для визначення лінійних швидкостей і прискорень повзуна використаємо рівняння (2.4), двічі його диференціюючи

$$\vartheta_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{d}{dt} \cdot l_1 \left(\cos \varphi_1 + \frac{1}{k} \cos \varphi_2 \right) = -l_1 \cdot \omega_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2}; \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} a_B &= \frac{d\vartheta_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left[-l_1 \cdot \omega_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2} \right] = \\ &= -l_1 \cdot \omega_1^2 \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2} + k \cdot \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} \right]. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Аналоги швидкостей і прискорень повзуна виражаються такими залежностями:

$$i_{31} = \frac{dS_B}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} \cdot l_1 \left(\cos \varphi_1 + \frac{1}{k} \cos \varphi_2 \right) = -l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2}, \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} i'_{31} &= \frac{di_{31}}{dt} = \frac{d}{d\varphi_1} \left[-l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2} \right] = \\ &= -l_1 \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{\cos \varphi_2} + k \cdot \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3 \varphi_2} \right]. \end{aligned} \quad (2.15)$$

Зв'язок між швидкостями, прискореннями і їхніми аналогами можна подати таким чином:

$$\vartheta_B = \frac{dS_B}{dt} = \frac{dS_B}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \cdot i_{31}, \quad (2.16)$$

$$a_B = \frac{d\vartheta_B}{dt} = \frac{d^2 S_B}{dt^2} = \frac{d^2 S_B}{d\varphi^2} \cdot \frac{d\varphi^2}{dt^2} = \omega_1^2 \cdot i'_{31}. \quad (2.17)$$

Аналітика кулісного механізму

Кінематична схема кулісного механізму зображена на рис. 2.2.

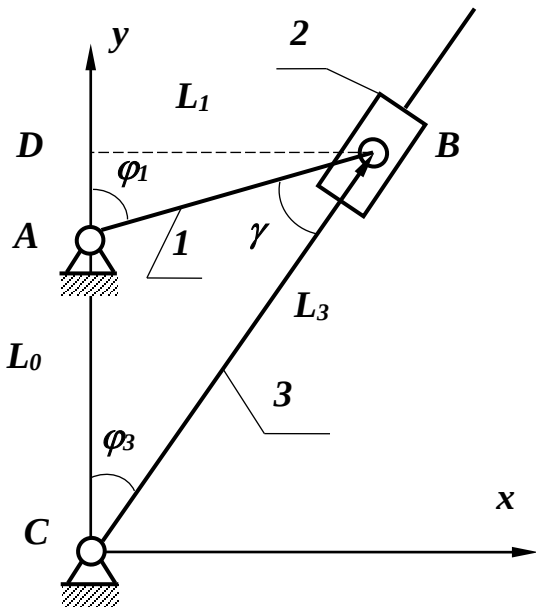


Рис. 2.2. Кінематична схема кулісного механізму

Запишемо векторне рівняння для контуру кінематичної схеми

$$\overline{L_0} + \overline{L_1} = \overline{L_3}. \quad (2.18)$$

Приймаючи за незалежний параметр кут φ_1 повороту кривошипа, визначимо залежність переміщення куліси 3.

Із трикутника **BCD** маємо

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{\sin \varphi_1}{n + \cos \varphi_1}, \quad (2.19)$$

$$\text{де } n = \frac{L_0}{L_1}.$$

У заданому механізмі куліса може здійснювати або коливальний, або обертальний рух. Для куліси, яка здійснює коливальний рух, кут $\varphi_3 < 90^\circ$, $\operatorname{tg} \varphi_3 < \infty$, а отже знаменник не повинен приймати значення, що дорівнює нулю, тобто повинно бути $n > 1$.

Розмірковуючи аналогічно, отримуємо для куліси, яка здійснює обертальний рух, $n < 1$, тобто $L_0 < L_1$.

Із рівняння (2.19) випливає, що кутове переміщення куліси

$$\varphi_3 = \arctg \frac{\sin \varphi_1}{n + \cos \varphi_1}. \quad (2.20)$$

Диференціюючи рівняння (2.20) за часом t , отримуємо

$$\begin{aligned} \frac{1}{\cos^2 \varphi_3} \cdot \dot{\varphi}_3 &= \frac{(n + \cos \varphi_1) \cdot \cos \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1 - (-\sin \varphi_1 \cdot \dot{\varphi}_1) \sin \varphi_1}{(n + \cos \varphi_1)^2} = \\ &= \omega_1 \cdot \frac{n \cdot \cos \varphi_1 + 1}{(n + \cos \varphi_1)^2}, \end{aligned} \quad (2.21)$$

де $\dot{\varphi}_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$, $\dot{\varphi}_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$.

Подамо вираз $\frac{1}{\cos^2 \varphi_3}$ таким чином:

$$\frac{1}{\cos^2 \varphi_3} = 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_3 = 1 + \frac{\sin^2 \varphi_1}{(n + \cos \varphi_1)^2} = \frac{(n + \cos \varphi_1)^2 + \sin^2 \varphi_1}{(n + \cos \varphi_1)^2}$$

і підставимо його в рівняння (2.21), тоді

$$\omega_3 \frac{(n + \cos \varphi_1)^2 + \sin^2 \varphi_1}{(n + \cos \varphi_1)^2} = \omega_1 \cdot \frac{n \cdot \cos \varphi_1 + 1}{(n + \cos \varphi_1)^2},$$

звідки визначаємо кутову швидкість куліси

$$\omega_3 = \dot{\varphi}_3 = \omega_1 \cdot \frac{1 + n \cos \varphi_1}{1 + 2n \cos \varphi_1 + n^2}. \quad (2.22)$$

Передаточна функція механізму записується таким рівнянням

$$i_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1 + n \cos \varphi_1}{1 + 2n \cos \varphi_1 + n^2}. \quad (2.23)$$

Для визначення аналога кутового прискорення куліси необхідно продиференціювати рівняння (2.23) за часом t

$$i'_{31} \cdot \dot{\varphi}_1 = \frac{\omega_1 \cdot \frac{d\omega_3}{dt} - \omega_3 \cdot \frac{d\omega_1}{dt}}{\omega_1^2},$$

тоді

$$i'_{31} = \frac{\omega_1 \cdot \varepsilon_3 - \omega_3 \cdot \varepsilon_1}{\omega_1^3}. \quad (2.24)$$

Якщо рівняння (2.23) диференціювати за параметром φ_1 , то замість (4.24) аналог i'_{31} виразиться таким чином

$$i'_{31} = \frac{n(1-n^2) \cdot \sin \varphi_1}{(1+2n \cos \varphi_1 + n^2)^2}. \quad (2.25)$$

Із рівняння (2.24) визначаємо кутове прискорення куліси

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \cdot i_{31} + \omega_1^2 \cdot i'_{31}. \quad (2.26)$$

Підставляючи у формулу (2.26) значення аналогів i_{31} і i'_{31} із (2.23) і (2.25), отримаємо

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_1 \cdot \frac{1+n \cos \varphi_1}{1+2n \cos \varphi_1 + n^2} + \omega_1^2 \cdot \frac{n(1-n^2) \sin \varphi_1}{(1+2n \cos \varphi_1 + n^2)^2}. \quad (2.27)$$

При рівномірному русі кривошипа ($\omega_1 = \text{const}$, $\varepsilon_1 = 0$) кутове прискорення куліси визначається

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \cdot \frac{n(1-n^2) \sin \varphi_1}{(1+2n \cos \varphi_1 + n^2)^2}. \quad (2.28)$$

Для визначення лінійної швидкості повзунка 2 відносно куліси 3 запишемо рівняння (2.18) у проєкціях на напрямну куліси

$$L_3 = L_0 \cdot \cos \varphi_3 + L_1 \cdot \cos \gamma = L_0 \left(\cos \varphi_3 + \frac{1}{n} \cdot \cos \gamma \right), \quad (2.29)$$

де $\gamma = (\varphi_1 - \varphi_3)$ – кут між векторами $\bar{L}_1$ і $\bar{L}_3$.

Залежність для визначення швидкості повзунка відносно куліси можна отримати диференціюванням рівняння (2.29) за часом t

$$\vartheta_{23} = \frac{dL_3}{dt} = -L_0 \left(\sin \varphi_3 \cdot \frac{d\varphi_3}{dt} + \frac{1}{n} \cdot \sin \gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} \right). \quad (2.30)$$

Значення похідної $\frac{d\gamma}{dt}$ можна визначити, якщо записати рівняння (2.18) в проєкціях на напрямну перпендикулярну кулісі

$$\begin{cases} \sin \gamma = n \sin \varphi_3; \\ \cos \gamma \cdot \frac{d\gamma}{dt} = n \cos \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{dt} = n \cdot \omega_3 \cos \varphi_3, \end{cases}$$

звідки

$$\gamma' = \frac{d\gamma}{dt} = n \omega_3 \frac{\cos \varphi_3}{\cos \gamma}. \quad (2.31)$$

Підставляючи в рівняння (2.30) значення γ' , отримаємо

$$\begin{aligned} \vartheta_{23} &= -L_0 \left(\omega_3 \sin \varphi_3 + \frac{1}{n} \cdot \sin \gamma \cdot n \cdot \omega_3 \cdot \frac{\cos \varphi_3}{\cos \gamma} \right) = \\ &= -L_0 \cdot \omega_3 \left(\frac{\sin \varphi_3 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma \cdot \cos \varphi_3}{\cos \gamma} \right) = -L_0 \cdot \omega_3 \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)}. \end{aligned} \quad (2.32)$$

Диференціюючи рівняння (2.32) за часом t , отримаємо формулу для визначення прискорення повзуна відносно куліси

$$\begin{aligned} a_{23} &= \frac{d\vartheta_{23}}{dt} = \frac{d}{dt} \left[-L_0 \omega_3 (\sin \varphi_3 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \cos \varphi_3) \right] = \\ &= -L_0 \left\{ \omega_3 \left[\cos \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3 + \frac{1}{\cos^2 \gamma} \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos \varphi_3 + \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} (-\sin \varphi_3 \cdot \dot{\varphi}_3) \right] \right\} + \\ &+ \left(\sin \varphi_3 + \frac{\sin \gamma}{\cos \gamma} \cdot \cos \varphi_3 \right) \frac{d\omega_3}{dt} = \\ &= -L_0 \left\{ \omega_3^2 \left[\frac{\cos(\varphi_3 + \gamma)}{\cos \gamma} + n \frac{\cos^2 \varphi_3}{\cos^3 \gamma} + \varepsilon_3 \frac{\sin(\varphi_3 + \gamma)}{\cos \gamma} \right] \right\} = \\ &= -L_0 \left\{ \omega_3^2 \left[\frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} + n \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3(\varphi_1 - \varphi_3)} \right] + \varepsilon_3 \frac{\sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} \right\}. \end{aligned}$$

Таким чином, прискорення повзуна відносно куліси

$$a_{23} = -L_0 \left\{ \omega_3^2 \left[\frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} + n \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^3(\varphi_1 - \varphi_3)} \right] + \varepsilon_3 \frac{\sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \varphi_3)} \right\}, \quad (2.33)$$

де $\dot{\varphi}_3 = \omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt}$; $\varphi_1 = \varphi_3 + \gamma$; $\gamma = \varphi_1 - \varphi_3$.

Аналitiчну кінематику деяких механізмів можна значно спростити, використовуючи їх геометричні особливості.

Для прикладу розглянемо кінематичну схему **sin**-го механізму, зображеного на рис. 2.3.

Запишемо умову замкненості векторного контуру

$$\bar{L}_1 = \bar{L}_3 + \bar{L}_2. \quad (2.34)$$

Тут вектор $\bar{L}_3$ визначає положення ланки 3 відносно центра обертання – точки A , а вектор $\bar{L}_2$ – положення повзуна 2 на кулісі 3.

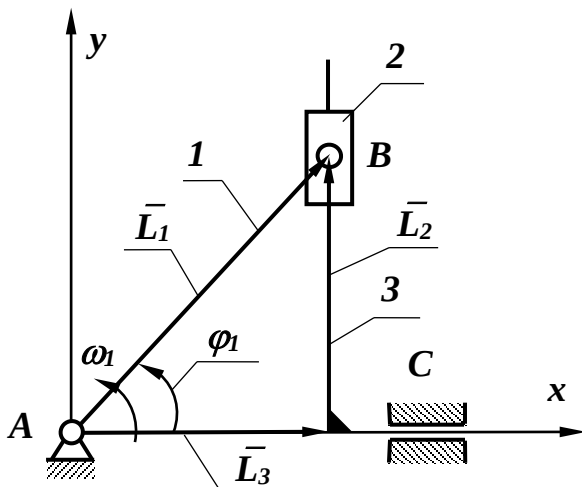


Рис. 2.3. Кінематична схема **sin**-го механізму

Для визначення закону переміщення ланки 3 запишемо векторне рівняння (2.34) в проєкціях на вісь X

$$L_3 = L_1 \cdot \cos \varphi_1. \quad (2.35)$$

Диференціюючи це рівняння за часом t , визначаємо абсолютну швидкість ланки 3

$$\frac{dL_3}{dt} = \mathcal{G}_{B_3} = \frac{d}{d\varphi_1} \cdot L_1 \cdot \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = -L_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1. \quad (2.36)$$

Знак мінус у рівнянні (2.36) указує на те, що вектор швидкості $\bar{\mathcal{G}}_B$ направлений протилежно вибраному напрямку осі X .

Диференціюючи рівняння (2.36) за часом t , визначаємо абсолютне прискорення ланки 3

$$a_{B_3} = \frac{d\mathcal{G}_{B_3}}{dt} = \frac{d}{d\varphi} (-L_1 \omega_1 \sin \varphi_1) \frac{d\varphi_1}{dt} = -L_1 \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1. \quad (2.37)$$

Визначаємо переміщення повзуна 2 відносно ланки 3:

$$L_2 = L_1 \cdot \sin \varphi_1. \quad (2.38)$$

Двічі диференціюючи рівняння (2.38), визначаємо швидкість і прискорення повзуна відносно ланки 3:

$$\mathcal{G}_{B_2B_3} = \frac{dL_2}{dt} = L_1 \cdot \omega_1 \cdot \cos \varphi_1, \quad (2.39)$$

$$a_{B_2B_3} = \frac{d^2L_2}{dt^2} = -L_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \sin \varphi_1. \quad (2.40)$$

Розглянемо ще одну схему tg -го механізму, зображеного на рисунку 2.4.

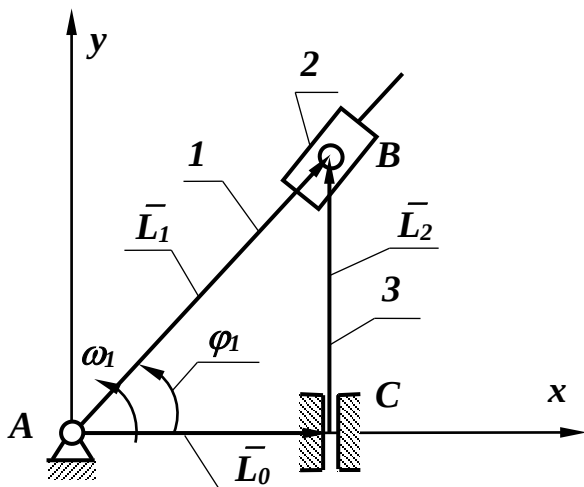


Рис. 2.4. Кінематична схема tg -го механізму

Запишемо умову замкненості векторного контуру

$$\bar{L}_1 = \bar{L}_0 + \bar{L}_2. \quad (2.41)$$

У цьому рівнянні $\bar{L}_0$ - постійна величина, $\bar{L}_1$ і $\bar{L}_2$ є залежними від кута φ_1 повороту куліси AB .

Відносно переміщення повзуна по кулісі визначимо, якщо запишемо векторне рівняння (2.41) в проєкціях на вісь X

$$L_0 = L_1 \cdot \cos \varphi_1, \quad (2.42)$$

звідки знаходимо

$$L_1 = \frac{L_0}{\cos \varphi_1}. \quad (2.43)$$

Диференціюючи рівняння (2.43) за часом t , визначаємо швидкість повзуна відносно куліси

$$\mathcal{G}_{B_2B_1} = L_1 \cdot \omega_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (2.44)$$

Визначаємо прискорення повзуна відносно куліси, тобто тангенційне прискорення

$$\begin{aligned} a_{B_2B_1} &= \frac{d\mathcal{G}_{B_2B_1}}{dt} = \frac{d}{dt} L_1 \cdot \omega_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 = \\ &= \omega_1 \left(L_1 \cdot \frac{1}{\cos^2 \varphi_1} \cdot \dot{\varphi}_1 + \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \frac{dL_1}{d\varphi_1} \cdot \dot{\varphi} \right) = \omega_1^2 \cdot L_1 \left(\frac{1 + \sin^2 \varphi_1}{\cos^2 \varphi_1} \right). \end{aligned} \quad (2.45)$$

Абсолютне переміщення L_2 визначаємо із рівності

$$L_2 = L_0 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1. \quad (2.46)$$

Диференціюючи двічі рівняння (2.46), отримаємо залежності для визначення швидкості і прискорення ланки BC :

$$\mathcal{G}_{B_{23}} = \frac{dL_2}{dt} = L_0 \cdot \omega_1 \cdot \frac{1}{\cos^2 \varphi_1}; \quad (2.47)$$

$$a_{B_{23}} = \frac{d^2 L_2}{dt^2} = 2 \cdot L_0 \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos^3 \varphi_1}. \quad (2.48)$$

Абсолютна швидкість точки B_1 , яка належить кулісі AB , визначається за формулою

$$\mathcal{G}_{B_1} = \omega_1 \cdot L_1 = \omega_1 \cdot \frac{L_0}{\cos \varphi_1}. \quad (2.49)$$

Прискорення точки B_1 визначається

$$a_{B_1} = \omega_1^2 \cdot L_1 = \omega_1^2 \cdot \frac{L_0}{\cos \varphi_1}. \quad (2.50)$$

У заданому механізмі наявне прискорення Коріоліса, що визначається за формулою

$$a_{B_2B_1}^k = 2 \cdot \omega_1 \cdot \mathcal{G}_{B_2B_1}. \quad (2.51)$$

Передаточна функція:

$$i_{31} = \frac{\vartheta_{B_{23}}}{\omega_1} = \frac{L_0}{\cos^2 \varphi_1}. \quad (2.52)$$

Аналог прискорення $a_{B_{23}}$ є похідна від аналога швидкості i_{31} за часом t

$$i'_{31} = \frac{a_{B_{23}}}{\omega_1^2} = 2L_0 \cdot \frac{\sin \varphi_1}{\cos^3 \varphi_1}. \quad (2.53)$$

На підставі отриманих аналітичних залежностей можна скласти програму обчислення кінематичних параметрів механізмів на EOM.

Кінематичний аналіз механізму з використанням програмного середовища MathCAD

Розрахункова схема механізму, для якої буде розроблено алгоритм кінематичного аналізу в програмному середовищі MathCAD представлена на рисунку 2.5.

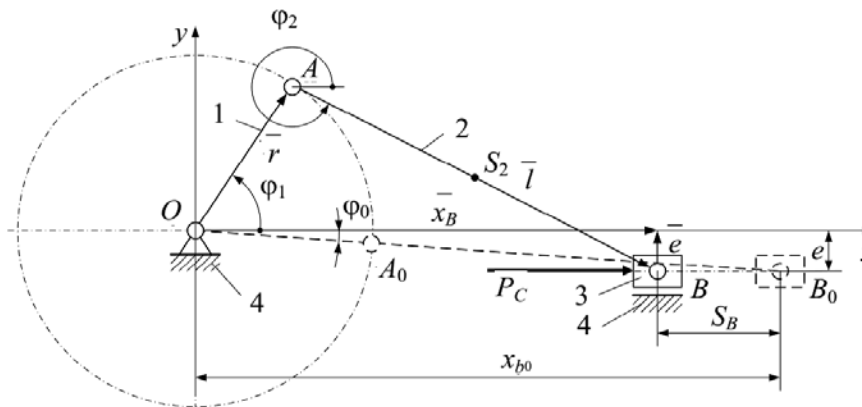


Рис. 2.5. Розрахункова схема

Значення вихідних даних (параметрів), що відображені в програмному середовищі MathCAD, представлені на рисунку 1.15.

Кількість положень механізму	$N := 12$	
Довжина ланок механізму	$r := 0.09$	m
	$l := 0.28$	m
Ексцентриситет	$e := 0.05$	m
Кутова швидкість кривошипа	$\omega_1 := 12$	$\frac{\text{rad}}{\text{sec}}$
Моменти інерції ланок	$J_1 := 0.012$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
	$J_2 := 0.088$	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
Маси ланок	$m_2 := 11.2$	kg
	$m_3 := 33.5$	kg
Сила корисного опору	$P_c := 400$	N
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta := 0.03$	

Рис. 2.6. Вихідні параметри до кінематичного аналізу механізму в MathCAD

Аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів досліджуваного механізму представлені на рисунку 2.7.

$$\begin{aligned}
 lAS2 &:= 0.5 \cdot l \\
 \phi 0 &:= \arcsin\left(\frac{e}{1+r}\right) \quad \phi 0' := \pi + \arcsin\left(\frac{e}{1+r}\right) \quad \phi 1 := \phi 0, \left(\phi 0 + \frac{2 \cdot \pi}{N}\right) .. (2 \cdot \pi + \phi 0) \\
 b0 &:= \sqrt{(1+r)^2 - e^2} \\
 \Delta \phi 1 &:= \frac{2 \cdot \pi}{N} \\
 \phi 2(\phi 1) &:= 2 \cdot \pi + \arcsin\left(\frac{e - r \cdot \sin(\phi 1)}{1}\right) \quad \phi 2'(\phi 1) := \frac{d}{d\phi 1} \phi 2(\phi 1) \quad \phi 2''(\phi 1) := \frac{d^2}{d\phi 1^2} \phi 2(\phi 1) \\
 xA(\phi 1) &:= r \cdot \cos(\phi 1) \quad xA'(\phi 1) := -r \cdot \sin(\phi 1) \\
 yA(\phi 1) &:= r \cdot \sin(\phi 1) \quad yA'(\phi 1) := r \cdot \cos(\phi 1) \\
 xB(\phi 1) &:= r \cdot \cos(\phi 1) + 1 \cdot \cos(\phi 2(\phi 1)) \quad xB'(\phi 1) := \frac{d}{d\phi 1} xB(\phi 1) \quad xB''(\phi 1) := \frac{d^2}{d\phi 1^2} xB(\phi 1) \\
 xS2(\phi 1) &:= xA(\phi 1) + lAS2 \cdot \cos(\phi 2(\phi 1)) \quad xS2'(\phi 1) := \frac{d}{d\phi 1} xS2(\phi 1) \quad xS2''(\phi 1) := \frac{d^2}{d\phi 1^2} xS2(\phi 1) \\
 yS2(\phi 1) &:= yA(\phi 1) + lAS2 \cdot \sin(\phi 2(\phi 1)) \quad yS2'(\phi 1) := \frac{d}{d\phi 1} yS2(\phi 1) \quad yS2''(\phi 1) := \frac{d^2}{d\phi 1^2} yS2(\phi 1) \\
 vS2'(\phi 1) &:= \sqrt{xS2'(\phi 1)^2 + yS2'(\phi 1)^2} \quad aS2''(\phi 1) := \sqrt{xS2''(\phi 1)^2 + yS2''(\phi 1)^2} \\
 vS2(\phi 1) &:= w1 \cdot vS2'(\phi 1) \quad aS2(\phi 1) := w1^2 \cdot aS2''(\phi 1) \\
 w2(\phi 1) &:= \phi 2'(\phi 1) \cdot w1 \quad \epsilon 2(\phi 1) := w1^2 \cdot \phi 2''(\phi 1) \\
 vB(\phi 1) &:= xB'(\phi 1) \cdot w1 \quad sB(\phi 1) := b0 - xB(\phi 1) \quad aB(\phi 1) := w1^2 \cdot xB''(\phi 1)
 \end{aligned}$$

Рис. 2.7. Аналітичні залежності для кінематичного аналізу механізму в програмному середовищі MathCAD

$w2(\phi 1) =$	$\epsilon 2(\phi 1) =$	$vB(\phi 1) =$	$aB(\phi 1) =$	$sB(\phi 1) =$
-3.906	4.686	0.13	-17.375	0.723
-3.248	25.013	-0.578	-13.906	0.733
-1.784	40.999	-1.012	-5.617	0.769
0.179	46.709	-1.072	2.45	0.816
2.089	38.744	-0.856	6.771	0.859
3.427	21.652	-0.526	8.036	0.889
3.927	0.875	-0.163	8.662	0.904
3.47	-22.135	0.24	9.939	0.903
2.002	-44.303	0.699	10.72	0.882
-0.204	-53.354	1.107	6.86	0.842
-2.328	-40.907	1.202	-3.198	0.79
-3.624	-17.979	0.828	-13.342	0.744
-3.906	4.686	0.13	-17.375	0.723

Рис. 2.8. Числові значення кінематичних параметрів точок і ланок механізму від кутової координати $\phi 1$

У результаті обробки вихідних параметрів (рис. 2.6) із використанням аналітичних залежностей (рис. 2.7) будуть отримані масиви даних (рис. 2.8) та графічні залежності (рис. 2.9-2.11) основних кінематичних параметрів від кутової координати кривошипа 1 (рис. 2.5).

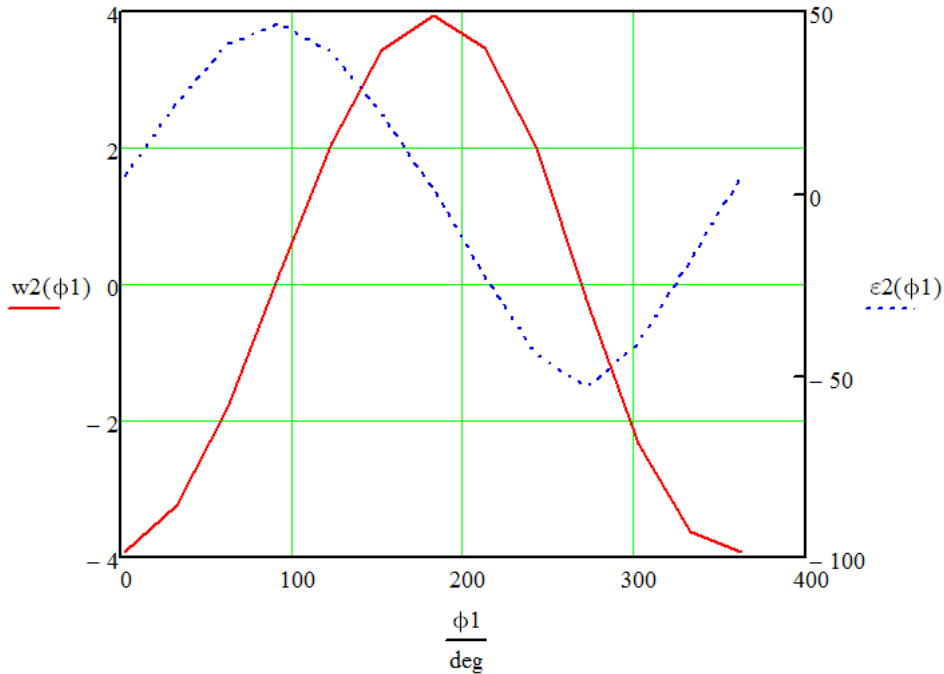


Рис. 2.9. Залежність кутової швидкості (ω_2) та кутового прискорення (ϵ_2) шатуна 2 від кутової координати (ϕ_1) кривошипа 1

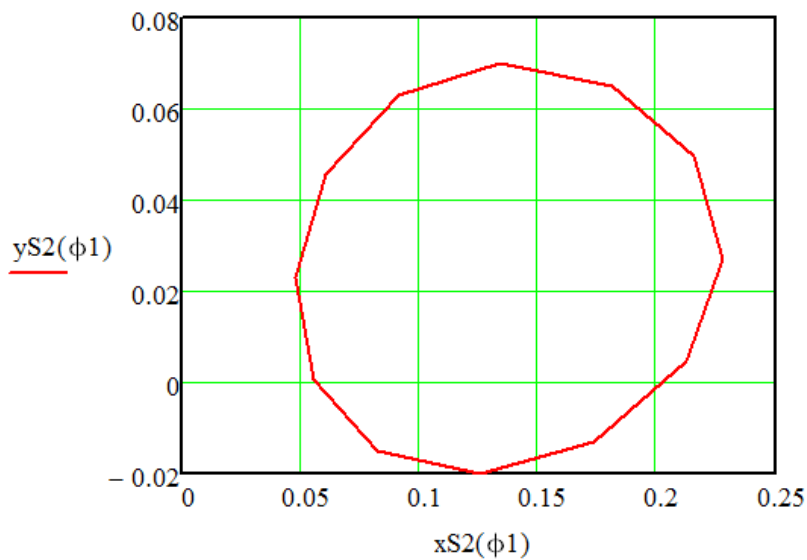


Рис. 2.10. Траєкторія центра мас (s_2) шатуна 2

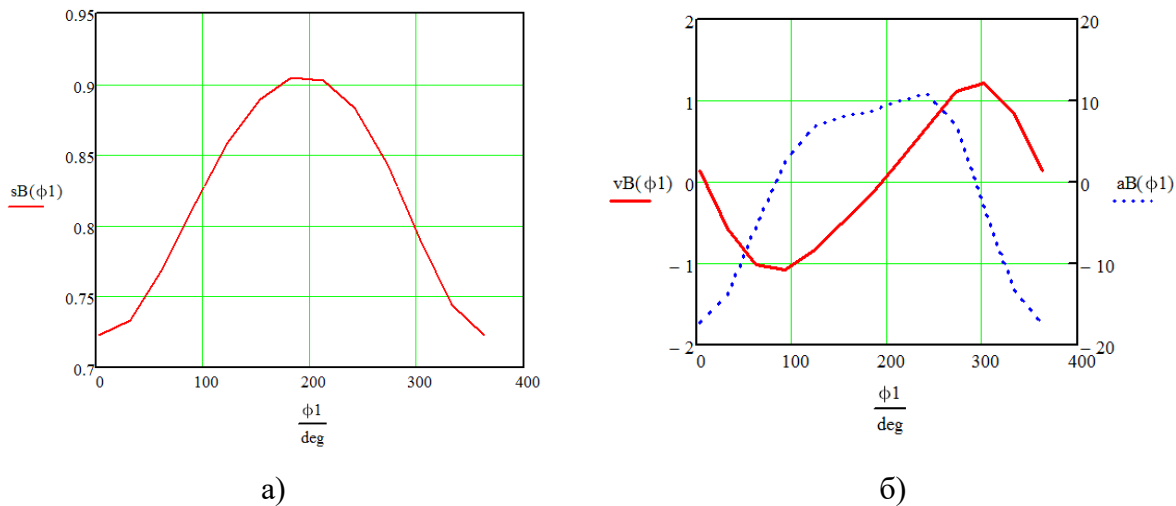


Рисунок 2.11 – Залежність кінематичних параметрів повзуна 3 від кутової координати кривошипа 1: а) переміщення (x_B); б) швидкість (v_B) та прискорення (a_B).

Метод кінематичних діаграм

Для проведення кінематичного дослідження механізмів має бути задана кінематична схема і закон руху початкової ланки.

Кінематична схема механізму будується з використанням масштабного коефіцієнта μ_l , який виражає відношення будь-якої фізичної величини до довжини відрізка, який зображає цю величину на кресленні:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA}, \quad \frac{m}{mm}, \quad (2.54)$$

де l_{OA} – дійсна довжина кривошипа, m ;

OA – довжина відрізка OA , який зображає його на кресленні, mm .

Розглянемо кінематичне дослідження графічним методом, наприклад: кривошипно-повзунного механізму (рис. 2.12). Приймаємо кутову швидкість кривошипа OA : $\omega_1 = const$.

Визначення положень ланок механізму

У цьому механізмі вихідна ланка (повзун) здійснює зворотно-поступальний рух уздовж напрямної $X-X$. Причому крайнє праве положення повзун займе тоді, коли кривошип радіуса L_1 і шатун довжиною L_2 витягнуться в одну лінію, а крайнє ліве – коли кривошип і шатун накладуться один на одного в одну лінію. Таким чином, можна записати:

$$OB_0 = L_1 + L_2; \quad OB_4 = L_2 - L_1.$$

Тому для визначення крайнього правого положення повзуна достатньо з точки O радіусом, який дорівнює сумі $(L_1 + L_2)$, зробити засічку на траєкторії руху повзуна 3 (отримаємо точку B_0). Крайнє ліве положення повзуна буде

отримано, якщо з точки O радіусом, який дорівнює різниці довжин шатунів і кривошипа ($L_2 - L_1$), зробимо засічку на траєкторії руху повзуна 3 (отримаємо точку B_4), відстань H між крайніми положеннями повзуна називається *ходом повзуна*.

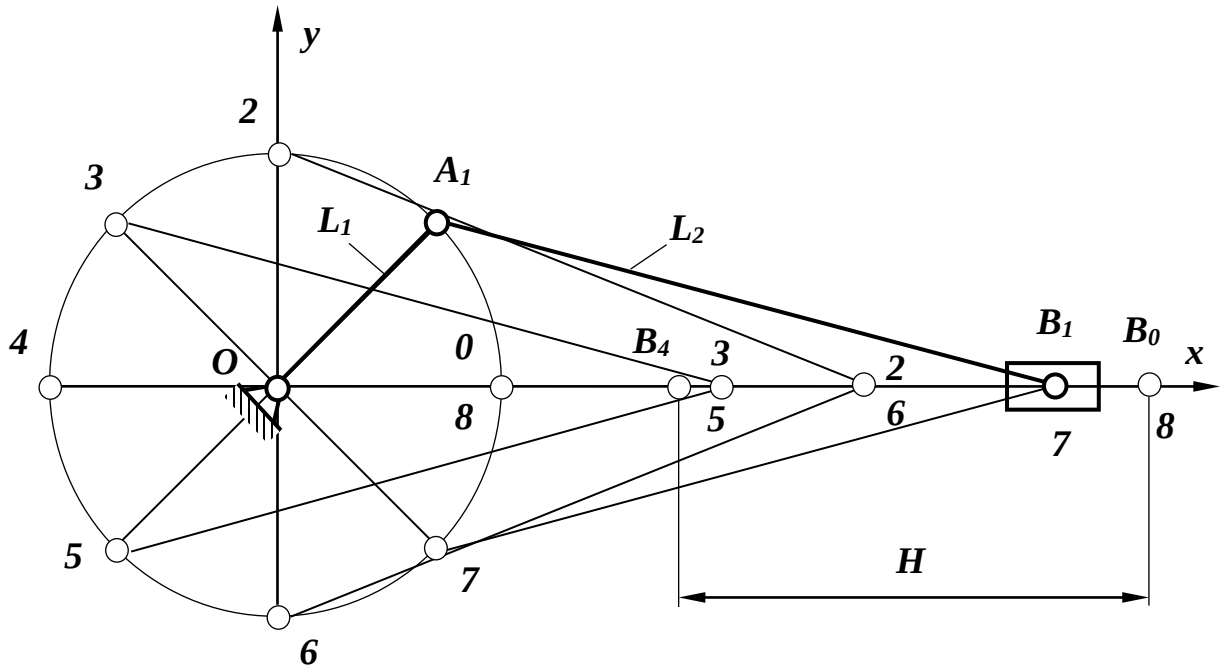


Рис. 2.12. Побудова положень ланок кривошипно-повзунного механізму

Одне з крайніх положень повзуна приймаємо за нульове (наприклад, крайнє праве – точка B_0). Проміжні положення точки B визначимо методом дугових засічок, ураховуючи, що довжина шатунів залишається незмінною. Для цього з отриманих точок $A_0, A_1, \dots, A_7$ радіусом AB робимо дугові засічки на траєкторії руху точки B . З'єднавши точки A_i і B_i відрізками $A_i B_i$ ($i=0, 1, 2, \dots, 7$), одержимо положення шатунів AB і повзуна B .

Побудова діаграм руху повзуна

При дослідженні механізмів часто необхідно знайти характер зміни величини пройденого шляху тією чи іншою ланкою від часу або кута повороту кривошипа. Для цього будують діаграму лінійних $S=S(t)$ (якщо ланка здійснює зворотно-поступальний рух); або кутових $\beta=\beta(t)$ (якщо ланка здійснює коливальний рух) переміщень.

Розглянемо побудову діаграми переміщення $S=S(t)$ повзуна B для заданого кривошипно-шатунного механізму (рис. 2.13).

Оскільки прийнято, що початкова ланка рухається рівномірно, то за рівні проміжки часу кривошип повертається на однакові кути. Переміщення повзуна 3 вимірюється відрізками $B_0 B_i$ ($i=0, 1, 2, \dots, 8$ – положення механізму). Будуємо прямокутну систему координат (див. рис. 2.13а), на осі абсцис якої

відкладаємо відрізок (0-8), який зображає період (час) T одного оберту кривошипа OA у масштабі:

$$\mu_t = \frac{T}{(0-8)}, \quad \frac{с}{мм}, \quad (2.55)$$

де $T=60/n_1$, c (n_1 частота обертання кривошипа, *об/хв*), а на осі ординат лінійні переміщення повзуна у масштабі:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{y_{\max}}, \quad \frac{м}{мм}, \quad (2.56)$$

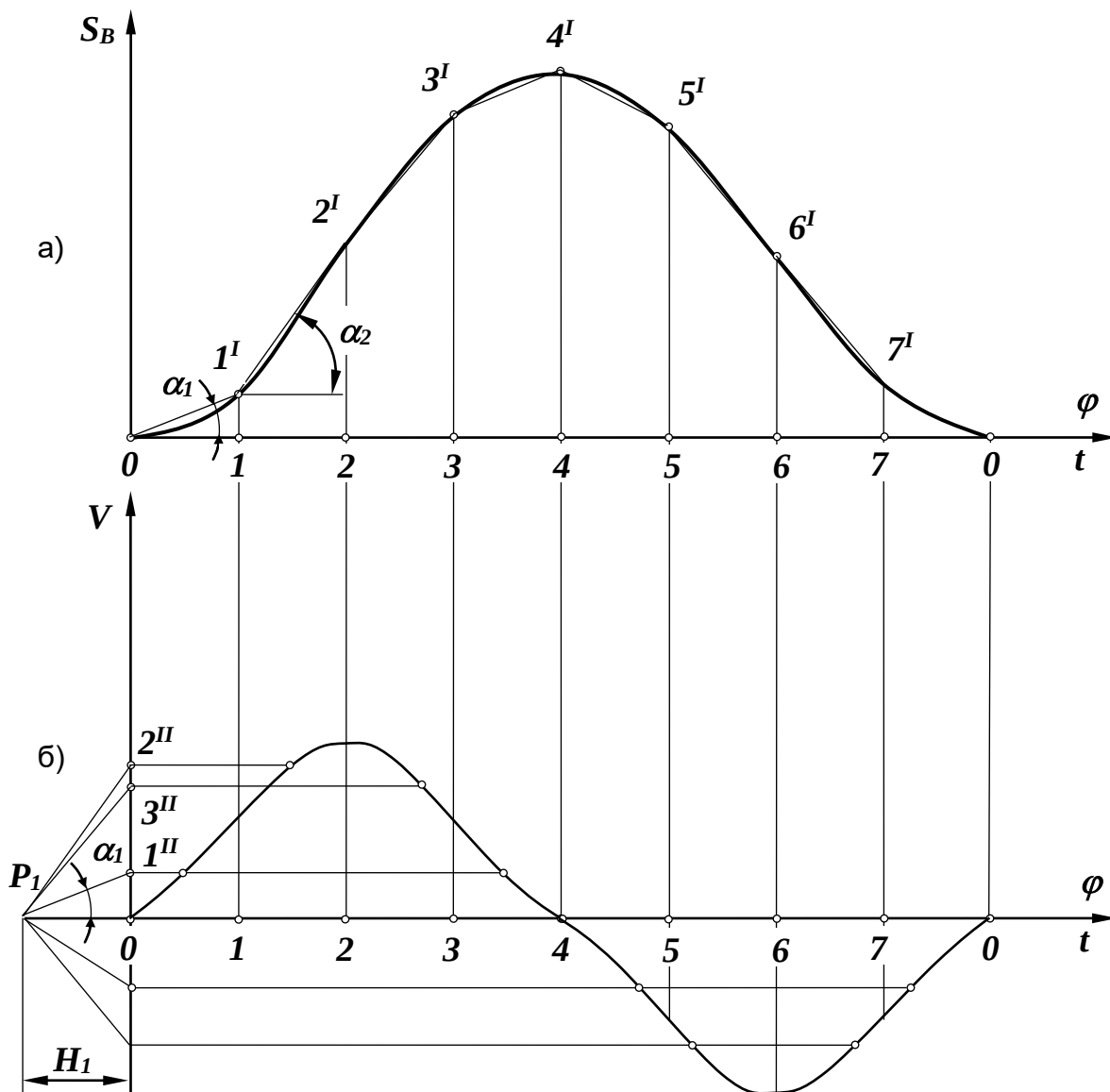


Рис. 2.13. Кінематичне дослідження механізмів графічним диференціюванням

де $S_{\max}$ – максимальний хід повзуна B ($S_{\max}=H=2l_1$, м),

$y_{\max}$ – відрізок, який зображає максимальний хід повзуна на діаграмі, мм.

Відрізок (0-8) осі абсцис поділяємо на задану кількість рівних частин і у відповідних точках 1,2,3... відкладаємо в масштабі μ_s переміщення точки B

повзуна за відповідні проміжки часу у напрямі осі ординат. З'єднавши одержані точки плавною кривою, отримаємо діаграму переміщень точки **B** повзуна – $S=S(t)$.

Використовуючи діаграму переміщень, можна методом графічного диференціювання визначити швидкості і прискорення точки **B** повзуна. Для побудови діаграм швидкостей і прискорень скористаємося методом хорд. За цим методом на діаграмі $S=S(t)$ проводимо хорди $0-1'$, $1'-2'$, $2'-3'$... (рис 2.13а), а на діаграмі $\vartheta = \vartheta(t)$ (рис 2.13б) з точки P_1 – промені P_1-1'' , P_1-2'' ... P_1-7'' , які паралельні відповідним хордам, до перетину з віссю Y . Відрізки $0-1''$, $0-2''$, $0-3''$... $0-8''$ відкладаємо посередині відповідних інтервалів часу. Отримані точки з'єднуємо плавною кривою і отримуємо з певною точністю діаграму швидкостей $\vartheta = \vartheta(t)$. Масштабний коефіцієнт діаграми швидкостей:

$$\mu_{\vartheta} = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1}, \quad \frac{m}{c \cdot mm}, \quad (2.57)$$

де H_1 – відстань від полюсу P_1 до початку координат. Аналогічно, методом хорд будуюмо діаграму прискорень (на рис. 2.6 не показана).

Метод планів швидкостей і прискорень

Графоаналітичний метод, який ґрунтується на побудові планів швидкостей і прискорень, знаходить більш широке практичне використання. Перевагою цього методу є достатня точність, наочність, простота, крім того за цим методом можна визначити не тільки величину, але й напрям лінійних і кутових швидкостей і прискорень.

Розглянемо побудову планів швидкостей і прискорень на прикладі кривошипно-повзунного механізму (рис. 2.1).

Побудову плану швидкостей (рис. 2.1б) розпочинаємо з визначення швидкості точки **A** кривошипа:

$$\vartheta_A = \omega_1 \cdot L_{OA}, \quad \frac{m}{c}, \quad (2.58)$$

м

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа.

Вектор швидкості ϑ_A перпендикулярний до кривошипа OA і направлений в сторону його обертання. Вибираємо полюс P_{ϑ} плану швидкостей і від нього відкладаємо відрізок $p_{\vartheta}a \perp AB$, який зображує швидкість ϑ_A . Обчислюємо масштабний коефіцієнт побудови плану швидкостей:

$$\mu_{\vartheta} = \frac{\vartheta_A}{(p_{\vartheta}a)}, \quad \frac{m/c}{mm}. \quad (2.59)$$

Для визначення швидкості точки B запишемо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \overline{g}_B = \overline{g}_A + \overline{g}_{BA}, \\ \overline{g}_B = \overline{g}_{B_0} + \overline{g}_{BB_0}. \end{cases} \quad (2.60)$$

На плані швидкостей через точку a проводимо пряму, перпендикулярну до шатуна AB , а з полюса p_g - пряму паралельну осі X . На їх перетині одержуємо точку b . Обчислюємо швидкості:

$$\begin{aligned} g_B &= (p_g b) \cdot \mu_g, \quad \text{м/с}, \\ g_{BA} &= (ba) \cdot \mu_g, \quad \text{м/с}. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Кутову швидкість шатуна AB визначаємо за формулою:

$$\omega_{BA} = \frac{g_{BA}}{l_{BA}}, \quad \text{рад/с}. \quad (4.62)$$

Переходимо до побудови плану прискорень (рис.2.1в). Послідовність побудови плану прискорень така ж, як і для плану швидкостей. Знаходимо прискорення точки A кривошипа:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA}, \quad \text{м/с}^2. \quad (2.63)$$

Вектор нормального прискорення $\overline{a}_A$ направлений від точки A до O . Від полюса p_a плану прискорень відкладаємо вектор $\overline{p_a a}$, який зображує прискорення $\overline{a}_A$. Масштаб плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{(p_a a)}, \quad \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}. \quad (2.64)$$

Для визначення прискорення точки B запишемо систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^\tau, \\ \overline{a}_B = \overline{a}_{B_0} + \overline{a}_{BB_0}. \end{cases} \quad (2.65)$$

Обчислюємо величину нормального прискорення:

$$a_{BA}^n = \frac{g_{BA}^2}{l_{BA}}, \quad \text{м/с}^2. \quad (2.66)$$

На плані прискорень від точки a відкладаємо вектор $\overline{an}$, який зображує нормальне прискорення $\overline{a}_{BA}^n$. Довжину відрізка $\overline{an}$ нормального прискорення

визначаємо за формулою:

$$an = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}, \text{ мм.} \quad (2.67)$$

Нормальне прискорення a_{BA}^n направлене до центра обертання ланки – від точки B до точки A . Через точку n проводимо пряму, перпендикулярну до шатуна AB , а з точки p_a - пряму паралельну осі X . На їх перетині одержуємо точку b . Сполучаємо полюс p_a плану прискорень з точкою b . Обчислюємо прискорення:

$$\begin{aligned} a_b &= (p_a b) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2, \\ a_{BA}^\tau &= (nb) \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2. \end{aligned} \quad (2.68)$$

Кутове прискорення ланки AB визначаємо за формулою:

$$\varepsilon = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}}, \text{ рад/с}^2. \quad (2.69)$$

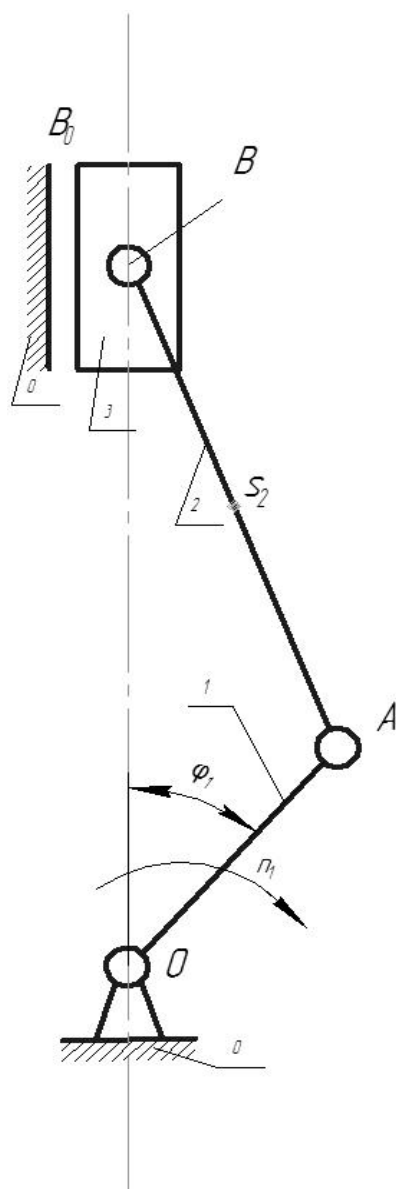
Основні властивості плану швидкостей та прискорень.

- 1) Усі точки механізму, швидкості (прискорення) яких дорівнюють нулю, на плані швидкостей (прискорень) знаходяться в полюсі.
- 2) Усі вектори, що виходять з полюса плану швидкостей (прискорень), є векторами абсолютних швидкостей (прискорень).
- 3) Усі вектори плану, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей (прискорень), є векторами відносних швидкостей (прискорень). Вимірявши довжини відповідних відрізків (в мм) на плані швидкостей (прискорень) та помноживши їх на масштаб μ_a (μ_v), знаходимо дійсні (за модулем) значення швидкостей (прискорень).
- 4) Для плану швидкостей та прискорень дійсна теорема подібності.

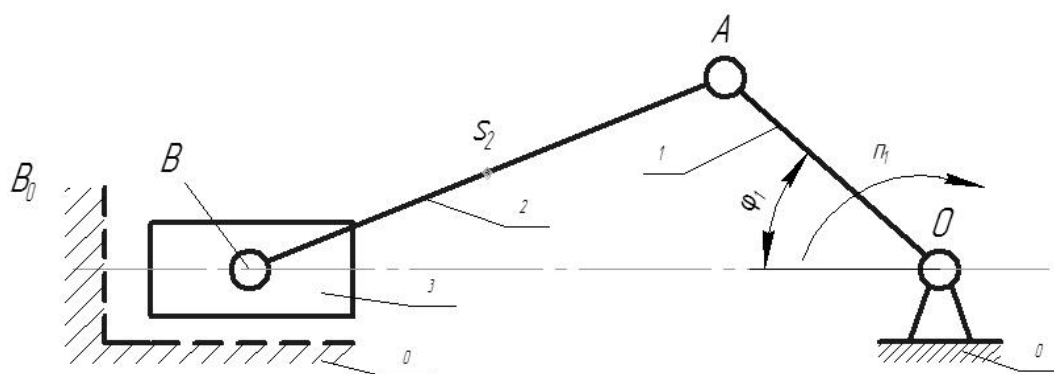
Завдання, обладнання і приладдя

Моделі механізмів або реальні механізми, структурна схема важільного механізму (рис. 2.14) та його параметри (табл. 2.1), вимірювальні інструменти, креслярські приладдя.

Завдання роботи: побудувати кінематичну схему механізму, визначати кінематичні параметри ланок і точок плоского важільного механізму.



а)



б)

Рис. 2.14. Структурні схеми важільних механізмів: а) компресор, б) сінний прес

Варіанти завдань

№	Частота обертів кривошипа	Кутова координата кривошипа			Довжини ланок			Схема механізму (рис. 2.14)
	n_1 , об/хв	φ_1 , град			L_{OA} , м	L_{AB} , м	L_{AS2} , м	
1	100	15	150	95	0,08	0,28	0,08	а
2	50	30	195	100	0,1	0,35	0,11	б
3	110	45	210	105	0,11	0,39	0,12	а
4	125	60	225	110	0,12	0,42	0,13	б
5	115	90	240	115	0,2	0,70	0,21	а
6	120	105	270	120	0,15	0,53	0,16	б
7	140	120	15	125	0,16	0,56	0,17	а
8	120	135	30	130	0,12	0,42	0,13	б
9	100	150	45	135	0,2	0,70	0,21	а
10	200	195	60	140	0,095	0,33	0,13	б
11	250	210	90	145	0,26	0,91	0,36	а
12	30	225	150	330	0,3	1,05	0,42	б
13	210	240	195	155	0,25	0,88	0,35	а
14	20	270	210	160	0,26	0,91	0,36	б
15	115	15	225	165	0,2	0,70	0,28	а
16	115	30	240	170	0,1	0,35	0,14	б
17	20	45	270	175	0,3	1,05	0,42	а
18	230	60	30	180	0,2	0,70	0,28	б
19	25	90	45	185	0,3	1,05	0,42	а
20	110	105	120	190	0,28	0,98	0,39	б
21	225	120	15	195	0,18	0,63	0,25	а
22	235	135	30	200	0,11	0,39	0,16	б
23	135	150	45	205	0,11	0,39	0,16	а
24	215	195	60	210	0,08	0,28	0,11	б
25	210	210	90	215	0,09	0,32	0,19	а
26	220	225	105	220	0,095	0,33	0,20	б
27	15	240	120	225	0,175	0,61	0,37	а
28	15	270	135	230	0,12	0,42	0,25	б
29	105	30	150	235	0,2	0,70	0,42	а
30	35	45	195	240	0,18	0,63	0,38	б

Послідовність виконання роботи

1. Відповідно до індивідуального завдання, поставленого викладачем, ознайомитись із роботою механізму, характером абсолютного і відносного руху його ланок.
2. За допомогою вимірювальних інструментів визначити розміри всіх ланок механізму, необхідних для побудови кінематичної схеми.
3. Вибрати масштаб та побудувати кінематичну схему механізму.
4. Здійснити кінематичне дослідження механізму методом планів швидкостей і прискорень.
5. Здійснити кінематичне дослідження механізму аналітичним методом. Розробити програму для обчислення кінематичних параметрів

механізму на ПЕОМ.

6. Здійснити кінематичне дослідження механізму графічним методом.
7. Виконати порівняльний аналіз кінематичних параметрів, отриманих різними методами, точок та ланок механізму, для положень, заданих викладачем.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. План заданого положення механізму в масштабі.
3. Плани швидкості і прискорення механізму для заданого положення і їх масштаби.
4. Обчислення числових значень швидкостей і прискорень точок і ланок механізму графоаналітичним методом.
5. Виведення аналітичних залежностей для визначення переміщень, швидкостей і прискорень точок і ланок механізму.
6. Розробка блок-схеми та програми розрахунку кінематичних параметрів заданого механізму на ПЕОМ.
7. Обчислення числових значень швидкостей і прискорень точок і ланок механізму аналітичним методом із використанням ПЕОМ.
8. Знаходження похибок, допущених при обчисленні кінематичних параметрів графоаналітичним і аналітичним методами.
9. Аналіз одержаних результатів і висновки про рух ланок та основні методи кінематичного дослідження механізмів.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Завдання та методи кінематичного дослідження механізмів.
2. Що розуміють під періодом (циклом) руху механізму?
3. Що розуміють під масштабом побудови?
4. Як визначити крайні (мертві) положення кривошипно-повзункового, шарнірного чотириланкового та кулісного механізмів?
5. Який напрям мають швидкості і прискорення точок, що належать кривошипу?
6. Який напрям має нормальне та тангенційне прискорення точки?
7. Як визначається напрям кутових швидкостей і прискорень ланок механізму?
8. Як побудувати діаграми руху робочої ланки механізму?

Тема 3. Побудова механічних характеристик та силовий аналіз важільних механізмів

Мета роботи: засвоїти методику побудови та аналізу механічних характеристик машини; набути навичок силового аналізу важільних механізмів за методом планів сил та визначення зрівноважувальної сили за методом М.Є. Жуковського.

Теоретичні відомості

У *кінематиці* дослідження руху ведеться тільки з урахуванням будови механізмів та геометричних співвідношень між розмірами ланок.

Передбачається, що рух вхідних ланок відомий. Рух вихідних ланок вивчається в залежності від заданого руху вхідних ланок. За цих умов сили, які діють на ланки механізму, не враховуються.

Динаміка вивчає дійсний рух механізмів з урахуванням усіх факторів, які на нього впливають. Динамікою називається розділ механіки, у якому вивчається рух матеріальних тіл під дією сил.

Розрізняють *дві основні задачі динаміки*:

- визначення сил, які діють на ланки механізмів за заданим законом руху, та встановлення способів зменшення динамічних навантажень, що виникають при русі механізмів;
- визначення дійсного закону руху механізмів під дією прикладених до нього сил та встановлення способів забезпечення заданих режимів руху механізму.

Перша задача має назву силового аналізу механізмів, а друга – динаміки механізмів.

Крім того, у динаміку входить низка інших задач, що мають важливе технічне значення: тертя у кінематичних парах; механічний коефіцієнт корисної дії механізмів; теорія коливань з механізмах та віброзахист машин і т. ін.

Крім цього у динаміці можна виділити два класи задач – аналіз механізмів і машин та синтез механізмів і машин за заданими динамічними умовами.

Сили, що діють на ланки механізмів та машин

Сили (моменти), прикладені до ланок, можна поділити на групи.

1. *Рушійні сили*. Створюються двигунами, які здійснюють перетворення якогось виду енергії (теплової, електричної, гідравлічної) у механічну роботу. Вони здійснюють позитивну роботу за час своєї дії або за один цикл. Рушійні сили збільшують кінетичну енергію машини і, прикладені до ведучих ланок механізму з напрямом швидкості точок прикладання, утворюють гострі кути. Зокрема ці кути можуть дорівнювати і нулю.

2. *Сили опору*. Здійснюють від'ємну роботу за час своєї дії або за один цикл. Вони діляться на сили корисного (виробничого, технологічного) опору та сили шкідливого опору – опір середовища (повітря, чи якогось іншого газу, рідини), у якому рухаються ланки механізму. Сили опору середовища переважно малі порівняно з іншими силами і в задачах курсу ТММ не враховуються. Особливе місце посідає шкідливий опір у кінематичних парах – тертя.

Сили корисного опору – це сили, для подолання яких створено машину. Ці сили напрямлені проти переміщення точок їх прикладання, утворюють тупі кути з напрямом швидкості точок прикладання, або, зокрема, кути, що дорівнюють 180° : Сили опору зменшують кінетичну енергію машини.

3. *Сили тяжіння* (ваги) окремих ланок та сили пружності пружин. На деяких ділянках руху механізму ці сили можуть здійснювати як додатну, так і від'ємну роботу (у випадку сил тяжіння залежно від того піднімається, чи опускається центр ваги ланки). Але за повний кінематичний цикл робота цих сил дорівнює нулю, оскільки точки їх прикладання рухаються циклічно. Сили тяжіння ланок завжди напрямлені вертикально вниз (до центра тяжіння землі); модуль цих сил обчислюється за відомою формулою $G = mg$, де g – прискорення вільного падіння. Урахування цих сил не викликає труднощів. Сили пружності пружин визначаються за їхніми характеристиками чи за коефіцієнтами жорсткості.

4. *Сили взаємодії між ланками механізму*, тобто сили, що діють у кінематичних парах. Ці сили це – реакції на дію активних сил. Відповідно до третього закону Ньютона реакції завжди взаємно обернені, їхні нормальні складові роботи не виконують, тоді як дотичні складові, тобто сили тертя, здійснюють від'ємну роботу.

Сили перших трьох груп належать до категорії *активних*, вони переважно відомі. Ці сили прикладені до механізму ззовні, а тому є *зовнішніми*. Сили четвертої групи – реакції, якщо розглядати механізм загалом, є *внутрішніми* силами. Реакції наперед невідомі. Вони залежать від активних сил та від прискорень ланок механізму.

Найбільший вплив на закон руху механізму чинять *рушійні сили* та *сили корисного опору*. Їхня величина та характер дії визначається робочим процесом машини чи приладу, у яких використаний цей механізм. Ці сили можуть бути постійними, але в більшості випадків вони є функціями кінематичних параметрів – переміщення, швидкості або часу. Рушійні сили та сили опору звичайно визначають експериментальним шляхом за допомогою відповідних приладів (індикаторів, динамометрів, різних датчиків і т.п.) для ряду положень механізму за цикл його роботи. Вивчення робочих процесів та їхніх характеристик є завданням відповідних спеціальних наукових дисциплін та виходить за рамки курсу ТММ, а тому при розв'язуванні задач ці сили вважають відомими і заданими у вигляді так званих механічних характеристик.

Механічною характеристикою машини називають функціональну залежність силового параметру від часу чи його кінематичного параметру, представлену графічно масивом чисел або аналітично.

Розглянемо механічні характеристики деяких двигунів та технологічних машин.

Характеристики сил, що залежать від швидкості

На рис 3.1 а, б показано механічні характеристики для електродвигунів постійного струму з паралельним і послідовним збудженнями. На рис. 3.2 зображена механічна характеристика асинхронного електродвигуна трифазного струму – залежність крутного моменту від кутової швидкості ротора. Робочою частиною характеристики є ділянка ab . При деякому значенні кутової швидкості ω , що відповідає номінальному моменту M_n двигуна і номінальній швидкості ω_n , двигун розвиває максимальну потужність. Кутова швидкість при якій $M_o = 0$, називається синхронною. З цією швидкістю ротор обертається при марноході. Наприклад, точка O діаграми визначає початковий пусковий момент M_o двигуна при нульовій кутовій швидкості

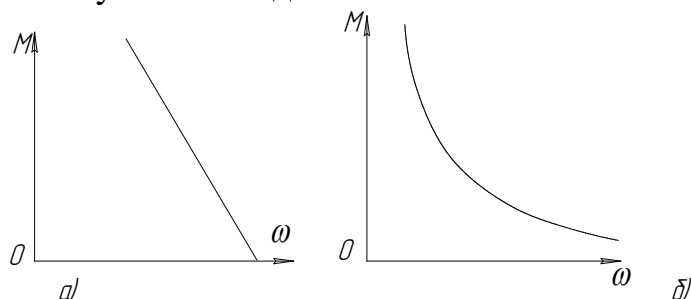


Рис. 3.1. Механічні характеристики для електродвигунів постійного струму

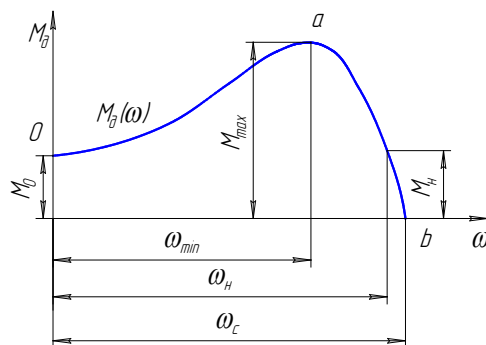


Рис. 3.2. Механічна характеристика асинхронного електродвигуна трифазного струму

Від швидкості залежать сили та моменти, які діють у таких робочих машинах як електрогенератори, вентилятори, відцентрові помпи і т ін. (Рис. 3.2). Відзначимо, що при зображенні механічних характеристик дотримуються наступного правила знаків: силу і момент ураховують додатними, якщо на розглянутій ділянці шляху (лінійній чи кутовій) вони виконують додатну роботу.

Характеристики сил, які залежать від переміщення

На рис. 3.3 показана схема механізму двотактного двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) та його механічна характеристика – залежність сили тиску газів F_o на поршень від його переміщення. Зазначимо, що для ДВЗ механічна характеристика – це частіше залежність тиску газів у циліндрі від

переміщення поршня і називається індикаторною діаграмою. Якщо подача палива в ДВЗ не змінюється, то при наступних обертах початкової ланки 1 механічна характеристика повторює свою форму.

Робота сили F_d графічно зображується площею, що обмежена кривою $F_d(S_c)$. У розглянутому випадку додатна площа більша, ніж від'ємна. Таким чином, робота сили F_d за повний цикл буде додатною. Отже, сила F_d є рушійною, хоча вона міняє знак.

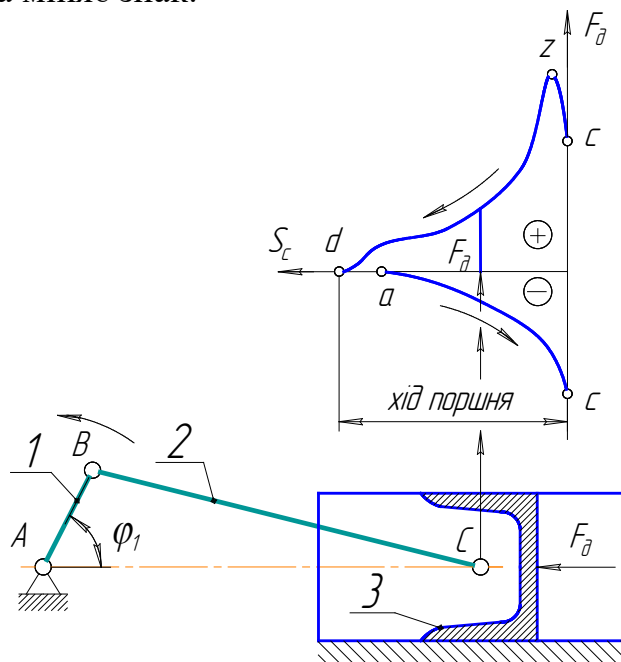


Рис. 3.3. Схема та механічна характеристика двотактного двигуна внутрішнього згоряння

Сили, які залежать тільки від переміщення, діють у багатьох інших машинах та приладах: поршневих помпах та компресорах, стругальних, фрезерних, довбальних верстатах тощо. На рис. 3.4, а представлена механічна характеристика стругального верстата у вигляді прямої, яка виражає залежність сили різання P , прикладеної до різця, від переміщення різця S .

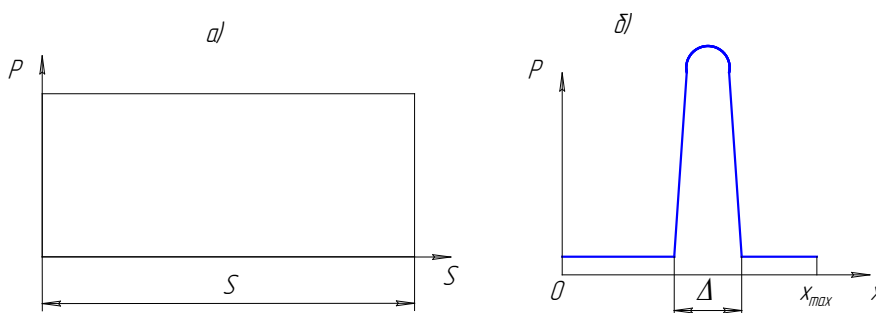


Рис. 3.4. Механічні характеристики технологічних машин

У низці машин дія активних сил робочого процесу на робочі органи машини є короткочасна і здійснюється лише на малій ділянці траєкторії робочого органу. Це має місце, наприклад, у ковальських пресах, відбійних

молотках, машинах для забивання паль і т. ін. Робочі процеси такого роду називають ударними або імпульсними. Типова характеристика ударного пресу показана на рис. 3.4, б.

Отже, маючи механічну характеристику машини, можна безпосередньо отримати величину сили чи моменту в конкретних положеннях механізму або при різних швидкостях чи в заданий момент часу.

Наведені механічні характеристики машин-двигунів та робочих машин є типовими.

Загальна методика силового розрахунку

Силовий аналіз механізмів ґрунтується на розв'язанні першої задачі динаміки (за заданим законом руху визначити діючі сили). Визначення реакцій, а також у низці задач, сил та моментів, що прикладені до механізму ззовні, складає зміст його силового розрахунку.

Під час руху механізму в кінематичних парах діють сили, що є силами взаємодії між ланками. Сили взаємодії ланок, які виникають у місцях їхнього дотику, називають *реакціями* в кінематичних парах. Навантаженість кінематичних пар реакціями є важливою динамічною характеристикою механізму. Знання сил у кінематичних парах має велике практичне значення для розрахунків ланок механізму на міцність, жорсткість, вібростійкість, і стійкість проти спрацьовування, для розрахунку вальниць на довговічність та для проведення інших подібних розрахунків, які виконуються при проектуванні механізмів. Таким чином силовий розрахунок включає передусім визначення реакцій у кінематичних парах. Зовнішні сили, прикладені до ланок механізму, як правило, задані. Визначенню підлягає лише зовнішня зрівноважувальна сила (зрівноважувальний момент), що прикладена до вихідної ланки, при якій забезпечується прийнятий закон її руху.

Силовий розрахунок механізмів може бути виконаний різними методами. У ТММ досить широке застосування отримав *метод силового розрахунку механізмів на основі звичайних рівнянь рівноваги твердих тіл*. Суть методу зводиться до застосування рівнянь рівноваги у формі Д'Аламбера. Для цього силу інерції, яка є протидією тіла, що прискорюється, та яка прикладена до тіла, що надає це прискорення, умовно переносять на тіло, що прискорюється. Перенесена сила зрівноважується з усіма зовнішніми силами, в тому числі і з реакціями, що діють на це тіло.

Стосовно механізмів, суть методу може бути сформульована так: *якщо до всіх зовнішніх сил, які діють на ланку (групу Ассура, механізм) додати сили інерції (моменти), то під дією усіх цих сил ланку (групу Ассура, механізм) можна розглядати як таку, що умовно знаходиться в рівновазі*. Цей метод дозволяє записати рівняння руху в формі рівнянь рівноваги, тим самим задачу динаміки розв'язати методами статyki.

Таким чином, при застосуванні принципу Д'Аламбера до розрахунку механізмів, крім зовнішніх сил, вводяться в розрахунок сили інерції, які виникають при русі ланок і діють, як додаткові (фіктивні) сили. Нагадаємо, під

силою інерції розуміють кінетичну реакцію тіла на прискорення, яке надається йому ззовні.

Сили інерції – це сили, обумовлені масою та рухом тіла з прискоренням. Сили інерції тіла (ланки) – це результат сумарної дії елементарних сил інерції кожної точкової маси тіла. Для зручності розрахунків незлічену систему елементарних сил інерції, які відповідають точковим масам, замінюють рівнодійними силами та парами. У загальному випадку, якщо тіло (ланка) здійснює плоскопаралельний рух, частіше за все елементарні сили інерції зводяться до одного головного вектора сил інерції (скорочено сили інерції) $\bar{\Phi} = -m\bar{a}_s$, прикладеного в центрі мас тіла та головного моменту сил інерції (скорочено моменту сил інерції) $\bar{M}_\phi = -I_s\bar{\varepsilon}$, де m – маса тіла; a_s , – прискорення центра мас тіла; ε – кутове прискорення тіла; I_s – момент інерції тіла відносно осі, що проходить через центр мас, перпендикулярно площині його руху. Головний вектор сил інерції $\bar{\Phi}$ спрямований протилежно вектору прискорення центра мас a_s . Головний момент сил інерції $\bar{M}_\phi$ спрямований протилежно кутовому прискоренню ε .

Метод силового розрахунку механізму з урахуванням сил інерції та застосуванням рівнянь динамічної рівноваги часто називають *кінетостатичним розрахунком* механізмів, на відміну від статичного розрахунку, при якому не враховуються сили інерції. У сучасних швидкохідних машинах необхідно обов'язково враховувати сили інерції ланок механізму, бо значення цих сил можуть значно перевищувати за величиною прикладене зовнішнє навантаження.

Таким чином, силовий розрахунок механізмів будемо виконувати методом кінетостатики, умовно приклавши до кожної рухомої ланки механізму, крім зовнішніх сил $\bar{F}$ (моментів $\bar{M}$), головний вектор $\bar{\Phi}$ та головний момент $\bar{M}_\phi$ сил інерції. Тоді для кожної ланки можна записати три рівняння кінетостатики. Нагадаємо, для рівноваги довільної плоскої системи тіл необхідно і достатньо, щоб сума проєкцій усіх сил на кожну з двох координатних осей і сума їхніх моментів відносно будь-якого центра, що лежить у площині дії сил, були рівні нулю.

$$\sum F_x + \Phi_x = 0 \quad (3.1)$$

$$\sum F_y + \Phi_y = 0 \quad (3.2)$$

Часто в розрахунках рівняння (3.1) та (3.2) замінюють еквівалентним векторним рівнянням

$$\sum \bar{F} + \bar{\Phi} = 0 \quad (3.3)$$

Головний вектор $\bar{\Phi}$ та головний момент $\bar{M}_\phi$ сил інерції визначається з відомих формул:

$$\bar{\Phi} = -m\bar{a}_s, \bar{M}_\phi = -I_s\bar{\varepsilon}. \quad (3.4)$$

Невідомі реакції визначаються з рівнянь (3.1) – (3.4), у які вони входять у складі сум $\sum F_x, \sum F_y, \sum M_o(\bar{F})$, із відомими зовнішніми силами.

Зазначимо, що викладена методика – для силового розрахунку плоских механізмів. При цьому прийнято, що механізм має площину симетрії, яка

паралельна площині руху і в якій діють усі прикладені сили. Указаній умові відповідає дуже велика кількість механізмів енергетичних, технологічних, транспортних машин та різних приладів.

При русі механізму в його кінематичній парі виникають сили тертя, які гальмують рух, знижують коефіцієнт корисної дії механізму. Силовий розрахунок може бути виконаний як з урахуванням, так і без урахування тертя. У першому наближенні проводять розрахунок без урахування сил тертя в кінематичних парах, розглядаючи механізм як систему з ідеальними в'язями. Відзначимо, що у більшості випадків сили тертя малі, порівняно з іншими силами, які діють на механізм, тому уточнений розрахунок часто не виконується.

Дія сил у кінематичних парах

Реакція, тобто сила взаємодії ланок, які утворюють нижчу кінематичну пару, це – рівнодіюча елементарних сил (елементарних тисків однієї ланки на іншу), розподілених по поверхні дотику ланок. Як відомо, сила взаємодії між двома тілами, які дотикаються (якщо нехтувати силами тертя), напрямлена по спільній нормалі до поверхні стикання. Таким чином, у поступальній кінематичній парі всі елементарні сили, а отже і їхня рівнодійна – реакція R_{12} (рис. 3.5), буде напрямлена по нормалі до напрямної кінематичної пари x - x . Реакція, як і будь-яка сила, характеризується трьома параметрами: величиною (модулем), напрямком і точкою прикладання. Величина і точка реакції невідомі і повинні бути визначені в процесі силового розрахунку. Таким чином, поступальна пара вносить у рівняння (3.1) – (3.4) два невідомих параметри. Сказане повністю стосується і реакції R_{21} , яка прикладена до ланки 2 з боку ланки 1, оскільки сили взаємодії ланок R_{12}, R_{21} зв'язані третім законом Ньютона: $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$. Відзначимо, що реакції в кінематичних парах будемо позначати двома нижніми індексами: перший указує номер ланки, на яку діє сила, другий – номер ланки, зі сторони якої діє сила.

Розглянемо обертальну кінематичну пару V класу (рис. 3.6). Якщо знехтувати силами тертя, то рівнодійна R_{12} елементарних тисків однієї ланки на іншу, напрямлена по нормалі до циліндричних поверхонь дотику обох ланок, пройде через центр шарніра O . Положення центра шарніра завжди відоме, але невідомі ні величина цієї реакції, ні її напрям.

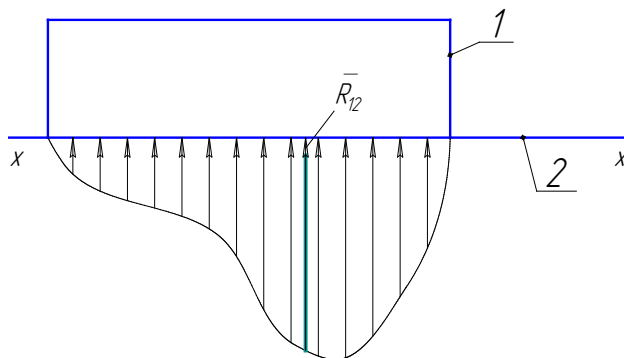


Рис. 3.5. Реакції в поступальній кінематичній парі V класу

Таким чином, від кожної реакції, що діє в нижчій кінематичній парі, в розрахункових рівняннях (3.1) – (3.4) з'являться два невідомі параметри.

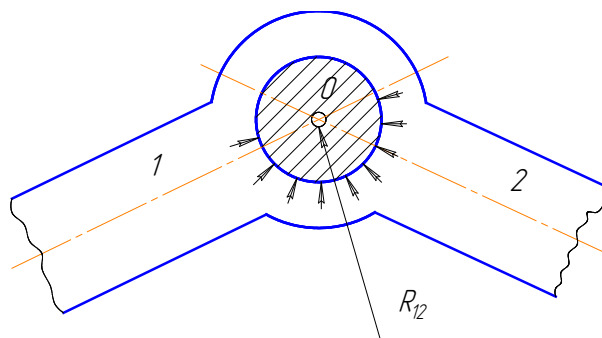


Рис. 3.6. Реакції в обертальній кінематичній парі V класу

У вищій парі IV класу (рис. 3.7) реакція R_{12} прикладена в точці A дотику ланок 1 та 2 і напрямлена вздовж спільної нормалі $n - n$ (тертя не враховується). Таким чином, для реакції R_{12} відомі як точка прикладання, так і лінія дії; невідомим є тільки модуль.

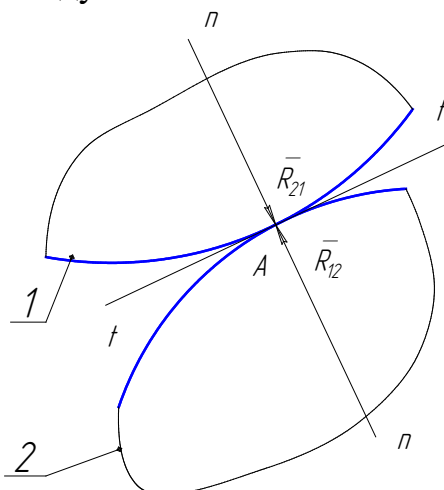


Рис. 3.7. Реакції у вищій кінематичній парі IV класу

Умови статичної визначеності плоских механізмів

Розглянемо плоский механізм, який складається з n рухомих ланок та p_5 нижчих (V класу) і у p_4 вищих (IV класу) кінематичних пар. Для цього механізму можна скласти $3n$ рівнянь рівноваги; число невідомих параметрів під час визначення реакцій у кінематичних парах цього ланцюга становитиме, $2p_5 + p_4$. Щоб задача була статично визначеною, кількість рівнянь рівноваги повинна дорівнювати числу невідомих, що входять до них, тобто $3n = 2p_5 + p_4$. Запишемо для плоского кінематичного ланцюга формулу Чебишева у вигляді $3n = 2p_5 + p_4 + W$. Порівнюючи вирази, роблять висновок: механізм без залишкових в'язей є статично визначеним, W рівнянь, що залишились, використовуються для визначення тих зовнішніх силових факторів, які не задані в силовому розрахунку і є шуканими. У багатьох підручниках невідомий зовнішній силовий фактор називається зрівноважувальною силою (моментом).

У той же час, для будь-якої структурної групи Ассура справедливе співвідношення $3n = 2p_5 + p_4$. Отже, будь-яка структурна група є статично визначеною, а тому при силовому розрахунку доцільно розглядати рівновагу окремих структурних груп.

Послідовність силового розрахунку механізмів

При силовому розрахунку невідомими будуть внутрішні сили в кінематичних парах, тобто реакції, та часто зрівноважувальна сила (момент). Щоб визначити їх, механізм треба розкласти на групи Ассура. Оскільки групи Ассура є статично визначеними, механізм розкладається на групи Ассура та механізм 1 класу. При цьому необхідно, щоб зрівноважувальна сила була прикладена до рухомої ланки механізму 1 класу. Підкреслимо, що при такому розкладанні механізму в кожній групі Ассура невідомими будуть тільки реакції. Після того, як силовий розрахунок усіх груп Ассура виконано, механізм 1 класу також буде статично визначеним.

Підсумуємо: силовий розрахунок механізму потрібно проводити за структурними групами Ассура, починаючи з групи, яка приєднана останньою в процесі утворення механізму, і завершувати розрахунком механізму 1 класу. Таким чином, послідовність силового розрахунку є зворотною до послідовності кінематичного дослідження.

Силовий розрахунок шарнірно-важільного механізму

Розглянемо графічний метод силового дослідження плоских важільних механізмів шляхом складання рівнянь рівноваги та побудови плану сил. Наведемо розрахунок шестиланкового кулісного механізму поперечно-стругального верстата. Вихідними даними для розрахунку є: кінематична схема механізму в заданому положенні (рис. 3.8); маси m_i та моменти інерції I_{S_i} , ланок; положення їхніх центрів мас S_i ; кутова швидкість ω_1 кривошипа; сила корисного опору, у розглянутому прикладі F_p – сила різання, яка прикладена до різця (ланка 5), у напрямку, протилежному рухові.

Невідомими є реакції у кінематичних парах та зрівноважувальна сила F_{zp} . Оскільки у цьому прикладі задано, що верстат з'єднаний з двигуном за допомогою зубчастої передачі $z'-z''$ то зовнішній силовий фактор, який прикладений до зубчастого колеса z' (ланка 1), є силою, модуль якої треба визначити (напрямок та точка прикладання відомі).

Підкреслимо, що до силового розрахунку приступають лише після виконання кінематичного аналізу. Припустимо, що кінематичний розрахунок виконаний, отже, відомі повні прискорення центрів мас усіх ланок та їх кутові прискорення за величиною та напрямком. За знайденими прискореннями визначаємо модулі та напрями головних векторів та головних моментів сил інерції всіх ланок за формулами:

$$\overline{\Phi}_i = -m_i \overline{a}_{S_i}, \quad \overline{M}_{\phi_i} = -I_{S_i} \overline{\varepsilon}_i.$$

Вектори сил інерції $\bar{\Phi}_i$ прикладені в центрах мас і напрямлені в протилежну сторону до напрямків векторів відповідних прискорень $\bar{a}_s$, моменти M_{ϕ_i} напрямлені протилежно до кутових прискорень ε_0 . Визначимо сили ваги усіх рухомих ланок за рівністю:

$$G_i = m_i g = 9,81 m_i,$$

і прикладаємо їх у центрах мас s_i ланок вниз по вертикалі.

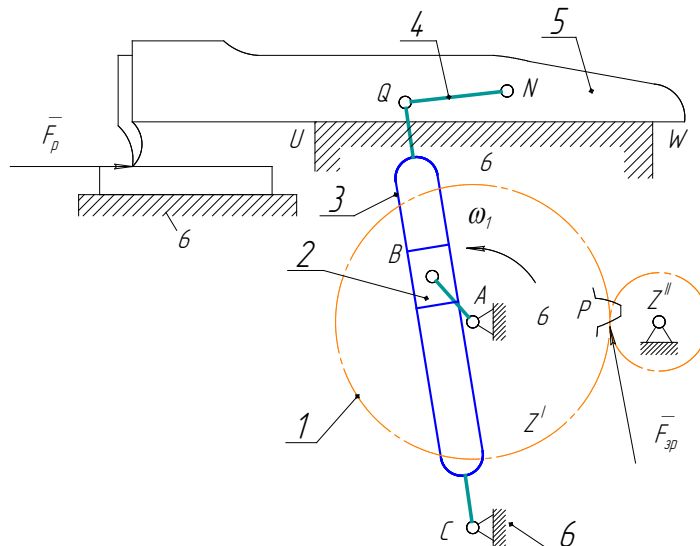


Рис. 3.8. Кулісний механізм поперечно-стругального верстата

Розбиваємо механізм на групи Ассура. Цей механізм утворений шляхом послідовного приєднання до механізму I класу (ланки 1,6) двох груп Ассура другого класу: групи третього виду (ланки 2,3) та другого виду (ланки 4,5).

Накреслимо в масштабі найвіддаленішу від вхідної ланки групи Ассура (ланки 4,5) і нанесемо діючі на неї сили: корисного опору F_p , ваги G_4, G_5 сили (і моменти сил) інерції $\Phi_4, \Phi_5, M_{\phi_4}$ – усі вони відомі; реакції від'єднаних від групи Ассура ланок (рис. 3.9, а). Невідомими є реакції. Реакція стояка на повзун R_{56} нормальна до напрямної UW . Невідомим є її модуль, також точка прикладання, яка визначається через плече b . Реакцію в обертальній парі Q , невідому за модулем і напрямом, розкладемо на дві складові $\bar{R}_{43}^n, \bar{R}_{43}^t$ так, щоб момент нормальної складової відносно точки N дорівнював нулю. Невідомі модуль та напрям внутрішньої реакції $\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{54}$ у шарнірі N визначаються пізніше, через план сил.

Під дією цих сил згідно з принципом Д'Аламбера група Ассура перебуватиме в стані умовної рівноваги.

Складову R_{43}^t знайдемо з умови рівноваги ланки 4, за рівнянням моментів $\sum M_N(\bar{F}) = 0, R_{43}^t QN + G_4 h_1 - \Phi_4 h_2 - M_{\phi_4} / \mu_1$.

Звідки:

$$R_{43}^t = \frac{\Phi_4 h_2 + M_{\phi_4} / \mu_1 - G_4 h_1}{QN}$$

де QN, h_1, h_2 – плечі, які вимірюємо на кресленні групи Ассура.

Якщо права частина рівності додатна, то це означає, що напрям реакції R_{43}^t на схемі прийнято правильно. При від'ємному значенні потрібно замінити напрям реакції R_{43}^t на протилежний.

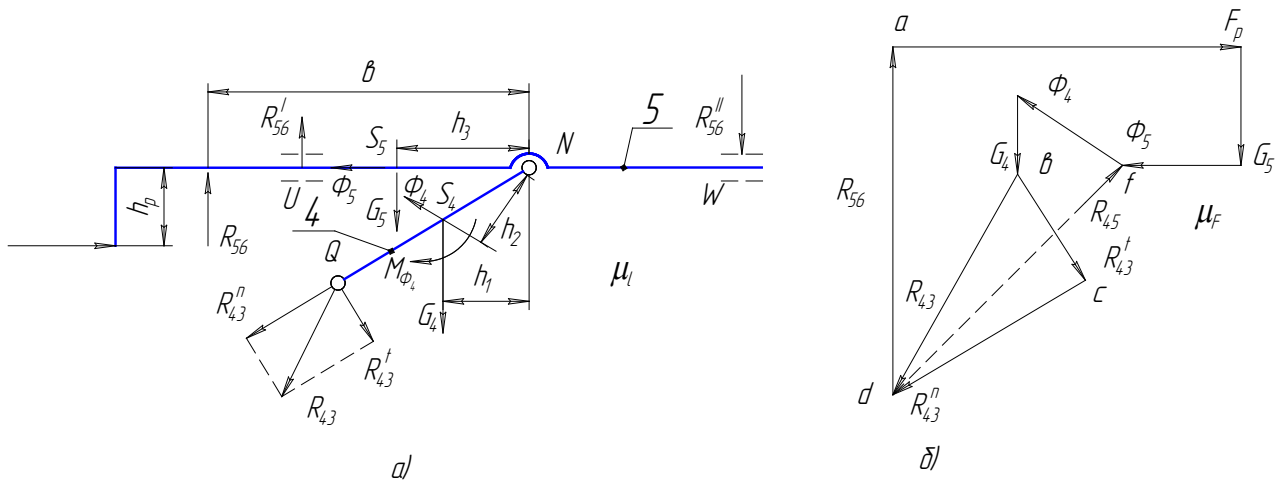


Рис. 3.9. Група Ассура 4-5

Подальші силові розрахунки проводимо графічним методом. Складаємо векторне рівняння рівноваги сил, прикладених до всієї групи Ассура (4,5):

$$\sum \vec{F} = 0, \quad \vec{R}_{56} + \vec{F}_p + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_5 + \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_4 + \vec{R}_{43}^t + \vec{R}_{43}^n = 0, \quad (3.5)$$

пам'ятаючи, що для системи, яка перебуває в рівновазі, многокутник сил буде замкненим.

Будуємо план сил (рис. 3.9, б). Для цього вибираємо масштаб μ_F та вираховуємо відповідні відомим силам довжини відрізків. Потім, починаючи від т. a (рис. 3.9, б), відкладаємо, згідно з рівнянням (3.5), вектори, що зображають ці сили $F_p, G_5, \Phi_5, \Phi_4, G_4, R_{43}^t$ у масштабі μ_F . Після цього через початок вектора, що зображує на плані силу $\vec{F}_p$ (т. a), проводимо лінію, паралельну до $\vec{R}_{56}$ на кресленні групи Ассура, а через кінець вектора, що зображує $\vec{R}_{43}^t$ (т. c) лінію, паралельну $\vec{R}_{43}^n$. Точка d перетину цих двох прямих визначить невідомі реакції R_{56}, R_{43}^n . Напрямок їх приймається таким, щоб стрілки на векторах сил були орієнтовані в напрямку обходу контуру. Повну реакцію R_{43} у шарнірі Q отримуємо графічно згідно з рівнянням $\vec{R}_{43} = \vec{R}_{43}^n + \vec{R}_{43}^t$.

Модулі знайдених реакцій визначаємо за відомими формулами:

$$R_{56} = \mu_F ad$$

$$R_{43}^n = \mu_F bd$$

де ad, bd – відрізки на плані сил.

Для визначення реакцій $\vec{R}_{45}$ у внутрішній кінематичній парі N розглянемо умову рівноваги сил, що діють на ланку 4:

$$\sum \vec{F} = 0, \quad \vec{\Phi}_4 + \vec{G}_4 + \vec{R}_{43} + \vec{R}_{45} = 0.$$

Розв'язок отримуємо, замкнувши на плані сил точки d і f . Модуль реакції дорівнює $R_{45} = \mu_F df$.

Визначимо координату b точки прикладання реакції R_{56} , з рівняння моментів усіх сил, що діють на ланку 5 відносно т. N $\sum M_N(\bar{F}) = 0$, отримаємо:

$$R_{56}b - G_5h_3 - F_ph_p = 0, b = \frac{G_5h_3 + F_ph_p}{R_{56}}.$$

Якщо плече b буде мати таку довжину, що т. D виявиться поза поверхнею UW , то силова дія стояка 6 на повзун 5 зведеться до двох реакцій R'_{56}, R''_{56} . Знайдена R_{56} є тоді лише їхньою рівнодієюю. Шукані реакції визначаються за допомогою теореми Варіньона $R_{56} = R'_{56} \frac{l_{DW}}{l_{UW}}; R_{56} = R''_{56} \frac{l_{DU}}{l_{UW}}$.

Перейдемо до аналізу групи Ассура (2, 3). Накреслимо в масштабі групу Ассура і прикладемо діючі сили (рис. 3.10, a). Двоповідкова група Ассура третього виду частіше за інші зустрічається в сучасному машинобудуванні. При цьому, часто $G_2 = 0, \Phi_2 = 0$ або настільки малі, що ними нехтують.

До ланок групи прикладені: відома з попереднього розрахунку реакція $\bar{R}_{34} = -\bar{R}_{43}$ а також відомі сили та момент G_3, Φ_3, M_{Φ_3} . Невідомими є модуль та напрям реакцій R_{36} і R_{21} у шарнірах C та B , модуль реакції взаємодії $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{32}$ в поступальній парі 2-3.

Розглянемо рівновагу не групи Ассура, а окремих ланок, які входять до групи, оскільки відомо напрям реакції R_{32} повзуна на кулісу (реакції у внутрішній кінематичній парі B). Ця реакція нормальна до напрямної CQ і прикладена в т. B (рис. 3.10, b).

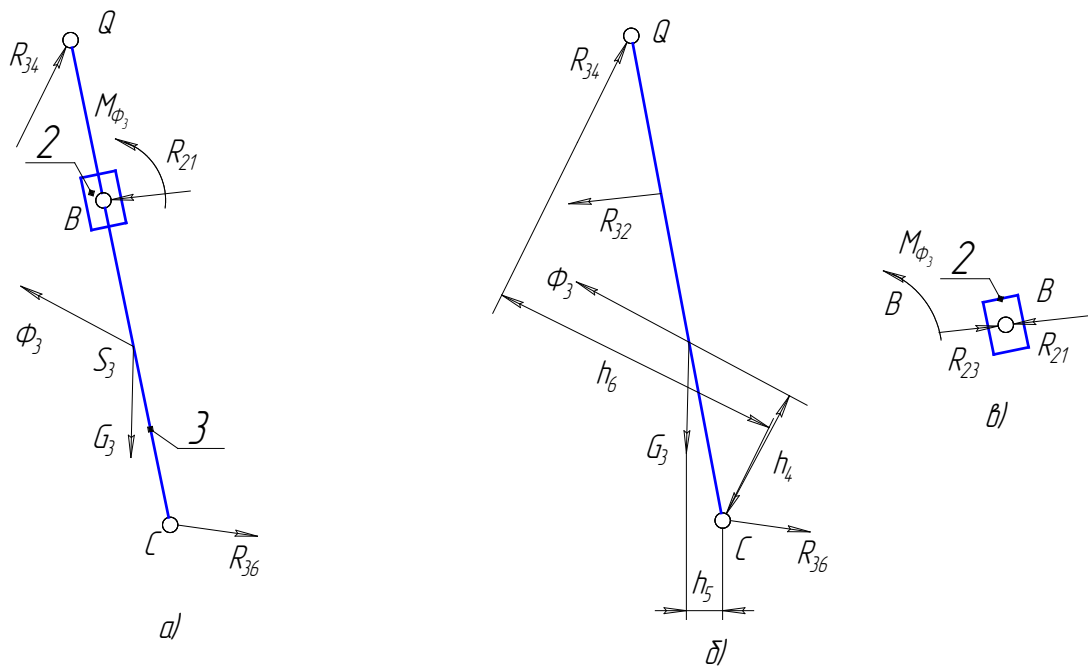


Рис. 3.10. Група Ассура 2-3

За модулем реакцію R_{32} знайдемо з рівняння моментів сил, що діють на кулісу, відносно т. C :

$$\sum M = 0, R_{32}BC + \Phi_3h_4 + G_3h_5 - R_{34}h_6 + M_{\Phi_3}/\mu_l = 0,$$

Звідки

$$R_{32} = \frac{R_{34}h_6 - \Phi_3h_4 - G_3h_5 - M_{\Phi_3}/\mu_1}{BC}, \quad \bar{R}_{32} = -\bar{R}_{23}.$$

Із рівноваги повзуна (рис. 3.10, в) маємо $\sum \bar{F} = 0, = 0$, $\bar{R}_{23} + \bar{R}_{21} = 0$, $\bar{R}_{23} = -\bar{R}_{21}$.

Реакцію R_{36} знаходимо методом планів сил згідно з векторним рівнянням для ланки 3 $\sum \bar{F} = 0$, $\bar{R}_{34} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{32} + \bar{\Phi}_3 + \bar{R}_{36} = 0$.

Для цього з довільно вибраної точки (полюса a , рис. 3.11) у масштабі μ_{F_1} відкладаємо сили $\bar{R}_{34}, \bar{G}_3, \bar{R}_{32}$ і $\bar{\Phi}_3$. Невідома реакція R_{36} замкне багатокутник сил. За модулем $R_{36} = \mu_{F_1} ab$.

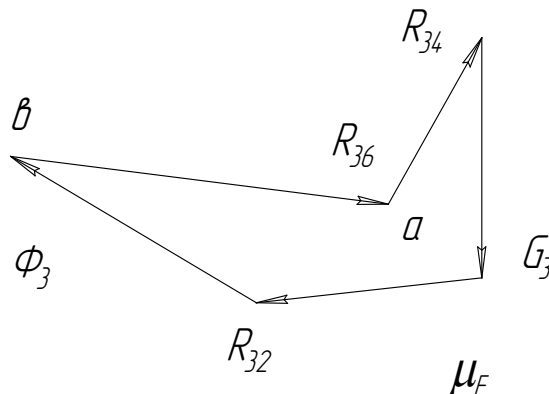


Рис. 3.11. План сил для групи Ассур 2-3

Переходимо до силового розрахунку механізму 1 класу. Накреслимо його в масштабі (рис. 3.12, а) і нанесемо діючі сили: відому силу $\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21}$, силу ваги G_1 , невідому за модулем і напрямком реакцію R_{16} , та невідому лише за модулем зрівноважувальну силу F_{zp} . У цьому прикладі зрівноважувальна сила є рушійною силою. Лінія дії сили F_{zp} проходить через полюс зачеплення P під кутом зачеплення α_w . Положення полюса P та величина кута α_w визначаються з геометричного розрахунку зубчастої передачі.

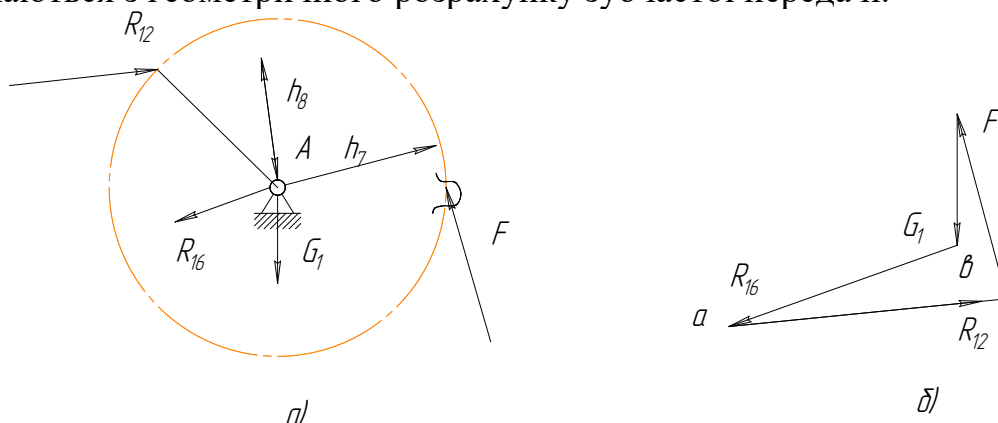


Рис. 3.12. Механізм I-го класу

Сила F_{zp} знаходиться з рівняння моментів сил відносно т. A

$$\sum M_A(F) = 0; \quad F_{zp}h_7 - R_{12}h_8 = 0.$$

Звідки $F_{zp} = \frac{R_{12}h_8}{h_7}$.

Реакцію R_{16} стояка 6 на кривошип 1 визначимо за допомогою плану сил (рис. 3.12, б) згідно з рівнянням:

$$\sum \bar{F} = 0, \bar{R}_{12} + \bar{F}_{3p} + \bar{G}_1 + \bar{R}_{16} = 0.$$

Невідома реакція за модулем: $R_{16} = \mu_{F_2} \cdot ab$.

Визначення зрівноважувальної сили методом М.Є. Жуковського

У випадку задач, у яких необхідно знайти зрівноважувальну силу або зрівноважувальний момент, а визначати реакції в кінематичних парах немає потреби використовують теорему (метод) Жуковського. Прикладом таких задач є: визначення потужності та типу двигуна, моменту інерції маховика, характеристики регулятора та інші задачі динаміки.

Співвідношення між силами, прикладеними до ланок механізму (включаючи і сили інерції), можна дістати, застосувавши теорему Жуковського про жорсткий важіль: якщо для механізму, що перебуває в русі, побудувати план швидкостей, а потім вектори усіх активних сил та сил інерції, які прикладені в різних точках механізму, повернути на 90° в один і той же бік та перенести в однойменні точки плану швидкостей, то сума моментів цих сил відносно полюса буде дорівнювати нулю.

Замість сил можна повертати план швидкостей на 90° , а сили прикладати так, як вони показані на схемі механізму. Тоді теорему Жуковського можна сформулювати таким чином: *якщо до плану швидкостей, повернутого на 90° , у відповідних точках прикласти всі зовнішні сили (і моменти), сили інерції (і моменти сил інерції), а також зрівноважувальну і силу (момент) і розглядати план швидкостей як жорсткий важіль, закріплений у полюсі, то під дією цих сил і моментів він буде перебувати в рівновазі, а сума моментів сил відносно полюса дорівнюватиме нулю.* Таким чином, рівновазі механізму відповідає рівновага повернутого плану швидкостей, який розглядається як "жорсткий важіль", який шарнірно скріплений у полюсі плану.

Доведення теореми ґрунтується на принципі можливих переміщень.

Моменти сил, що прикладені до ланок механізму найчастіше зображають у вигляді пар сил, які переносять на план швидкостей. Якщо моменти M_i , що діють на ланки механізму, переносяться на план швидкостей безпосередньо у вигляді моментів, їхня величина визначається рівнянням:

$$M_i^0 = M_i \frac{ab}{l_{AB}},$$

де l_{AB} , м – довжина ланки, до якої прикладений момент M_i ; ab , мм – відрізок плану швидкостей, до якого прикладається момент M_i^0 . При цьому момент M_i^0 має той же знак, що і заданий момент M_i , якщо напрям відрізка ab (порядок літер) співпадає з напрямом відрізка AB схеми механізму. Якщо напрям ab протилежний AB , то моменти M_i^0 та M_i мають різні знаки.

Застосування важеля Жуковського дозволяє визначити шукану силу за допомогою тільки одного рівняння моментів. У випадку застосування методу плану сил необхідно провести повний силовий розрахунок механізму.

Відзначимо, що метод Жуковського можна застосовувати для знаходження величини будь-якої сили, якщо точка прикладання та лінія дії цієї сили задані, а також відомі лінії дії, величини та точки прикладання усіх інших сил, які діють на ланки механізму.

Із наведеного випливає така послідовність визначення зрівноважувальної сили за способом Жуковського: креслять кінематичну схему механізму у заданому положенні та вибраному масштабі з прикладеними усіма зовнішніми силами; моменти замінюють парами сил; будують план швидкостей, повернутий на 90° ; до однойменних точок повернутого плану прикладають усі зовнішні сили, сили інерції, а також зрівноважувальну силу, зберігаючи їхній напрям; складають рівняння суми моментів усіх сил відносно полюса і визначають зрівноважувальну силу.

Приклад. За допомогою важеля Жуковського визначити $F_{зр}$ для механізму, що зображений на рис. 3.13. Згідно з умовою, $F_{зр}$ прикладена в т. А кривошипа.

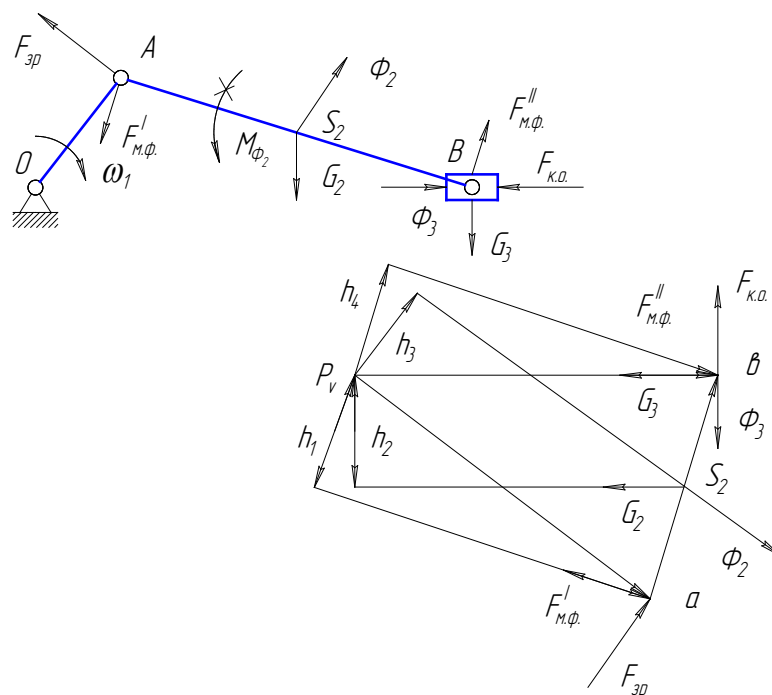


Рис. 3.13. Визначення зрівноважувальної сили за методом М.Є. Жуковського

У довільному масштабі будуємо план швидкостей. Прикладаємо у відповідних точках плану швидкостей всі сили, повернуті на 90° за рухом стрілки годинника. При цьому моменти M_{ϕ_2} замінюємо парою сил F'_{mf} і F''_{mf} які прикладені в точках А та В, зі збереженням напрямку моменту

$$F'_{mf} = F''_{mf} = \frac{M_{\phi_2}}{l_{AB}}.$$

Складаємо рівняння моментів відносно полюса плану швидкостей

$$\sum M_p(F) = 0; F_{зр} p_v a - F'_{mf} h_1 - G_2 h_2 - \Phi_2 h_3 + F_{ко} p_v b - \Phi_3 p_v b - F''_{mf} h_4 = 0.$$

Звідки:

$$F_{зр} = \frac{F'_{МФ} h_1 + G_2 h_2 + \Phi_2 h_3 - F_{КО} p_v b + \Phi_3 p_v b + F''_{МФ} h_4}{p_v a}.$$

Якщо при розв'язку цього рівняння сила $F_{зр}$ додатна, то це означає, що її напрям вибрано правильно. При від'ємному значенні правої частини напрям сили $F_{зр}$ треба змінити на протилежний.

Завдання, обладнання і приладдя

Комп'ютерні (віртуальні) моделі машин або реальні машини, плани швидкостей та прискорень механізму, діаграми переміщення вихідної ланки, індивідуальні завдання видані викладачем, технічна документація, вимірювальні прилади та інструменти, креслярські приладдя.

Завдання роботи: *виконати силовий аналіз важільного механізму за методом планів сил та важіля М.Є. Жуковського.*

Послідовність виконання роботи

1. Відповідно до індивідуального завдання, що видане викладачем, ознайомитись із принципом роботи механізму машини, його вихідними даними, технічними характеристиками.

2. Користуючись діаграмою переміщень вихідної ланки та технічними характеристиками, побудувати в масштабі механічну характеристику машини та визначити силу корисного опору для всіх положень вихідної ланки. При цьому потрібно врахувати, що сила корисного опору (для робочих машин) діє тільки у тому випадку, коли її вектор напрямлений проти руху вихідної ланки.

3. Для будь-якого робочого положення машини визначити сили інерції $\Phi_{ін}$ та моменти сил $M_{ін}$ інерції ланок механізму. Визначити сили ваги ланок механізму.

4. Виділити структурну групу, яка була останньою приєднана до механізму при його створенні. Виконати її креслення в обраному масштабі та обчислити масштабний коефіцієнт μ_l .

5. До ланок групи прикласти всі зовнішні та внутрішні сили, скласти векторне рівняння рівноваги сил, обчислити масштабний коефіцієнт μ_F та побудувати замкнутий силовий багатокутник. Визначити модуль та напрямок реакцій в кінематичних парах.

6. Повторити розрахунок для решти груп Ассура.

7. Виконати розрахунок ведучої ланки за методом планів сил. Визначити зрівноважувальну силу $F_{зр}$ (або $M_{зр}$).

8. Для заданого положення механізму визначити зрівноважувальну силу, використовуючи “жорсткий” важіль М.Є. Жуковського.

9. Порівняти значення для зрівноважувальної сили отримані за методом планів сил та за методом М.Є. Жуковського.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. План заданого положення механізму в масштабі.
3. Плани швидкості і прискорення механізму для заданого положення та їхні масштаби.
4. Механічна характеристика машини.
5. Розрахунки числових значень сили корисного опору, сил та моментів інерції, сил ваги ланок.
6. Відокремлені групи Ассура та механізм I-го класу з прикладеними до них зовнішніми та внутрішніми силами, рівняння рівноваги, плани сил, розрахунок числового значення модуля зрівноважувальної сили (моменту) за методом планів сил.
7. Важіль Жуковського та розрахунок числового значення модуля зрівноважувальної сили за методом М.Є. Жуковського.
8. Відносна різниця при визначенні зрівноважувальної сили за двома методами, %.
9. Висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Що вивчає «динаміка»?
2. Сформулюйте основні задачі динаміки.
3. Назвіть сили, що діють на ланки механізму, та дайте їм коротку характеристику.
4. Дайте означення механічної характеристики машини.
5. На якому принципі теоретичної механіки ґрунтується кінетостатичний розрахунок механізму?
6. Яка послідовність силового розрахунку механізмів?
7. Яка умова статичної визначеності кінематичних ланцюгів?
8. Сформулюйте теорему М. Є. Жуковського.

Тема 4. Експериментальне визначення моменту інерції ланки

Мета роботи: вивчити практичні способи визначення моменту інерції ланки (шатуна).

Теоретичні відомості

Моментом інерції твердого тіла відносно деякої осі обертання називають величину I , яка дорівнює сумі добутків мас матеріальних точок m_i , що складають дане тіло, на квадрат відстані їх до осі обертання r_i :

$$I = \sum_i m_i \cdot r_i^2. \quad (4.1)$$

У механіці обертального руху момент інерції I відіграє роль, аналогічну ролі маси m у механіці поступального руху. Наприклад, кінетична енергія при обертальному русі з кутовою швидкістю точок маси dm (рис. 4.1) які знаходяться на радіусі ρ відносно осі обертання, визначається:

$$dE = \frac{1}{2} \omega^2 \cdot \rho^2 \cdot dm,$$

а кінетична енергія всього тіла, що виконує обертальний рух:

$$E = \frac{\omega^2}{2} \int \rho^2 dm. \quad (4.2)$$

Інтеграл рівняння (4.2) називають *моментом інерції тіла* відносно осі обертання $I = \int \rho^2 dm$. Момент інерції маси ланки відносно осі обертання є мірою інертності ланки відносно цієї осі і він характеризує опір маси при дії моменту зовнішніх сил.

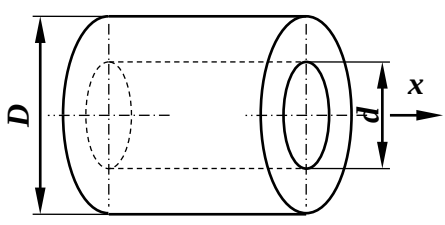
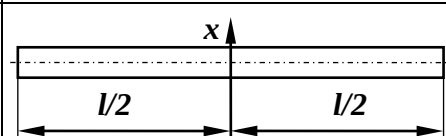
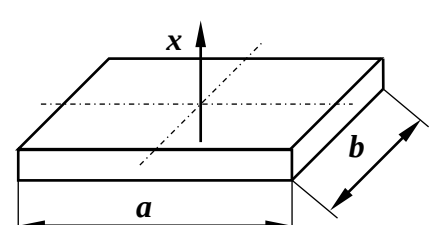
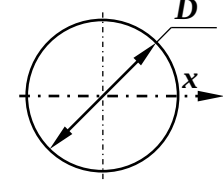
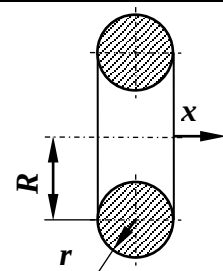
Для ланок правильної геометричної форми моменти інерції можна визначити аналітично за формулами, наведеними в табл. 4.1. Для ланок довільної форми використовують експериментальні методи визначення моментів інерції. У цій роботі розглянуті експериментальні методи визначення моменту інерції машинної ланки (шатуна).

Виконання роботи поділяється на дві частини.

Визначення моменту інерції ланки методом заміщення мас

При розв'язанні окремих задач динаміки, масу реальної ланки, яку приймають зосередженою в центрі її ваги доцільно замінити двома масами, розміщеними в певних заміщувальних точках ланки, що прийнята за умовно невагому.

Моменти інерції деяких тіл правильної геометричної форми

Назва тіла	Ескіз тіла	Формула для визначення моменту інерції, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$
Циліндр суцільний		$I_x = \frac{mD^2}{8}$
Циліндр порожнистий		$I_x = \frac{m}{8}(D^2 - d^2)$
Стержень однорідний		$I_x = \frac{ml^2}{12}$
Паралелепіпед (пластина)		$I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2)$
Куля		$I_x = \frac{mD^2}{10}$
Кільце		$I_x = m(R^2 + \frac{3}{4}r^2)$

Примітка. В формулах m – маса тіла.

Заміщувальні точки треба вибирати так, щоб результуюча сила інерції мас, зосереджених у заміщувальних точках, дорівнювала силі інерції маси цієї ланки. Для забезпечення динамічної еквівалентності цієї заміни, потрібно дотримуватися таких умов:

- 1) Сума заміщувальних мас повинна дорівнювати масі ланки, тобто

$$\sum_{i=1}^n m_i = m, \quad (4.3)$$

де n – кількість заміщувальних мас.

2) Сума статичних моментів заміщувальних мас відносно центра мас S ланки повинна дорівнювати нулю:

$$\sum_{i=1}^n m_i x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n m_i y_i = 0, \quad (4.4)$$

в яких x_i, y_i – координати i -ої точки відносно осі, що проходить через центр мас S .

3) Сума моментів інерції заміщувальних мас відносно центра мас ланки S повинна дорівнювати моменту інерції I_s ланки:

$$\sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2) = I_s, \quad (4.5)$$

де I_s – момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через її центр мас S .

Якщо виконуються перші дві умови (4.3) і (4.4), то таку заміну мас називають *статичним заміщенням мас*, якщо всі три – *динамічним заміщенням мас*.

Рис. 4.1. Обертальний рух тіла

Якщо маса ланки заміщається всього двома масами і ординати $y_1=0$ і $y_2=0$ (рис. 4.2), то система рівнянь (4.3 – 4.5) матиме вигляд:

$$m_1 + m_2 = m; \quad m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 = 0; \quad m_1 \cdot x_1^2 + m_2 \cdot x_2^2 = I_s. \quad (4.6)$$

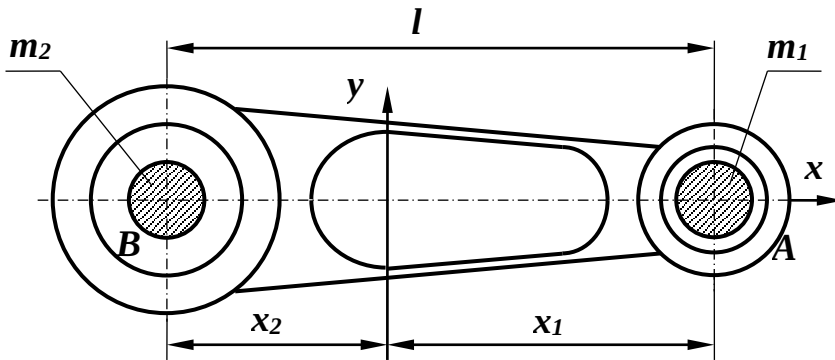


Рис. 4.2. Заміщення маси ланки двома масами

Заміщувальні маси m_1 і m_2 повинні лежати на одній прямій з центром мас S ланки.

У системі рівнянь (4.6) чотири невідомих величини (x_1, x_2, m_1, m_2). Координати x_1 і x_2 знаходимо дослідом, зрівноважуючи реакцію

R_B в точці B за допомогою ваги (рис. 4.3). Шатун виставляється так, щоб один його кінець опирався на нерухому призму в точці A , а другий – на призму, що розміщена на шальці ваги в точці B , при цьому вісь шатуна повинна бути горизонтальною. Положення центра ваги (мас) S на осі симетрії ланки визначається відрізком x_1 , який отримуємо із рівнянь рівноваги ланки:

$$\sum M_A = 0; \quad R_B \cdot l - G \cdot x_1 = 0, \quad (4.7)$$

звідки: $x_1 = \frac{R_B \cdot l}{G}$, тоді $x_2 = l - x_1$, де вагу G , H ланки визначаємо, зваживши шатун, а відстань l , m між шарнірами шатуна A і B вимірюємо штангенциркулем.

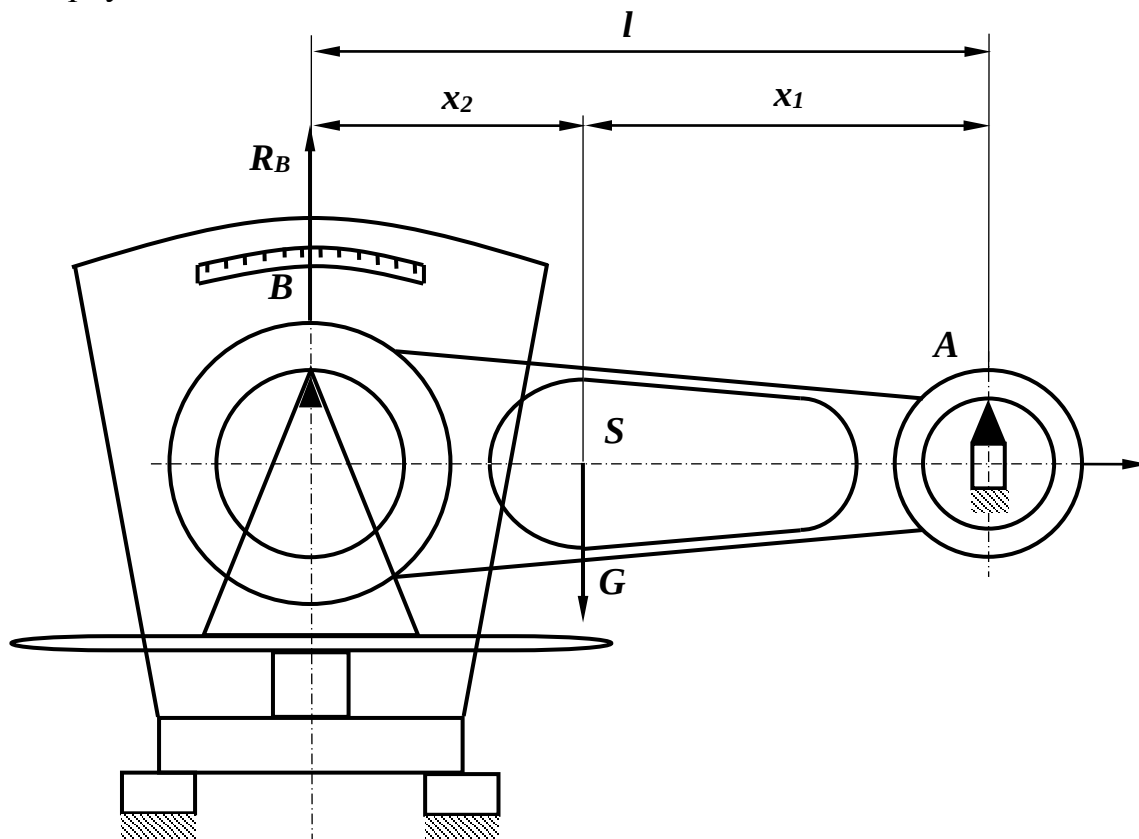


Рис. 4.3. Установка для визначення центра (мас) шатуна

Розв'язуючи систему рівнянь (4.6), визначаємо зосереджені (заміщувальні) маси:

$$m_1 = m \cdot \frac{x_2}{l}; \quad m_2 = m - m_1. \quad (4.8)$$

У результаті, момент інерції шатуна за *першим* методом:

$$I_s = m_1 \cdot x_1^2 + m_2 \cdot x_2^2. \quad (3.9)$$

Визначення моменту інерції ланки методом фізичного маятника

Момент інерції мас ланок можна визначити методом фізичного маятника. *Фізичним маятником* називається тверде тіло довільної форми, яке підвішене на горизонтальній нерухомій осі.

Залежно від характеру дії на систему, що коливається, розрізняють вільні (або власні), вимушені, параметричні коливання та автоколивання. Найпростішими є *гармонічні коливання*, тобто такі, коли значення (наприклад,

відхилення маятника від положення рівноваги), змінюється з часом за законом синуса або косинуса.

Період коливань фізичного маятника залежить від багатьох факторів: від розмірів і форми тіла, відстані між центром ваги і точкою підвісу, розподілу маси тіла відносно цієї точки. Тому обчислення періоду підвішеного тіла – досить важка задача. Простіше виконати такий розрахунок для *математичного маятника*, який являє собою матеріальну точку масою m підвішену на невагомому нерозтяжному стержні або нитці за нерухому точку та здійснює коливання у вертикальній площині під дією сил тяжіння з прискоренням вільного падіння g . Спостереження над подібними маятниками дозволили встановити деякі закономірності:

1. Якщо, зберігаючи одну і ту ж довжину маятника (відстань від точки підвісу до центра ваги вантажу), підвішувати різні вантажі, то період коливань буде однаковий, хоча маси вантажів різні;

2. Період математичного маятника не залежить від маси вантажу;

3. Якщо при запуску маятника відхиляти його на різні (але не надто великі) кути, то періоди коливань будуть однакові, а амплітуди – різні;

4. При невеликих значеннях амплітуди, коливання математичного маятника близькі за своєю формою до гармонійних, а період не залежить від амплітуди. Ця властивість називається ізохронізмом (від грецьких слів «іzos» - рівний, «хронос» - час).

Амплітуда коливань — це максимальна відстань, на яку відхиляється тіло, що коливається, від свого положення рівноваги. Амплітуду коливань позначають символом A й вимірюють у метрах (м).

Час, за який тіло робить одне повне коливання, називається *періодом коливання* – T .

Частота коливань ν – це число коливань за одиницю часу. За одиницю частоти приймають частоту коливань, за якої за 1 с здійснюється одне повне коливання. Ця одиниця називається герцом (Гц).

Період і частота коливань зв'язані між собою залежністю: $T = 1/\nu$.

При експериментальному визначенні моменту інерції шатуна, який встановлений втулкою на ребро нерухомої призми, його можна вважати фізичним маятником (рис. 4.4). Якщо шатун відхилити від вертикалі на деякий кут $\varphi = 8^\circ \dots 10^\circ$ і відпустити, то він почне здійснювати коливання навколо точки A' . Між періодом коливання і моментом інерції маятника відносно осі підвісу існує певна залежність.

Користуючись принципом Д'Аламбера для системи сил, які діють на ланку, можна записати рівняння, яке зв'яже момент сили ваги ланки G і сумарний момент елементарних сил інерції. Після деяких перетворень рівняння матиме вигляд:

$$I_{A'} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} + G \cdot b \cdot \varphi = 0, \quad (4.10)$$

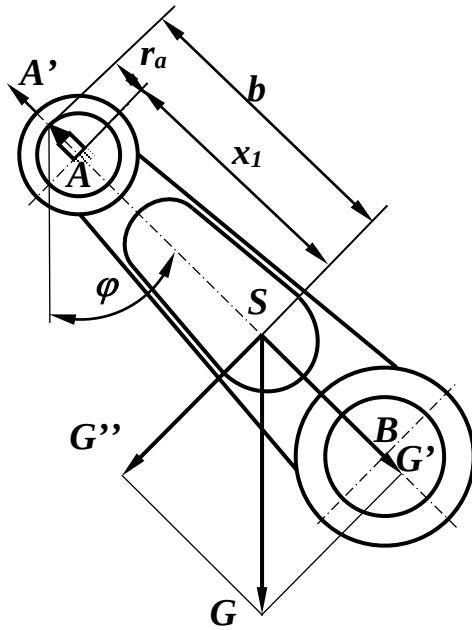


Рис. 4.4. Фізичний маятник

де $I_{A'}$ – момент інерції шатуна відносно точки підвісу A' , $\frac{d^2\varphi}{dt^2}$ – кутове прискорення ланки; b – відстань від точки підвісу до центра ваги. Якщо відхилення ланки від положення рівноваги малі, то в рівнянні (4.10) можна прирівняти $\sin\varphi \approx \varphi$.

Поділивши рівняння (4.10) на $I_{A'}$ і позначивши $\frac{G \cdot b}{I_{A'}} = k^2$, отримаємо диференціальне рівняння другого порядку, яке визначає гармонічний вигляд коливань:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + k^2 \cdot \varphi = 0 \quad (4.11)$$

Період гармонічних коливань визначається із співвідношення:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_{A'}}{G \cdot b}}, \quad (4.12)$$

звідки момент інерції ланки відносно точки A' підвісу:

$$I_{A'} = \frac{T^2}{4\pi^2} \cdot G \cdot b \quad (4.13)$$

Момент інерції відносно осі, що проходить центр ваги S ланки, визначаємо за формулою Штейнера:

$$I_S = I_{A'} - \frac{G}{g} \cdot b^2, \quad (4.14)$$

де $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

У результаті центральний момент інерції шатуна за *другим* методом:

$$I_s = G \cdot b \left(\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{b}{g} \right), \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (4.15)$$

Величини: G – силу ваги, H ; T – період коливань, c отримуємо безпосереднім вимірюванням; $b=(x_1+r_a)$, $м$, де r_a – радіус шарніра A .

Завдання, обладнання і приладдя

Ланка механізму – шатун, технічні лабораторні ваги, призми (одна регульована), секундомір, штангенциркуль, креслярські приладдя.

Завдання роботи: *визначити момент інерції шатуна за методами заміщення мас та фізичного маятника.*

Послідовність виконання роботи

1. Визначити вагу **G**, **H** шатуна на технічній вазі.
2. Покласти шатун на призми, одну з яких відрегулювати, а другу (коротшу) поставити на вагу (шатун повинен займати горизонтальне положення). Визначити реакцію **R_B**, **H**.
3. Виміряти штангенциркулем відстань **l**, **м** між точками **A** і **B** (центрами шарнірів) та радіуси **r_A**, **м** і **r_B**, **м** шарнірів.
4. Користуючись формулами (4.7) і (4.8), обчислити відстані **x₁**, **м** і **x₂**, **м** від точок **A** і **B** до центра **S** шатуна та величини **m₁**, **кг** і **m₂**, **кг** зосереджених (заміщувальних) мас.
5. Обчислити момент інерції **I_S^{*}** шатуна за формулою (4.9).
6. Підвісити шатун на призмі і, відхиливши його на **5°...10°**, заміряти секундоміром час **t**, **с** **10**-ти повних коливань. Визначити період коливань - $T = \frac{t}{10}$, **с**. Дослід повторити тричі.
7. Обчислити момент інерції **I_S** шатуна за формулою (4.15).
8. Обчислити відносну похибку визначення моменту інерції шатуна за

формулою: $\Delta I = \frac{I_s - I_s^*}{I_s} \cdot 100, \%$

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема установки (див. рис. 4.3 і 4.4).
3. Параметри шатуна: вага **G**, **H**; діаметри шарнірів **d_a** і **d_b**; відстань між центрами шарнірів **l**, **м**. Реакція **R_B**, **H**.
4. Координати заміщувальних точок **A** і **B** відносно центра ваги шатуна - **x₁** і **x₂**, **м**.
5. Зосереджені (заміщувальні) маси – **m₁**, і **m₂**, **кг**.
6. Момент інерції шатуна - **I_S^{*}**, **кг·м²** за формулою (4.9).
7. Відстань від центра ваги **S** до точки підвісу **A'** шатуна – **b**, **м**.
8. Визначення періоду коливань – **T**, **с**.
9. Момент інерції шатуна **I_S**, **кг·м²** за формулою (4.15).

10. Відносна похибка визначення моменту інерції – ΔI , %.

11. Висновки.

№	Час 10-ти повних коливань, c	Період коливань T , c
1.	$t_1 =$	$T_1 =$
2.	$t_2 =$	$T_2 =$
3.	$t_3 =$	$T_3 =$
4.	$t_c =$	$T_c = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3} =$

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Що таке маса (фізичний зміст)? Розмірності маси, прискорення, сили в системі CI .

2. Що таке момент інерції (фізичний зміст)? Розмірність моменту інерції в системі CI .

3. Суть методу заміщувальних мас. Які умови повинні виконуватися при визначенні зосереджених заміщувальних мас?

4. Написати умови статичного і динамічного заміщення мас.

5. Що називають фізичним маятником?

6. Дайте визначення амплітуди і періоду коливань фізичного маятника.

7. Написати рівняння руху фізичного маятника.

8. Написати формулу для визначення періоду коливань фізичного маятника. Який зв'язок між періодом і частотою коливань фізичного маятника.

9. Як визначається радіус інерції?

10. Як визначаються абсолютна і відносна похибки?

Тема 5. Експериментальне визначення приведених моментів і сил

Мета роботи: ознайомитися з методами визначення приведених моментів і сил.

Теоретичні відомості

Вивчення закону руху механізму машинного агрегату під дією заданих сил є однією з основних задач динаміки. Для розв'язку цієї задачі необхідно скласти рівняння руху системи і розв'язати його відносно невідомого кінематичного параметра. При визначенні закону руху задача може бути суттєво спрощена, якщо перейти до динамічної моделі.

Вивчення динаміки машини повинно починатися з вибору її динамічної моделі. Вибір динамічної моделі того чи іншого об'єкта залежить у першу чергу від мети дослідження, від характеру задачі, що розглядається.

Машинний агрегат – це, переважно, сукупність машини-двигуна механізму передач та робочої машини. Це, як правило, багатоланкова система, навантажена багатьма силами та моментами, прикладеними до різних ланок.

Побудова динамічної моделі машинного агрегату полягає в заміні заданого багатоланкового механізму, навантаженого довільною системою сил та моментів, простою динамічною моделлю – однією умовною рухомою ланкою зі стояком. При цьому всі сили і моменти, що прикладені до заданого механізму, замінені, як правило, одним зведеним моментом, що прикладений до умовної ланки. Отже $M_{зв}$ є еквівалентом до всього навантаження, прикладеного до машинного агрегату.

При дослідженні руху механізму зручно замінити усі сили та моменти, звівши їх до однієї ланки, еквівалентною з погляду динаміки, силою чи моментом сил. При цьому необхідно, щоб елементарна робота на розглянутому можливому переміщенні, або потужність, яка розвивається замінюючою силою чи моментом, була рівна, відповідно, сумі елементарних робіт або потужностей, що розвивають сили та моменти, які прикладені до ланок механізму на цьому ж переміщенні

Сили чи моменти, що задовольняють цій умові, називають *зведеними силами та моментами*. Ланка, до якої зводяться сили та моменти (маси) називається *ланкою зведення*, а точка прикладання зведеної сили – *точкою зведення*. Зазвичай за ланку зведення приймають ту ланку, за узагальненою координатою якої проводяться дослідження механізму. Частіше це початкова ланка, головний вал робочої машини або вихідний вал машини-двигуна.

Приведені до кривошипа момент і сили, що діють на шатун і повзун кривошипно-повзунного механізму установки ТММ 119Л1 (рис. 5.1), визначають при відключенні редуктора з електродвигуном і зняття навантажувального пристрою. Для створення сили, що діє на повзун у напрямку його руху, встановлюють пружину, яка підтискається спеціальним

підтискним пристроєм. Силу підтискання пружини визначають за її деформацією на підставі градувального графіка.

Для зрівноваження сил, які діють на шатун (сили тяжіння, тертя) і повзун (сили підтискання пружини), створюється момент сили, прикладеної до кривошипа за допомогою прикріпленого до кривошипа барабана, на який намотується шнур, і встановленої на станині спеціальної стійки з роликом, через який перекинута шнур зі змінними вантажами на кінці.

Момент сил рівний зрівноважуючому, але діє в протилежному напрямку, і є приведеним до кривошипа моментом сил, що діють на шатун і повзун. Аналогічно можна приводити до повзуна момент, що діє на кривошип. На установці ТММ 119Л1 передбачається вирішення саме цього завдання.

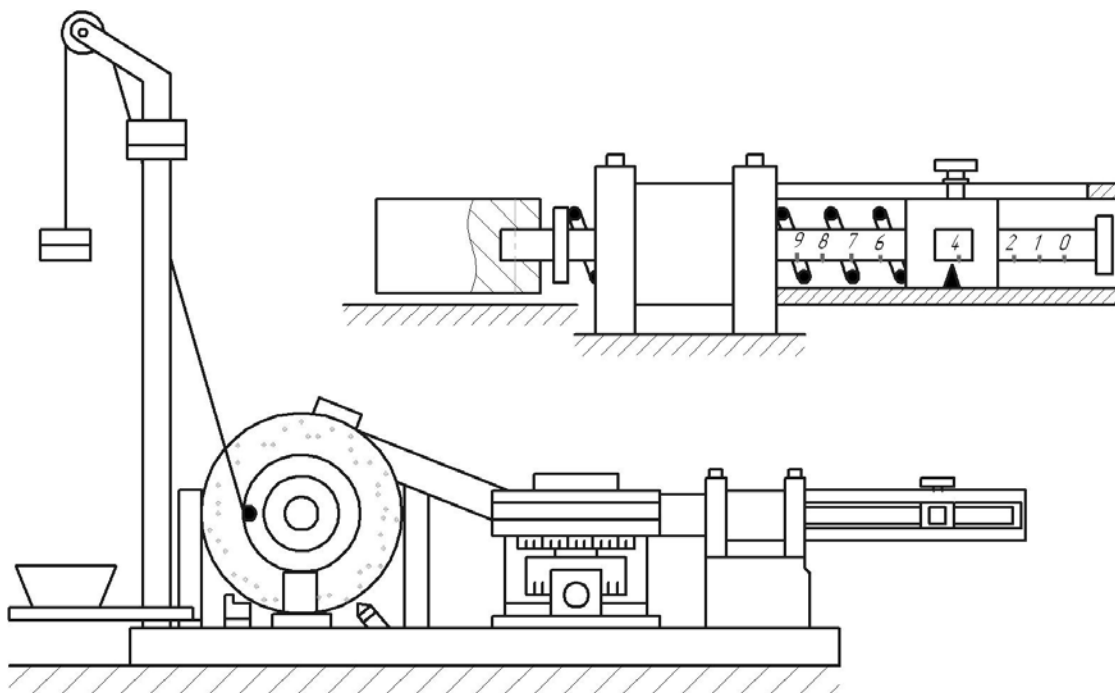


Рис. 5.1. Пристрій для визначення приведеної сили

Перш, ніж розпочати визначення приведеної до повзуна сили, необхідно проградувати пружину. Для цього потрібно:

1) прикріпити до установки градувальний пристрій з пружиною і стрижнем за допомогою хомутиків (рис. 5.1);

2) шнур, прикріплений до стрижня, перекинути через ролик градувального пристрою і приєднати до кінця шнура вантаж;

3) змінюючи вагу вантажу (шляхом прикріплення вантажів масою 2,45 Н) і помічаючи поділки шкали стрижня, з'єднаного з повзуном, відносно поділки підтискного пристрою, встановити залежність сили F_{np} підтискання пружини від координати X , що визначає положенням повзуна.

Припустимо, що отримана залежність (рис. 5.2):

X ,	мм	22	29	36	43
F_{np} ,	Н	2,45	4,90	7,36	9,81

Визначимо коефіцієнт жорсткості c пружини.

Для цього достатньо виміряти стиснення пружини при двох різних значеннях ваги вантажів, прикріплених до шнура, з'єднаному з кривошипом:

$$c = \frac{F_{np2} - F_{np1}}{X_2 - X_1} = \frac{G_2 - G_1}{X_2 - X_1}, \quad (5.1)$$

де F_{np1} , F_{np2} – сили стиснення пружини, рівні силам тяжіння G_1 і G_2 прикріплених вантажів; X_1, X_2 – координати, що виміряні за поділками градууювального циліндра та відповідні силам F_{np1} , F_{np2} .

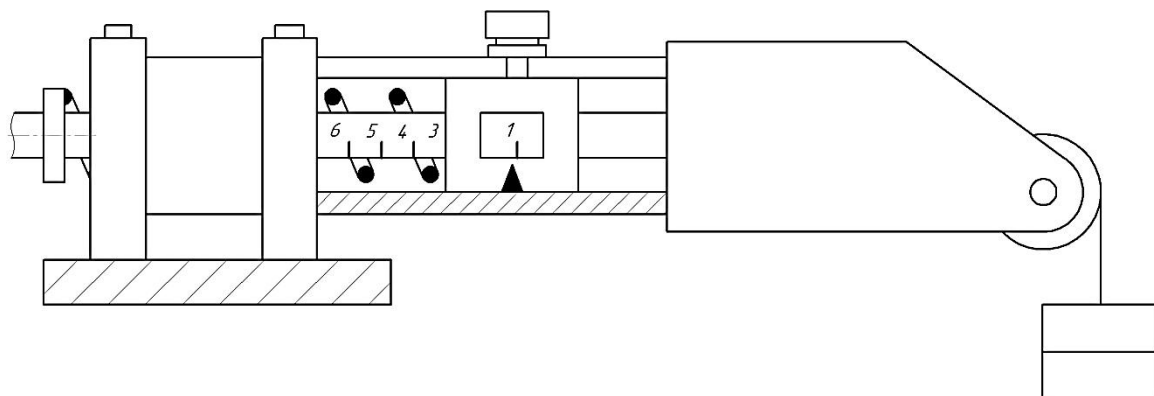


Рис. 5.2. Градууювальний пристрій

Якщо $X_1 = 29$ мм, $X_2 = 43$ мм, $G_1 = 4,90$ Н, $G_2 = 9,81$ Н, то коефіцієнт жорсткості пружини, Н/мм,

$$c = \frac{G_2 - G_1}{X_2 - X_1} = \frac{9,81 - 4,9}{43 - 29} = 0,35$$

Для визначення приведеної до повзуна сили F^n скористаємось рівнянням потужностей

$$F^n v_n = M_\kappa \omega_\kappa, \quad (5.2)$$

де v_n – швидкість повзуна; M_κ – момент, який діє на кривошип;

ω_κ – кутова швидкість кривошипа.

Момент M_κ визначаємо за формулою

$$M_\kappa = r_\kappa F_\kappa \quad (5.3)$$

де r_κ – радіус кривошипа (відстань від вісі обертання кривошипа до центра його пальця, що з'єднує кривошип із шатуном); F_κ – сила, прикладена до центра пальця кривошипа та направлена перпендикулярно до кривошипа.

Рівняння потужності матиме вигляд

$$F^n v_n = M_\kappa r_\kappa \omega_\kappa \quad (5.4)$$

Але $r_\kappa \omega_\kappa = v_\kappa$, (v_κ – швидкість центра пальця кривошипа).

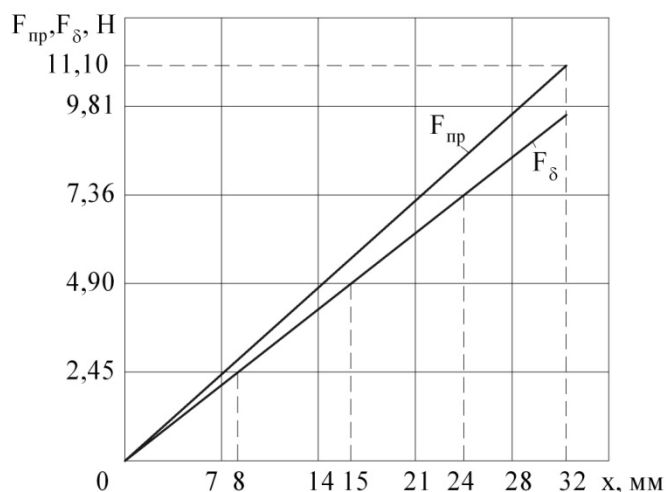


Рис. 5.3. Залежності сил підтискування пружини та натягу канату від координати X

Відповідно,

$$F'' = F_{\kappa} \frac{v_{\kappa}}{v_n} = u_{\kappa.n.} F_{\kappa} \quad (5.5)$$

де $u_{\kappa.n.} = \frac{v_{\kappa}}{v_n}$ – передавальна функція, що залежить від положення механізму.

Для кривошипно-повзунного механізму

$$u_{\kappa.n.} = \frac{\cos \beta}{\sin(\varphi - \beta)} \text{ при } \sin \beta = -\frac{r_{\kappa}}{l} \sin \varphi - \frac{e}{l}; \quad (5.6)$$

$$\varphi = \varphi' \arcsin \left[e / (l + r_{\kappa}) \right], \quad (5.7)$$

де β – кут нахилу шатуна; φ' – кут повороту кривошипа проти годинникової стрілки від його положення, при якому повзун найбільш віддалений від осі обертання кривошипа; l – довжина шатуна; e – дезаксіал.

При $\varphi' = 120^\circ$, $l = 190$ мм, $r_{\kappa} = 40$ мм, $e = 20$ мм отримаємо $u_{\kappa.n.} = 1,28$.

Використовуючи формули (5.5), (5.6), прикладену до повзуна силу можливо визначити аналітично. Наприклад, при $u_{\kappa.n.} = 1,28$, $F_{\kappa} = 9,81$ Н отримаємо $F'' = 12,5$ Н.

При експериментальному визначенні приведеної сили потрібно врахувати, що відношення F_{κ} / F'' для заданого положення механізму не залежить від значень цих сил.

Визначивши дві координати, що визначають стискування пружини при двох значеннях F_{κ} можливо визначити коефіцієнт жорсткості пружини:

$$c = \frac{F_2'' - F_1''}{X_2 - X_1} = \frac{F_2'' (1 - F_1'' / F_2'')}{X_2 - X_1} \quad (5.8)$$

Замість відношення сил F_1''/F_2'' можливо підставити відношення мас вантажів:

$$\frac{F_1''}{F_2''} = \frac{m_1}{m_2} \quad (5.9)$$

Із рівнянь (5.8) та (5.9) знаходимо

$$F_2'' = c \frac{X_2 - X_1}{1 - F_{\kappa 1}/F_{\kappa 2}} \text{ або } F_2'' = c \frac{X_2 - X_1}{1 - m_1/m_2} \quad (5.10)$$

Наприклад, при $X_2 = 68$ мм, $X_1 = 52$ мм, $c = 0,35$, $m_1/m_2 = 0,5$ отримаємо $F_2'' = 11,2$ Н.

Силу F_1'' визначимо за формулою

$$F_1'' = F_2'' \frac{m_1}{m_2} \quad (5.11)$$

Підставимо в рівняння числове значення, знаходимо $F_1'' = 5,6$ Н.

За формулою (5.10) можна визначити ряд значень наведеної сили F'' . При однаковому значенні радіусів кривошипа та барабана, на який намотується шнур, до повзуна прикладається сила, що діє на центр пальця кривошипа перпендикулярно до радіуса кривошипа.

Для експериментального визначення приведеної до повзуна сили потрібно зняти вантаж, який використовувався при градуюванні пружини, і з'єднати гвинтом стержень градуювального пристрою з повзуном, надягнувши на стержень проградуйовану пружину.

Визначати приведену до повзуна силу потрібно при різних положеннях кривошипа.

Завдання, обладнання і приладдя

Установка ТММ 119Л1, вимірювальні інструменти, креслярські приладдя.

Завдання роботи: *визначити аналітично та експериментально приведену силу та момент лабораторної установки.*

Послідовність виконання роботи

- 1) вимкнути муфту вмикання установки ТММ 119Л1, роз'єднавши вали кривошипа і черв'ячного колеса редуктора;
- 2) встановити стійку з роликом;
- 3) приєднати шнур до барабана кривошипа та перекинути через ролик стійки;
- 4) послідовно приєднати до шнура вантажі масою 4,90, 9,81 Н;
- 5) після встановлення кожного вантажу піджати пружину у відповідне положення (в нашому випадку доти, доки диск кривошипа не стане на відмітку 8;

- 6) розрахувати аналітично приведену силу;
- 7) порівняти результати та знайти похибку.

Зміст звіту

- 1. Назва і мета роботи.
- 2. Запис параметрів пружини.
- 3. Аналітичний розрахунок приведеної сили та моменту.
- 4. Експериментальне визначення приведеної сили та моменту.
- 5. Знаходження похибок.
- 6. Аналіз одержаних результатів і висновки про зведення моментів та сил.

Контрольні запитання для самопідготовки

- 1. В чому полягає побудова динамічної моделі?
- 2. Як знайти момент сили відносно точки ?
- 3. Які умови мають бути витримані при зведенні сил ?
- 4. Запишіть формулу, яка визначає зведену масу.
- 5. Від чого залежить зведена сила ?
- 6. За якими формулами визначаються зведений момент та зведена сила?

Тема 6. Визначення ККД і коефіцієнта тертя гвинтової пари

Мета роботи: експериментально визначити ККД і коефіцієнт тертя гвинтової пари.

Теоретичні відомості

Тертя – сукупність явищ, які спричиняють опір руху одини відносно одного макроскопічних тіл (зовнішнє тертя) або елементів одного і того ж тіла (внутрішнє тертя), при якому механічна енергія розсіюється переважно у вигляді тепла. Зовнішнє тертя відбувається на границі контакту двох твердих тіл. Внутрішнє тертя виникає у потоках рідини або при деформації твердого тіла, між частинами, що переміщуються одна відносно іншої.

Зовнішнє тертя (тертя) – явище опору відносному переміщенню, яке виникає між двома тілами в зонах контакту їх поверхонь, в тангенціальному напрямку до них.

При наявності відносного руху двох тіл, які контактують між собою, сили тертя, котрі виникають при цьому, можна поділити на тертя руху та спокою.

Тертя руху – зовнішнє тертя двох тіл, що рухаються одне відносно одного, до якого входять: тертя кочення, тертя ковзання та тертя кочення з проковзуванням.

Тертя ковзання – зовнішнє тертя руху, під час якого швидкості тіл в точках дотику відрізняються за величиною і (чи) напрямком і діє на тіло у напрямку, протилежному до напрямку проковзування.

Тертя кочення – тертя руху, під час якого швидкості тіл однакові за величиною і напрямком, принаймні, в одній точці зони контакту і виникає при коченні одного з двох контактуючих тіл одне відносно одного.

Тертя кочення з проковзуванням – тертя руху двох тіл з одночасним тертям кочення і ковзання в зоні контакту.

Тертя спокою – тертя між двома твердими тілами за відсутності їх відносного руху. Цей вид тертя виникає між двома тілами, які перебувають у взаємному контакті та перешкоджає виникненню відносного руху. Тому для приведення у відносний рух двох контактуючих тіл потрібно подолати цей вид тертя. Сила тертя спокою діє протилежно до напрямку ймовірного руху.

Коефіцієнт тертя – це відношення сили тертя до сили нормального тиску. Це величина постійна, яка залежить від матеріалів, з яких виготовлені тіла, від чистоти дотичних поверхонь і не залежить від площі поверхонь, стану обробки і відносного положення тіл.

Гвинтова передача (гвинтовий механізм або передача типу «гвинт-гайка») – механічна передача (гвинтова пара), що перетворює обертовий рух у поступальний або навпаки. У загальному випадку вона складається з гвинта і гайки.

Гвинтові механізми служать для перетворення обертального руху в прямолінійний поступальний. Широке застосування вони отримали завдяки

простоті конструкції і виготовлення, компактності, властивості забезпечувати самогальмування при малих кутах підйому гвинтової лінії.

До основних недоліків цих механізмів відносять значні сили тертя у різьбі, що зумовлює швидке зношування та низький ККД.

Гвинтові передачі за видом тертя поділяють на:

- передачі ковзання;
- передачі кочення, які за виконанням тіл кочення поділяють на:
 - кулько-гвинтові передачі кочення;
 - ролико-гвинтові передачі кочення.

Гвинтові механізми принципово нічим не відрізняються від різьбових з'єднань, але оскільки вони застосовуються для передачі руху, то сила тертя в нарізі повинна бути мінімальною. Найменше тертя між гвинтом і гайкою забезпечує прямокутна нарізь, однак через низьку технологічність і невелику міцність порівняно з трапецоїдною різзю роблять її застосування обмеженим. Тому для ходових гвинтів застосовують головним чином трапецоїдні нарізі із дрібним, середнім і великим кроками і упорну нарізь. Найбільшого поширення набула трапецоїдна різь із середнім кроком. Трапецієподібну нарізь із дрібним кроком використовують при відносно невеликих переміщеннях; трапецієподібну нарізь із великим кроком — при важких умовах експлуатації. Такий профіль різі дозволяє використовувати її в механізмах з реверсивним рухом.

Нарізь гвинтів та гайок передач буває правою або лівою, однозахідною або багатозахідною.

Рівці (жолоби) гвинта кулькогвинтової передачі і гайки в осьовому перерізі мають напівкруглу форму. Нерозривний замкнений потік кульок заповнює гвинтовий простір між жолобами по всій довжині гайки. Після його проходження, кульки переходять у заокруглений трубчастий зворотний канал, по якому вони повертаються у робочу зону гвинтової пари. ККД такої передачі становить 0,95.

Залежно від основних вимог, що ставляться до них, гвинтові передачі та їх гвинти поділяються на:

1. *Вантажні*, які використовуються для створення великих осьових сил (у підйомних механізмах, верстатах, гвинтових пресах тощо). При знакозмінному навантаженні мають трапецієподібну нарізь, при великому односторонньому навантаженні – упорну. Гайки вантажних гвинтів виконують цілісними. У домкратах для забезпечення великої сили та самогальмування використовують однозахідну нарізь із малим кутом підйому Ψ гвинтової лінії.

2. *Ходові*, які використовуються для переміщень у механізмах подачі (наприклад, механізми подачі робочих інструментів у верстатах). Для зменшення тертя мають, в основному, трапецієподібну багатозахідну нарізь. Для усунення «мертвого» ходу через знос нарізі гайки ходових гвинтів виконують роз'ємними.

3. *Встановлювальні* – використовуються для точних переміщень та регулювання у вимірювальних приладах (механізми для точних переміщень, мікрометричні і диференціальні гвинти), у прокатних станах (регулювально-

встановлювальні механізми підшипників, натискні гвинти). Зазвичай, мають метричну нарізь. Для забезпечення безлюфтової передачі гайки роблять спареними. У механізмах точних переміщень, де важливе мале тертя і відсутність зазору в нарізі, використовують кулькові пари.

На рис. 4.1, а показана гвинтова пара з прямокутною різьбою, де Q – осьове зусилля у гвинтовій парі; $\bar{F} = \frac{2M}{d_c}$ – колове зусилля по колу середнього діаметра d_c різьби гвинта; $\bar{F}_{mp} = f \cdot \bar{N}$ – сила тертя у різьбі гвинтової пари; f – коефіцієнт тертя; $\bar{N}$ – нормальна складова осьового зусилля.

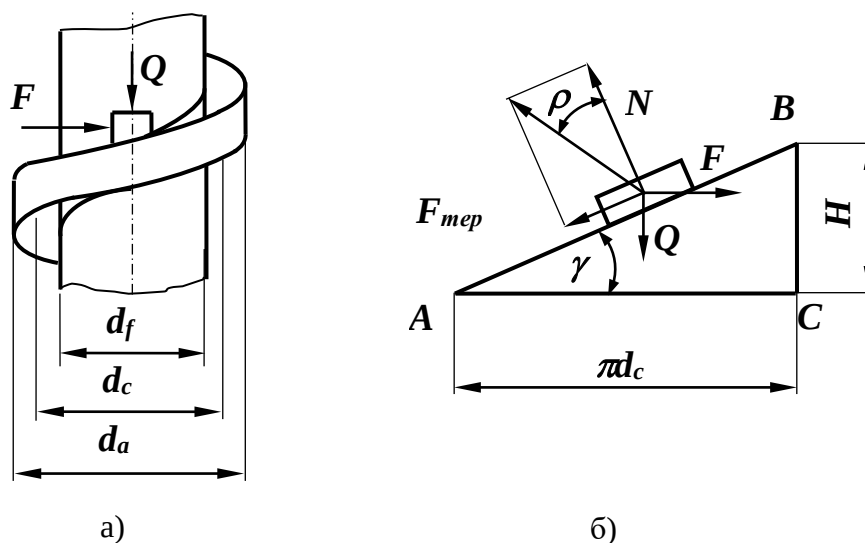


Рис. 6.1. Схема гвинтової пари (а) та розгортки гвинта (б)

Підйом гайки по витку гвинта можна розглядати (рис. 6.1, б) як підйом вантажу по похилій площині AB , що є розгорткою гвинтової лінії, яка утворює з катетом $AC = \pi \cdot d_c$ кут γ . Висота похилої площини буде дорівнювати катету $BC=H$, що відповідає ходу гвинтової лінії.

ККД гвинтової пари наближено визначається як

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \quad (6.1)$$

де γ – кут підйому середньої гвинтової лінії; ρ – кут тертя нарізки гвинта. Кут γ знаходимо із прямокутного ΔABC розгортки гвинта (рис. 6.1, б)

$$\gamma = \arctg \frac{H}{\pi \cdot d_c}, \quad (6.2)$$

де H – хід гвинта (відстань по твірній між однойменними точками одного й того витка). При багатоходових гвинтах $H = z \cdot h$, де z – число витків (ниток) гвинта; h – крок гвинта (відстань по твірній між однойменними точками

сусідніх витків, для одноходового гвинта $H=h$); d_c – середній діаметр гвинтової лінії (півсума зовнішнього і внутрішнього діаметрів гвинта).

Кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f зв'язані залежностями

$$f = \operatorname{tg} \rho; \quad \rho = \operatorname{arctg} f. \quad (6.3)$$

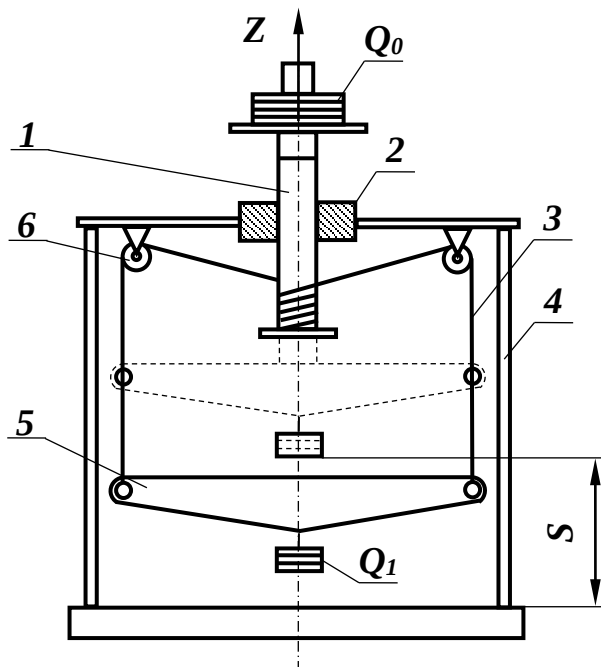


Рис. 6.2. Схема гвинтової установки

Кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f визначаються дослідом на установці (рис. 6.2), що складається із гвинта 1, гайки 2, шнура 3, стояка 4, траверси 5, роликів 6. Гвинт навантажений тягарем Q_0 , а траверса – Q_1 . При звільненні траверси вона почне опускатися, а шнури змусять обертатися гвинт. Гвинт, виконуючи оберотно-поступальний рух, підійматиме тягар Q_0 . Позначимо вагу гвинта Q_{zv} , а траверси – Q_T . Рух гвинта можна розкласти на обертаний навколо вертикальної осі Z і поступальний уздовж цієї осі.

Диференціальне рівняння

обертання гвинта

$$J \cdot \ddot{\beta} = M_z, \quad (6.4)$$

де J – момент інерції гвинта з тягарем відносно його осі; $\ddot{\beta}$ – кутове прискорення гвинта; M_z – момент сил, що діють на гвинт, який можна визначити

$$M_z = R \cdot d_a - M_0, \quad (6.5)$$

де R – сила натягу шнурів 3; d_a – зовнішній діаметр гвинта; M_0 – момент опору обертанню гвинта, який визначається

$$M_0 = Q \cdot \frac{d_c}{2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho), \quad (6.6)$$

де $Q = (Q_0 + Q_{zv})$ – осьове навантаження гвинта.

Підставивши в (6.4) значення M_z із рівняння (6.5), отримаємо

$$J \cdot \ddot{\beta} = R \cdot d_a - M_0. \quad (6.7)$$

Визначимо з цього рівняння силу натягу шнурів R , розглянувши рух тягара Q_1 разом з траверсою Q_T . Для цього запишемо диференціальне рівняння його поступального руху:

$$m\ddot{z} = (Q_1 + Q_T) - R, \quad (6.8)$$

де m – маса тягара Q_1 і траверси Q_T .

Вважаючи, що шнур не розтягується, можна стверджувати, що величини z і β зв'язані залежністю $z = \frac{d_a}{2} \cdot \beta$. Продиференціювавши двічі обидві частини цієї рівності, одержимо:

$$\ddot{z} = \frac{d_a}{2} \cdot \ddot{\beta}.$$

Звідси

$$\ddot{\beta} = \frac{2 \cdot \ddot{z}}{d_a}.$$

Підставивши в рівняння (6.7) значення $\ddot{\beta}$ і розв'язавши його разом з рівнянням (6.8), одержимо:

$$\ddot{z} = \frac{\frac{d_a}{2} [d_a (Q_1 + Q_T) - M_0]}{J + \frac{1}{2} d_a^2 \cdot m}. \quad (6.9)$$

Права частина рівняння (6.9) є величина стала для даного гвинта. Позначивши її літерою k , а $(Q_1 + Q_T) = Q_2$, одержимо

$$\ddot{z} = k = \frac{\frac{1}{2} d_a (d_a \cdot Q_2 - M_0)}{J + \frac{1}{2} d_a^2 \cdot m}. \quad (6.10)$$

Проінтегрувавши (6.10), знайдемо загальний розв'язок

$$z = \frac{k \cdot t^2}{2} + C_1 \cdot t + C_2. \quad (6.11)$$

Сталі C_1 і C_2 визначимо із початкових умов. Розмістивши початок координат у площині, від якої починає падати тягар, знаходимо, що при $t=0$; $z=0$; $C_1=C_2=0$. Тоді при $t=T$ і $z=S$ рівняння (6.11) буде мати вигляд

$$S = \frac{k \cdot T^2}{2},$$

звідки

$$k = \frac{2 \cdot S}{T^2}, \quad (6.12)$$

де S – шлях, пройдений тягарем Q_1 за час T . Підставивши значення k у формулу (6.10), отримаємо

$$M_0 = \frac{\frac{1}{2}d_a^2 \cdot T^2 \cdot Q_2 - 2S \left(J + \frac{1}{2}d_a^2 \cdot m \right)}{\frac{1}{2}d_a \cdot T^2}.$$

Підставивши в це рівняння значення M_0 із (6.6), одержимо

$$\operatorname{tg}(\gamma + \rho) = \frac{\frac{1}{2}d_a^2 \cdot T^2 \cdot Q_2 - 2S \left(J + \frac{1}{2}d_a^2 \cdot m \right)}{\frac{1}{2}d_a \cdot T^2 \cdot Q \cdot \frac{1}{2}d_c}, \quad (6.13)$$

де $Q_2 = (Q_1 + Q_T)$ – сила ваги тягаря, що падає і траверси; T – час падіння тягаря Q_1 ; J – момент інерції гвинта і тягаря Q_0 відносно осі Z ; m – маса тягаря Q_1 і траверси Q_T ; d_a – зовнішній діаметр гвинта; $Q = (Q_0 + Q_{zv})$ – сила ваги тягарів Q_0 на гвинті і гвинта Q_{zv} ; d_c – середній діаметр гвинта.

Визначивши із (6.2) кут γ , а із (6.13) значення $\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$ і підставивши їх у формулу (6.1) обчислимо ККД гвинтової пари. Кут тертя ρ визначимо за формулою

$$\rho = \operatorname{arctg}(\gamma + \rho) - \gamma,$$

а коефіцієнт тертя f – із залежності (6.3).

Завдання, обладнання і приладдя

Дослідна установка для визначення ККД і коефіцієнта тертя, комплект тягарів, секундомір, штангенциркуль, лінійка.

Завдання роботи: *визначити коефіцієнт корисної дії та коефіцієнт тертя гвинтової пари експериментальним методом.*

Послідовність виконання роботи

1. Визначити геометричні параметри гвинта: H , R , d_a , d_f , d_c .
2. Визначити за формулою (6.2) кут підйому γ гвинтової лінії.
3. Навантаживши гвинт тягарем Q_0 , підібрати вантаж Q_1 так, щоб при падінні останнього гвинт плавно підіймався.
4. Обчислити сумарний момент інерції J гвинта і тягаря (дисків) Q_0 , що обертається разом з гвинтом.

5. Заміряти секундоміром час T падіння тягаря Q_1 .
6. Обчислити $\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$ кут тертя ρ і коефіцієнт тертя f .
7. Визначити ККД гвинтової пари.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема установки.
3. Геометричні параметри гвинта (h, H, R, d_a, d_f, d_c).
4. Кут підйому гвинтової лінії.
5. Результати вимірів та обчислень: $Q_2, H; m, \text{кг}; Q_0, H; J, \text{кг/м}^2; S, \text{м};$
 $T, \text{с}.$
6. Визначити $\operatorname{tg}(\gamma + \rho)$.
7. Визначення кута тертя ρ .
8. Визначення коефіцієнта тертя f .
9. Визначення ККД гвинтової пари η .
10. Висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Як визначається кут підйому гвинтової лінії?
2. Як визначається ККД гвинтової пари?
3. Який зв'язок між коефіцієнтом тертя і кутом тертя?
4. Які види нарізки ви знаєте? Як визначається зведений коефіцієнт тертя.
5. Дайте визначення ККД?
6. Сформулюйте умови самогальмування гвинта.

Тема 7. Статичне зрівноважування обертових мас

Мета роботи: ознайомитися з методикою практичних способів статичного зрівноважування обертових ланок; виконати балансування обертової ланки.

Теоретичні відомості

Зрівноважування сил і моментів сил інерції ланок, що обертаються – важливе завдання сучасного машинобудування. Це пов'язано з тим, що за великих кутових швидкостей навіть незначні незрівноважені маси ланок можуть викликати великі сили інерції змінного напрямку. Ланка вважається повністю зрівноваженою, якщо результуюча сила інерції $\bar{F}_{in}$ і результуючий момент сил інерції $\bar{M}_{in}$ дорівнюють нулю.

На практиці виникає необхідність розрахунковим способом виконати зрівноважування ланок, незрівноважені маси яких розміщені в одній площині (рис. 7.1, а). У цьому випадку для зрівноважування ланок достатньо задовольнити умову $\bar{F}_{in} = 0$, тому що момент від сил інерції при розміщенні незрівноважених мас в одній площині завжди дорівнює нулю.

Якщо маси $m_1, m_2, \dots, m_n$ не зрівноважені, то їхні сили інерції утворюють рівнодіючу, що зображена на рис. 7.1, б штриховою лінією,

$$\bar{F}_{in} = \omega^2 \sum_{k=1}^{k=n} m_k \cdot \bar{r}_k, \quad (7.1)$$

де ω – кутова швидкість обертання ланки; m_k – незрівноважена маса; r_k – радіус-вектор до центра ваги незрівноваженої ланки m_k .

Рівняння (7.1) можна подати у вигляді

$$\bar{F}_{in} = \frac{\omega^2}{g} (Q_1 \cdot \bar{r}_1 + Q_2 \cdot \bar{r}_2 + \dots + Q_n \cdot \bar{r}_n) = \frac{\omega^2}{g} \cdot Q \cdot \bar{r}_s, \quad (7.2)$$

або

$$Q_1 \cdot \bar{r}_1 + Q_2 \cdot \bar{r}_2 + \dots + Q_n \cdot \bar{r}_n = Q \cdot \bar{r}_s, \quad (7.3)$$

де $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ – вага незрівноважених мас; $\bar{r}_1, \bar{r}_2, \dots, \bar{r}_n$ – радіуси-вектори їхніх центрів ваги; $\bar{r}_s$ – радіус-вектор центра ваги заданої системи мас; Q – сумарна вага незрівноважених мас ($Q=Q_1+Q_2+\dots+Q_n$).

Аналізуючи рівняння (7.3), можна зробити висновок, що якщо центр мас ланки лежить на осі обертання, то результуюча сила інерції дорівнює нулю.

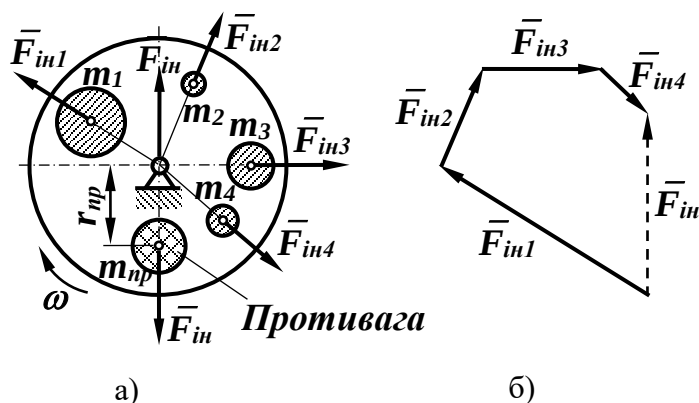


Рис. 7.1. Схема розташування незрівноважених мас, розміщених в одній площині (а) та графічне визначення рівнодіючої їх сил інерції (б)

Рівнодіючу силу інерції можна зрівноважити рівною і протилежно напрямленою силою. Якщо до заданої системи незрівноважених мас додати масу m_{np} , центр ваги якої розміщується в тій же площині, що й центр ваги мас $m_1, m_2, \dots, m_n$, то обертові маси будуть зрівноважені при умові, що

$$Q \cdot \vec{r}_s + Q_{np} \cdot \vec{r}_{np} = 0, \quad (7.4)$$

тобто вектор сили інерції додаткової маси буде протилежним рівнодіючій сил інерції заданої системи незрівноважених мас. Додаткова маса в цьому випадку називається *противагою*.

Таким чином, для зрівноважування системи незрівноважених мас, розміщених в одній площині, достатньо встановити одну *противагу*. При встановленій протизазі умову зрівноважування обертової системи мас (7.2) можна записати у вигляді

$$m_1 \cdot \vec{r}_1 + m_2 \cdot \vec{r}_2 + \dots + m_n \cdot \vec{r}_n + m_{np} \cdot \vec{r}_{np} = 0, \quad (7.5)$$

Оскільки кожний із векторів $m_k \vec{r}_k$ має той же напрям, що і радіус-вектор центра ваги відповідної маси, то легко можна побудувати геометричну суму векторів згідно з рівнянням (7.5). Замикаючий вектор вкаже напрям того радіус-вектора $\vec{r}_{np}$, на якому повинна бути закріплена зрівноважувальна маса m_{np} . Після цього при заданому $\vec{r}_{np}$ легко визначити m_{np} або, навпаки, можна знайти $\vec{r}_{np}$, якщо m_{np} задана.

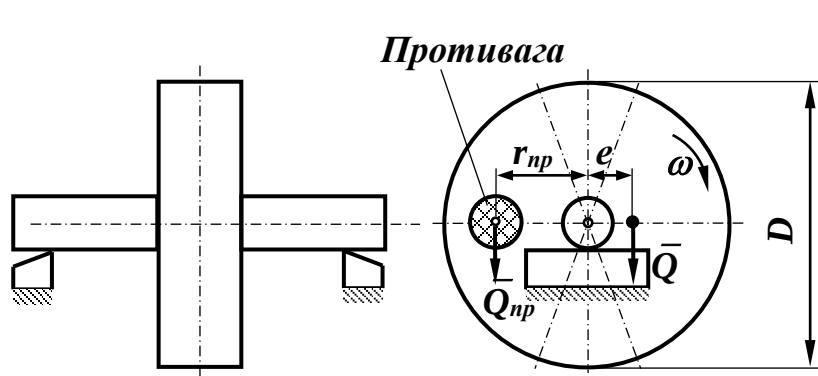


Рис. 7.2. Схема статичного балансування

Операція по зрівноважуванню обертових ланок машин називається *балансуванням*. Якщо під зрівноважуванням розуміють теоретичний бік вирішення задачі, то балансування є її практичне використання.

Статичне балансування, в результаті якого зміщений при обробці ланки центр ваги повертається на вісь обертання, можна виконати за допомогою простих установок. Якщо ланку, яку необхідно збалансувати, покласти цапфами на паралельні призми (рис. 7.2), то вона буде перекочуватися по призмах до тих пір, поки центр ваги S не займе найбільш низьке положення. Відхиляючи центр ваги S від вертикалі спочатку вліво, а потім вправо і кожен раз залишаючи ланку байдужою, можна нанести на торці цапфи дві діаметральні риски в момент зупинки ланки, які збігаються з вертикаллю, але не збігаються між собою внаслідок тертя кочення цапф по призмах. Центр тяжіння (ваги) лежить на бісектрисі отриманого кута. Зміщення центра ваги можна ліквідувати, якщо додати з протилежної сторони вантаж, статичний момент якого дорівнює знайденому статичному моменту ланки, що балансується.

Статичному балансуванню підлягають порівняно тихохідні обертові ланки (колеса, маховики, шків), а також швидкохідні, у яких товщина значно менша їх діаметра.

Визначивши вагу противаги Q_{np} при вибраному радіусі його розміщення r_{np} і знаючи вагу ланки Q , що зрівноважується, можна знайти зміщення e її центра ваги S від осі обертання:

$$e = \frac{Q_{np} \cdot r_{np}}{Q}.$$

При розміщенні противаги на відстані $r=D/2$, де D – діаметр ланки, отримують

$$e = \frac{Q_{np} \cdot D}{2Q}. \quad (7.6)$$

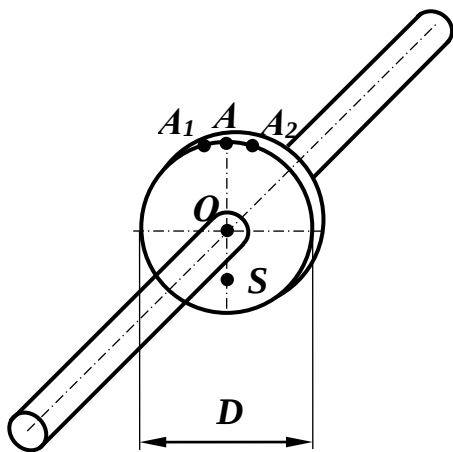


Рис. 7.3. Установка для статичного балансування обертових ланок

Завдання, обладнання і приладдя

При виконанні роботи використовується установка для статичного балансування обертових ланок (рис. 7.3), яка складається із двох призм, розміщених у горизонтальній площині і закріплених на чотирьох опорах, жорстко закріплених на плиті.

Призми необхідно виставити в горизонтальне положення за допомогою рівня.

Для виконання роботи необхідні також обертові ланки, вага, пластилін.

Завдання роботи: здійснити статичне балансування обертової ланки.

Послідовність виконання роботи

1. Виконати підготовку установки для виконання практичної роботи, забезпечивши горизонтальне положення призм.

2. Визначити вагу Q ланки, що зрівноважується, і її діаметр D .
3. Встановити обертову ланку на призмі і відпустити її, щоб вона зайняла байдужу рівновагу.
4. За методикою, викладеною в теоретичних відомостях, визначити місце, де потрібно закріпити противагу. Відстань противаги від осі обертання ланки прийняти рівною її максимальному радіусу.
5. Виконати балансування обертової ланки, використовуючи в якості противаги шматочок пластиліну.
6. Повторити виконання п.2-5 два рази.
7. За середнім значенням ваги противаги Q_{np} , ланки Q і діаметра D , визначити зміщення її центру ваги e за формулою (7.6) та заповнити табл. 7.1 (див. зміст звіту).
8. Зробити висновок про статичну зрівноваженість ланки.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема установки і ескіз обертової ланки.
3. Таблиця 7.1 з результатами дослідного визначення ваги противаги і зміщення центра ваги ланки.

Таблиця 7.1

Результати дослідного визначення ваги противаги і зміщення центра ваги ланки

Номер вимірювання	Діаметр ланки D , мм.	Вага ланки Q , Н	Вага противаги Q_{np} , Н	Зміщення центра ваги за формулою (7.6), e , мм
1				
2				
3				
Середнє значення	$D =$	$Q =$	$Q_{np} =$	$e =$

4. Аналіз отриманих результатів.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. В якому випадку застосовують статичне балансування?
2. Який параметр прагнуть звести до нуля при статичному балансуванні?
3. Які деталі називаються незрівноваженими?
4. Задача статичного балансування.

Тема 8. Динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас

Мета роботи: вивчити практичний метод зрівноважування обертових ланок при заданому розташуванні незрівноважених мас.

Теоретичні відомості

У сучасних швидкохідних машинах використовується велика кількість обертових ланок (ротори електродвигунів, турбін, барабани тощо). Наприклад, у турбінах і гіроскопах частота обертання ланок досягає **30000 об/хв** і вище. На деяких валах разом із деталями симетричної форми знаходяться кулачки, ексцентрики і інші тіла, які мають несиметричну форму і викликають зміщення з осі обертання спільного центра мас обертової системи. При підвищених швидкостях від незначного зміщення спільного центра мас системи з осі обертання виникають значні сили інерції. Наприклад, при обертанні незрівноваженої маси $m=0,01$ кг на радіусі $r=1$ м з частотою обертання $n=30000$ об/хв, незрівноважена сила інерції дорівнює

$$F_{in} = m \cdot \omega^2 \cdot r = m \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot r = 0,01 \cdot \left(3,14 \cdot \frac{30000}{30} \right)^2 \approx 100000 \text{ Н}.$$

Ротором в теорії балансування називають будь-яку ланку механізму, що здійснює обертальний рух. Балансування роторів набуло особливого значення у зв'язку з підвищенням частоти обертання ланок, що призводить до різкого збільшення сил і моментів сил інерції від незрівноважених мас.

Заходи, направлені на ліквідацію незрівноваженості обертових ланок, називаються *балансируванням*.

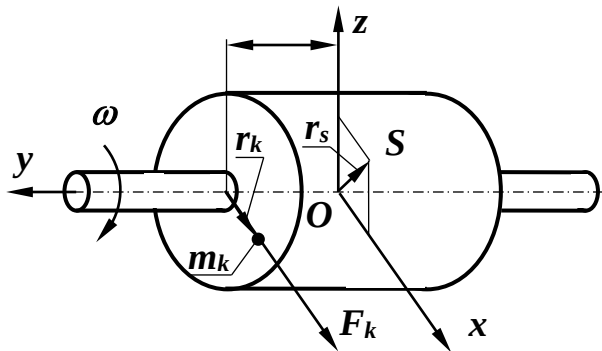


Рис. 8.1. Зрівноважування сил інерції

У роботі наводиться приклад зрівноважування сил інерції ротора, який обертається з постійною кутовою швидкістю ω навколо своєї осі (рис. 8.1). На рисунку позначено: m_k – маса ротора; r_s – зміщення центра мас S відносно осі обертання. Сила інерції елементарної маси m_k дорівнює F_k . Результуюча сила інерції ротора

$$\overline{F}_{in} = \omega^2 \sum_{k=1}^n m_k \cdot \overline{r}_k, \quad (8.1)$$

а результуючий момент від сил інерції

$$\overline{M}_{in} = \omega^2 \sum_{k=1}^n m_k \cdot \overline{r}_k \cdot l_k, \quad (8.2)$$

де l_k – відстань від елементарної маси m_k до площини зрівноважування.

При повному зрівноважуванні обертових мас необхідно, щоб головний вектор сил інерції $\overline{M}_{in}$ дорівнював нулю. Оскільки із умови задачі $\omega \neq 0$, то з рівнянь (8.1) і (8.2) випливає, що умовою статичної зрівноваженості ланки є рівність нулю статичних моментів мас, тобто

$$\sum_{k=1}^n m_k \cdot \overline{r}_k = 0, \quad (8.3)$$

а умовою динамічного зрівноважування – рівність нулю відцентрових моментів, тобто

$$\sum_{k=1}^n m_k \cdot \overline{r}_k \cdot l_k = 0. \quad (8.4)$$

Переходимо до розв'язування задачі. Розглянемо обертовий ротор (рис. 8.2), на трьох проміжних дисках **1**, **2**, **3** якого встановлені незрівноважені маси m_1, m_2, m_3 . Положення їх на дисках задані радіусами-векторами $\overline{r}_1, \overline{r}_2$ і $\overline{r}_3$ та кутами α_1, α_2 і α_3 . Позначимо крайні диски, на яких будуть встановлені протизаваги (лівий і правий), відповідно **I** і **II**, вважаючи, що це площини зрівноважування. Відстань між крайніми дисками позначимо через l , а відстань від дисків **1**, **2**, **3** до площини зрівноваження **I** – l_1, l_2, l_3 . Маса протизаваги при статичному зрівноваженні позначимо m_n , а радіус-вектор, який позначає положення центра мас (ваги), через $\overline{r}_n$. Тоді умова зрівноваження ротора записується:

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot \overline{r}_i + m_n \cdot \overline{r}_n = 0, \quad (8.5)$$

де добуток маси на радіус $m \cdot r$ називають статичним дисбалансом.

Як відомо із теоретичного курсу, для повного зрівноваження ротора необхідно встановити дві протизаваги, які розміщують у двох площинах (дисках **I** і **II**). Позначимо маси цих протизаваг m_I і m_{II} , а положення їх на дисках – радіусами-векторами r_I і r_{II} та кутами α_I і α_{II} . Тоді умови повного (динамічного) зрівноваження можна записати у такому вигляді:

$$m_1 \cdot r_1 + m_2 \cdot r_2 + m_3 \cdot r_3 + m_I \cdot r_I + m_{II} \cdot r_{II} = 0, \quad (8.6)$$

$$m_1 \cdot r_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot r_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot r_3 \cdot l_3 + m_I \cdot r_I \cdot l + m_{II} \cdot r_{II} \cdot l = 0. \quad (8.7)$$

У рівнянні (8.7) добуток маси на радіус і на відповідну координату вздовж осі **Z** ($m \cdot r \cdot l$) називають динамічним дисбалансом.

Зручним і наочним є графічний метод розв'язання цих рівнянь. При динамічному зрівноваженні спочатку будують векторний багатокутник (план) відцентрових моментів інерції (динамічних дисбалансів – див. рис. 8.3, а) за рівнянням (8.7) задавшись попередньо масштабним коефіцієнтом

$\mu_0 = \dots \frac{g \cdot \text{мм}^2}{\text{мм}}$. При цьому вектори відцентрових моментів інерції зручно повернути на 90° так, щоб вони збігалися з напрямками відповідних сил інерції.

Модуль замикального вектора багатокутника динамічних дисбалансів (рис. 8.3а) дорівнює добутку $m_{II} \cdot r_{II} \cdot l$, де l – відома відстань між площинами зрівноваження (крайніми дисками **I** і **II**).

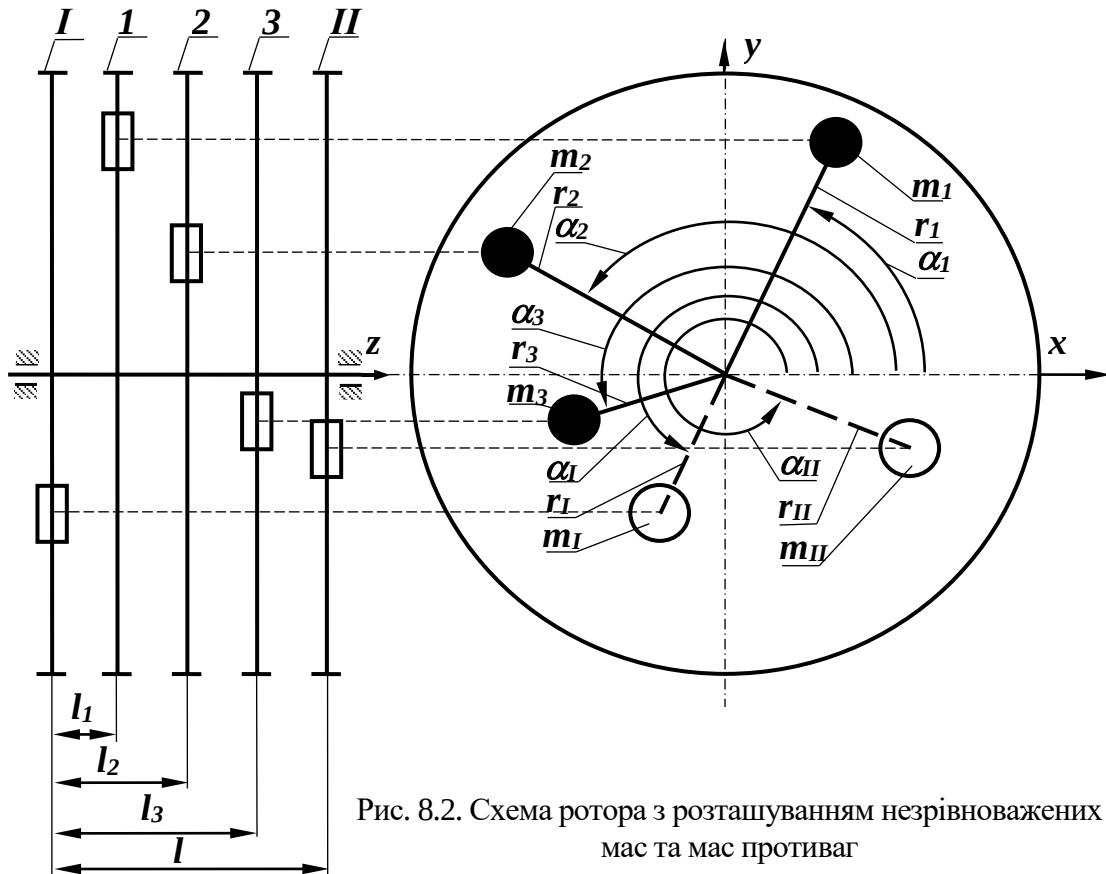


Рис. 8.2. Схема ротора з розташуванням незрівноважених мас та мас противаг

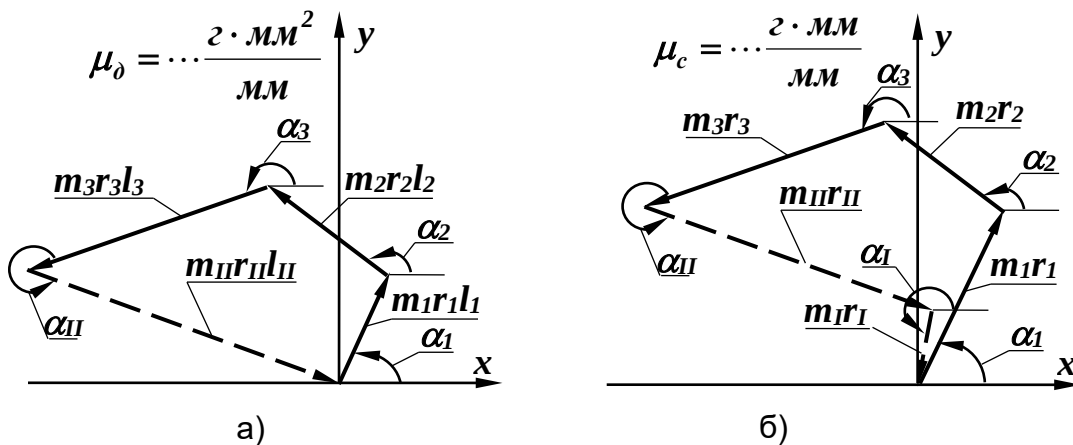


Рис. 8.3. Плани динамічних (а) і статичних (б) дисбалансів

Із цього добутку легко визначити радіус r_{II} , враховуючи, що в цій роботі використовуються тільки наявні противаги з масами: 40, 50, 60 і 70 г. Тоді, вибравши одну з цих мас як m_{II} , знайдемо r_{II} , мм:

$$r_{II} = \frac{(m_{II} \cdot \bar{r}_{II} \cdot l) \cdot \mu_{\delta}}{m_{II} \cdot l},$$

де $(m_{II} \cdot r_{II} \cdot l)$ — модуль вектора в мм із плану динамічних дисбалансів, а m_{II} , z і l , мм — дійсні їхні значення.

Визначивши r_{II} , треба пам'ятати, що його значення повинно знаходитись у межах (40...90) мм. Інакше масу m_{II} не можна буде закріпити на диску. Якщо ця умова не виконується, треба змінити вихідні дані (маси, радіуси чи кути). Напрямок замикального вектора ($m_{II} \cdot r_{II} \cdot l$) на кресленні визначає положення маси m_{II} на диску і схемі механізму, тобто кут α_{II} , радіус r_{II} .

Далі за рівнянням (8.6), визначивши значення статичних моментів (статичних дисбалансів): $m_1 \cdot r_1$, $m_2 \cdot r_2$, $m_3 \cdot r_3$ і $m_{II} \cdot r_{II}$, будемо в масштабі

$\mu_c = \dots \frac{2 \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$ векторний багатокутник (план) статичних дисбалансів

(рисунок 8.3 б). У цьому багатокутнику невідомою величиною буде замикальний вектор, зображений на кресленні пунктиром, модуль якого дорівнює добутку $m_I \cdot r_I$. Задаючись значенням маси противаги m_I , знаходимо

$$r_I = \frac{(m_I \cdot \bar{r}_I \cdot l) \cdot \mu_c}{m_I},$$

де $(m_I \cdot \bar{r}_I)$, мм – модуль вектора в мм із плану статичних дисбалансів, а m_I , г – дійсне значення. Кут α_I і радіус r_I визначають положення маси противаги m_I на диску I і на схемі установки.

Завдання, обладнання і приладдя

Лабораторна установка ТММ-35М, креслярське приладдя (лінійка, циркуль, транспорир) та калькулятор.

Установка ТММ-35М складається із ротора, фрикційного приводу та плити із стояками (рис. 8.4). Ротор виконаний у вигляді вала 1, на якому вільно насаджено п'ять дисків 2 на відстані 80 мм один від одного. На крайніх дисках розташовуються противаги, три середні служать для встановлення незрівноважених мас. В осьовому напрямку переміщення дисків обмежується кільцями 8, які жорстко закріплені на валу. Кільця мають шкалу з градуюванням через один градус для встановлення кута повороту диска по рисці, нанесеній на диску. Диски фіксуються гвинтами і мають два наскрізні пази: один для кріплення незрівноважених мас, другий для кріплення противаг. На кожному диску поруч із пазом є шкала, яка дозволяє встановити незрівноважені маси і противаги на потрібній відстані від осі обертання вала ротора. Ротор встановлено на двох стояках. Лівий кінець вала опирається на сферичний підшипник, який допускає поворот вала у горизонтальній площині. Правий кінець вала ротора з радіальним підшипником

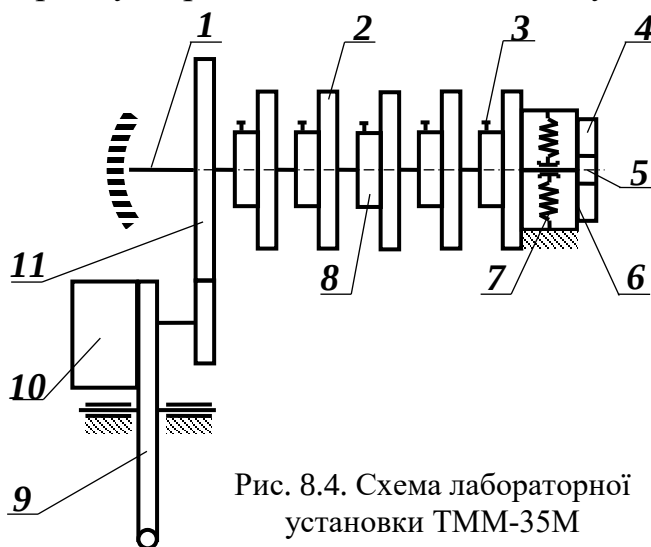


Рис. 8.4. Схема лабораторної установки ТММ-35М

Ротор встановлено на двох стояках. Лівий кінець вала опирається на сферичний підшипник, який допускає поворот вала у горизонтальній площині. Правий кінець вала ротора з радіальним підшипником

вмонтований у каретці 6. Каретка може пересуватися на роликах 5 по напрямній 4 у горизонтальній площині і утримується в центральному положенні пружинами 7. Ротор приводиться в рух від електродвигуна 10 за допомогою фрикційної передачі. Електродвигун змонтований біля лівого стояка на важелі 9, який може виконувати коливальний рух. Під важелем розміщена пускова кнопка подвійної дії. Натиском рукоятки важеля „вниз” фрикційний диск притискається до шківів 11 і вмикає електродвигун, який розганяє ротор. При звільненні рукоятки під дією ваги електродвигуна фрикційна передача і двигун вимикаються. Установка має комплект тягарців (40, 50, 60, 70 г), які необхідні для створення дисбалансу і зрівноваження.

Завдання роботи: здійснити динамічне балансування ротора.

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з методикою виконання роботи.
2. Одержати завдання у викладача та записати вихідні дані: значення незрівноважених мас (m_1, m_2, m_3); радіусів (r_1, r_2, r_3); кутів ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) у таблицю 8.1 змісту звіту.
3. Обчислити значення динамічних дисбалансів ($m_I \cdot r_I \cdot l_I$) і статичних дисбалансів ($m_I \cdot r_I$) та побудувати в масштабі замкнені векторні багатокутники (див. рис. 8.3 а, б), звідки визначити величини добутоків $m_{II} \cdot r_{II} \cdot l$ і $m_I \cdot r_I$, вимірявши відповідні відрізки. Задавшись масами m_{II} і m_I , знайти величини радіус-векторів $\bar{r}_I$ і $\bar{r}_{II}$. Кути α_I і α_{II} виміряти безпосередньо з побудови планів динамічних і статичних дисбалансів.
4. Установити в пазах відповідних дисків задані незрівноважені маси (m_1, m_2, m_3) на радіусах (r_1, r_2, r_3) та маси противаг (m_I, m_{II}).
5. Установити диски згідно з заданими ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) та визначеними (α_I, α_{II}) кутами.
6. Прокручуючи вал із дисками вручну, потрібно переконатися, що ротор статично зрівноважений.
7. Увімкнути установку і розкрутити ротор та переконатися, що він динамічно врівноважений – правий кінець ротора не повинен коливатися.
8. Оформити звіт про роботу.

Зміст звіту

1. Назва та мета роботи.
2. Таблиця вихідних даних

Таблиця 8.1

Вихідні дані

Задані значення								
Маса, г			Радіус, мм			Кути, град		
m_1	m_2	m_3	r_1	r_2	r_3	α_1	α_2	α_3

3. Схема ротора з розташуванням незрівноважених мас та мас противаг (див. рис. 8.2).
4. Обчислення значень динамічних дисбалансів ($m_i \cdot r_i \cdot l_i$) і статичних дисбалансів ($m_i \cdot r_i$).
5. Плани динамічних і статичних дисбалансів (див. рис. 8.3).
6. Визначення значень результатів розрахунку та занесення їх у табл. 8.2.

Таблиця 8.2

Результати розрахунків та вимірювань

<i>Визначені значення</i>									
<i>Маса, г</i>		<i>Радіус, мм</i>		<i>Кути, град</i>		<i>Відстані, мм</i>			
m_I	m_{II}	$\bar{r}_I$	$\bar{r}_{II}$	α_I	α_{II}	l_1	l_2	l_3	l

7. Висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Задачі статичного і динамічного балансування обертових мас.
2. Яка маса є статично зрівноваженою, а яка – динамічно?
3. Як виконується балансування ланок статично і динамічно? Суть графічного способу визначення величин і розміщення противаг при статичному і динамічному зрівноваженні.
4. Написати рівняння статичного і динамічного зрівноваження мас, розміщених у паралельних площинах. Скільки противаг потрібно для статичного і динамічного зрівноваження?
5. Як обчислити масштабні коефіцієнти побудови многокутників статичних і динамічних дисбалансів?
6. Як визначити величину відрізків, які відображають відповідні дисбаланси і, навпаки, знаючи ці відрізки, обчислити відповідні дисбаланси?
7. Чому необхідно зрівноважувати сили інерції в роторах?
8. При яких умовах виникає явище резонансу?
9. Поясніть будову та принцип дії лабораторної установки.

Тема 9. Динамічне балансування ротора при невідомому розташуванні незрівноважених мас

Мета роботи: дослідне визначення величини двох додаткових мас (противаг) і місць їх закріплення, при яких досягається повна зрівноваженість ротора.

Теоретичні відомості

Для балансування роторів при невідомому розташуванні незрівноважених мас використовуються різні балансувальні верстати. Одним із таких є верстат системи Б.В. Шитікова (рис 9.1, а). Ротор **1**, який необхідно врівноважити, встановлений на підшипниках у жорсткій рамі **3**. Остання шарніром **6** зв'язана з нерухомою основою **5**. Вісь шарніра **6** розташована горизонтально і повинна бути перпендикулярна до осі ротора **1**. Рама **3** підтримується пружиною **4**, тому ротор разом із рамою **3** утворює пружну систему, яка може коливатися відносно осі шарніра **6**.

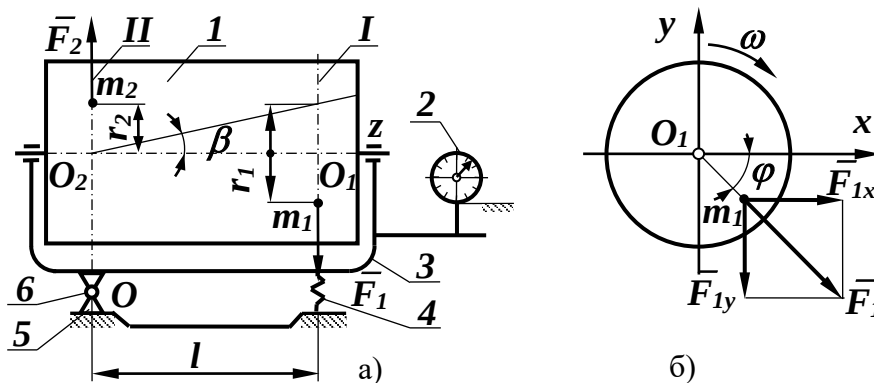


Рис. 9.1. Схема верстата системи Б.В. Шитікова

Як відомо з теоретичного курсу, всі незрівноважені маси ротора **1** можна замінити двома масами, розташованими у двох довільно вибраних площинах, які перпендикулярні до осі обертання ротора. Ці площини вибирають так, щоб була реальна можливість встановити в них противаги. Після цього встановлюють ротор на рамі **3** так, щоб одна з площин, наприклад **II**, проходила через вісь обертання рами **3** - точку **O**. Інша площина - площина **I** - знаходиться від першої на відстані **l**. У площинах **I** і **II** будуть розташовані на відстанях від осі ротора r_1 і r_2 невідомі зведені маси m_1 і m_2 . Якщо обертати ротор **1** з кутовою швидкістю ω , то за рахунок мас m_1 і m_2 виникають, відцентрові сили інерції, які також обертаються з кутовою швидкістю ω і дорівнюють:

$$F_1 = m_1 \cdot r_1 \cdot \omega^2; \quad F_2 = m_2 \cdot r_2 \cdot \omega^2.$$

Сила F_2 лежить у площині, яка проходить через вісь обертання рами **3**, а тому вона буде зрівноважена реакцією у шарнірі **6**. Силу F_1 можна розкласти на горизонтальну і вертикальну складові (рис. 9.1, б):

$$F_{1x} = F_1 \cos(\omega t); \quad F_{1y} = F_1 \sin(\omega t).$$

Ці сили діють відносно точки O на відстані l і створюють момент, який передається рамі 3. Момент від горизонтальної складової зрівноважується реактивним моментом шарніра 6. Момент від вертикальної складової викликати вимушені кутові коливання рами з ротором відносно осі O шарніра 6. Через те, що у верстатах Шитікова вісь коливання рами і вісь обертання ротора практично перетинаються і, оскільки кутова амплітуда рами невелика, можна вважати рух точки O_1 (точки перетину площини I з віссю ротора) прямолінійним і вертикальним. Такий самий рух виконують і всі інші точки рами, які лежать в одній площині з її віссю коливання. Із теорії коливань відомо, що амплітуда вимушених коливань точки O_1 для випадку, який розглядається, визначається виразом:

$$A = \beta \cdot l = \frac{A_{cm}}{\sqrt{\left(\frac{1-\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{p^4}}} \cdot \sin(\omega t - \alpha), \quad (9.1)$$

де $A_{cm} = \frac{F_1}{k}$ – амплітуда, яка була б при статичній дії сили $\bar{F}_1$ (k – жорсткість пружинної системи); ω і p – частоти збуджувальної сили (сили інерції) і власних коливань, відповідно; n – коефіцієнт, який залежить від опору середовища.

Множина $\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1-\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{p^4}}}$ називається *динамічним коефіцієнтом*.

Амплітуду вимушених коливань визначають множенням статичної амплітуди на цей коефіцієнт. При рівності частот ω і p настає явище резонансу. Якщо немає опору середовища ($n=0$), резонансна амплітуда дорівнює нескінченності. При $n \neq 0$ максимальна амплітуда (при $\sin(\omega t - \alpha) = 1$ і $\omega = p$) може бути визначена:

$$A_{max} = \frac{A_{cm} p}{2n}. \quad (9.2)$$

Підставивши в цей вираз значення A_{cm} і сили $\bar{F}_1$, отримаємо:

$$A_{max} = \frac{F_1}{k} \cdot \frac{p}{2n} = \frac{m_1 n \omega^2 p}{2nk}. \quad (9.3)$$

Оскільки жорсткість і власна частота коливань підвішеної системи „рама-ротор” у процесі балансування практично не змінюється через відносно малу величину встановлених противаг, то величина A_{max} при резонансі ($\omega = p$) пропорційна статичному моменту незрівноваженої маси. Через великі амплітуди починає зростати швидкість мас, які коливаються, і змінюється опір середовища. Пропорційність між статичним моментом незрівноваженої маси і амплітудою коливань рами порушується. У досліді, проведеному на балансувальному верстаті *ТММ-1*, отримано діаграму залежності максимальної амплітуди A_{max} від статичного моменту незрівноваженої маси, яка зображена на

рис. 9.2. Із наведеної діаграми видно, що для верстата цього типу пропорційність зберігається при величинах mgr не вищих, ніж **1000 ... 1200 г·мм**.

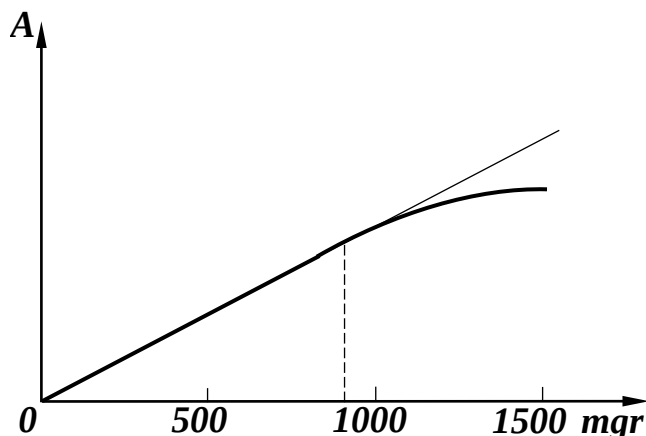


Рис. 9.2. Діаграма залежності максимальної амплітуди A_{max} від статичного моменту незрівноваженої маси

Пропорційність резонансної амплітуди A статичному моменту незрівноваженої маси використовується у верстаті Б.В.Шитікова для визначення величини і положення незрівноваженої маси. Для цього у площині I проводиться лінія відліку $x-x$ (рис. 9.3, а). Нехай незрівноважена маса m_1 знаходиться на радіусі r_1 , який утворює з напрямком $x-x$ кут α . Розігнавши ротор до обертів, за яких ω буде більшою від p , дамо йому вільно вибігати (сповільнювати рух).

Зменшуючи оберти, ротор дійде до резонансної частоти. У цей момент рама $З$ матиме найбільшу амплітуду. Зафіксуємо максимальну амплітуду коливань за допомогою індикатора 2 (див. рис. 9.1, а). Ця амплітуда A_1 , на підставі раніше сказаного, буде пропорційна статичному моменту $m_1 r_1$ незрівноваженої маси, яка знаходиться у площині I . Вона буде також пропорційна відцентровій силі інерції $\bar{F}_1$ цієї незрівноваженої маси, тобто

$$A_1 = \mu' F_1,$$

де μ' – коефіцієнт пропорційності.

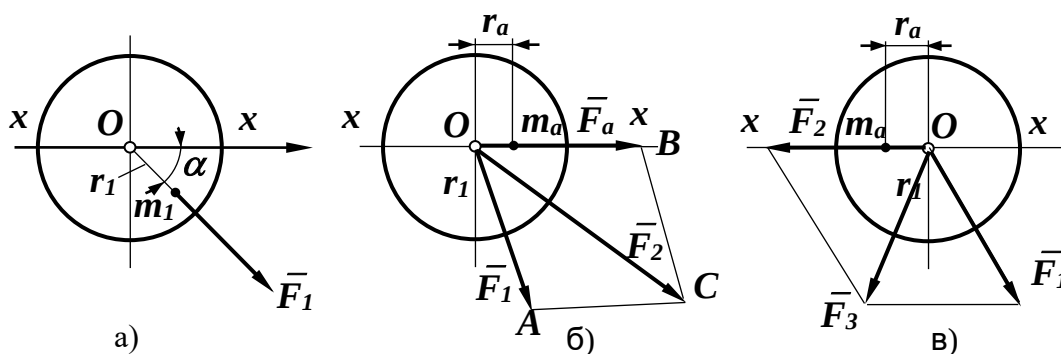


Рис. 9.3. До визначення величини і положення незрівноваженої маси

Установимо на лінії $x-x$ на відстані r_d від осі обертання ротора додаткову масу m_d (рис. 9.3, б) і знову, розігнавши ротор, виміряємо амплітуду A_2 коливань рами. Ця амплітуда буде пропорційна відцентровій силі інерції $\bar{F}_2$, яка є рівнодіючою відцентрової сили інерції від незрівноваженої маси і відцентрової сили додаткової маси m_d :

$$A_2 = \mu' F_2.$$

Знімемо додаткову масу m_δ із попереднього місця і встановимо її на лінії $x-x$ на тій самій відстані від осі обертання r_δ , але з протилежного боку (рис. 9.3, в). Розгонимо ротор і знову виміряємо амплітуду A_3 коливань при резонансі. Ця амплітуда буде пропорційна відцентровій силі інерції $\bar{F}_3$, яка є рівнодіючою сил $\bar{F}_1$ і $\bar{F}_\delta$:

$$A_3 = \mu' F_3.$$

На рис. 9.3, б і 9.3, у побудовані паралелограми сил вказаних двох положень додаткової маси. Зазначимо, що ці паралелограми рівні, оскільки вони мають рівні сторони і рівні кути. На рис. 9.4 побудовано паралелограм **OBCA**, у якому сили замінено пропорційними їм величинами амплітуд. У цьому паралелограмі відомі дві сторони A_1 і діагоналі A_2 і A_3 . Сторона $A_\delta = OB$ також відома і дорівнює тій максимальній амплітуді, яка була б отримана при резонансі від однієї додаткової маси m_δ .

Як відомо, у паралелограмі сума квадратів сторін дорівнює сумі квадратів діагоналей:

$$2A_\delta^2 + 2A_1^2 = 2A_2^2 + 2A_3^2,$$

звідки

$$A_\delta = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}}. \quad (9.4)$$

Для визначення амплітуди A_δ можна записати ще й такий вираз:

$$A_\delta = \mu' F_\delta$$

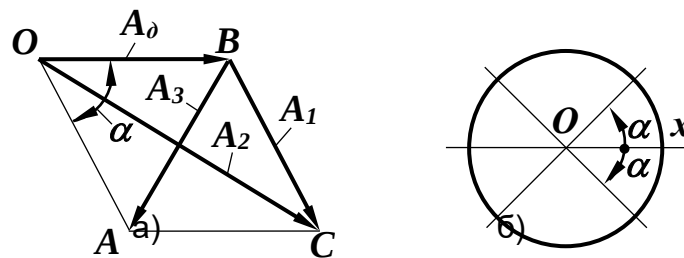


Рис. 9.4. До визначення коефіцієнта пропорційності між амплітудами і статичними моментами (а) та кута α (б)

Оскільки відцентрові сили інерції пропорційні статичним моментам від мас (при однаковій кутовій швидкості ротора), то тепер можна визначити коефіцієнт пропорційності між амплітудами і статичними моментами від мас:

$$\mu = \frac{A_{\delta}}{m_{\delta} r_{\delta}}, \quad (9.5)$$

де $m_{\delta} r_{\delta}$ - статичний момент (дисбаланс) від додаткової маси.

Тепер легко визначити для незрівноваженої маси m_1 її статичний дисбаланс:

$$m_1 r_1 = \frac{A_1}{\mu}.$$

Статичний момент маси противаги $m_{II} \bar{r}_{II}$ має дорівнювати статичному моменту від незрівноваженої маси $m_1 \bar{r}_1$ і має бути напрямлений у протилежний бік:

$$m_{II} \bar{r}_{II} = m_1 \bar{r}_1.$$

Задавшись масою противаги m_{II} , визначимо відстань r_{II} :

$$r_{II} = \frac{m_1 r_1}{m_{II}}. \quad (9.6)$$

Для визначення напрямку радіуса-вектора r_{II} (кута α) звернемося до рис. 9.4. Із трикутника **OAB** маємо:

$$A_3^2 = A_1^2 + A_{\delta}^2 - 2A_1 A_{\delta} \cos \alpha,$$

звідки

$$\alpha = \arccos \frac{A_1^2 + A_{\delta}^2 - A_3^2}{2A_1 A_{\delta}}. \quad (9.7)$$

Одному значенню косинуса відповідає два значення кута α : $(-\alpha)$ і $(+\alpha)$. Отже, противага має бути розташована на одному з діаметрів, який визначається кутом $\pm \alpha$ (рис. 9.4, б).

Після того, як знайдено масу противаги і її радіус-вектор для площини **I**, переходять до визначення противаги площини **II**. Ротор **1** виймають з рами **3**, повертають у площині, яка проходить через його вісь на **180°**, і знову встановлюють на раму. При цьому площини **I** і **II** міняються місцями. Противагу для площини **II** визначають так само, як це описано раніше.

Завдання, обладнання та приладдя

Балансувальний верстат ТММ-1М, додаткові вантажі масами 10, 20, 30, 40 г, вимірювальні інструменти, креслярські приладдя.

Маятникова рама **10** (рис. 9.5) має можливість обертатись у вертикальній площині на шарикопідшипниках **23**, розміщених у стояках **20**, які закріплені на масивній чавунній основі **12**.

Із правого боку рама підтримується в горизонтальному положенні пружиною **13**, зв'язаною з нею сергою **11**, яка зверху шарнірно з'єднана з

рамою **10**. Ротор **1** встановлюється на шарикопідшипниках у маятниковій рамі **10**. Шарикопідшипники ротора розташовані в обоймах **8**, які накладками і шпильками з гайками закріплюються в кутових пазах планок **9**, приварених до рами **10**. Це дає змогу встановлювати ротор з різними діаметрами підшипників.

Кріплення обойм **8** разом з поперечними стержнями рами **10** можуть на спеціальних хомутах переміщатись по довжнім стержням рами, завдяки чому на верстаті можуть встановлюватись ротори з різними відстанями між підшипниками вала ротора. На валу ротора встановлені диски **3**, на яких розміщують противаги. Диск **3** може повертатися відносно вала ротора і стопоритися гвинтом **5**. У дисках є радіальні пази, які служать для кріплення додаткових мас і противаг **4**.

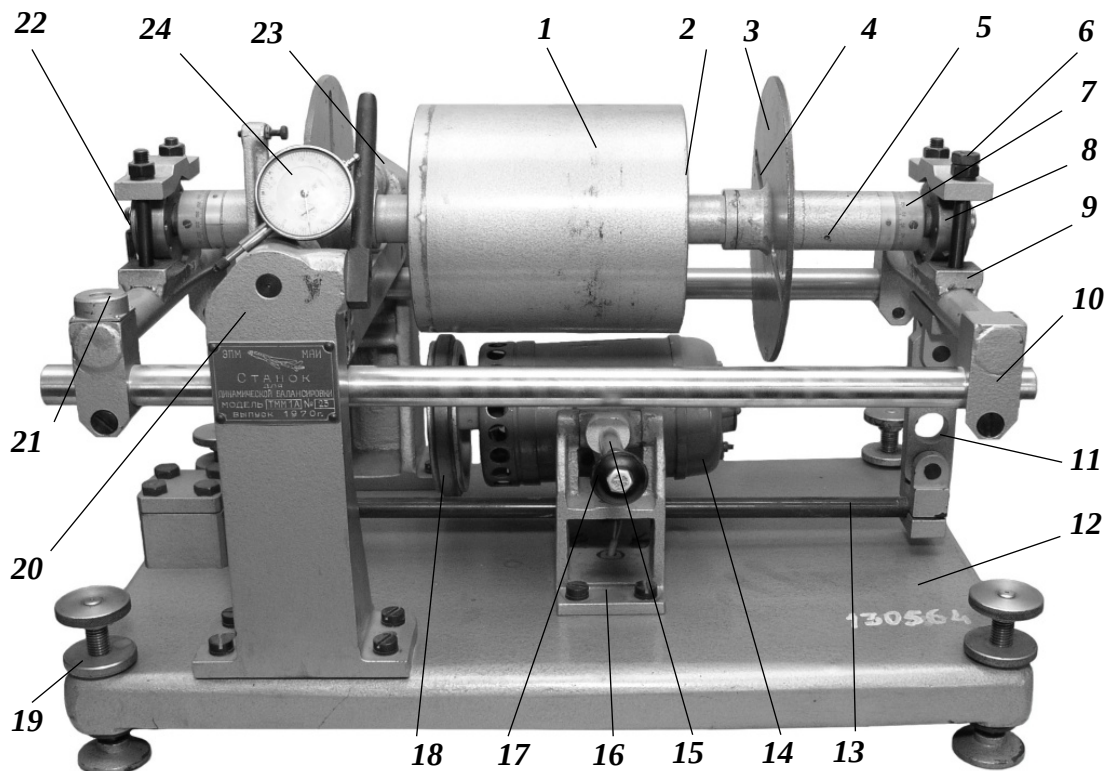


Рис. 9.5. Балансувальний верстат ТММ - 1М

Відстань цих мас від осей обертання визначається шкалою, яка встановлена напроти пазів диска. Кут повороту дисків **3** відносно ротора визначається за шкалою **7**, яка має градусні поділки. Розгін ротора здійснюється двигуном **14**, який закріплений на важелі **15**. Важіль **15** разом з кнопковим вмикачем (на рисунку не показаний) встановлений на кронштейні **16**. Запуск двигуна **14** здійснюється натиском на рукоятку **17**, завдяки чому вмикається двигун, і його шків притискається до зовнішньої поверхні ротора.

Установка рами ротора у горизонтальне положення здійснюється гвинтами **19** за рівнем **21**. На торці лівого кінця вала ротора встановлено гальмівний пристрій **22**, за допомогою якого досягається скорочення часу вибігу ротора. Вимірювання амплітуди коливань рами здійснюється

індикатором **24**. Індикатор закріплений на нерухомому стояку **20**, шток індикатора впирається у кронштейн, який жорстко з'єднаний з рамою **10** і разом з нею коливається. Індикатор **24** пристосований для відліку максимальних амплітуд. Для цього з його заднього боку приставлена пружина з гвинтом, яка гальмує рух вимірювального штока індикатора.

Завдання роботи: *виконати динамічне балансування ротора на балансувальному верстаті.*

Послідовність виконання роботи

1 Скласти схему установки (див. рис. 9.1)

2 Підготувати установку до роботи:

- раму **10** за рівнем **21** встановити гвинтами **19** у горизонтальне положення;

- диск **3** за шкалою **7** установити на нуль;

- показчик точного відліку індикатора **24** поворотом за накатку, корпусу встановити на нуль;

- записати покази грубої шкали індикатора.

3 Виміряти амплітуду A_1 , при резонансі від власної незрівноваженості ротора. Амплітуду виміряти тричі і потім визначити середнє значення. При вимірюванні амплітуди важливо стежити за індикатором: під час пуску сильним натиском на рукоятку **14** рама **10** може дуже сильно відхилитися, що може відхилити стрілку індикатора більше, ніж є величина максимальної амплітуди. Тому кожного разу після пуску двигуна необхідно обережним натиском штока індикатора довести його до контакту з кронштейном рами.

4 Задати масу додаткового вантажу m_d і радіус його установлення r_d . Обчислити добуток $m_d r_d$. Додатковий вантаж закріпити в одному з пазів диска **3** на вибраній відстані r_d . Тричі виміряти амплітуду коливань рами A_2 при резонансі і обчислити її середнє значення.

5 Звільнити гвинти **5**, диск **3** повернути на валу ротора до положення, яке відповідає відліку 180° . Після цього гвинтами **5** знову закріпити диск **3**. Виміряти тричі амплітуду коливань рами A_3 при резонансі і обчислити її середнє значення.

6 Обчислити масу противаги m_n , радіус її положення r_n і кут α_n між нульовим діаметром і напрямком радіус-вектора r_n .

7 Установити у площині **I** обчислену противагу (додатковий вантаж знімається) і виконати контрольне балансування: тричі виміряти залишкову амплітуду збалансованого ротора A_k . Перевірка збалансованості виконується при чотирьох кутах: α , $(-\alpha)$, $(180-\alpha)$, $(180+\alpha)$, оскільки, по-перше, як раніше було зазначено, одному значенню косинуса відповідає два значення кута α , по-друге, при початковому установленні додаткового вантажу і наявності двох пазів не фіксується його положення відносно нуля. Обчисливши її середнє значення, визначити відносну величину залишкової незрівноваженості, яка дорівнює відношенню залишкової амплітуди A_k до початкової A_1 :

$$\delta_A = \frac{A_k}{A_1}.$$

Зрівноваження у площині **II** під час практичної роботи не виконувати.

8 Оформити звіт про виконану роботу.

Зміст звіту

1. Назва та мета роботи.
2. Схема установки (див. рис. 9.1).
3. Визначення максимальної амплітуди A_1 коливань при резонансі від власної незрівноваженості ротора та амплітуд A_2 і A_3 коливань при резонансі ротора з додатковою масою.
4. Обчислення величини амплітуди A_0 від додаткової маси.
5. Визначення коефіцієнта пропорційності μ .
6. Обчислення величини статичного дисбалансу противаги та величин m_n і r_n .
7. Обчислення кута α_n .
8. Результати контрольного балансування

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Задача динамічного балансування обертових мас.
2. Принципова схема верстата системи Б.В. Шитікова.
3. Чому для визначення мас противаг вимірюють амплітуду коливань ротора?
4. Чи можна здійснити динамічне балансування ротора за допомогою однієї противаги?
5. Чим відрізняється статичне балансування від динамічного?
6. У яких випадках можна обмежитися лише статичним балансуванням динамічних мас?

Тема 10. Визначення основних геометричних параметрів евольвентних циліндричних прямозубих зубчастих коліс

Мета роботи: ознайомитися з основними типами, елементами і геометрією зубчастих коліс (шестерень); навчитися визначати основні параметри циліндричного прямозубого колеса з евольвентним профілем зуба.

Теоретичні відомості

Зубчасті колеса призначені для передачі обертального руху (а також моментів сил) з одного вала на інший. Проте визначення «зубчасте колесо» не є однозначним, а в літературних джерелах можна знайти різноманітні варіанти трактування цього технічного терміна.

ДСТУ 3321-2003 визначає *зубчастий передавач* (зубчасту передачу), як «триланковий механізм, у якому дві рухомі ланки — зубчасті колеса, що утворюють із нерухомою ланкою обертову або поступальну пару».

Відповідно до ГОСТу 16530-83: «зубчастим колесом (шестернею) називається зубчаста ланка із замкненою системою зубів, які забезпечують неперервний рух другої зубчастої ланки».

Відповідно до ДСТУ ISO 1122-1:2006: «зубчасте колесо (шестірня) — основна деталь зубчастої передачі у вигляді диска з зубами на циліндричній або конічній поверхні, що входять в зачеплення із зубами іншого зубчастого елемента і призначена для передавання руху до цього зубчастого елемента або отримання руху від нього».

Терміни зубчасте колесо, шестерня, зубчатка є синонімами, але деякі автори називають ведуче зубчасте колесо шестернею, а ведене – колесом.

Зазвичай шестерні мають профіль зубів з евольвентною бічною формою, що зумовлено низкою переваг евольвентного зачеплення, порівняно з іншими: форма цих зубів відповідає умовам їхньої міцності, зуби легко виготовити і обробити, шестерні не потребують високої точності встановлення. Проте, існують зубчасті передачі з циклоїдальною формою профілю зубів, а також із круговою формою профілю зубів, наприклад – передача Новікова. Крім цього, застосовується несиметричний профіль зуба, наприклад у храпових механізмах.

Технологічно, всі шестерні мають основу з круговим (або поздовжнім) зубчастим радіусом. Передача крутного моменту відбувається в результаті зачеплення зубами двох (або більше) шестерень. Шестерні класифікують за різними ознаками (формою профілю та розташуванням зубів, площиною передачі руху тощо), але практично всі види найбільш застосовуваних конструкцій можна віднести до однієї (або декількох) класифікаційних груп:

- прямозубі шестерні;
- косозубі шестерні;
- шевронні шестерні;
- шестерні з внутрішнім зачепленням;
- гвинтові шестерні;

- секторні шестерні;
- шестерні з круговими зубами;
- конічні шестерні;
- зубчасті рейки;
- колесо Новікова;
- коронна шестерня;
- шестерня-зірка.

Прямозубі шестерні – найчастіше застосовуваний тип зубчастих коліс (рис. 10.1, а). Зуби розташовані в радіальних площинах, лінія контакту зубів пари зубчастих коліс паралельна вісі обертання, а вісі обох зубчастих коліс (шестерень) розташовуються строго паралельно.



Рис. 10.1. Основні види зубчастих коліс (шестерень)

Косозубі шестерні – це модернізована версія прямозубих шестерень (рис. 10.1, б). Ця конструкція дозволяє зменшити шум, збільшити плавність передачі та збільшити допустиму для передачі потужність, оскільки самі зуби мають більшу площу, порівняно з прямозубими. Косозубі шестерні мають деякі недоліки, які пов'язані з підвищеним тертям, у зв'язку зі збільшенням площі зубів.

Шевронні шестерні (рис. 10.1, в) вирішують проблему механічної осьової сили, яка виникає у випадку застосування косозубих коліс, оскільки зуби шевронних (ялинкових) коліс виготовляються у вигляді літери «V» (або ж вони утворюються стикуванням двох косозубих коліс із зустрічним розташуванням зубів). Осьові механічні сили обох половин шевронної шестерні взаємно компенсуються, тому немає необхідності використання упорних підшипників для встановлення валів. Шевронна передача є самоустановлювальною в осьовому напрямку, в наслідок чого, в редукторах із шевронними колесами один з валів встановлюють на підшипниках із короткими циліндричними роликами (плаваючих опорах).

Шестерні з внутрішнім зачепленням (рис. 10.1, г). Шестерні такого типу мають зуби, нарізані з внутрішнього боку обода. При їхньому використанні для передачі обертового руху відбувається одностороннє обертання ведучої та веденої шестерень. Такі зубчасті передачі характеризуються незначними втратами потужності на подолання сил тертя та, як наслідок, вищим ККД порівняно з іншими типами зубчастих передач. Застосовуються зубчасті колеса з внутрішнім зачепленням в обмежених за габаритами механізмах, у планетарних передачах, у шестеренних насосах, в головних передачах сільськогосподарських машин.

Гвинтові шестерні (рис. 10.1, г) мають форму циліндра з розташованими на ньому зубами по гвинтовій лінії. Така конструкція використовується для передачі обертового руху між валами, які не пересікаються та розташовуються перпендикулярно один одного, зазвичай з кутом між ними 90° .

Секторна шестерня (рис. 10.1, е) – це частина (сектор) шестерні будь-якого типу. Їх використовують у передачах для перетворення обертального руху в поступальний, у крокових механізмах, а також для передачі певної частини обертального руху (якщо немає потреби здійснювати повне обертання валу), що дозволяє зменшити габаритні розміри механізму.

Шестерні з криволінійними та круговими зубами (рис. 10.1, ж) мають лінію зубів із невеликим вигином по радіусу. Такі шестерні мають більш плавний хід і високу навантажувальну здатність. Проте виготовлення таких елементів технологічно складніше, а ККД механізмів нижче порівняно з іншими типами передач, що зумовлює обмеженість у застосуванні таких шестерень.

Конічні шестерні (рис. 10.1, з) мають різні модифікації, але основна їхня особливість – це передача обертального руху між валами, що перетинаються на площині, зазвичай під кутом близьким до 90° . Конічні шестерні бувають круговими, тангенціальними, прямими, криволінійними та широко

використовуються в машинобудуванні. Найбільш точний і поширений приклад використання – це диференціал автомобіля.

Зубчаста рейка (рис. 10.1, і) є частиною зубчастого колеса з нескінченним радіусом ділильного кола. Унаслідок цього її кола є прямими паралельними лініями. Евольвентний профіль зубчастої рейки теж має прямолінійний контур. Ця властивість евольвенти є найбільш важливою при виготовленні зубчастих коліс. Передачу із застосуванням зубчастої планки (рейки) називають – рейковою передачею (кремальєрою), вона використовується для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. Складається передача з зубчастої рейки і прямозубого зубчастого колеса (шестерні). Механізм застосовується для плавного переміщення рухомих частин у верстатах, оптичних і вимірювальних інструментах, у рульовому механізмі більшості легкових автомобілів із переднім приводом коліс.

Шестерня Новікова (рис. 10.1, ї) – застосовується в передачі Новікова (зачепленні Новікова). Це механічна передача, що базується на альтернативному до евольвентного типі зачеплення, запропонована радянським інженером М. Л. Новіковим у 1954 році для зубчастих передач. Зуби коліс у торцьовому перерізі описуються колами близьких радіусів. Точка контакту зубів переміщається не за профілем зуба, як в прямозубому евольвентному зачепленні, а уздовж нього (паралельно осям коліс). Кут тиску і швидкість переміщення не змінюються. Передачі з круговими зубами «Передача Новікова» має кращі ходові якості, ніж косозубість - високу плавність ходу і безшумність, високу навантажувальну здатність зачеплення, але при однакових умовах їхній ресурс роботи і ККД нижчий. Виготовлення цих шестерень значно складніше, тому застосування таких шестерень обмежено.

Коронна шестерня (рис. 10.1, й) – це особливий тип шестерень, у яких зуби знаходяться на бічній поверхні. Така шестерня працює, як правило, у парі з прямозубим колесом або з барабаном. Така передача використовується в баштових годинниках.

Шестерня-зірка (рис. 10.1, к) – це основна деталь ланцюгової передачі, яка використовується спільно з гнучким елементом – ланцюгом для передачі механічної енергії.

Наведений перелік основних видів шестерень не є вичерпним та може бути доповнений іншими конструктивними виконаннями та модифікаціями зубчастих коліс.

У зубчастому колесі (рис. 10.2) виділяють такі основні елементи: *тіло* 1 зубчастого колеса, *зуб* 2, *западина* 3. Зуб поділяють на *головку* 4 і *ніжку* 5. Коло, яке обмежує ніжку зуба, називається *колом вершин*. Коло, яке обмежує ніжку зуба зі сторони тіла колеса, називається *колом западин*. Коло, яке поділяє зуб на ніжку та головку зуба, називається *ділильним*.

До основних параметрів циліндричного прямого зубчастого колеса належать: кількість зубців z , модуль m , кут α вихідного контуру інструмента для нарізання зубців, діаметр d ділильного кола, діаметр d_a кола вершин,

діаметр d_f кола западин, діаметр d_b основного кола, крок p зубів по ділильному колу, товщина S та ширина e зуба по ділильному колу, висота h_a головки і висота h_f ніжки зуба, висота h зуба.

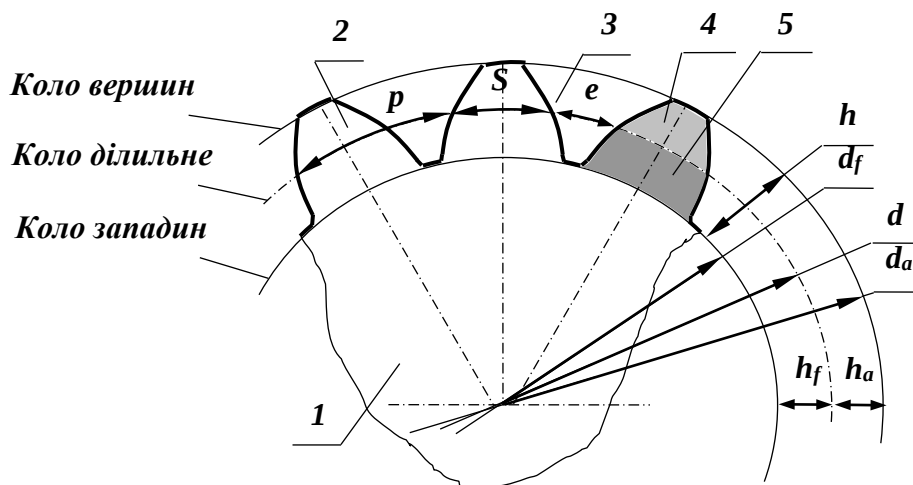


Рис. 10.2. Основні елементи та геометричні параметри зубчастого колеса

Усі розміри зубчастих коліс можна виразити через наведені вище параметри. Деякі параметри (наприклад, діаметри кола вершин і западин) можна виміряти безпосередньо, але більшість параметрів визначаються вимірами і розрахунками.

Визначення параметрів зубчастих коліс за результатами обмірювання їхніх зразків виконується з метою відновлення або виготовлення коліс під час ремонту машин, проведення експертизи, пов'язаної з виявленням причин поломок і аварій, а також під час контролю розмірів у процесі виготовлення зубчастих коліс.

Головний параметр зубчастого колеса – *модуль* – це відношення:

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (10.1)$$

де p – крок по ділильному колу.

Відстань між однойменними точками двох сусідніх профілів зубів, виміряну по дузі ділильного кола, називають *кроком* зубчастого колеса (зачеплення):

$$p = S + e, \quad (10.2)$$

де S – товщина зуба; e – ширина западини.

Діаметр ділильного кола d , число зубців z і крок p поєднані рівнянням

$$zp = \pi d,$$

звідки впливає фізичний зміст модуля

$$m = d/z. \quad (10.3)$$

Тобто, *модуль* – це кількість міліметрів діаметра ділильного кола, що припадає на один зуб. Модуль визначає міцність зуба на згин. Одиниця вимірювання модуля – **мм**.

Значення модуля стандартизовані (СТ СЕВ 310-76). Тому отриманий під час вимірювання або розрахунків модуль повинен бути заокруглений до ближчого стандартного значення (табл. 10.1). При виборі модуля зубів потрібно надавати перевагу значенням з першого ряду.

Таблиця 10.1

Стандартні значення модуля в мм

1-й ряд	0,8	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Модуль входить у всі найважливіші розміри елементів колеса і зубчастої передачі. У двох коліс, що знаходяться в зачепленні, повинен бути однаковий крок, а отже, і модуль. Висота головки нормального колеса $h_a = m$, а висота ніжки $h_f = 1,25m$, що забезпечує радіальний зазор між зубами коліс, що знаходяться у зачепленні: $c = c^*m = 0,25m$. Повна висота зуба $h = 2,25m$.

Розрахункові значення діаметрів кіл вершин d_a і западин d_f коліс із зовнішніми зубами:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2); \quad (10.4)$$

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25 \cdot m = m(z - 2,5). \quad (10.5)$$

Формули (10.4) і (10.5) можна застосувати при визначенні модуля колеса:

$$m = \frac{d_a}{z + 2}; \quad (10.6)$$

$$m = \frac{d_f}{z - 2,5}. \quad (10.7)$$

У державах із дюймовою системою мір розміри зубів інструменту і коліс визначають не модулем, а пітчем (*pitch* – крок). Діаметральний пітч p_d показує кількість зубів колеса, що припадає на один дюйм (**25,4 мм**) діаметра ділильного кола:

$$p_d = \frac{z}{d(\text{дюйм})}.$$

Пітч p_d і модуль m зв'язані залежністю

$$m = \frac{25,4}{p_d}.$$

Геометричні розрахунки модульних і пітчевих коліс однакові.

Для визначення модуля розрахункового значення можна також скористатися відомостями про основні властивості евольвенти: нормаль у будь-

якій точці евольвенти є дотичною до основного кола; відстань між двома однойменними суміжними профілями зубів, виміряна вздовж нормалі до евольвенти, завжди стала і дорівнює кроку на основному колі. Звідси можна зробити висновок, що якщо охопити декілька зубів колеса штангенциркулем (розмір AC на рис. 10.3), то лінія AC буде дотичною до основного кола, тобто ця лінія перпендикулярна в точках A і C до робочих губок штангенциркуля a , отже, нормальна профілям зубів у цих точках. Відстань між різними боковими поверхнями зубів, виміряна по спільній нормалі, називається довжиною спільної нормалі.

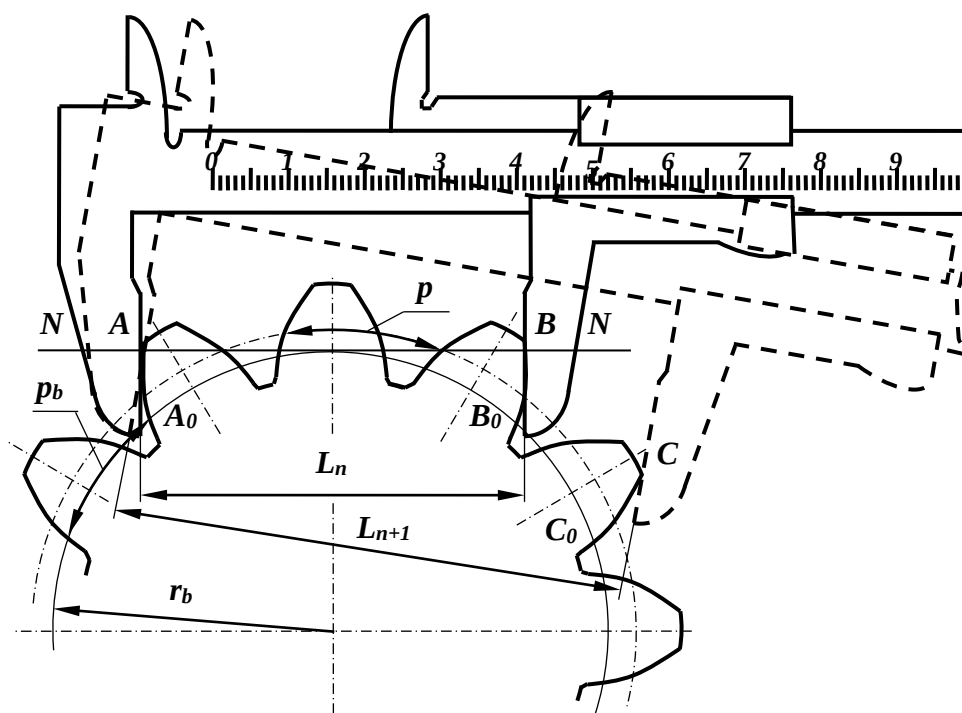


Рис. 10.3. Схема вимірювання довжин спільних нормалей L_n і L_{n+1}

Зрозуміло, що якщо перекинути відрізок AC по основному колу (за годинниковою і проти годинникової стрілки), то за властивістю евольвенти точка A прийде в точку A_0 , точка C – в точку C_0 і точка B – у точку B_0 . Із рис. 10.3 видно, що відрізок BC є розгорткою дуги B_0C_0 основного кола, тобто $BC = B_0C_0 = p_b$.

Таким чином, якщо виміряти спочатку розмір L_n , що відповідає кількості z_n зубів, а потім виміряти розмір L_{n+1} , тобто охопити штангенциркулем на один зуб більше, то крок по основному колу p_b визначиться різницею цих вимірювань:

$$p_b = L_{n+1} - L_n. \quad (10.8)$$

Щоб губки штангенциркуля дотикалися у обох випадках евольвентних ділянок профілів, необхідно вибирати число охоплених зубів z_n із табл. 10.2 залежно від числа зубів z колеса.

З іншого боку

$$p_b = \pi m \cos \alpha. \quad (10.9)$$

Звідси розрахункове значення модуля зубчастого колеса

$$m^* = \frac{p_b}{\pi \cdot \cos \alpha} = \frac{L_{n+1} - L_n}{\pi \cdot \cos \alpha}, \quad (10.10)$$

де $\alpha=20^\circ$ - кут профілю вихідного контуру ($\cos 20^\circ=0,9397$).

Таблиця 10.2

Значення z_n в залежності від z

Число зубів (z) колеса	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
Число охоплених для обмірювання зубів (z_n)	2	3	4	5	6	7	8	9

Оскільки розміри L_{n+1} і L_n визначені з деякими похибками (при виготовленні колеса і вимірюванні), одержане розрахункове значення модуля m^* потрібно округлити до ближчого стандартного (табл. 10.1).

Вибравши стандартне значення модуля, обчислюємо діаметр ділительного d і основного d_b кола:

$$d = mz; \quad (10.11)$$

$$d_b = mz \cos \alpha, \quad (10.12)$$

а також кроки ділительний p і основний p_b :

$$p = \pi \cdot m; \quad (10.13)$$

$$p_b = \pi m \cos \alpha. \quad (10.14)$$

Для визначення фактичних значень діаметрів вершин d_a і западин d_f зубчастих коліс із парним числом зубів вимірювання виконують безпосередньо штангенциркулем чи мікрометром, як показано на рис. 10.4а, а для коліс із непарним числом зубів – згідно з рисунком 10.4б за формулами:

$$d_a = d_{ом\epsilon} + 2H_a; \quad (10.15)$$

$$d_f = d_{ом\epsilon} + 2H_f. \quad (10.16)$$

Для нульових (невиправлених) коліс значення d_a і d_f , одержані вимірюванням, повинні дорівнювати розрахунковим.

На практиці крім нульових коліс використовують зубчасті колеса, виготовлені (нарізані) зі зміщенням зуборізного інструмента. Під зміщенням розуміють зміну міжосьової відстані різального інструмента і заготовки. У

цьому випадку необхідно визначити коефіцієнт зміщення x , що виражає зміщення інструмента від нульового положення в частках модуля:

$$x = \frac{S_b / t_b \cdot \pi - \pi/2 - z \cdot \text{inv} \alpha}{2 \tan \alpha},$$

де: $\text{inv} \alpha = \tan \alpha - \alpha$ ($\text{inv} 20^\circ = 0,0149$); S_b – фактична товщина зуба по основному колу, яка визначається через вимірювання довжини спільної нормалі L_{n+1} за формулою:

$$S_b = L_{n+1} - \pi p_b.$$

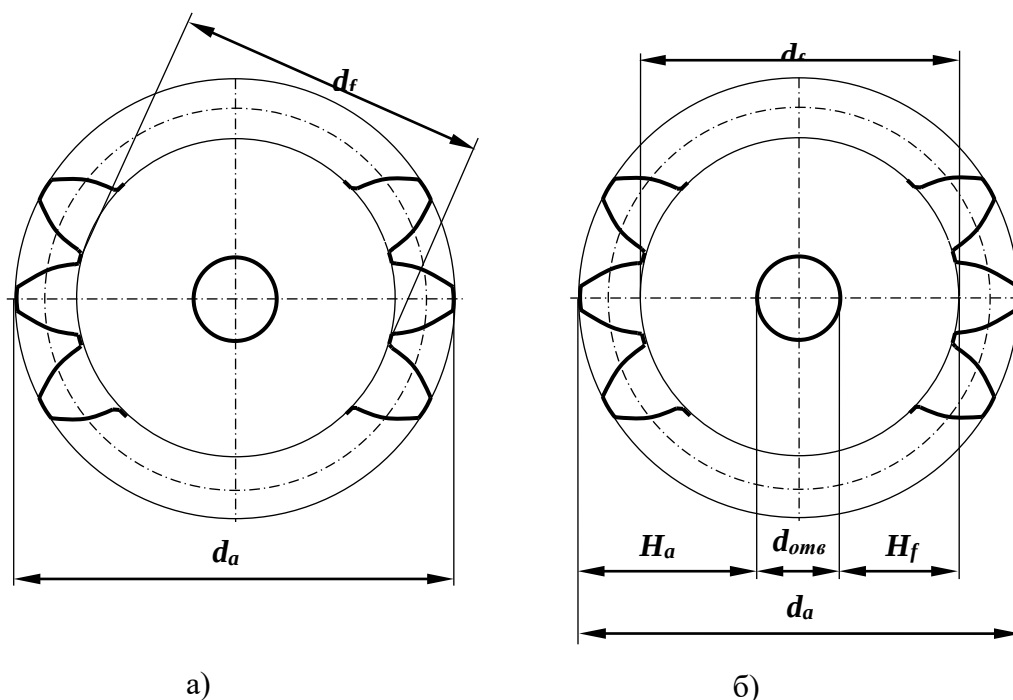


Рис. 10.4. Схема вимірювання d_a і d_f при парній кількості зубів (а) та при непарній (б)

Для додаткового контролю зіставляється теоретична розрахункова S^T і фактична S^F товщина зуба по хорді на ділильному колі.

Для коліс, нарізаних без зміщення, товщина зуба по ділильному колу

$$S^T = 0,5 \pi m,$$

а товщина зуба по хорді ділильного кола

$$S_x^T = d \cdot \sin \beta,$$

$$\text{де } \beta = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z}.$$

Якщо коефіцієнт зміщення $x \neq 0$, то теоретична товщина зуба по ділильному колу

$$S^T = \frac{\pi m}{2} + 2mx \tan \alpha.$$

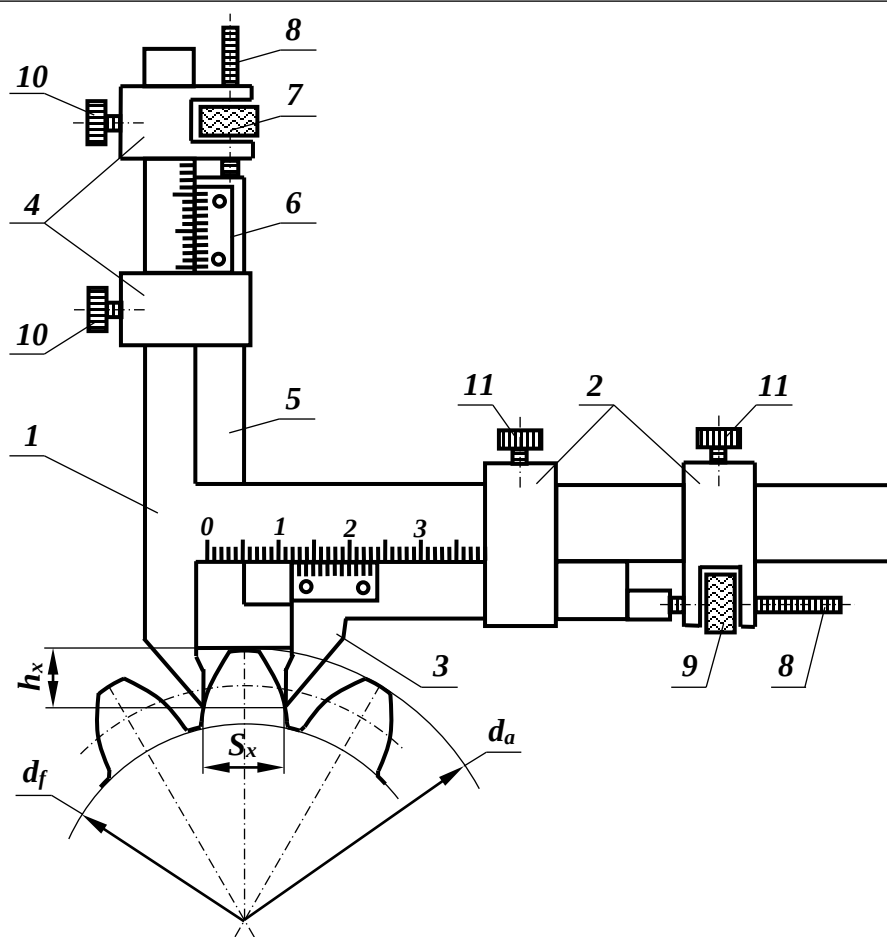


Рис. 10.5. Схема вимірювання фактичної товщини зуба за допомогою штангензубоміра

Фактичну товщину зуба S_x^ϕ вимірюють штангензубоміром (рис. 10.5), який складається із кутника 1, що має горизонтальну і вертикальну шкали. По горизонтальній шкалі переміщується рамка 2 з губкою 3, на якій закріплено ноніус із точністю відрахунку **0,02 мм**, по вертикальній шкалі переміщується рамка 4 з фіксатором висоти 5, на якому закріплено ноніус 6.

Для вимірювання товщини S_x^ϕ необхідно фіксатор 5 висоти встановити (за допомогою мікрогвинта 7) на розмір h_x , який розраховується за формулою

$$h_x = \frac{d_a - d \cos \beta}{2},$$

і закріпити рамку 4 гвинтом 10. Фіксатор необхідно оперти на вершину зуба і наблизити губки 1 і 3 (за допомогою мікрогвинта 8) так, щоб вони дотикалися бокових поверхонь зуба, закріпити рамку 2 гвинтом 11 і на горизонтальній шкалі зафіксувати розмір S_x^ϕ .

Різниця $(S_x^\phi - S_x^T)$ впливає на сталість передаточного відношення і може бути використана для:

- перевірки налагодження зуборізного верстата;
- визначення класу точності зубчастого колеса;

- прийняття рішення про необхідність заміни колеса при ремонті зубчастого механізму.

Завдання, обладнання та приладдя

Прямозубе циліндричне зубчасте колесо з евольвентним профілем зубів, зубомірний мікрометр або штангенциркуль, креслярські приладдя.

Завдання роботи: *визначити основні геометричні параметри зубчастого колеса.*

Послідовність виконання роботи

1. Виконати ескіз зубчастого колеса, виміряти діаметри кіл вершин d_a і западин d_f , підрахувати кількість зубів колеса z .
2. Виміряти довжини спільних нормалей L_n і L_{n+1} , попередньо визначивши число зубів z_n , що необхідно охопити, із табл. 10.2.
3. Визначити розрахункове значення модуля за формулами (10.6) і (10.10) та округлити його до стандартного.
4. Обчислити параметри зубчастого колеса (табл. 10.4). (У формули підставляти стандартне значення модуля).
5. Накреслити робоче креслення зубчастого колеса.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Схема замірів довжини загальної нормалі. Усі розрахункові формули.
3. Ескіз зубчастого колеса з підрахованим числом зубів $z=$.
4. Результати замірювання розмірів у вигляді табл. 10.3.

Таблиця 10.3

Результати замірювання розмірів (мм)

Номер вимірювання	$L_n(z_n)$	$L_{n+1}(z_{n+1})$	d_a	d_f
1				
2				
3				
Середнє значення				

5. Розрахункове значення модуля (мм):

$$m^* = \frac{L_{n+1} - L_n}{\pi \cos \alpha} ; \quad m^* = \frac{d_a}{z + 2} .$$

6. Стандартне значення модуля (табл. 10.1)

$$m = \quad (\text{мм}).$$

7. Розрахунок геометричних параметрів зубчастого колеса у вигляді табл. 10.4

Таблиця 10.4

Розрахунок геометричних параметрів зубчастого колеса

Назва параметра	Позначення та формула	Результати розрахунку
Діаметр (мм): ділильного кола	$d=mz$	$d=$
кола вершин	$d_a=m(z+2)$	$d_a=$
кола западин	$d_f=m(z-2,5)$	$d_f=$
кола основного	$d_b=d \cdot \cos \alpha$	$d_b=$
Крок (мм) по ділильному колу	$p=\pi m$	$p=$
по основному колу	$p_b=\pi m \cdot \cos \alpha$	$p_b=$
Товщина (мм) зуба по ділильному колу	$S=0,5 \cdot \pi \cdot m$	$S=$
Ширина (мм) западини по ділильному колу	$e=0,5 \cdot \pi \cdot m$	$e=$
Висота (мм): ніжки зуба	$h_f=1,25 \cdot m$	$h_f=$
головки зуба	$h_a=m$	$h_a=$
зуба	$h=2,25 \cdot m$	$h=$

8. Робоче креслення зубчастого колеса.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Які основні елементи зубчастого колеса ви знаєте?
2. Що таке модуль? Який фізичний зміст модуля?
3. Яка крива називається евольвентою? Властивості евольвенти.
4. Що називається довжиною загальної нормалі L_n ?
5. Що називається кроком зачеплення?
6. Написати формули для визначення основних геометричних параметрів зубчастого колеса та показати ці параметри на кресленні.
7. Яке коло називається ділильним, основним, початковим?
8. Що називається коефіцієнтом зміщення?
9. Яку величину необхідно визначити, щоб виявити, чи виготовлено колесо без зміщенням або зі зміщенням інструмента?

Тема 11. Моделювання процесу виготовлення зубчастих коліс методом обкочування

Мета роботи: ознайомитись з експериментальним профілюванням евольвентних зубів методом обкочування і дослідити вплив зміщення інструментальної рейки на форму і розміри зубів.

Теоретичні відомості

Зубчасті колеса невеликого діаметра ($200\text{мм} \leq d$) можуть виготовлятися з круглого прокату, кованих або штампованих заготовок. Колеса середніх діаметрів ($600\text{мм} \leq d$) виготовляють із заготовок куванням, штампуванням або литтям. Для великогабаритних передач заготовки для зубчастих коліс виготовляють литтям або зварюванням. При використанні для зубчастих вінців високоякісних сталей інколи застосовують бандажовані зубчасті колеса. У цьому разі зубчастий вінець насаджують на центральну колісну частину з гарантованим натягом і додатково закріплюють гвинтами.

На теперішній момент нараховують близько 50 сучасних методів утворення поверхонь зубців зубчастих коліс. Сюди належать: зубонарізування за допомогою зуборізних інструментів усіх типів, лиття, порошкова металургія та пластичне деформування, яке забезпечує підвищення міцності зубців і високу продуктивність при виготовленні.

Вибір будь-якого методу формоутворення зубців залежить від комплексу економічних, експлуатаційних, технологічних вимог, що ставляться до конструкцій зубчастих коліс. Широко застосовуються два методи нарізування зубців: *копіювання* та *обкочування*.

При *копіюванні* різальному інструменту надають форму впадини між зубцями, а потім проводять оброблення. При цьому профіль інструмента копіюється на поверхні, яка обробляється. Зубонарізування способом копіювання можна виконувати:

- послідовним нарізуванням кожного зубця колеса модульною дисковою або пальцевою фрезою на універсальному фрезерному верстаті (рис. 11.1);
- одночасним довбанням усіх зубців колеса;
- одночасним протягуванням усіх зубців колеса;
- круговими протяжками, фасонними шліфувальними кругами та ін.

Метод копіювання застосовується в одиничному виробництві, а також для нарізування велико-модульних коліс. Він має низьку продуктивність і точність 9...11 ступеня, тому застосовується зазвичай при виготовленні зубчастих коліс невисокої точності. Ще одним суттєвим недоліком цього методу є потреба у великій кількості різального інструмента (окрема фреза для кожного сполучення m і z).

Сучасним, точним і продуктивним способом виготовлення зубчастих коліс є нарізування зубців способом обкатування, який забезпечує високу точність і продуктивність. При нарізуванні зубців методом обкатування

імітується процес зубчастого зачеплення. Приклади нарізування зубців методом обкатування зображені на рис. 11.2.

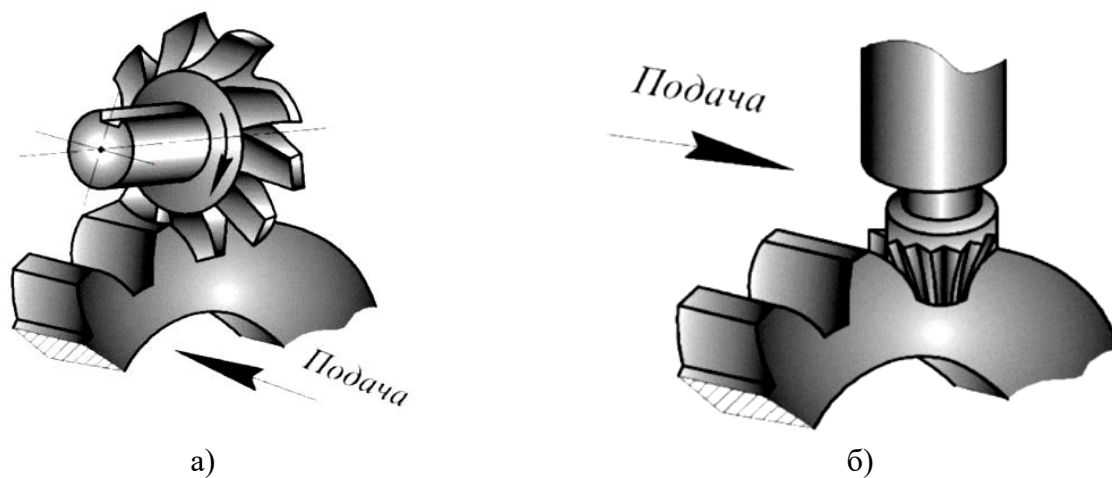


Рис. 11.1. Нарізування зубців методом копіювання: а – дисківую фрезую; б – пальцевою фрезую

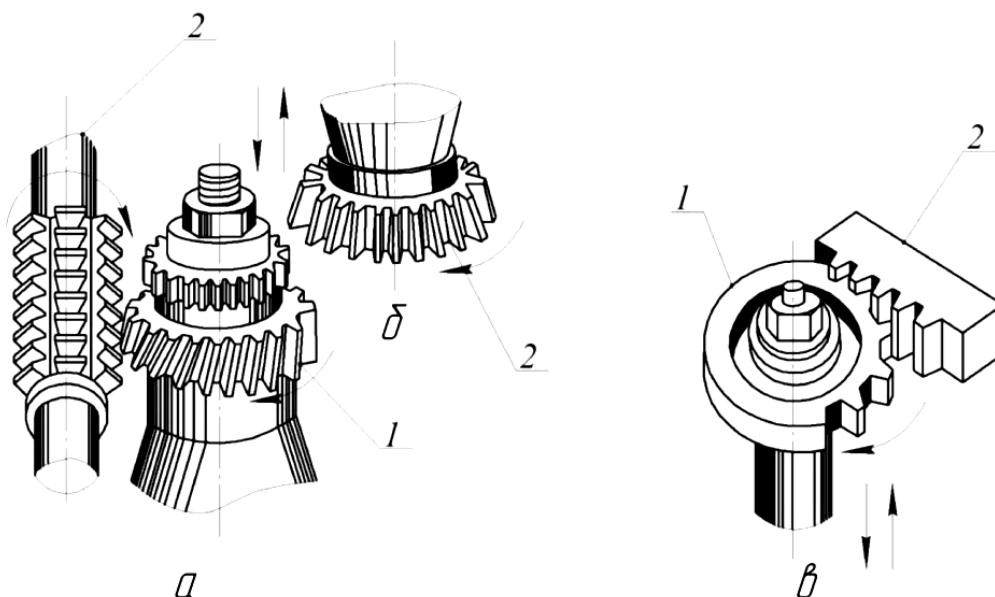


Рис. 11.2. Нарізування зубців методом обкочування: а – черв'ячною фрезую; б – дисківим довб'яком; в) гребінкою; 1 – зубчасте колесо; 2 – інструмент.

При методі *обкочування* профіль бічних поверхонь зубців колеса виходить, як огинання визначеної кількості послідовних положень кромки різального інструмента. При цьому заготовці надається обертання, строго узгоджене з обертанням різального інструмента, що забезпечує їхнє неперервне зачеплення під час нарізування й визначене співвідношення кутових швидкостей, необхідне для одержання правильного профілю зубця.

Нарізування та оброблення зубців циліндричних коліс методом обкочування виконується черв'ячними фрезами на зубофрезерних верстатах, круглими довб'яками на зубодовбальних верстатах, рейковими довб'яками (гребінками), зубостругальними різцями, різцевими головками, шеверами, накатуванням, шліфувальними кругами та ін.

Перевагами методу обкатування є висока продуктивність і точність процесу; можливість одним інструментом обробляти колеса одного й того ж самого модуля з будь-якою кількістю зубців; можливість нарізувати кориговані зуби, а основним недоліком – висока вартість інструментів, що використовуються.

При перетинанні твірної поверхні зуборізного інструмента площиною, яка перпендикулярна осі заготовки зубчатого колеса, у перетині отримується *вихідний твірний контур (ВТК)*. ВТК евольвентного рейкового інструмента називають контур зубців інструментальної рейки, яка заповнює (як відливка форму) западини *теоретичного вихідного контуру (ТВК)*. Форма і геометричні параметри рейкового ВТК регламентуються ГОСТ 13755 – 81 (рис. 11.3): кут профілю $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1$; коефіцієнт висоти ніжки зуба $h_f^* = 1.25$; коефіцієнт радіального зазору в парі вихідних контурів $C^* = 0.25$; коефіцієнт радіуса кривизни перехідної кривої $\rho_f^* = 0.38$; коефіцієнт граничної висоти $h_c^* = 2$.

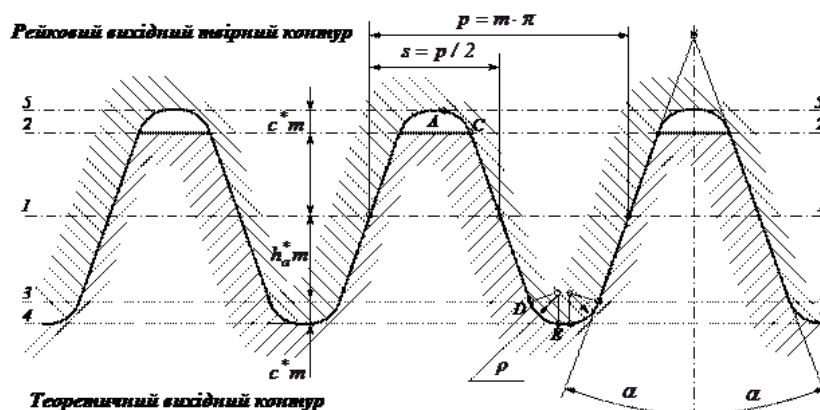


Рис. 11.3. Основні параметри рейкового вхідного твірного контуру

Перехід прямолінійних евольвентних частин профілю зубця рейкового ВТК (ділянка С-Д на рис. 11.3) до основи западин і до вершин здійснюється відповідно за дугами А-С і С-Д радіусу $\rho = \rho_f^* \cdot m$. На рейковому ВТК відмічаються п'ять прямих ліній: 1-1 – ділильна пряма; 2-2 і 3-3 – прямі граничних точок; 4-4 – пряма вершин і 5-5 – пряма западин. Для того, щоб поверхня западин різального інструмента не приймала участі в процесі різання, між прямою вершин ТВК і прямою западин ВТК зберігається радіальний зазор $c = c^* \cdot m$. Для забезпечення в зубчатому зачепленні радіального зазору ділильна головка ВТК виготовляється вищою за головку ТВК на величину $c = c^* \cdot m$. Колесо із зовнішніми зубцями, яке нарізане рейковим ВТК при збереженні на ділильному колі теоретичної товщини зуба $s = \pi \cdot m / 2$ і теоретичного радіального зазору $c = c^* \cdot m$ у западині рейки називається *твірним зубчатим колесом*.

У рейковому верстатному зачепленні початковими лініями, які котяться одна по одній без ковзання, є *верстано-початкова пряма інструмента* і *верстатно-початкове коло* зубчатого колеса, що нарізується. Радіус верстатно-

початкового кола r_{wl} дорівнює радіусу ділильного кола зубчастого колеса. Кут рейкового верстатного зачеплення α_{w0} дорівнює куту профілю BTK $\alpha = 20^\circ$.

При виготовленні зубчастих коліс методом обкочування можливе різне встановлення зуборізного інструмента на верстаті відносно заготовки. Відповідно до цього в рейковому верстатному зачепленні ділильна пряма BTK (пряма 1-1 на рис. 11.3) може по-різному розташуватися відносно ділильного кола зубчастого колеса:

- дотикатися до ділильного кола колеса – нульове встановлення інструмента (відповідає виготовленню нульових зубчастих коліс);
- зміщуватися від осі заготовки (від ділильного кола) – додатне встановлення інструмента (відповідає виготовленню додатних зубчастих коліс);
- зміщуватися до осі заготовки (перетинати ділильне коло) – від’ємне встановлення інструмента (відповідає виготовленню від’ємних зубчастих коліс).

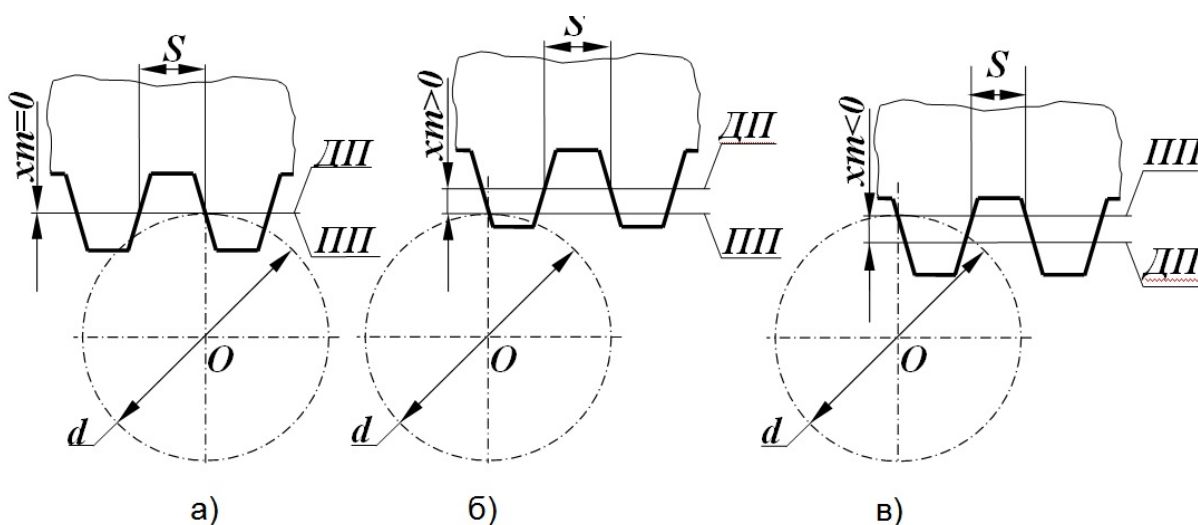


Рис. 11.4. Схеми нарізання зубчастих коліс: а) без зміщення; б) з додатнім зміщенням; в) з від’ємним зміщенням

У нульовому колесі товщина зуба по ділильному колу колеса S дорівнює ширині западини e , а тому $S = e = \frac{p}{2}$; висота головки зуба $h_a = m$; висота ніжки зуба $h_f = h_a + c = 1.25m$.

Рейка встановлена так, що ділильна пряма відведена від ділильного кола на деяку величину mx (рис. 11.4б). У цьому випадку по ділильному колу зубчастого колеса, яке нарізається, буде обкочуватися не ділильна пряма (ДП), а пряма, яка називається *початковою прямою* (ПП) рейки. Відстань $b = mx$ між ділильною і початковими прямими називається *зміщенням* рейки, а $x = b/m$ – *коефіцієнтом зміщення*. Зміщення називають *додатним*, якщо рейку віддаляють від центра заготовки, тобто коли ділильна пряма і ділильне коло не перетинаються. При такому зміщенні висота ніжки зуба h_f менша, ніж у “нульового”, на величину xm . Ширина зуба по ділильному колу більша, ніж у

“нульового” і визначається за формулою: $S = p/2 + 2xmtga$. Таке колесо називають колесом з додатним зміщенням або просто додатним.

Рейка встановлена так, що ділильна пряма (ДП) перетинає ділильне коло колеса (рис. 11.4 в), тобто рейка зміщена від номінального положення до центра заготовки. Таке зміщення називають *від’ємним*, а зубчате колесо – з *від’ємним зміщенням* або просто *від’ємним*. У таких зубчатих колесах висота ніжки зуба h_f більша, ніж у “нульового”, на величину зміщення xm , а ширина зуба по ділильному колу – менша і дорівнює ширині западини рейки по початковій прямій (ПП), тобто $S = \frac{P}{2} - 2xmtga$.

Відповідно до властивостей евольвентного зачеплення прямолінійна (евольвентна) частина ВТК і евольвентна частина профілю зубця колеса, що виготовляється, дотикаються одна до одної на лінії верстатного зачеплення, яка починається в точці N_1 (рис. 11.5). У випадку, коли точка B_1 активної лінії зачеплення розташовується лівіше точки N_1 , прямолінійна ділянка ВТК не дотикається до евольвентного профілю зубця, а перетинає його (рис. 11.5 а). З урахуванням того, що ВТК фізично є слідом, що залишають ріжучі кромки інструмента на матеріалі заготовки, указане перетинання приводить до *підрізання* зубців колеса біля їхньої основи (рис. 11.5 б). Підрізання зменшує евольвентну частину профілів зубців зубчатого колеса і ослаблює зубці в небезпечних перерізах.

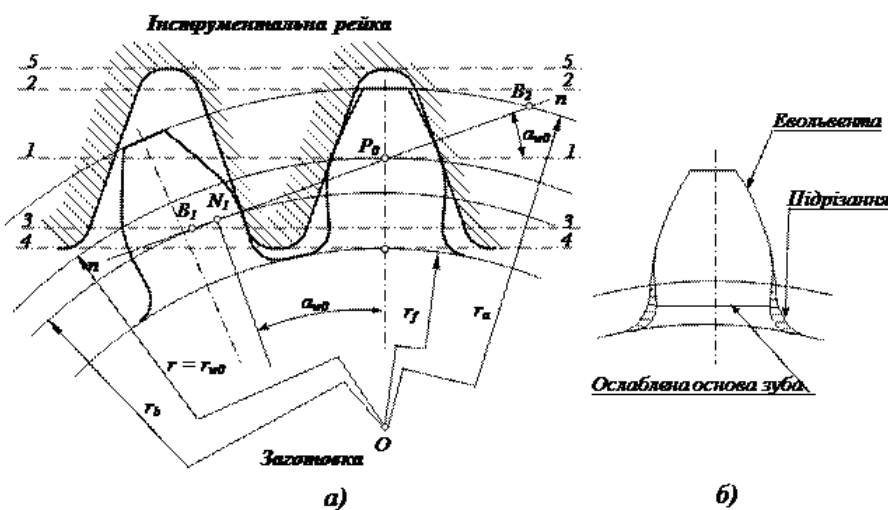


Рис. 11.5. До питання підрізання зубців при виготовленні зубчастих коліс

Умовою відсутності підрізання зубців при виготовленні зубчастих коліс є розташування точки B_1 між точкою N_1 і полюсом верстатного зачеплення P_0 ($N_1P_0 \geq B_1P_0$). З урахуванням цієї умови кількість зубців зубчатого колеса, при якій вони будуть виготовлені без підрізання з відповідним розташуванням інструмента (значенням коефіцієнта зміщення x), визначається за формулою:

$$z \geq 2 \cdot (h_a^* - x) / \sin^2 \alpha. \quad 11.1$$

При виготовленні нульових зубчастих коліс зуборізною рейкою ($x=0$; $h_a^*=1,0$; $\alpha=20^\circ$) мінімальне число зубців зубчатого колеса, при якій вони будуть без підрізання $z_{min}=2 \cdot h_a^* / \sin^2 \alpha = 17$. Для уникнення підрізання при $z < z_{min}$ виготовлення зубчастих коліс повинне виконуватись при зміщенні інструмента, мінімальна величина якого дорівнює $l_{min}=m \cdot x_{min}$. Залежність для визначення мінімального значення коефіцієнта зміщення x_{min} отримується з виразу (11.1):

$$x_{min} = (z_{min} - z) / z_{min}. \quad (11.2)$$

З аналізу співвідношення (11.2) можна зробити такі висновки:

- зубчаті колеса з числом зубців $z > z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти при додатному ($x > 0$), нульовому ($x = 0$) і від'ємному ($x < 0$) зміщенні інструмента;
- зубчаті колеса з числом зубців $z = z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти при додатному ($x > 0$) і нульовому ($x = 0$) зміщенні інструмента;
- зубчаті колеса з числом зубців $z < z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти тільки при додатному ($x > 0$) зміщенні інструмента.

Колеса нарізані зі зміщенням називають ще виправленими або *коригованими*. Коригування зубчастих коліс виконують з метою: запобігання підрізування ніжки зуба; зменшення зношування; підвищення міцності зуба.

Для усунення загострення зубів, необхідно вибрати таке зміщення інструмента, що задовольняє умову $S_a \geq [S_a]$, де $[S_a] = (0,2 \dots 0,25)m$ – допустиме значення товщини зуба по колу вершин.

У коліс, нарізаних зі зміщенням і без нього (рис. 11.4), однаковими залишаються такі параметри, як число зубів z , модуль m , а отже і діаметр ділильного кола d , крок зубів по ділильному колу p_m , а різними – товщина зубів по ділильному колу S , ширина западини по ділильному колу e , діаметр кіл вершин d_a , діаметр кіл западин d_f , а також співвідношення між висотою головки h_a і ніжки h_f зубів.

Завдання, обладнання і приладдя

Прилад ТММ-42 (рис. 11.6), паперові круги (заготовки) з ватману, креслярські приладдя, калькулятор.

Основними частинами приладу є рейка 1 та подвійний диск 2, які змонтовані на спільній вершині 6. Диск, який моделює заготовку зубчатого колеса, обертається навколо своєї осі при натисканні на клавішу 9, яка розміщена в середній частині напрямної рейки. Рейка приладу виконує роль зуборізного інструмента і здійснює поступальний рух подачі вздовж напрямних станини 6. За допомогою двох гвинтів 7 рейку 1 можна закріпити в різних положеннях відносно центру заготовки. Для узгодження кутової та поступальної подач заготовки і рейки через нижній диск перекинута дротяна струна 5. Її кінці закріплені на спеціальних виступах рейки.

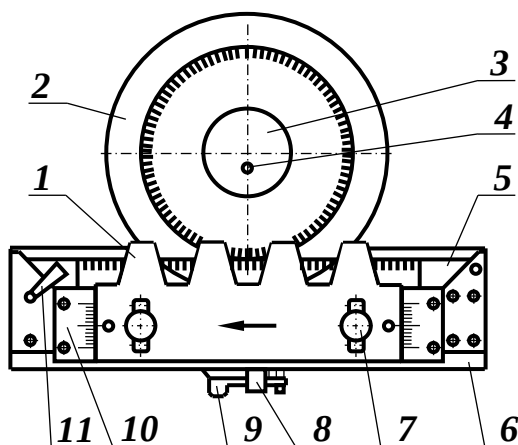


Рис. 11.6. Схема приладу ТММ-45

На рейці нанесена лінія, яка відображає ділильну пряму рейки, а також указані основні параметри: m – модуль зачеплення, α – профільний кут рейки, d – діаметр ділильного кола колеса, яке нарізається.

Діаметр нижнього диска дорівнює діаметру ділильного кола колеса, зуби якого повинні бути нарізані (побудовані). Верхній диск з'єднаний нерухомо з нижнім і має діаметр дещо більший, ніж діаметр кола виступів колеса, яке профілюється. Він

призначений для закріплення на ньому паперової заготовки, на якій викреслюють евольвентні профілі зубів. Попередній натяг дрітної струни здійснюється поворотом рукоятки 11 за годинниковою стрілкою. Послідовне натиснення на клавішу 9 забезпечує перекочування ділильного кола колеса по ділильній прямій рейки без проковзування.

При послабленому натягу дрітної струни диск можна обертати навколо осі незалежно від рейки. У приладі передбачена можливість переміщення рейки вліво і вправо. Для цього потрібно натиснути пружину 8, яка виведе із зачеплення з кареткою дві собачки. Послабивши гвинти 7, можна змінити відстань рейки від центра заготовки і потім закріпити її цими самими гвинтами у положенні, що визначається зміщенням $b = xm$, яке відраховуємо за шкалою 10.

Завдання роботи: *розрахувати коефіцієнти зміщення та побудувати профілі зубців евольвентного зубчастого колеса методом обкочування.*

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою і принципом дії приладу ТММ-42. Записати номер приладу та задані величини: m , d , z .

2. Паперову заготовку поділити на три рівних сектори і закріпити її на верхньому дискові накладкою 3 за допомогою гвинта 4. У першому секторі потрібно викреслити зуби нульового колеса, а в другому і в третьому – додатного і від'ємного коліс.

3. Викреслювання зубів нульового колеса на приладі виконати таким чином:

- встановити рейку 1 так, щоб ділильна пряма дотикалась до ділильного кола (поділка рейки повинна збігатися з нульовою поділкою шкали 10);
- натиснути пружину 8 і відвести рейку в крайнє праве положення;
- диск повернути так, щоб початок першого сектора збігся з лівим зубом рейки;

– гострим олівцем обвести зуби рейки, натиснути на клавішу 9 і перемістити рейку вліво на один крок 4 – 5 мм і знову окреслити зуби рейки.

Так повторювати доти, поки рейка займе крайнє ліве положення, а на заготовці отримаємо 2 або 3 зуби нульового колеса.

4. Установити диск із заготовкою і рейку у вихідне положення для побудови зубів у наступному секторі.

5. Визначити число зубів колеса, які нарізаються, за формулою $z = \frac{d}{m}$.

6. Визначити мінімальний коефіцієнт зміщення x_{min} рейки, який забезпечує усунення підрізування зубів, за формулою $x_{min} = \frac{17 - z}{17}$.

7. Визначити зміщення рейки $b_1 = x_{min}m$

8. Змістити рейку від осі заготовки колеса на величину b_1 , користуючись шкалою 10, і закріпити її гвинтами 7.

9. Викреслити два або три зуби додатного колеса, користуючись вказівками п.3.

10. Змістити рейку до осі заготовки на величину $b_2 = -b_1$ і викреслити у третьому секторі 2 –3 зуби від'ємного колеса.

11. Обчислити за формулами, зазначеними у табл. 11.1, параметри нульового, додатного і від'ємного коліс.

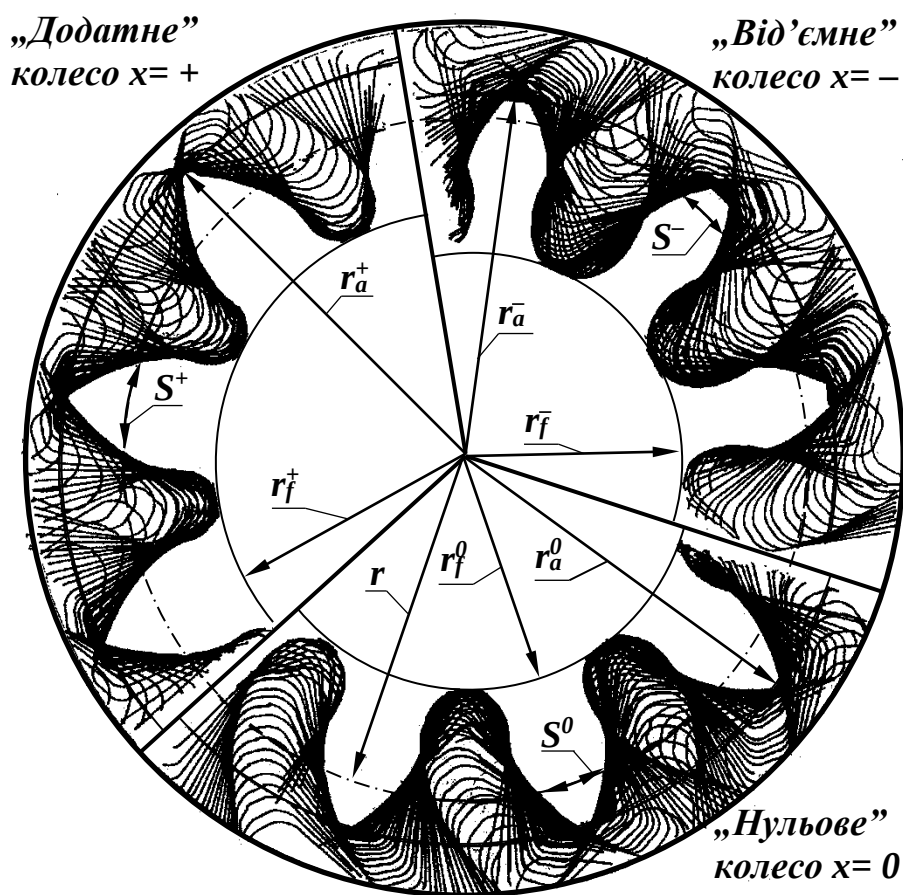


Рис. 11.7. Профілі зубів, отримані при різних значеннях коефіцієнтів зміщення

Таблиця 11.1

Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс при різних зміщеннях рейки

Найменування параметра	Позначення параметра; розрахункові формули та обчислення		
	Нульове колесо	Додатне колесо	Від'ємне колесо
1. Модуль	$m =$ мм		
2. Діаметр ділительного кола	$d =$ мм		
3. Кут профілю	$\alpha = 20^\circ$		
4. Крок зачеплення	$p = \pi m =$		
5. Число зубів колеса	$z = d/m =$		
6. Діаметр основного кола	$d_b = d \cos \alpha =$		
7. Коефіцієнт зміщення	$x = 0$	$x_1 = (17-z)/17 =$	$x_2 = -x_1 =$
8. Зміщення	$b = 0$	$b_1 = m \cdot x_1 =$	$b_2 = -b_1 =$
9. Діаметр кола вершин	$d_a = m(z+2) =$	$d_a = m(z+2) + 2x_1 \cdot m =$	$d_a = m(z+2) - 2 x_2 \cdot m =$
10. Діаметр кола западин	$d_f = m(z-2,5) =$	$d_f = m(z-2,5) + 2x_1 \cdot m =$	$d_f = m(z-2,5) - 2 x_2 \cdot m =$
11. Товщина зуба по ділительному колу	$S = \pi \cdot m/2 =$	$S = \pi \cdot m/2 + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha =$	$S = \pi \cdot m/2 - 2 x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha =$
12. Товщина зуба по хорді ділительного кола	$S =$	$S =$	$S =$

12. Нанести на заготовку в кожному із секторів, обчислені в п.11 значення діаметрів ділительного d , западин d_f і вершин d_a кіл нульового, додатного та від'ємного коліс.

13. Порівняти на заготовці товщину зубів по хорді ділительного кола, а також діаметри кіл западин і вершин нульового, додатного і від'ємного коліс.

14. Виконати аналіз результатів та зробити висновки.

15. Оформити звіт про роботу і прикласти до нього заготовку з викресленими профілями зубів коліс (рис. 11.1).

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Вихідні дані: модуль зачеплення m ; діаметр ділительного кола d ; кут профілю α .
3. Розрахунки значень параметрів зубчастих коліс, виготовлених із нульовим, додатним і від'ємним зміщенням інструментальної рейки (табл. 11.1)
4. Результати обмірювань накреслених зубів зубчастих коліс (табл. 11.1)

5. Аналіз результатів і висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Назвіть основні методи виготовлення зубчастих коліс. Укажіть їх переваги і недоліки.
2. Як відбувається нарізання зубів методом обкочування?
3. Чому евольвентне зубчасте зачеплення має переважне застосування?
4. Які параметри визначають геометрію вихідного контура?
5. Що таке коефіцієнт зміщення і зміщення інструментальної рейки?
6. У чому полягає явище підрізування зуба при виготовленні зубчастих коліс?
7. Яке зміщення називають додатним, а яке – від’ємним?
8. Які колеса називають нульовими, додатними і від’ємними? Їхні основні відмінності.
9. Як змінюється товщина зуба залежно від величини зміщення інструментальної рейки?
10. У яких випадках виконують коригування зубчастих коліс?
11. Як впливає зміщення інструментальної рейки на діаметр кола вершин і висоту голівки зуба зубчастого колеса?
12. При якому зміщенні інструментальної рейки можна нарізати зубчасте колесо з числом зубів меншим, ніж мінімально допустиме?
13. Які різальні інструменти застосовують при виготовленні зубчастих коліс?
14. Яку пряму на рейці називають ділильною?

Тема 12. Синтез зубчастого зачеплення та дослідження якісних показників із використанням ЕОМ

Мета роботи: навчитися виконувати побудову профілів коліс зубчастої передачі з використанням спеціалізованого комп'ютерного програмного забезпечення, ознайомитись із методикою визначення геометричних параметрів передачі, а також якісних характеристик зачеплення (коефіцієнтів перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).

Теоретичні відомості

Задача синтезу зубчастого зачеплення полягає в проєктуванні елементів вищої кінематичної пари зубчастого зачеплення, тобто, профілів зубців відповідно до заданих умов.

Вихідними умовами синтезу є:

- положення осей обертання (паралельні, пересічні, перехресні);
- необхідне передаточне відношення;
- якісні показники зачеплення (коефіцієнти перекриття, відносного ковзання, питомого тиску);
- експлуатаційні умови (плавність і безшумність роботи передачі, міцність, довговічність тощо).

Міжосьова відстань (a_w) – це відстань між центрами коліс O_1 і O_2 .

Поліус зачеплення (P) – це точка дотику центроїдних кіл коліс з радіусами r_{w1} і r_{w2} , які в евольвентного зачеплення називаються початковими колами.

Теоретична лінія зачеплення – це геометричне місце точок миттєвого дотику профілів зубів, зазначене на нерухомій площині. Процес передачі руху відбувається таким чином, що профілі однієї пари зубів протягом деякого часу дотикаються, тобто мають спільну нормаль. На основі першої властивості евольвенти нормаль до неї є дотичною до основного кола, а для двох профілів, які перебувають в зачепленні, є дотичною до обох основних кіл. Тому для даних профілів контактна нормаль є єдиною і лежить на спільній дотичній до основних кіл, утворюючи таким чином лінію зачеплення. З урахуванням геометричних розмірів конкретних коліс лінія зачеплення використовується для передачі руху тільки в межах зони, що утворюється між точками її перетину з колами вершин. Ця зона називається активною лінією зачеплення.

Кут зачеплення (α_w) – це кут між лінією зачеплення і дотичною до початкових кіл, проведеної через поліус зачеплення.

Радіальний зазор – це відстань на міжосьовий лінії між точками перетину її з колом вершин одного колеса і западин іншого колеса.

Властивості зачеплення:

- 1) Передаточне відношення постійне в будь-якій фазі зачеплення.
- 2) Передаточне відношення не залежить від зміни міжосьової відстані.

3) Правильне зачеплення евольвентних профілів відбувається тільки в межах лінії зачеплення, так як тільки в цих межах контактуючі евольвентні профілі мають спільну нормаль.

4) Евольвентні колеса одного модуля мають повну взаємозамінність.

Послідовність розрахунків нульового, рівнозміщеного та нерівнозміщеного евольвентного зачеплення

За заданими (z_1, z_2) вибирають коефіцієнти $x_1, x_2, \Delta u$.

Для нульового зачеплення коефіцієнти зміщення $x_1=x_2=0$. Для рівнозміщеного зачеплення коефіцієнти зміщення ($x_1=-x_2$) вибирають із табл. 12.1.

Таблиця 12.1

Значення коефіцієнтів корекції $x_1 = -x_2$ для рівнозміщеного зачеплення

z_2	Значення при z_1						
	11	12	13	14	15	16	17
20	0,356	0,300	0,250	0,200	0,155	0,115	0,102
21	0,360	0,310	0,264	0,220	0,181	0,144	0,110
22	0,382	0,328	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131
23	0,394	0,340	0,298	0,255	0,218	0,182	0,148
24	0,408	0,357	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165
25	0,415	0,368	0,324	0,283	0,247	0,210	0,178
26	0,422	0,379	0,335	0,295	0,259	0,221	0,191
27	0,430	0,389	0,347	0,308	0,270	0,232	0,205
28	0,436	0,395	0,354	0,318	0,279	0,242	0,214
29	0,442	0,401	0,362	0,329	0,288	0,252	0,228
30	0,448	0,408	0,370	0,339	0,297	0,262	0,233
31	0,454	0,415	0,377	0,350	0,306	0,272	0,242
32	0,460	0,422	0,385	0,360	0,315	0,282	0,251
34	0,470	0,431	0,395	0,368	0,327	0,294	0,265
36	0,478	0,440	0,405	0,377	0,339	0,307	0,278
38	0,487	0,450	0,417	0,386	0,351	0,320	0,292
40	0,496	0,460	0,427	0,396	0,363	0,333	0,306
44	0,505	0,470	0,439	0,408	0,377	0,349	0,322
48	0,515	0,481	0,451	0,420	0,391	0,365	0,339
52	0,524	0,492	0,461	0,431	0,403	0,377	0,353

Для нерівнозміщеного зачеплення, якщо $2 \geq U_{1,2} \geq 1$, то спочатку в табл. 12.2 за заданим z_1 знаходять коефіцієнт Δu , а потім у табл. 12.3 за заданими z_1 і z_2 знаходять коефіцієнти x_1 і x_2 .

Якщо $5 \geq U_{1,2} > 2$, то спочатку в табл. 12.4 за заданим z_1 знаходять коефіцієнти Δu і x_1 , а потім у табл. 12.5 за заданими z_1 і z_2 знаходять x_2 .

Передаточне відношення передачі $U_{1,2}$ знаходиться за формулою:

$$U_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (12.1)$$

Таблиця 12.2

Значення коефіцієнтів Δy для нерівнозміщеного зачеплення
при $2 \geq U_{1,2} \geq 1$

z_1	11	12	13	14	15	16	17
Δy	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215
z_1	18	19	20	21	22	23	24
Δy	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,270	0,278

Таблиця 12.3

Значення коефіцієнтів x_1 і x_2 для нерівнозміщеного зачеплення
при $2 \geq U_{12} \geq 1$

z_2	Значення при z_1									
	11		12		13		14		15	
	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,638	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,717	0,481
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463
23	—	—	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458
24	—	—	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449
25	—	—	—	—	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445
26	—	—	—	—	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440
28	—	—	—	—	—	—	0,840	0,397	0,881	0,431
30	—	—	—	—	—	—	—	—	0,908	0,428

Таблиця 12.4

Значення коефіцієнтів Δy та x_1 для нерівнозміщеного зачеплення
при $5 \geq U_{12} \geq 2$

z_1	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Δy	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25
x_1	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

Якщо в таблицях відсутнє число зубців, що задане в завданні, то необхідно застосувати лінійну інтерполяцію.

Наприклад, якщо задане число зубців $z=33$, а в таблиці наведені коефіцієнти зміщення $x(z=30)$ та $x(z=35)$, то шуканий коефіцієнт зміщення $x(z=33)$ визначаємо за формулою:

$$x_{(z=33)} = x_{(z=30)} + \frac{(x_{z=35} - x_{z=30})}{5} (z_{(33)} - z_{(30)}). \quad (12.2)$$

Таблиця 12.5

Значення коефіцієнтів x_2 для нерівнозміщеного зачеплення
при $5 \geq U_{12} \geq 2$

z_2	Значення z_1										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	0.442	0.425	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	0.501	0.486	0.471	0.468	-	-	-	-	-	-	-
35	0.556	0.542	0.528	0.522	0.518	0.512	0.505	-	-	-	-
40	0.610	0.596	0.582	0.577	0.575	0.569	0.564	0.560	0.553	-	-
45	0.661	0.648	0.635	0.632	0.628	0.624	0.620	0.616	0.611	0.606	0.566
50	0.709	0.696	0.685	0.684	0.682	0.677	0.674	0.671	0.667	0.662	0.628
55	0.754	0.745	0.734	0.731	0.728	0.727	0.722	0.720	0.716	0.677	0.677
60	-	0.789	0.782	0.780	0.779	0.778	0.777	0.773	0.772	0.769	0.729

Визначаємо коефіцієнт відхилення міжосьової відстані (сприйманого зміщення) у за формулою:

$$y = x_{\Sigma} - \Delta y, \quad (12.3)$$

де $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$.

Визначаємо евольвентний кут зачеплення

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2 \cdot x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \cdot \text{tg} \alpha, \quad (12.4)$$

де $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$; α – кут профілю контура ($\alpha = 20^\circ$ за ГОСТ 13755-81).

За табл.12.6 евольвентних функцій через $\text{inv} \alpha_w$ знаходимо кут зачеплення α_w .

Таблиця 12.6

Значення евольвентної функції

Кут	Порядок	0,0	10	20	30	40	50
20°	0,0	149	153	157	161	165	169
21°	0,0	173	178	182	187	191	196
22°	0,0	200	205	210	215	220	225
23°	0,0	320	236	341	247	252	258
24°	0,0	263	269	275	281	287	293
25°	0,0	800	306	313	319	326	333
26°	0,0	339	346	358	361	368	375
27°	0,0	383	390	398	406	414	422
28°	0,0	430	438	447	455	464	473
29°	0,0	482	491	500	509	518	529
30°	0,0	537	547	557	567	577	588
31°	0,0	598	608	619	630	641	652
32°	0,0	664	675	686	698	710	722
33°	0,0	734	747	759	772	785	798
34°	0,0	811	824	838	851	865	879
35°	0,0	893	908	922	937	951	96

Розраховуємо геометричні параметри зубчастого зачеплення користуючись формулами таблиці 12.7.

Виконуємо перевірку розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі на ПЕОМ, скориставшись програмою (рис. 12.1), результати розрахунку якої, як приклад, приведено на рис.12.2.

Таблиця 12.7

Формули для розрахунку розмірів елементів зубчастого зачеплення

Назва	Позначення	Нерівнозміщене $x_1 \neq 0, x_2 \neq 0,$ $y \neq 0, \Delta y \neq 0.$	Рівнозміщене $x_1 = x_2 > 0,$ $y = 0, \Delta y = 0.$	Нульове $x_1 = x_2 = 0,$ $y = 0, \Delta y = 0.$
Крок зачеплення по ділильному колу	p	$p = \pi \cdot m$	$p = \pi \cdot m$	$p = \pi \cdot m$
Радіус по ділильному колу	r_1	$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}$	$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}$	$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}$
	r_2	$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2}$	$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}$	$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}$
Радіус основного кола	r_{b1}	$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha$	$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha$
	r_{b2}	$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha$	$r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha$
Товщина зуба по ділильному колу	S_1	$S_1 = \frac{p}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$S_1 = \frac{p}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$S_1 = \frac{p}{2}$
	S_2	$S_2 = \frac{p}{2} + 2x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$S_2 = \frac{p}{2} + 2x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	$S_2 = \frac{p}{2}$
Радіус кола западин	r_{f1}	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^* - x_1)$	$r_{f1} = r_1 - m(h_a^* + c^*)$
	r_{f2}	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^* - x_2)$	$r_{f2} = r_2 - m(h_a^* + c^*)$
Міжосьова відстань	a_w	$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y \right)$	$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$	$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)$
Радіус початкового кола	r_{w1}	$r_{w1} = r_1 \left(1 + \frac{2y}{z_1 + z_2} \right)$	$r_{w1} = r_1$	$r_{w1} = r_1$
Радіус початкового кола	r_{w2}	$r_{w2} = r_2 \left(1 + \frac{2y}{z_1 + z_2} \right)$	$r_{w2} = r_2$	$r_{w2} = r_2$
Глибина заходу зубів	h_3	$h_3 = (2h_a^* - \Delta y) m$	$h_3 = (2h_a^*) m$	$h_3 = (2h_a^*) m$
Висота зуба	h	$h = h_3 + c^* \cdot m$	$h = h_3 + c^* \cdot m$	$h = h_3 + c^* \cdot m$
Радіус кола вершин	r_{a1}	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$	$r_{a1} = r_{f1} + h$
	r_{a2}	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$	$r_{a2} = r_{f2} + h$

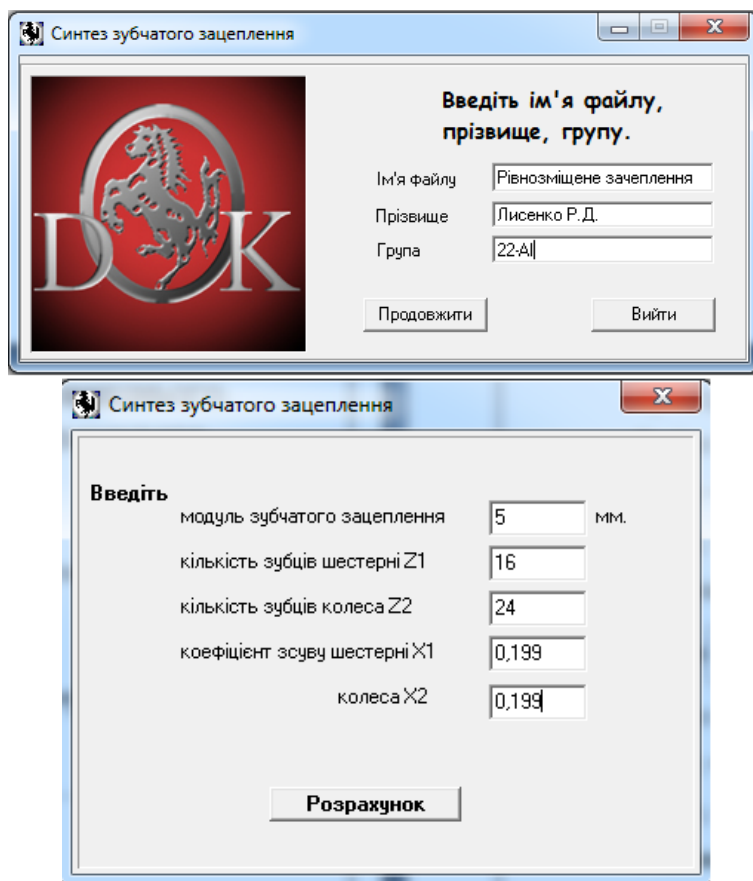


Рис. 12.1. Інтерфейс комп'ютерної програми для розрахунку параметрів зубчастого зацеплення

Одержавши результати розрахунків, необхідно викреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі.

Побудова елементів зубчастого зацеплення на ПЕОМ

Профілі зубців викреслюємо в такій послідовності:

1. Відкладаємо міжосьову відстань O_1O_2 з центрів коліс O_1 і O_2 .
2. Радіусами r_{w_1} і r_{w_2} будуємо початкові кола коліс, що дотикаються в точці Р (полюсі зацеплення).
3. Провести дотичну t-t до початкових кіл і під кутом зацеплення через полюс зацеплення Р (точку дотику початкових кіл) провести нормаль NN, тобто лінію зацеплення.
4. Із центрів коліс O_1 і O_2 опускаємо перпендикуляри O_1A і O_2B на нормаль NN. O_1A і O_2B – радіуси основних кіл r_{b1} та r_{b2} або r_1 і r_2 . Отриманий відрізок АВ називається теоретичною лінією зацеплення.
5. Для побудови евольвенти першого (верхнього) колеса довжиною АР з точки А робимо засічку на основному колі. Отримуємо точку 1 (рис. 12.3 а).

ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗОВНІШНЬОГО ПРЯМОЗУБОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕННЯ

Виконав ст. гр. 22-А_ Лисенко Р.Д.

Початков_дан_:

m=5; z1=16; z2=24; x1=0,199; x2=0,199;

Контур _нструментальної рейки по ГОСТ 13755-81:

РЕЗУЛЬТАТИ СИНТЕЗУ:

1. РОЗМ_РИ ЕЛЕМЕНТ_В ЗАЦЕПЛЕННЯ

М_жосьова в_дстаньA =101,889 мм.

Кут зацепленняAw=22,742 град.

Висота зубц_вH =11,149 мм.

Глибина заходження зубц_вH3=9,899 мм.

Крок по д_лильному колуP =15,700 мм.

Коеф_ц_ент сприймального зм_щення Y =0,37772

Рад_уси к_л	шестерн_	колеса
-Д_лильних	40	60
-Початкових	40,755	61,133
-Основних	37,59	56,385
-Западин	34,745	54,745
-Виступ_в	45,894	65,894

1.1 ТОВЩИНА ЗУБЦ_В ПО ДУЗ_ (SD) ТА ХОРД_ (SX) НА КОЛ_ RJ

Шестерня Z1				Колесо Z2			
J	RJ	SDJ	SXJ	HXJ	J	SDJ	SXJ
1	45,894	2,996	2,996	0,024	!	65,894	3,359
2	44,233	5,042	5,039	1,733	!	63,992	5,402
3	42,572	6,731	6,724	3,454	!	62,090	7,113
4	40,912	8,037	8,024	5,179	!	60,189	8,462
5	39,251	8,907	8,888	6,895	!	58,287	9,393
6	37,590	9,176	9,153	8,583	!	56,385	9,735

HXJ - Відстань від кола виступів до хорди кола J

SXJ - Довжина по хорді кола J

SDJ - Довжина по дузі кола J

RJ - Радіус кола J

КОНТРОЛЬНІ ПАРАМЕТРИ

1) ТОВЩИНА ЗУБА ПО ДУЗІ ДІЛИЛЬНОГО КОЛА, ММ:

S1 =8,5739 S2 =8,5739

2) ТОВЩИНА ЗУБА ПО ДУЗІ ПОЧАТКОВОГО КОЛА

Sw1=8,1458 Sw2=7,8507

3) ТОВЩИНА ЗУБА ПО СТАЛІЙ ХОРДІ:

-Шестерні S1=8,2492 на відстані H1=4,3932 від кола виступів

-Колеса S2=8,2492 на відстані H2=4,3932 від кола виступів

2.ЯКІСНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАЦЕПЛЕННЯ

2.1 КОЕФІЦІЄНТ ПЕРЕКРИТТЯ

2.2 КОЕФІЦІЄНТИ ВІДНОСНОГО КОВЗАННЯ ТА ПИТОМОГО ТИСКУ

Y(N)	L1(N)	L2(N)	G2(N)
4	-5,000	0,833	1,411
8	-1,667	0,625	0,794
12	-0,556	0,357	0,605
16	0,000	0,000	0,529
20	0,333	-0,500	0,508
24	0,556	-1,250	0,529
28	0,714	-2,500	0,605
32	0,833	-5,000	0,794
36	0,926	-12,500	1,411

Y(N) - Поточна координата теоретичної лінії зацеплення

L1(N) - Коеф_ц_ент відносного ковзання шестерні

L2(N) - Коеф_ц_ент відносного ковзання колеса

G2(N) - Коеф_ц_ент відносного тиску

2.3 КОНТРОЛЬНІ ПАРАМЕТРИ

Величина коеф_ц_ента відносного ковзання практичної лінії зацеплення

Шестерні	!	Колеса	!
LA1	!	LB1	!
LA2	!	LB2	!
!	на початку	!	на початку
!	в к_нц_	!	в к_нц_
!	-3,3126	!	0,66981
!	0,76812	!	-2,0285

Рис. 12.2. Результат розрахунку параметрів зубчастого зацеплення на ПЕОМ

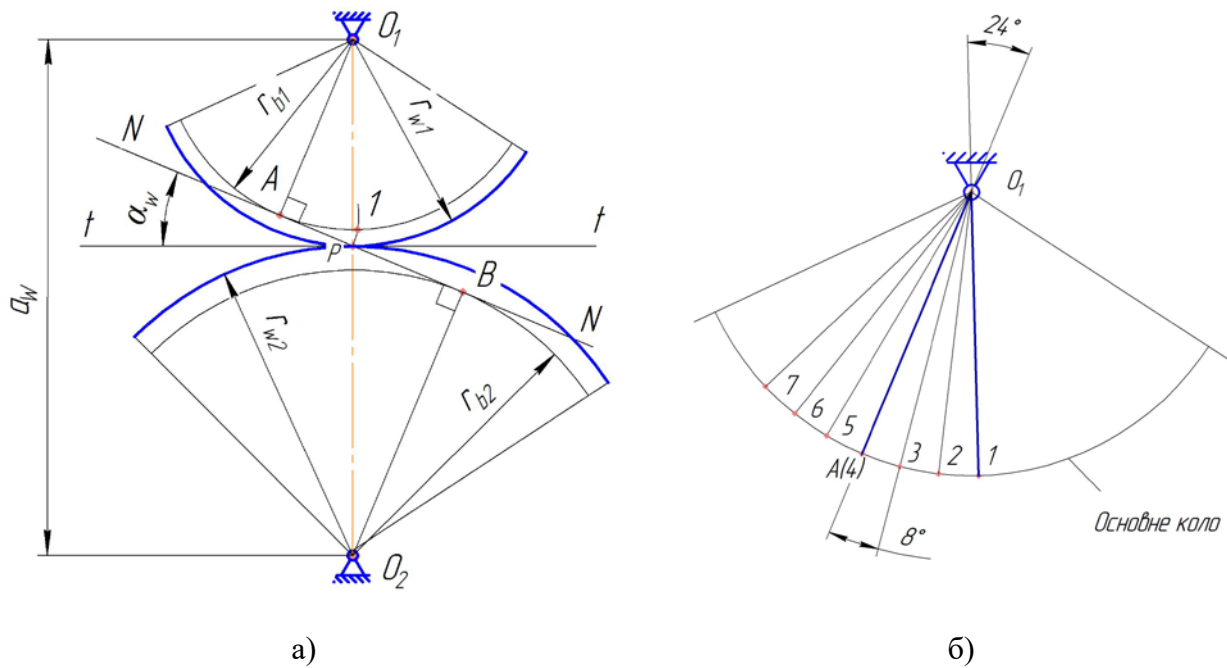


Рис. 12.3. Викреслювання елементів зубчастого зачеплення

6. Дугу основного кола А-1 потрібно поділити на 3 відрізки. Для цього з т. O_1 проводимо дві радіальні прямі O_11 та O_1A та вимірюємо кут між ними. Поділивши значення кута на 3 отримаємо значення кутового кроку точок ділення.

Приклад. Якщо вимірний кут дорівнює 24° то т. 3 буде розташовуватися на перетині радіальної прямої проведеної із т. O_1 під кутом 8° відносно до прямої O_1A та основного кола (рис. 12.3 б).

7. Отримані точки 1, 2, 3 і т.д. з'єднуємо з центром колеса O і проводимо дотичні до основного кола в напрямі від полюса P . Номери дотичних відповідають номерам точок, через які їх проводять.

8. З точки A проводимо дугу від AP вгору до найближчої дотичної. Отримуємо точку $3'$. Радіусом $3-3'$ з точки 3 проводимо дугу до наступної дотичної 2 і т.д. до дотичної 1.

9. Розкладом AP з точки A вниз від лінії зачеплення проводимо дугу до найближчої дотичної 5 і т.д., доки ця дуга не перетне коло вершин, яке побудоване з радіусом r_{a1} . Проводимо через ці точки лінію-сплайн одержані точки. Побудована крива буде евольвентою від основного кола до кола виступів та бічною поверхнею профілю зубця (рис. 12.4).

10. Будуємо коло западин з радіусом r_{f1} . Якщо радіус основного кола більший від радіуса кола западин $r_{b1} > r_{f1}$, то частину профілю зубця, якої не

вистачає, замінити відрізком радіальної прямої, яка з'єднує початок евольвенти з центром колеса. Після цього виконати стикування між прямою і колом западин радіусом $\rho = 0,4m$. Якщо радіус основного кола менший, ніж радіус кола западин, то основу зуба заокруглити, виконавши стикування між евольвентою та колом западин. Головка зуба обмежується колом вершин.

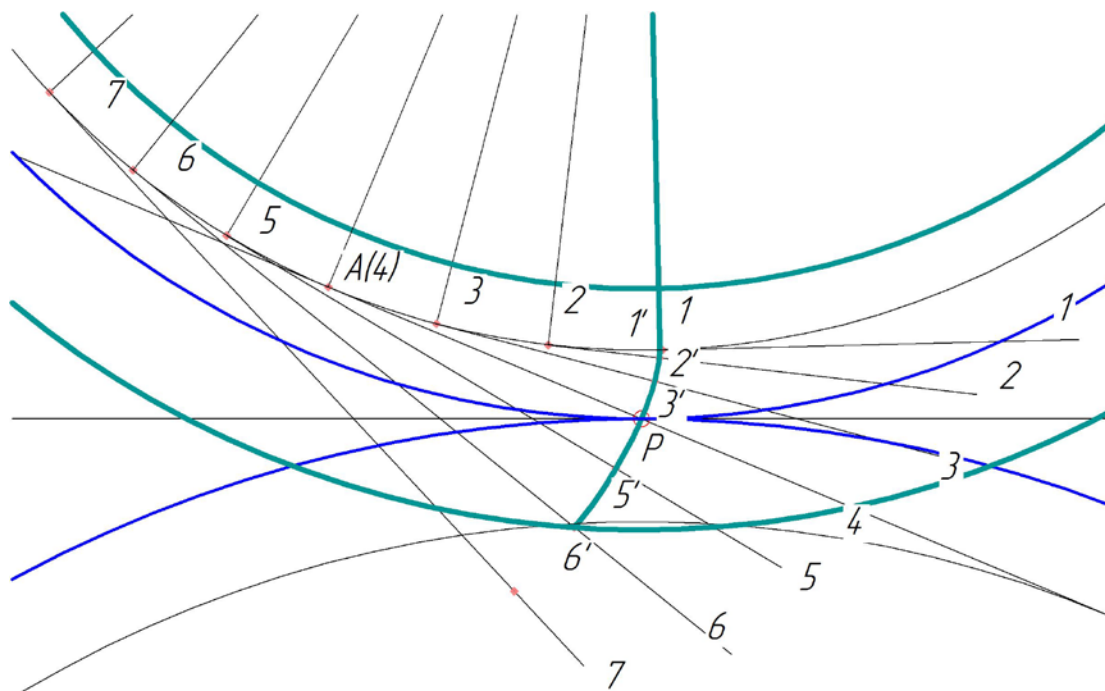


Рис. 12.4. Побудова бічної поверхні профілю зубця (п. 7-9)

11. Відкладаємо по початковому колу від полюсу Р половину товщини зуба. З'єднуємо цю точку з центром колеса. Отримана радіальна пряма буде віссю симетрії зуба.

12. Виконуємо функцію «Симетрія» для бічної поверхні профілю відносно вісі симетрії зуба та отримаємо перший зуб верхнього колеса.

13. Для побудови інших зубці виділимо побудований зуб та виконаємо функцію «Копія по колу» з кутовим кроком $360^\circ/z_1$.

14. Повторюємо всю побудову для другого колеса.

15. Виділимо активну частину лінію зачеплення ab на теоретичній лінії АВ. *Активною* частиною лінії зачеплення називають відрізок ab (рис. 12.5) теоретичної лінії зачеплення АВ, обмеженої перетином кіл вершин.

Для евольвентного зачеплення виконують масштабування з вибором масштабного коефіцієнта довжини μ_L (м/мм), який повинен відповідати одному зі стандартних масштабів, але такому, щоб висота зубця на кресленні була не меншою ніж 45 мм.

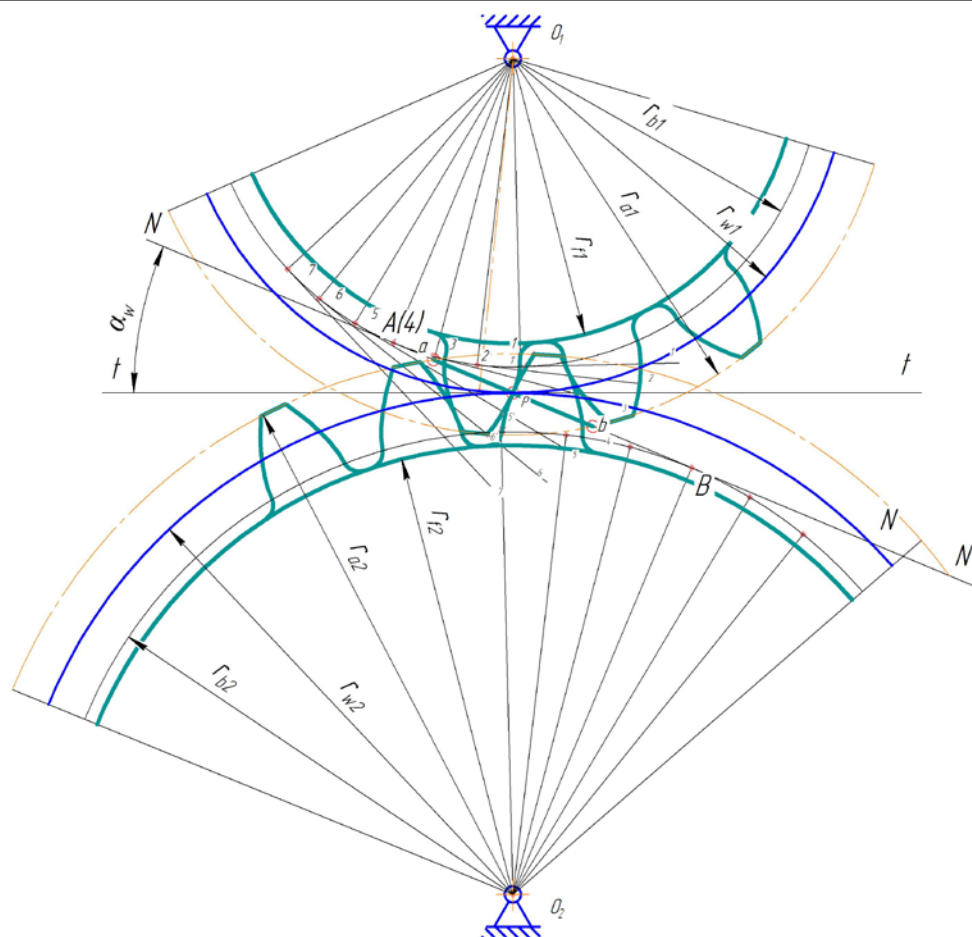


Рис. 12.5. Зовнішнє евольвентне зачеплення (п. 10-15)

Визначення основних якісних показників зачеплення

Коефіцієнт перекриття, який характеризує плавність роботи передачі, необхідно розрахувати аналітично за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cos \alpha}, \quad (12.5)$$

та графічно за формулою:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{ab \cdot \mu_L}{\pi \cdot m \cos \alpha}, \quad (12.6)$$

де μ_L – масштабний коефіцієнт побудови зачеплення; ab – довжина відрізка активної частини лінії зачеплення.

Коефіцієнт перекриття не повинен бути меншим від одиниці та більшим, ніж 2.

Коефіцієнти відносного ковзання характеризують інтенсивність зносу профілів і визначаються за формулами:

$$\lambda_1 = 1 + i_{21} - \frac{e}{x} \cdot i_{21}; \quad (12.7)$$

$$\lambda_2 = 1 + i_{12} - \frac{e}{e - x} \cdot i_{12}. \quad (12.8)$$

де $e = AB$ – довжина теоретичної лінії зачеплення; x – поточні значення координати точки зачеплення, виміряні від початкової точки А.

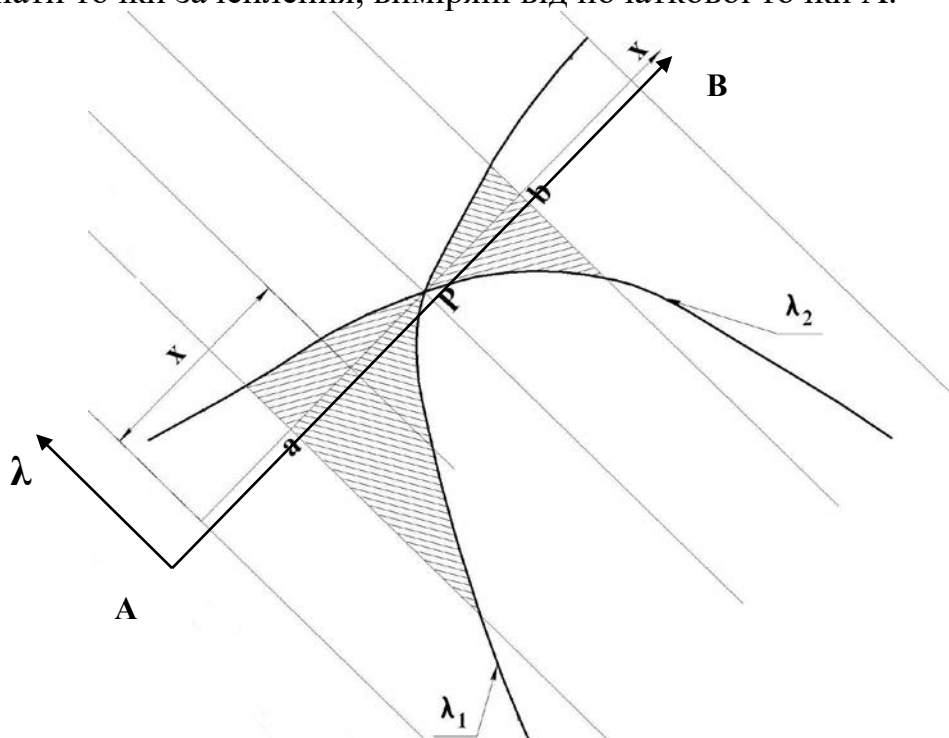


Рис. 12.6. Діаграма коефіцієнтів відносного ковзання

Коефіцієнт питомого тиску має значення при розрахунку зубців коліс на контактну міцність і визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{m \cdot AB}{x(AB - x)}, \quad (12.9)$$

де m – модуль зачеплення.

Типовий вид діаграми зміни коефіцієнта γ залежно від x показано на рисунку 12.7.

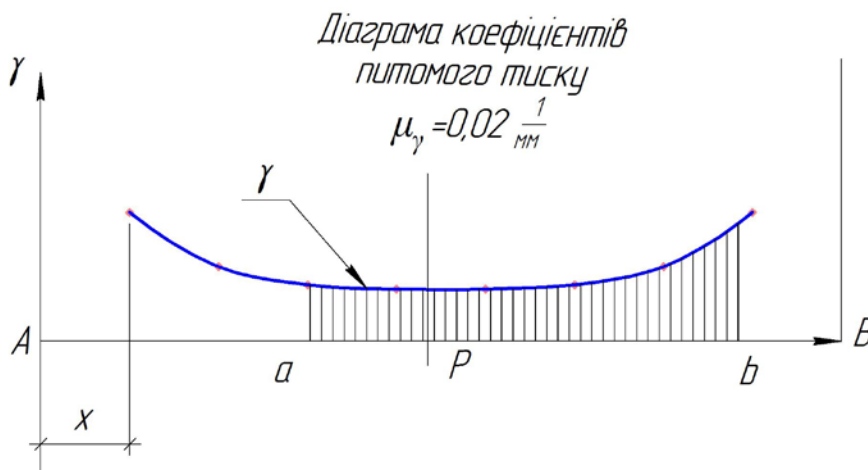


Рис. 12.7. Діаграма питомого тиску

Завдання, обладнання і приладдя

Вихідні дані для виконання роботи наведено в табл. 12.8., програмне забезпечення КОМПАС-3D.

Завдання роботи: *побудувати евольвентне зубчасте зачеплення та визначити якісні показники.*

Таблиця 12.8

Вихідні дані для виконання роботи

№	z_1	z_2	m
1	11	16	1
2	11	18	1,5
3	11	20	2
4	11	22	2,5
5	12	16	3
6	12	18	3,5
7	12	20	1
8	12	22	1,5
9	15	20	2
10	15	22	2,5
11	16	24	3
12	16	26	3,5
13	15	28	1
14	16	30	1,5
15	15	32	2
16	15	34	2,5
17	16	36	3
18	17	26	3,5
19	17	28	1
20	17	30	1,5
21	17	32	2
22	17	34	2,5
23	18	36	3
24	18	30	3,5
25	18	42	1
26	20	32	1,5
27	20	36	2
28	20	40	2,5
29	22	44	3
30	26	52	3,5

Послідовність виконання роботи

1. Вибрати вихідні дані відповідно до заданої схеми та варіанта. Ознайомитися з параметрами вихідного контуру.

2. Залежно від типу зачеплення зубчастої передачі вибрати коефіцієнти зміщення x_1 та x_2 та визначити кут зачеплення α_w .

3. Розрахувати геометричні параметри заданої евольвентної пари циліндричних зубчастих коліс. Виконати перевірку результатів розрахунків за допомогою ПЕОМ.

4. Побудувати картину евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі. На кресленні показати не менше трьох зубців на кожному колесі. Масштаб побудови вибрати таким, щоб висота зубця на кресленні становила не менше 45мм. Виділити на кресленні теоретичну та активну лінії зачеплення, показати основні розміри.

5. Скласти таблицю параметрів (основні дані, дані для контролю і довідкові дані), яку розмістити на кресленні відповідно до вимог ЄСКД.

6. Розрахувати якісні показники (коефіцієнти перекриття зубчастої пари відносного ковзання та питомого тиску) і побудувати їхні діаграми.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Вихідні дані: модуль зачеплення m ; кількість зубців коліс z_1 і z_2 , значення коефіцієнтів зміщення x_1 та x_2 , кут зачеплення α_w .
3. Таблиця із розрахунками значень параметрів зубчастого зачеплення та результати перевірки на ПЕОМ.
4. Креслення зубчастого зачеплення.
5. Таблиці з якісними показниками зачеплення, діаграми питомого тиску та відносного ковзання.
6. Аналіз результатів і висновки.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Запишіть формули для обчислення міжосьової відстані пари нульових та коригованих зубчастих коліс.
2. Що називають коефіцієнтом сприйманого зсуву? Як впливає його значення на величину міжосьової відстані зубчастого зачеплення?
3. Що таке передаточне число і передаточне відношення? Як визначається знак передаточного відношення?
4. Як формулюється основна теорема зачеплення?
5. Що характеризує коефіцієнт перекриття?
6. Поняття про кут профілю зубців і кут зачеплення.
7. Радіальний зазор і коефіцієнт радіального зазору.
8. Що характеризує коефіцієнт питомого ковзання?
9. Радіус кривизни евольвенти на початку зачеплення, в полюсі та в кінці зачеплення.
10. Робоча ділянка лінії зачеплення та дуга зачеплення.

Тема 13. Вивчення конструкції та геометричний синтез планетарної передачі

Мета роботи: ознайомитися з особливостями будови та призначенням планетарних механізмів, методикою геометричного синтезу планетарного редуктора.

Теоретичні відомості

Планетарними зубчастими механізмами називають такі, у яких осі деяких коліс змінюють своє положення в просторі. Вони діляться на механізми з одним або з декількома степенями вільності W .

Розглянемо два планетарні зубчасті механізми (рис. 13.1, а, б).

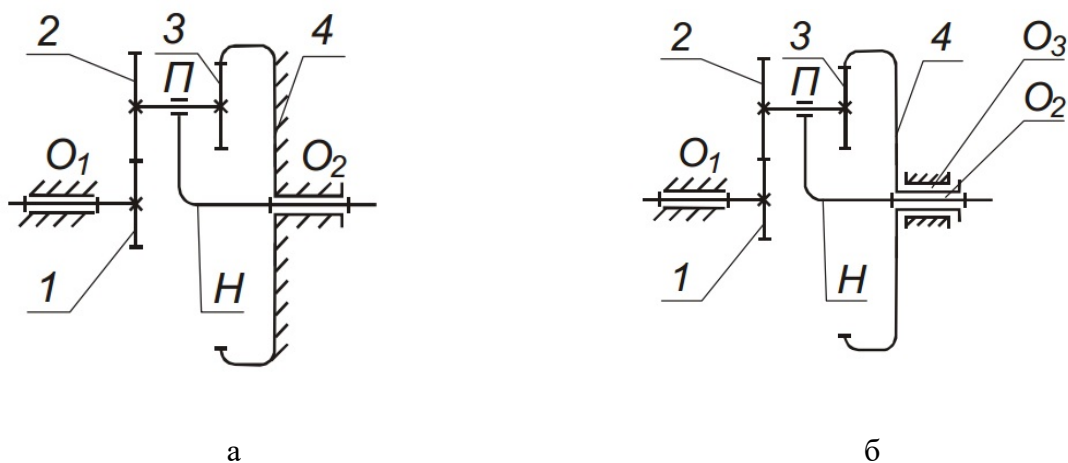


Рис. 13.1. Схеми планетарних механізмів: а) планетарний редуктор; б) диференціал

Планетарні зубчасті механізми розглядають як складну систему, складену з трьох систем:

- 1) системи ведучої осі з центральним колесом Z_1 і кількістю обертів n_0 або з кутовою швидкістю ω_1 ;
- 2) системи веденої осі з зубчастим центральним колесом Z_4 і кількістю обертів n_4 або з кутовою швидкістю ω_4 ;
- 3) системи водила H із зубчастими колесами Z_2 і Z_3 , кількістю обертів n_H або з кутовою швидкістю ω_H .

Колеса Z_2 і Z_3 встановлено нерухомо на одній осі і виконують складні обертальні рухи, які складаються з обертів навколо своєї осі в підшипнику П і обертів разом з підшипником навколо центральної осі. Такі колеса називають сателітами. У розглянутих механізмах п'ять ланок: вхідний вал із зубчастим колесом Z_1 , вал у рухомому підшипнику П з колесами Z_2 і Z_3 , вихідний вал із зубчастим колесом Z_4 (для механізму, зображеного на рис. 13.1а, воно

нерухоме), водило H та нерухома ланка – стояк. Такі ланки створюють різні кінематичні пари: вал колеса Z_1 і стояк створюють кінематичну пару – p_5 , вал сателітів з підшипником Π – p_5 , водило H з колесом Z_4 – p_5 , а для механізму на рис. 13.1, б – зубчасте колесо Z_4 зі стояком – p_5 , зубчасті колеса Z_1 та Z_2 у точці зачеплення створюють кінематичну пару p_4 , зубчасті колеса Z_3 та Z_4 у точці зачеплення – p_4 .

Для планетарного зубчастого механізму (див. рис. 13.1, а) ступінь вільності:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 2 = 1.$$

Для планетарного зубчастого механізму (див. рис. 13.1, б) ступінь вільності:

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 2 = 2$$

Зубчастий механізм, у якого ступінь вільності $W=1$, називається планетарним зубчастим редуктором, а якщо ступінь вільності $W=2$, то диференціальним зубчастим механізмом.

За аналогією: у першому випадку одержуємо планетарну передачу, а в другому – диференціальну.

Планетарні та диференціальні передачі широко використовують в машино- та приладобудуванні, а також:

- для отримання великих передаточних чисел (до 10 000);
- для виконання мікропереміщень;
- для точного відліку кутів обертання;
- для точного установлення різних пристроїв;
- для різних складальних і диференційних механізмів;
- як диференціал в автомобілях, верстатах, тракторах, приладах.

Порівняно з іншими зубчастими механізмами планетарні мають низку переваг:

- 1) великі передаточні числа при невеликих розмірах і вазі механізму;
- 2) співвісність входної та вихідної осей, що зручно для компонування передачі;
- 3) можливість отримання декількох рухів з різними швидкостями навколо однієї геометричної осі;
- 4) можливість алгебричного складання швидкостей двох незалежних осей;
- 5) можливість заміни муфт і реверсивних передач;
- 6) планетарні передачі працюють з меншим шумом, ніж звичайні зубчасті передачі;
- 7) малі навантаження на опори, що спрощує їхню конструкцію;

8) високий ККД (із збільшенням передаточного відношення ККД зменшується).

Однак недолік таких механізмів полягає у підвищенні вимоги до точності виготовлення і монтажу передачі.

Конструкція планетарного механізму базується на різних комбінаціях з трьох основних і декількох однотипних допоміжних ланок (рис. 13.2). Три основні ланки з однією загальною віссю обертання – два центральних зубчастих колеса та водило. Допоміжні ланки – набір однакових зубчастих коліс на рухомих осях обертання та підшипників.

Мале центральне зубчасте колесо із зовнішніми зубцями називається сонячною шестернею або сонцем (С).

Велике центральне зубчасте колесо із внутрішніми зубцями називається епіциклічна шестерня (епіцикл) або коронне колесо (Е).

Водило (В) є основою – це невід'ємна деталь абсолютно будь-якого планетарного механізму. Водило представляє собою важільний механізм вісь основи якої співпадає з віссю самого планетарного механізму, а осі сателітів концентрично обертаються навколо нього в площині розташування центральних зубчастих коліс.

Сателіти (Ш) представляють собою зубчаті колеса (або групи коліс) з зовнішніми зубцями. При цьому сателіти знаходяться в одночасному і постійному зчепленні з обома центральними зубчастими колесами планетарного механізму. Кількість сателітів в планетарному механізмі звичайно становить від двох до шести (частіше всього – три, так як тільки при трьох сателітах немає необхідності в спеціальних зрівноважувальних механізмах) і суттєвого впливу на функціональність планетарного механізму не здійснює. У планетарних механізмах застосовуються сателіти одновінцеві (одне просте зубчасте колесо), двовінцеві (два співвісні зубчасті колеса, які мають спільну основу), тривінцеве і так далі. Самі сателіти можуть бути парними – тобто, розташовані на осях одного водила і зачеплені в парі.

Зубчасті колеса, що входять до складу планетарного механізму, можуть належати до будь-якого відомого типу: прямозубі, тангенційні, шевронні, черв'ячні.

У будь-якому планетарному механізмі осі поворотів центральних зубчастих коліс і водила завжди співпадають. Однак це не означає, що осі сателітів завжди будуть паралельними до основної осі. Як і у випадку з простими зубчастими передачами, тут можливі варіанти паралельних та перехрещених осей. Приклад другого варіанту – міжколісний диференціал з конічними зубчастими колесами.

Геометричний синтез планетарного редуктора

Завданням геометричного синтезу планетарного редуктора є визначення кількості зубців коліс, що забезпечують відтворення редуктором заданого

передаточного відношення.

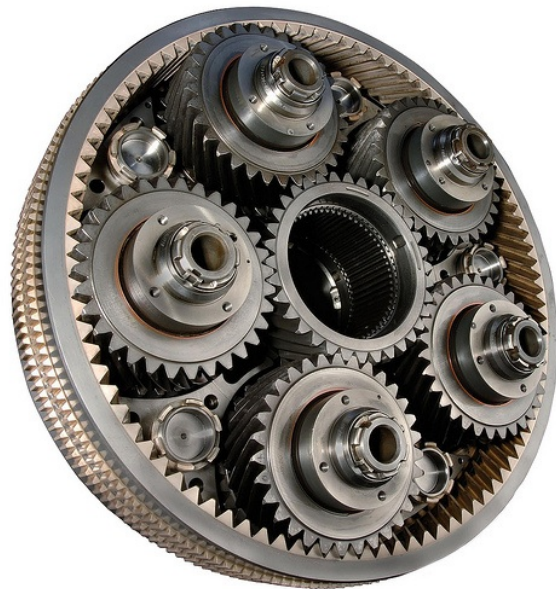
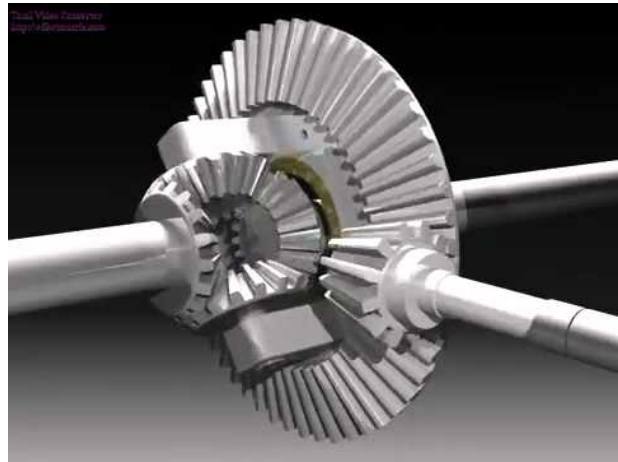


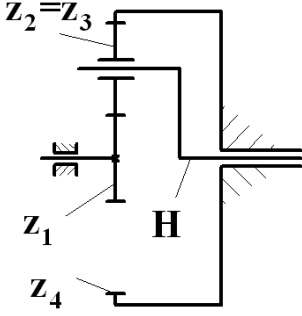
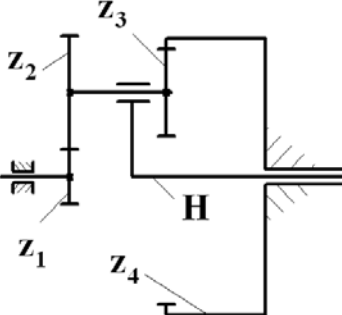
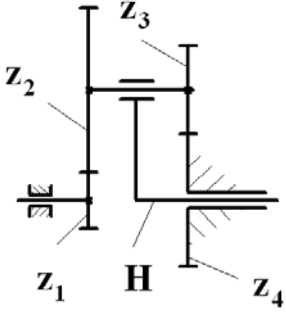
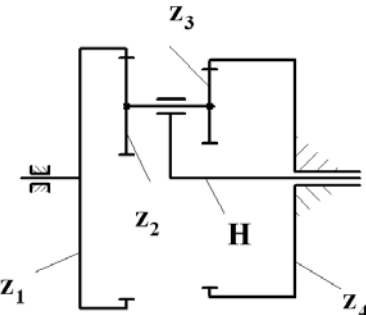
Рис. 13.2. Моделі планетарних механізмів

Вихідними даними для проєктування планетарного редуктора служать: його структурна схема, передаточне відношення (якщо передаточне відношення редуктора не задане, то його необхідно попередньо знайти), число сателітів. Крім того задано модуль зубчастих коліс для визначення розмірів редуктора.

У галузевому машинобудуванні можуть застосовуватися редуктори, структурні схеми яких наведено в таблиці 13.1.

Вибраний варіант розрахунку числа зубців планетарного редуктора додатково перевіряється на виконання умов співвідності, сусідства та складання.

Основні типи планетарних механізмів

Номер Схеми	Схема планетарного механізму	Ведуча ланка	Передаточне відношення	
			Розрахункова формула	Інтервал значень
1		1	$U_{1H}^4 = 1 + \frac{z_4}{z_1}$ м	2,3...8,4
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_1}{z_4}$	1,5...1,8
2		1	$U_{1H}^4 = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	2,3...16
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_1}{z_2}$	1,1...1,8
3		1	$U_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-24...1
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	1...1600
4		1	$U_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$	-4,5...0,8
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	35...300

Умова співвісності вхідного і вихідного валів редукторів, поданих в таблиці при однаковому модулі всіх їхніх коліс, зводиться відповідно до таких рівностей:

$$z_3 = z_1 + 2z_2 \text{ (Схема 1);} \quad (13.1)$$

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3 \text{ (Схема 2);} \quad (13.2)$$

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4 \text{ (Схема 3);} \quad (13.3)$$

$$z_1 - z_2 = z_4 - z_3 \text{ (Схема 4).} \quad (13.4)$$

Умова сусідства, яка враховує можливість вільного розміщення сателітів без зіткнення їх один з одним, приводить їх до нерівностей:

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \text{ (Схема 1, 2, 3 при } z_2 > z_3); \quad (13.5)$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_3 + 2}{z_4 - z_3} \text{ (Схема 2, 4 при } z_2 < z_3); \quad (13.6)$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 - z_2} \text{ (Схема 4 при } z_2 > z_3); \quad (13.7)$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_4 + z_3} \text{ (Схема 3 при } z_2 < z_3). \quad (13.8)$$

де k – кількість сателітів.

Умова складання, що забезпечує розміщення сателітів у редукторі з рівними кутами між ними і одночасне їх зачеплення з центральними колесами, має вигляд:

$$\frac{z_1 U_{1H}}{k} (1 + pk) = N, \quad (13.9)$$

або

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = N, \quad (13.10)$$

де U_{1H} – передаточне відношення редуктора; p – ціле число повних обертів водила; N – будь-яке ціле число; k – кількість сателітів.

Для забезпечення відсутності підрізання зубців і заклинювання в передачах внутрішнього зачеплення, складених із нульових коліс, необхідно,

щоб число зубців коліс із внутрішніми зубцями було:

$$z_{BH} \geq z_{\min BH} = 85, \quad (13.11)$$

а колеса із зовнішніми зубцями, які зачіплюються з ними, повинні мати:

$$z_{3B} \geq z_{\min 3B} = 20, \quad (13.12)$$

при цьому різниця чисел зубців цих коліс повинна бути:

$$z_{BH} - z_{3B} \geq 8. \quad (13.13)$$

Для уникнення підрізання зубців у передачах зовнішнього зачеплення потрібно, щоб число зубців меншого колеса:

$$z \geq z_{\min} = 17. \quad (13.14)$$

Приклад синтезу планетарної передачі

Дано: $m=3$; $U_{ред}=4,8$. Завдання: виконати геометричний синтез планетарного редуктора за схемою 1.

Оскільки в передачі бажано використовувати нульові колеса, тому кількість зубців вибираємо з такого співвідношення: $z_1 \geq z_{\min} \geq 17$ – для коліс із зовнішніми зубцями, $z_3 \geq z_{\min} \geq 85$ – для коліс із внутрішніми зубцями.

Прийнявши $z_1=23$, маємо:

$$z_3 = (U_{ред} - 1) \cdot z_1 = (4,8 - 1) \cdot 23 = 87.$$

При цьому кількість зубців z_3 повинна бути кратна кількості сателітів ($k=3$). У нашому випадку ця умова виконується ($87/3=29$).

З умови співвісності визначаємо кількість зубців сателіта (z_2):

$$z_3 - z_1 + 2z_2 \Rightarrow z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{87 - 23}{2} = 32.$$

Перевіряємо умову складання:

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = N = \frac{23 + 87}{3} = 50.$$

Отже, умова складання виконується.

Перевіряємо умову сусідства:

$$\sin \frac{180}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} = \frac{32 + 2}{23 + 32} = 0,618;$$

$$\sin \frac{180}{3} = 0,866 > 0,618.$$

Умова сусідства виконується.

Визначаємо значення ділительних діаметрів коліс редуктора:

$$D_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \text{ мм};$$

$$D_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 32 = 96 \text{ мм};$$

$$D_3 = m \cdot z_3 = 3 \cdot 87 = 261 \text{ мм}.$$

Завершальним етапом геометричного синтезу є побудова за цими розмірами кінематичної схеми редуктора (рис. 13.3).

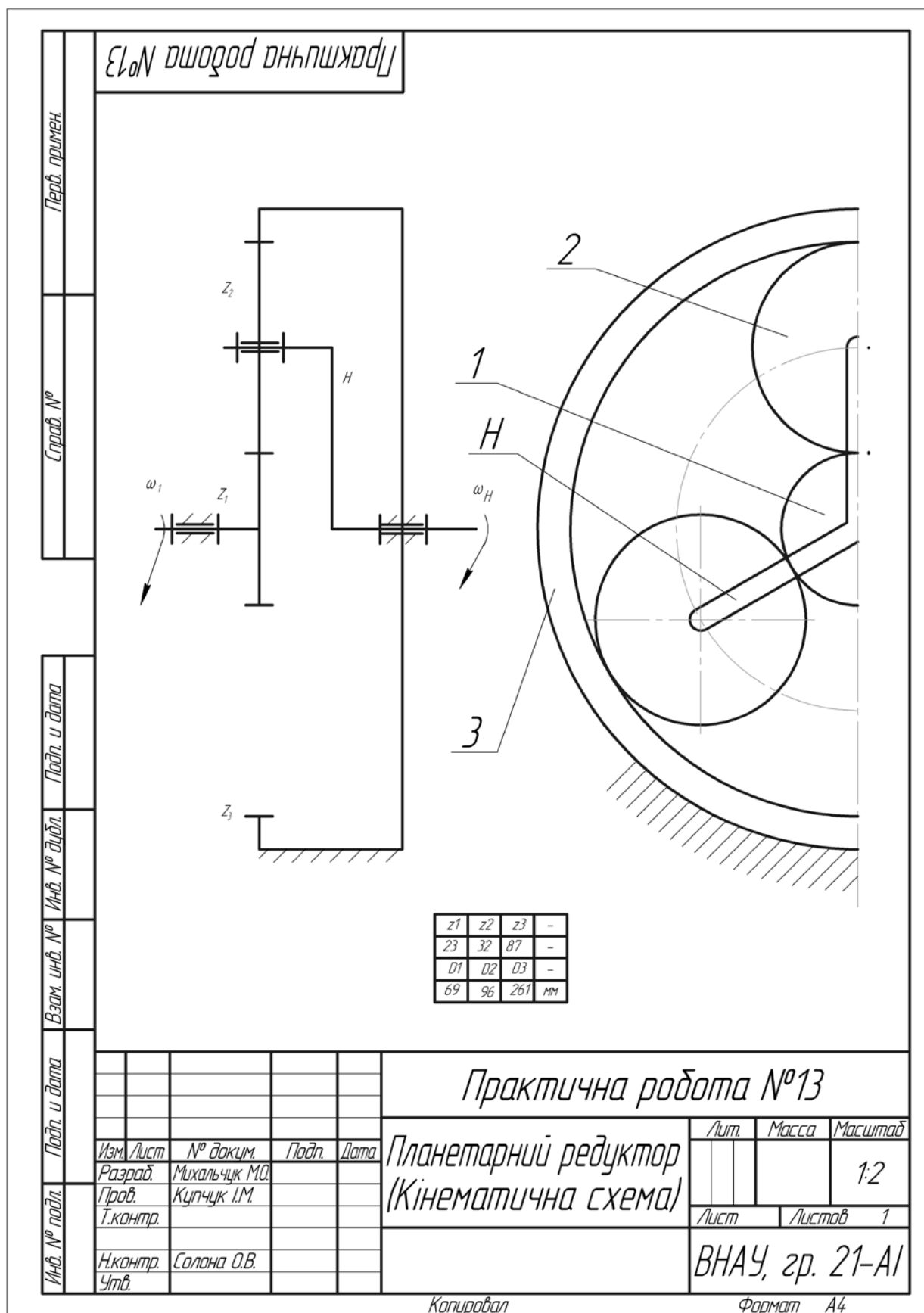


Рис. 13.3. Кінематична схема планетарного редуктора ($m=3$, $U_{ред}=4,8$; $D_1=69$ мм; $D_2=96$ мм; $D_3=261$ мм)

Завдання, обладнання і приладдя

Вихідні дані для виконання роботи наведені в табл. 13.2, лист формату А4, креслярське приладдя або програмне забезпечення КОМПАС-3D.

Завдання роботи: виконати геометричний синтез планетарного редуктора та побудувати його кінематичну схему.

Таблиця 13.2

Вихідні дані для виконання роботи

№	Передаточне відношення	Модуль, мм
	U	m
1	2,5	1,5
2	2,55	1
3	2,6	1,25
4	2,65	1,5
5	2,7	2,0
6	2,75	2,5
7	2,8	3
8	2,85	4
9	2,9	1,125
10	2,95	1,375
11	3	1,75
12	3,05	2,25
13	3,1	3
14	3,15	1
15	3,2	1,25
16	3,25	1,5
17	3,3	2,0
18	3,35	2,5
19	3,4	3
20	3,45	4
21	3,5	1,125
22	3,55	1,375
23	3,6	1,75
24	3,65	2,25
25	3,6	3
26	3,65	1
27	3,7	1,25
28	3,75	1,5
29	3,8	2,0
30	3,85	2,5
31	4,8	5

Кількість сателітів $k=3$ (для усіх варіантів). Номер схеми редуктора №1.

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з особливостями будови планетарних механізмів. Виписати вихідні дані (табл. 13.2). Задати значення кількості зубців центрального колеса (z_1).
2. Визначити кількість зубців коронного колеса (z_3).
3. Визначити кількість зубців сателіта (z_2).
4. Перевірити умови складання та сусідства.
5. Розрахувати розміри ділільних діаметрів зубчастих коліс.
6. Накреслити кінематичну схему редуктора (рис. 13.3).

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.
2. Розрахунок кількості зубів редуктора та діаметрів ділільних коліс.
3. Кінематична схема планетарного редуктора побудована в масштабі на листі формату A4.

Контрольні питання для самопідготовки

1. Призначення і будова планетарного зубчастого механізму.
2. Суть передатного числа та передатного відношення. Формули для визначення передаточного числа планетарного механізму.
3. Призначення та особливості конструкції диференціальних механізмів.
4. Сфера застосування планетарних механізмів.
5. Переваги і недоліки планетарних механізмів.
6. Сутність умови сусідства та умови складання при геометричному синтезі планетарного редуктора.

Тема 14. Дослідження кінематики та синтез кулачкового механізму із використанням ЕОМ

Мета роботи: ознайомитись із будовою та методами кінематичного дослідження кулачкових механізмів та виконати синтез профілю кулачка за даним законом руху штовхача з використанням ЕОМ.

Теоретичні відомості

Кулачкові механізми призначаються для перетворення безперервного руху ведучої ланки (кулачка) у зворотно-поступальний або коливальний рух із зупинками веденої ланки (штовхача) за наперед заданим законом.

Кулачковим називається механізм (рис. 14.1), до складу якого входять кулачок **1**, штовхач (коромисло) **2** і стаяк **0**.

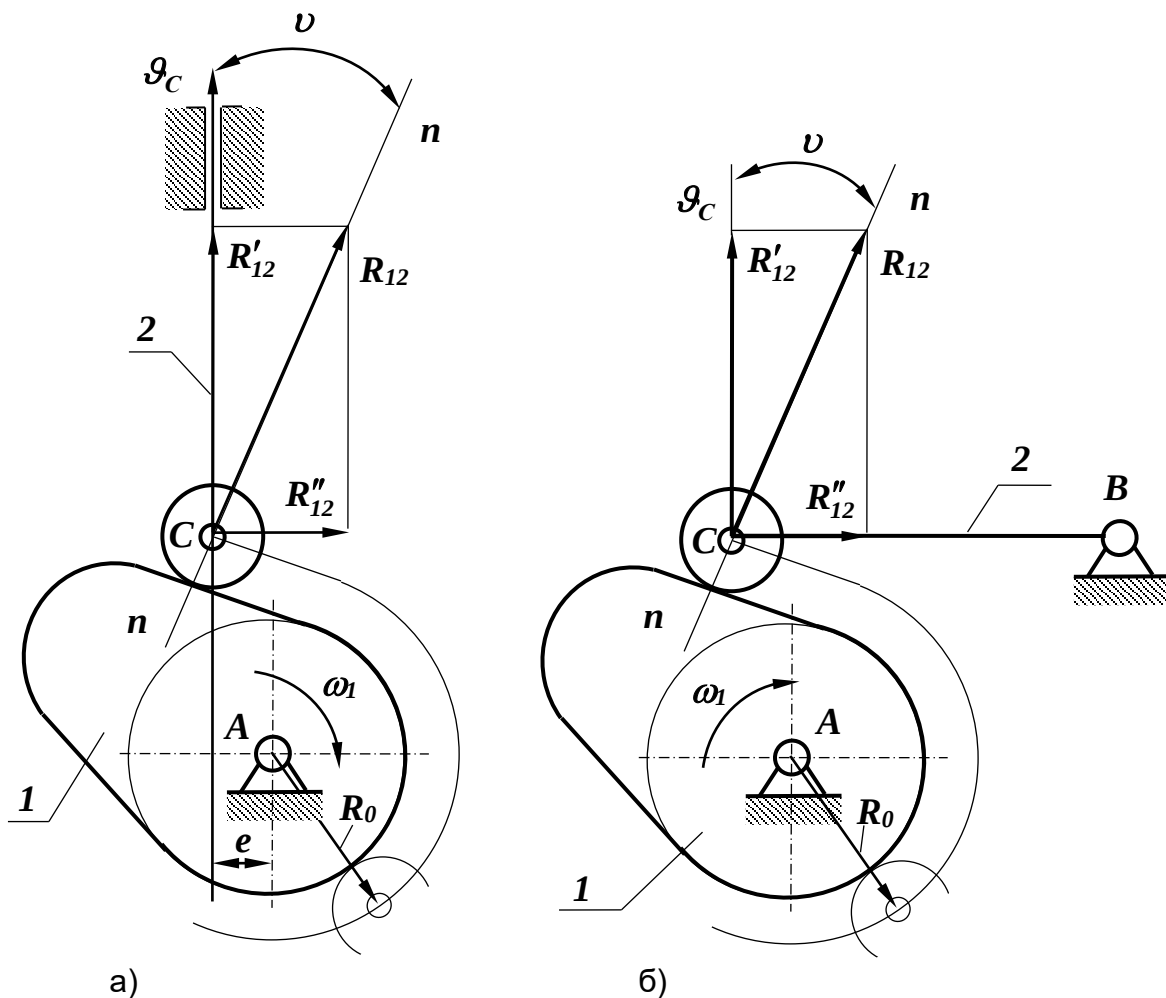


Рис. 14.1. Типові схеми плоских механізмів з обертовим кулачком

Залежно від призначення всі кулачкові механізми можна поділити на дві групи. До першої групи належать такі механізми, у яких закон руху веденої

ланки повинен бути відтворений за законом, що задовольняє заданий технологічний процес.

До другої групи входять механізми, які повинні здійснювати переміщення веденої ланки із одного крайнього положення в інше за заданий час або при повороті кулачка на заданий кут, при цьому закон руху веденої ланки може бути різним.

Кулачком називається ведуча ланка, яка надає веденій ланці заданий рух, закон якого визначається профілем кулачка.

Профіль кулачка – це крива, яка отримана в перерізі робочої поверхні кулачка з площиною, перпендикулярною до осі його обертання.

Штовхач – це ведена ланка, що взаємодіє з робочою поверхнею кулачка своїм наконечником, який за формою може бути гострокінцевим, плоским або роликотим.

Кулачкові механізми бувають просторові і плоскі. Найбільшого поширення набули плоскі механізми з обертотим кулачком 1, дві типові схеми яких зображені на рис. 14.1.

На рис 14.1, а показано кулачковий механізм, у якому вихідна ланка 2 (штовхач) здійснює поступальний рух, а на рис. 14.1, б- кулачковий механізм, у якому вихідна ланка 2 (коромисло) здійснює коливальний рух. Кулачкові механізми називають центральними, якщо вісь штовхача проходить через центр обертання кулачка (рис. 14.1, а, $e=0$), або дезаксіальні (позацентрові), якщо вісь штовхача зміщена відносно центра обертання кулачка (рис. 14.1, а, $e \neq 0$).

На рис. 14.2, а, б, показані профіль кулачка з його основними параметрами і типова діаграма переміщення штовхача. Кулачок характеризується такими основними параметрами (рис 14.2, а):

R_{min} – мінімальний радіус кулачка, який з'єднує центр обертання кулачка з найближчою точкою на його профілі;

R_{max} – максимальний радіус кулачка, який з'єднує центр обертання кулачка з найбільш віддаленою точкою його профілю;

h – хід штовхача – це різниця максимального і мінімального радіусів кулачка.

До основних параметрів кулачка належать також профільні кути (для центральних кулачкових механізмів вони рівні фазовим кутам повороту кулачка і відповідають фазам руху штовхача, а саме: віддалення, верхнього вистою, наближення і нижнього вистою):

кут віддалення φ_v – центральний кут, який опирається на дугу $вс$, з'єднуючи крайні точки дуг мінімального та максимального радіуса кулачка;

кут верхнього вистою $\varphi_{\text{вв}}$ – центральний кут кулачка, який опирається на дугу cd максимального радіуса (штовхач при повороті кулачка на кут $\varphi_{\text{вв}}$ залишається нерухомим і перебуває на максимальній віддалі від центра O);

кут наближення $\varphi_{\text{н}}$ – центральний кут кулачка, який опирається на дугу da , яка з'єднує крайні точки дуг максимального і мінімального радіусів кулачка;

кут нижнього вистою $\varphi_{\text{нв}}$ – центральний кут, який опирається на дугу av мінімального радіуса (при обертанні кулачка на кут $\varphi_{\text{нв}}$ штовхач не рухається і перебуває в нижньому положенні).

Радіус ρ , який з'єднує довільну точку на профілі кулачка з центром O , називається *радіус-вектором* профілю кулачка.

Робочим кутом φ_p кулачка називається центральний кут, який дорівнює сумі кутів віддалення, дальнього вистою і наближення:

$$\varphi_p = \varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{вв}} + \varphi_{\text{н}}. \quad 14.1$$

При *проектюванні* кулачкового механізму основна *задача* – побудова профілю кулачка для відтворення необхідного закону руху веденої ланки за відомим законом руху кулачка. Для проектування необхідні такі *вихідні дані*: а) кінематична схема механізму; б) закон руху кулачка ($\omega_k = \text{const}$); в) закон руху веденої ланки $S = S(\varphi)$ або $\beta = \beta(\varphi)$; г) робочий кут $\varphi_p = \varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{вв}} + \varphi_{\text{н}}$; д) максимальний хід штовхача h або кутовий хід β_{max} . При цьому у більшості випадків ставиться умова: отримати механізм найменших розмірів за відсутності його заклинювання.

Одним із критеріїв, який впливає на розміри кулачкового механізму, є кут тиску. *Кутом тиску* ν (рис. 14.1) називається кут, що утворений між напрямом нормалі $n-n$ до профілю кулачка і лінією швидкості $\mathcal{V}_C$ центра ролика штовхача. При цьому приймають для штангових кулачкових механізмів (рис. 14.1а) $\nu_{\text{max}} \leq \frac{\pi}{6}$, а для коромислових (рис. 14.1б) - $\nu_{\text{max}} \leq \frac{\pi}{4}$. Якщо значення ν більше вказаних, можливе заклинювання механізму.

Мінімальний радіус теоретичного профілю кулачка визначають за формулою:

$$R_{\text{min}} = \left[\frac{\frac{ds}{d\varphi} \pm e}{\text{tg } \nu_{\text{max}}} - S_c \right] + e^2, \quad 14.2$$

де S_c - переміщення центра ролика C ; φ – кут повороту кулачка; e – дезаксіал.

Задачу щодо визначення мінімального радіуса кулачка R_{min} можна розв'язати аналітично або графічно.

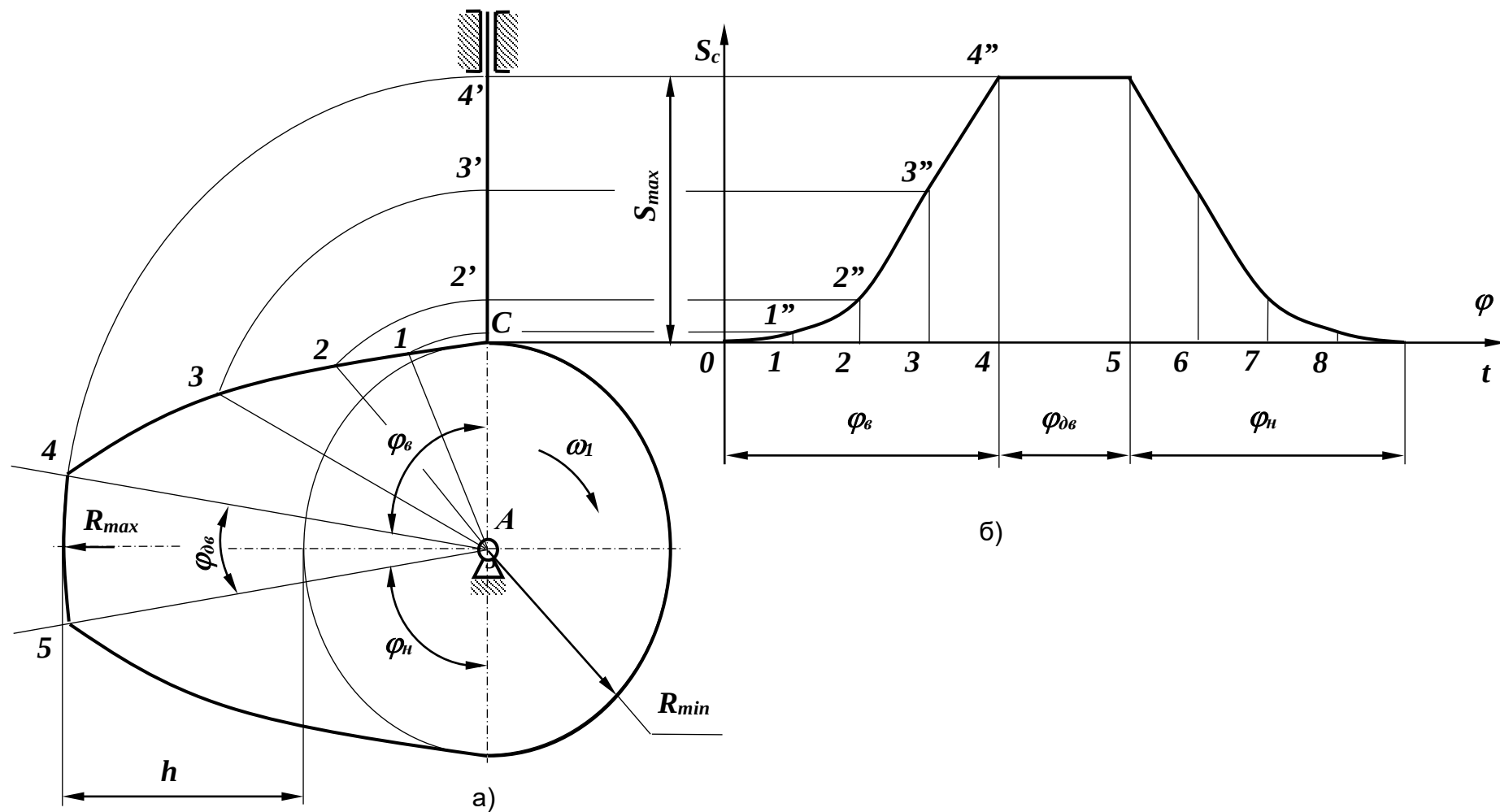


Рис. 14.2. Профіль кулачка з основними параметрами (а) та типова діаграма переміщення штовхача (б)

Закон руху вихідної ланки

Під законом руху вихідної ланки кулачкового механізму розуміють залежність переміщення, швидкості чи її прискорення від часу. Закони руху вихідних ланок задаються, переважно, або аналітично у вигляді рівнянь, або графічно – у вигляді відповідних графіків. Оскільки рух кулачка в більшості випадків, які трапляються на практиці, відповідає рівномірному обертанню, то зручніше користуватися графіками, які висвітлюють залежність переміщення аналога швидкості, чи аналога прискорення від кута повороту кулачка.

Закон руху вихідної ланки визначається профілем кулачка і є основною характеристикою механізму.

На практиці проектування кулачкових механізмів найбільше поширення отримали відносно прості, типові закони руху, наприклад, зображені на рис. 14.3 (для фази віддалення штовхача): *a* – лінійний; *б* – параболічний, *в* – косинусоїдальний; *г* – синусоїдальний; *д*, *е* – описані поліномами.

Теоретично, кулачкові механізми можуть здійснювати будь-які закони руху. Але на практиці користуються лише тими, які забезпечують просту технологію обробки профілю кулачка та є сприятливі з погляду динаміки роботи механізму. Від закону руху залежать динамічні та вібраційні властивості кулачкового механізму; він повинен бути таким, щоб зусилля, які виникають при русі, не впливали на точність відтворення передатної функції та на довготривалість механізму. Розрізняють закони руху вихідної ланки кулачкових механізмів трьох видів:

- *з жорсткими ударами*. Прикладом є лінійний закон (постійної швидкості, рис. 14.3, *a*). Швидкість руху штовхача на фазі віддалення постійна (прискорення дорівнює нулю), але на початку та в кінці фази швидкість має розрив. При миттєвій зміні швидкості штовхача прискорення, а отже, й сила інерції ланки, теоретично прямує до нескінченності, що є причиною жорстких ударів, і як наслідок – швидке спрацювання механізму. Такий закон допустимий лише в тихохідних механізмах при незначній масі штовхача (у випадку, коли необхідно забезпечити постійну швидкість руху вихідної ланки);

- *з м'якими ударами*. До цієї групи належать закони, при яких швидкість змінюється неперервно, а графік прискорення має точки розриву. Це характерно для параболічного та косинусоїдального законів руху (рис. 14.3, *б*, *в*, *д*). У точках розриву кривої прискорення сили інерції раптово змінюються на кінцеву величину, що викликає так званий м'який удар. М'який удар менш небезпечний, ніж жорсткий удар, проте робота механізму супроводжується вібраціями, шумом та підвищеним спрацюванням. Цей закон використовують при помірних швидкостях;

- *без ударів*. До безударних належать закони, при яких прискорення є неперервною функцією (рис. 14.3, *г*, *е*). Це закони, задані діаграмою прискорення, окресленою за синусоїдою, трикутником, трапецією та інші. При

плавних кривих зміни прискорення удари теоретично відсутні (якщо похибки виготовлення профілів незначні). Такі закони рекомендують використовувати у швидкохідних механізмах. Недоліком їх є повільне наростання переміщення веденої ланки.

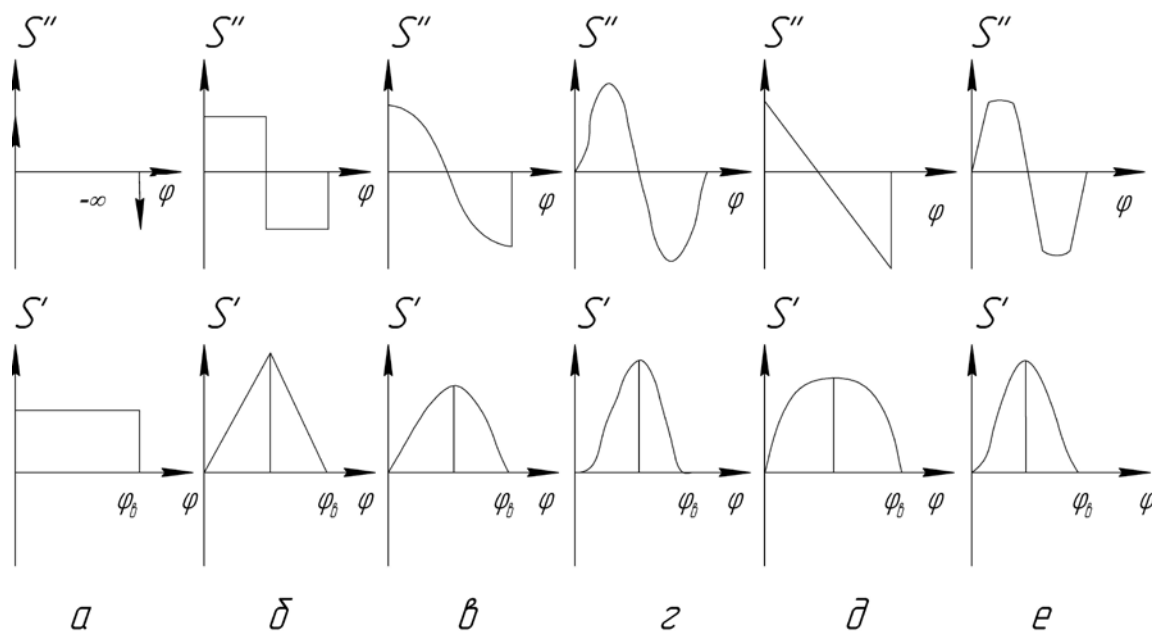


Рис. 14.3. Закони руху штовхача

Найбільше використання мають кулачки, які забезпечують плавну зміну прискорення штовхача.

Зауважимо, що при проєктуванні кулачкових механізмів, як впливає з наведеного, доцільно виходити з графіка прискорень (за ним можна зробити висновок про удари, шум, вібрації кулачкових механізмів, у той час, як за графіками переміщень важко стверджувати про закон руху, оскільки криві переміщення ззовні мало відрізняються).

Наголосимо, що не існує єдиного універсального критерію, який би враховував повний комплекс факторів, пов'язаних з вибором закону руху вихідної ланки кулачкового механізму. При оцінці ефективності профілю кулачка встановлюють комплекс заданих умов і обмежень, враховуючи їх вагомість.

Синтез типових схем кулачкових механізмів з використанням ЕОМ

Штанговий кулачковий механізм з роликовим штовхачем

Відповідно до індивідуального завдання синтез кулачкового механізму може виконуватися із центральним розташуванням осей вхідної та вихідної ланки та з ексцентриситетом (рис. 14.4).

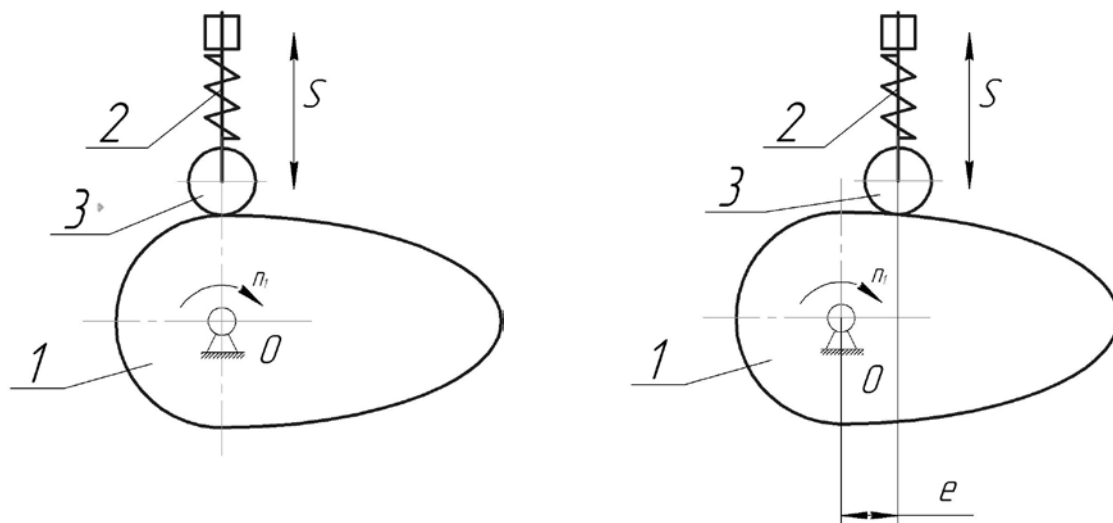


Рис. 14.4. Штангові кулачкові механізми з роликовими штовхачами: а) центральний; б) дезаксіальний; 1 – кулачок; 2 – штовхач; 3 – ролик.

Для виконання розрахунків на ПЕОМ існує значна кількість програмних засобів, які реалізують схожі математичні моделі та алгоритми.

Синтез штангового кулачкового механізму з роликовим штовхачем (центрального) проводять в такій послідовності:

1. Виконуємо розрахунок на ПЕОМ, скориставшись програмою (рис. 14.5) та роздруковуємо результати (рис. 14.6).

2. Будуємо коло радіусом R_1 (радіус початкової шайби), який наведено в роздрукованих результатах програмного розрахунку. Центр кола позначаємо літерою O .

3. Проводимо допоміжну вертикальну пряму через центр O . На перетині допоміжної прямої та кола початкової шайби ставимо т. 0 .

4. З т. 0 будуємо ролик, що має радіус R_r (вказаний у результатах розрахунку).

5. З т. O під кутом F до $O-0$ відкладаємо допоміжну пряму за напрямком, протилежним обертанню кулачка. Значення кута F наведено у роздрукованих результатах (для прикладу представленого на рис. 14.6 цей кут становить 8°).

6. З т. O проводимо коло з радіусом кулачка R , що відповідає значенню для відповідного кута F (для прикладу представленого на рис. 14.6 радіус $R=22,2$ мм.). У точці перетину допоміжної прямої ($F=8^\circ$) та побудованого кола ($R=22,2$ мм) ставимо т. 1 та будуємо ролик радіусом R_r .

7. Пункти 5 та 6 виконуємо для всіх значень кута F із роздрукованих результатів розрахунку.

8. Сполучаємо центри роликів плавною лінією, яка буде утворювати теоретичний профіль кулачка.

9. Практичний профіль будуюмо, як обвідну лінію (сплайн) роликів кулачкового механізму.

Синтез кулачкових механізмів

Введіть ім'я файлу, прізвище, групу, а також виберіть тип кулачкового механізму.

Ім'я файлу: Кулачковий механізм

Прізвище: Красовський С.В.

Група: 22-АІ

Вибір типу кулачкового механізму:

- ☒ штанговий к. м. з роликовим штовхачем
- ☐ к. м. з роликовим коромислом
- ☐ штанговий к. м. з плоским штовхачем

Продовжити Вийти

Синтез штангового кулачкового механізму з роликовим штовхачем

Введіть:

кут віддалення F1	75	град.
кут верхньої паузи F2	30	град.
кут наближення F3	110	град.
хід штовхача	10	мм.
макс. кут тиску на фазі віддалення	30	град.
наближення	30	град.
крок зміни коефіцієнта k	0,1	
закону руху штовхача	2	
параметр U закону руху	0,5	

Розрахунок

Синтез штангового кулачкового механізму з роликовим штовхачем

Введіть:

кут віддалення F1	75	град.	Мін. радіус початкової шайби	17,424	мм.
кут верхньої паузи F2	30	град.	при ексцентриситеті E =	2,431	мм.
кут наближення F3	110	град.	Введіть бажане конструктивне значення ексцентриситету	0	мм.
хід штовхача	10	мм.	Мін. радіус початкової шайби	21,464	мм.
макс. кут тиску на фазі віддалення	30	град.	Введіть бажане конструктивне значення мін. радіуса	22	мм.
наближення	30	град.	Мін. радіус кривизни теоретичного профілю	16,350	мм.
крок зміни коефіцієнта k	0,1		Введіть радіус ролика	5	мм.
закону руху штовхача	2		радіус фрези	10	мм.
параметр U закону руху	0,5		якою буде виготовлятися кулачок		

Закінчити розрахунок

Синтез штангового кулачкового механізму з роликовим штовхачем

Введіть:

кут віддалення F1	75	град.	Мін. радіус початкової шайби	17,424	мм.
кут верхньої паузи F2	30	град.	при ексцентриситеті E =	2,431	мм.
кут наближення F3	110	град.	Введіть бажане конструктивне значення ексцентриситету	4	мм.
хід штовхача	10	мм.	Мін. радіус початкової шайби	20,368	мм.
макс. кут тиску на фазі віддалення	30	град.	Введіть бажане конструктивне значення мін. радіуса	21	мм.
наближення	30	град.	Мін. радіус кривизни теоретичного профілю	14,112	мм.
крок зміни коефіцієнта k	0,1		Введіть радіус ролика	5	мм.
закону руху штовхача	2		радіус фрези	10	мм.
параметр U закону руху	0,5		якою буде виготовлятися кулачок		

Закінчити розрахунок

Рис. 14.5. Інтерфейс комп'ютерної програми для розрахунку параметрів кулачкового механізму (остання форма для дезаксіального механізму, при $e=4$ мм)

Синтез штангового кулачкового механізму (дезаксіального типу) з роликів штовхачем проводимо в такій послідовності:

Пункти 1-2 такі ж, як і для центрального.

3. Проводимо коло з радіусом рівним значенню ексцентриситету e (для прикладу $e = 4$ мм). З т. О до кола ексцентриситету відкладаємо відрізок у напрямку, протилежному обертанню кулачка та у місці перетину ставимо т. 0.

4. Через т. 0 проводимо дотичну допоміжну пряму до кола ексцентриситету.

5. На перетині допоміжної прямої та кола початкової шайби ставимо т. 0'.

6. З т. 0' будуємо ролик, що має радіус R_r (вказаний у результатах розрахунку).

7. З т. О під кутом F до О-0, відкладаємо наступний відрізок О-1 за напрямком, протилежним обертанню кулачка (для прикладу представленого на рис. 14.9 даний кут становить 8°).

8. З т. О проводимо коло з радіусом кулачка R , що відповідає значенню для відповідного кута F (для прикладу представленого на рис. 14.9 радіус $R=22,2$ мм.). У точці перетину допоміжної дотичної прямої проведеної з т. 0 та побудованого кола ($R=22,2$ мм) ставимо т. 1' та будуємо ролик радіусом R_r .

9. Пункти 7 та 8 виконуємо для всіх значень кута F із роздрукованих результатів розрахунку.

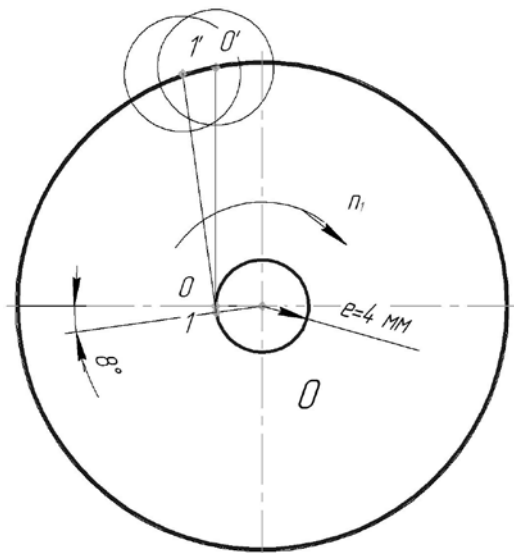


Рис. 14.9. Побудова профілю кулачкового механізму (дезаксіального) (п. 2-8)

10. Сполучаємо центри роликів плавною лінією, яка буде утворювати теоретичний профіль кулачка.

11. Практичний профіль будуємо як обвідну лінію (сплайн) роликів кулачкового механізму.

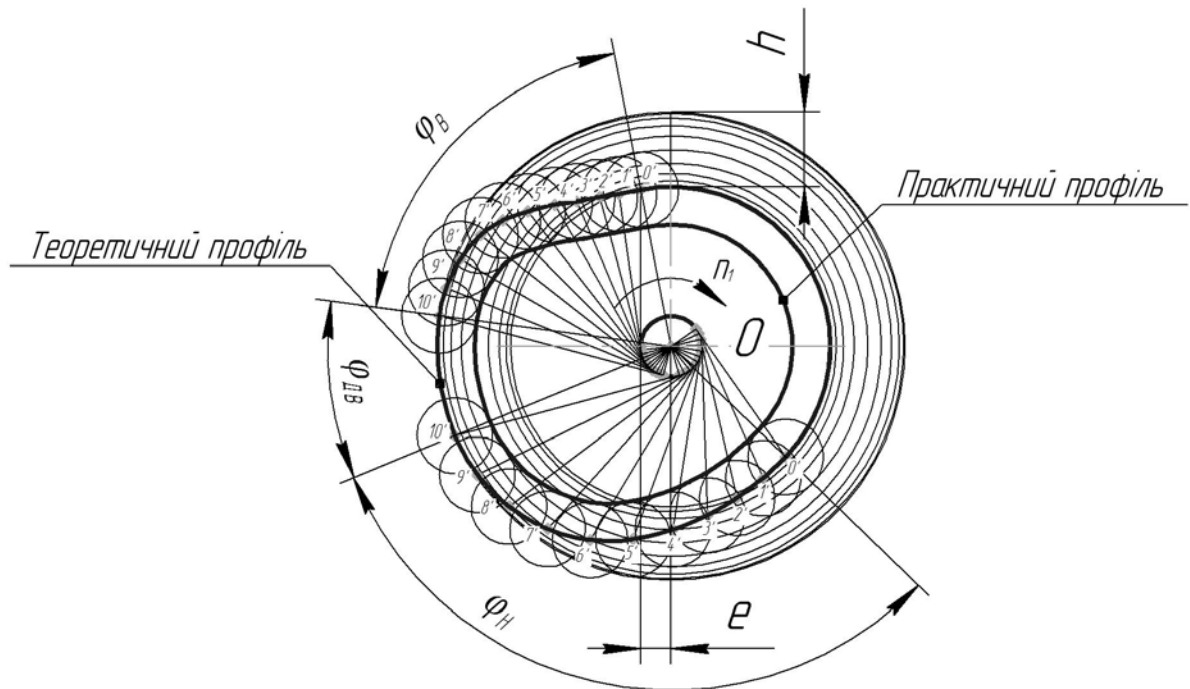


Рис. 14.10. Побудова профілю кулачкового механізму (дезаксіального) (п. 9-12)

12. Позначаємо на кресленні фазові кути кулачка, хід штовхача, ексцентриситет, мінімальний радіус, теоретичний та практичний профіль кулачка.

Штанговий кулачковий механізм з плоским штовхачем

Схема кулачкового механізму з плоским штовхачем наведена на рис. 14.11.

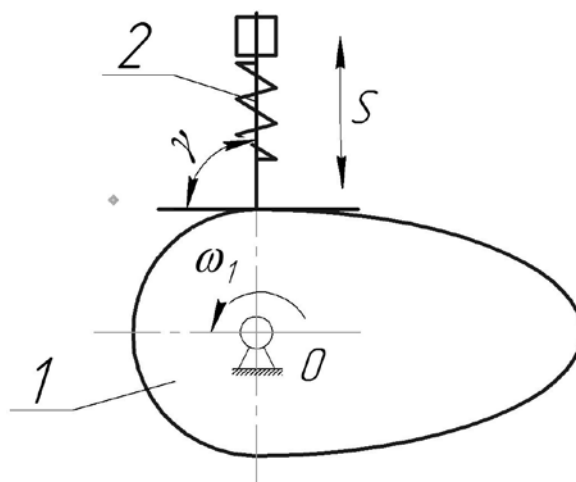


Рис. 14.11. Штанговий кулачковий механізм з плоским штовхачем: 1 – Кулачок; 2 – Штовхач

Послідовність синтезу штангового кулачкового механізму з плоским

штовхачем:

1. Виконуємо розрахунок на ПЕОМ скориставшись програмою (рис. 14.12) та роздруковуємо результати (рис. 14.13).

Синтез кулачкових механізмів

Введіть ім'я файлу, прізвище, групу, а також виберіть тип кулачкового механізму.

Ім'я файлу: Кулачковий механізм

Прізвище: Лисенко Р.Д.

Група: 22-АІ

Виберіть тип кулачкового механізму

☐ штанговий к. м. з роликовим штовхачем

☐ к. м. з роликовим коромислом

☒ штанговий к. м. з плоским штовхачем

Продовжити Вийти

Синтез штангового кулачкового механізму з плоским штовхачем

Введіть

кут віддалення F1	75	град.
кут верхньої паузи F2	15	град.
кут наближення F3	75	град.
хід штовхача	22	мм.
кут передачі руху	85	град.
мін. радіус кривизни профілю	20	мм.
крок зміни коефіцієнта k	0,1	
закону руху штовхача	3	
параметр U закону руху	0,5	

Розрахунок

Синтез штангового кулачкового механізму з плоским штовхачем

Введіть

кут віддалення F1	75	град.	Мін. радіус початкової шайби 60,092 мм. Введіть бажане конструктивне значення мін. радіуса 60 мм. Введіть радіус фрези 10 мм. якою буде виготовлятися кулачок
кут верхньої паузи F2	15	град.	
кут наближення F3	75	град.	
хід штовхача	22	мм.	
кут передачі руху	85	град.	
мін. радіус кривизни профілю	20	мм.	
крок зміни коефіцієнта k	0,1		
закону руху штовхача	3		
параметр U закону руху	0,5		

Закінчити розрахунок

Рис. 14.12. Інтерфейс комп'ютерної програми для розрахунку параметрів кулачкового механізму з плоским штовхачем

F	R,мм	A,град	S	S1	S2	Rk,мм	X,мм	Y,мм
0	60,00	0,00	0,00	0,00	77,04	136,74	70,00	0,00
8	61,28	15,98	0,62	9,08	61,63	122,01	68,83	18,18
15	64,32	29,47	2,29	16,13	46,22	108,33	65,66	34,23
23	68,08	40,55	4,75	21,18	30,81	95,43	60,97	48,09
30	71,88	49,60	7,74	24,20	15,41	83,06	55,25	59,74
38	75,27	56,99	11,00	25,21	0,00	70,96	48,94	69,21
45	78,02	63,00	14,26	24,20	-15,41	58,85	42,49	76,59
52	80,01	67,79	17,25	21,18	-30,81	46,49	36,34	82,01
60	81,24	71,41	19,71	16,13	-46,22	33,59	30,90	85,66
68	81,80	73,85	21,38	9,08	-61,63	19,91	26,59	87,81
75	81,92	75,00	22,00	0,00	-77,04	5,17	23,79	88,78

Рис. 14.13. Приклад відображення результатів програмного розрахунку

2. Будуємо коло радіусом R_1 (радіус початкової шайби), який наведено в роздрукованих результатах програмного розрахунку. Центр кола позначаємо літерою О.

3. Через центр О проводимо допоміжну вертикальну пряму (вертикальна вісь штовхача). На перетині допоміжної прямої та кола початкової шайби ставимо т. 0. Це точка початку віддалення штовхача.

4. З т. 0 по допоміжній прямій відкладаємо відрізок (штанга штовхача) довжиною $0,6R_1 \leq L_{ш} \leq 0,8R_1$.

5. З т. 0 під кутом передачі руху γ (для прикладу $\gamma=850$) до О-0 проводимо допоміжну пряму. Плоский штовхач показуємо відрізком, який дорівнює $L_T = 0,75L_{ш}$, відкладеним на отриманій допоміжній прямій.

6. З т. 0 вздовж відрізка штовхача проводимо промені у напрямку, протилежному руху кулачка.

7. З т. О під кутом F до О-0 відкладаємо допоміжну пряму за напрямком, протилежним обертанню кулачка. Значення кута F наведено у роздрукованих результатах розрахунку (для прикладу представленого на рис. 14.13 цей кут становить 80^0).

8. З т. О проводимо коло з радіусом кулачка R , який відповідає значенню для відповідного кута F (для прикладу представленого на рис. 14.13 радіус $R=61,28$ мм.). У точці перетину допоміжної прямої ($F=80$) та побудованого кола ($R=61,28$ мм) ставимо т. 1 та виконуємо пункт 5 і 6.

9. Пункти 7 та 8 виконуємо для всіх значень кута F із роздрукованих результатів розрахунку.

10. Провівши через т. 0, 1, 2, 3,..., n обвідну пряму (сплайн), отримуємо теоретичний профіль кулачка.

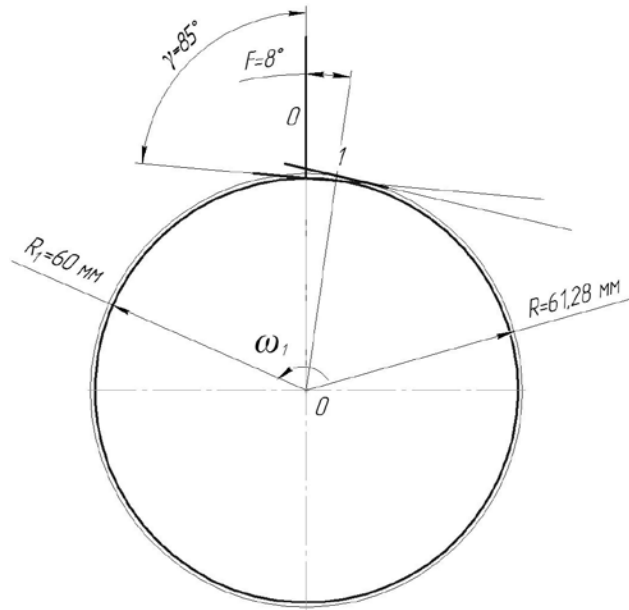


Рис. 14.14. Побудова профілю кулачкового механізму з плоским штовхачем (п. 2-8)

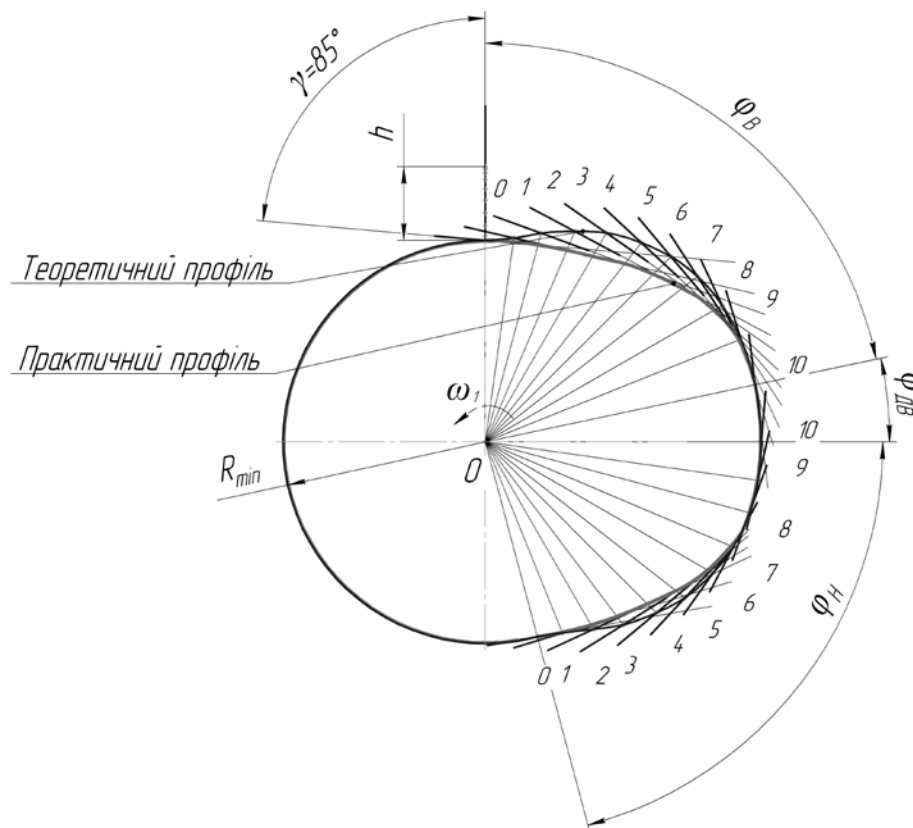


Рис. 14.15. Побудова профілю кулачкового механізму з плоским штовхачем (п. 9-12)

11. Промені, проведені з т. 0, 1, 2, 3,..., n утворюють багатокутник. Практичний профіль кулачка отримуємо, вписавши обвідну пряму (сплайн) у цей багатокутник.

12. Позначаємо на кресленні фазові кути кулачка, кут передачі руху, хід штовхача, мінімальний радіус, теоретичний та практичний профіль кулачка.

Коромисловий кулачковий механізм з роликовим штовхачем

Схема коромислового кулачкового механізму з роликовим штовхачем наведена на рис. 14.16.

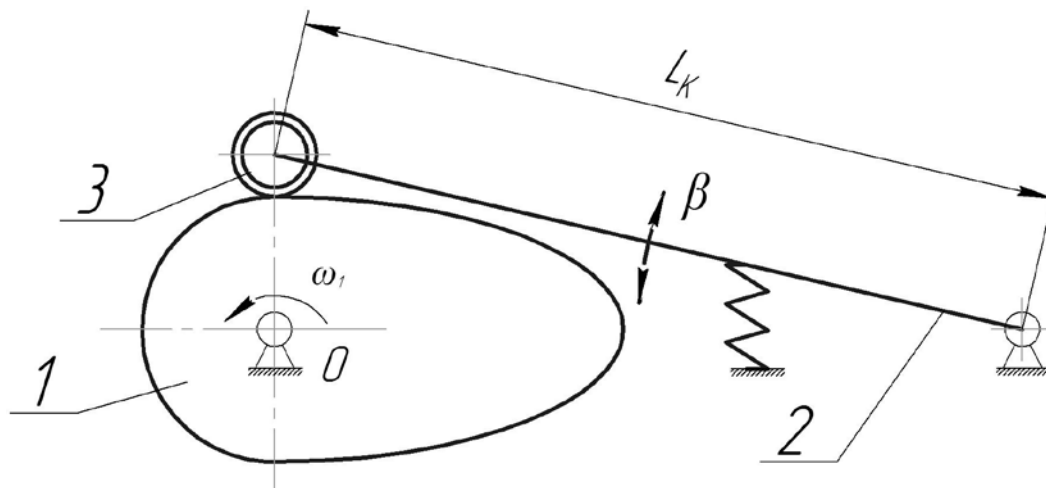


Рис. 14.16. Коромисловий кулачковий механізм з роликовим штовхачем: 1 – Кулачок; 2 – Штовхач; 3 – Ролик

Послідовність синтезу коромислового кулачкового механізму з роликовим штовхачем:

1. Виконуємо розрахунок на ПЕОМ, скориставшись програмою (рис. 14.17), та роздруковуємо результати (рис. 14.18).

2. Будуємо коло радіусом R_1 (радіус початкової шайби), який наведено в роздрукованих результатах програмного розрахунку (для прикладу, який наведений на рис. 14.19 $R_1=62$ мм). Центр кола позначаємо літерою O.

3. Із точки O проводимо коло радіусом OO_1 , що дорівнює міжосьовій відстані l_0 між центрами обертання кулачка і коромисла (для прикладу, що наведений на рис. 5.20 $l_0=200$ мм).

4. Для знаходження на профілі кулачка точки, що відповідає початку віддалення штовхача з т. O_1 відкладаємо допоміжне коло із радіусом l_k (для прикладу, що наведений на рис. 14.19 $l_k=160$ мм). Точку перетину кіл O_1l_k та OR_1 позначаємо як 0 та сполучаємо із т. O відрізком.

5. З т. 0 будуємо ролик, що має радіус R_r (вказаний у результатах розрахунку).

6. Сполучаємо 0 та O_1 лінією, що є коромислом кулачкового механізму в нульовому положенні.

Синтез коромислового кулачкового механізму

Введіть

кут віддалення F1 град.

кут верхньої паузи F2 град.

кут наближення F3 град.

кут повороту коромисла град.

макс. кут тиску на фазі віддалення град.

наближення град.

крок зміни коефіцієнта k

закону руху штовхача

параметр U закону руху

довжину коромисла або мікосьову відстань

На початку фази віддалення
☒ $\omega(1.3) > 0$ ☐ $\omega(1.3) < 0$

Розрахунок

Рис. 14.17. Інтерфейс комп'ютерної програми для розрахунку параметрів коромислового кулачкового механізму з роликівим штовхачем

Початков_дан_:										
F1=70; F2=30; F3=70; B=24; D1=45; D3=45; P=0,1; N=3; U=0,5;										
Результати розрахунку										
F	R,мм	A,град	B	B1	B2	UD,град	Rk	X,мм	Y,мм	
0	62,00	0,00	0,00	0,00	1,68	9,7	-16,2	64,96	-1,04	
7	64,08	7,22	0,67	0,19	1,35	34,2	-53,9	66,13	6,22	
14	69,77	14,68	2,50	0,33	1,01	43,9	-1317,3	70,05	15,85	
21	78,18	22,06	5,18	0,43	0,67	46,4	208,3	75,25	27,92	
28	88,43	29,18	8,45	0,49	0,34	44,9	137,1	80,23	42,24	
35	99,58	36,00	12,00	0,51	0,00	40,9	107,4	83,67	58,06	
42	110,69	42,60	15,55	0,49	-0,34	34,6	85,4	84,62	75,00	
49	120,85	49,10	18,82	0,43	-0,67	26,1	67,5	82,18	92,09	
56	129,16	55,60	21,50	0,33	-1,01	15,0	54,2	75,70	108,11	
63	134,76	62,24	23,33	0,19	-1,35	1,7	46,2	64,87	121,58	
70	136,82	69,10	24,00	0,00	-1,68	-13,0	43,3	49,93	130,75	

Рис. 14.18. Приклад відображення результатів програмного розрахунку

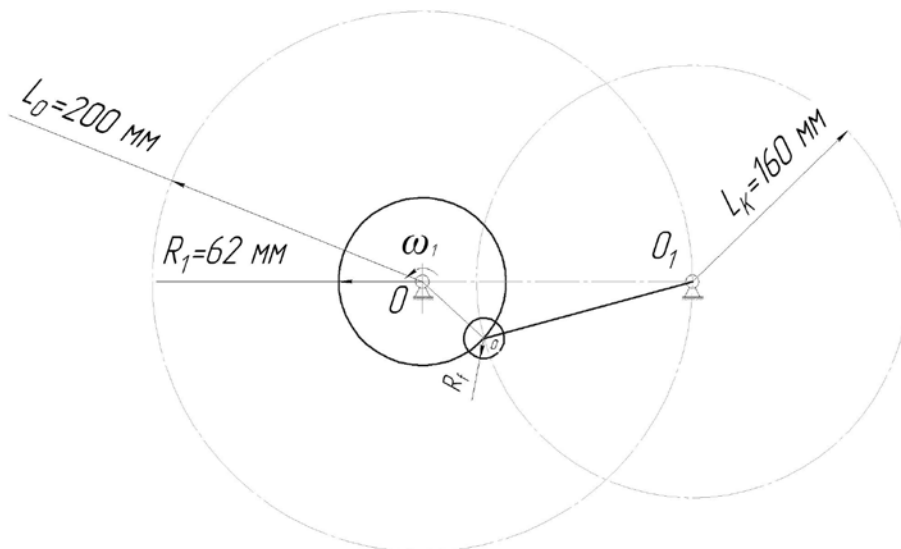


Рис. 14.19. Побудова профілю коромислового кулачкового механізму з роликовим штовхачем (п. 2-6)

7. З т. О під кутом F до О-0 відкладаємо допоміжну пряму за напрямком, протилежним обертанню кулачка. Значення кута F наведено у роздрукованих результатах розрахунку (для прикладу представленого на рис. 14.18 $F=7^0$.).

8. З т. О проводимо коло з радіусом кулачка R , що відповідає значенню для відповідного кута F (для прикладу представленого на рис. 14.18 $R=64,08$ мм.). У точці їх перетину ставимо т. 1 та будуємо ролик радіусом R_r .

9. Сполучаємо т. 0 та коло ОО₁ відрізком довжиною l_k , що буде коромислом кулачкового механізму в першому положенні.

10. Пункти 7, 8 і 9 виконуємо для всіх значень кута F із роздрукованих результатів розрахунку.

11. Сполучаємо центри роликів пливоною лінією, яка буде утворювати

теоретичний профіль кулачка.

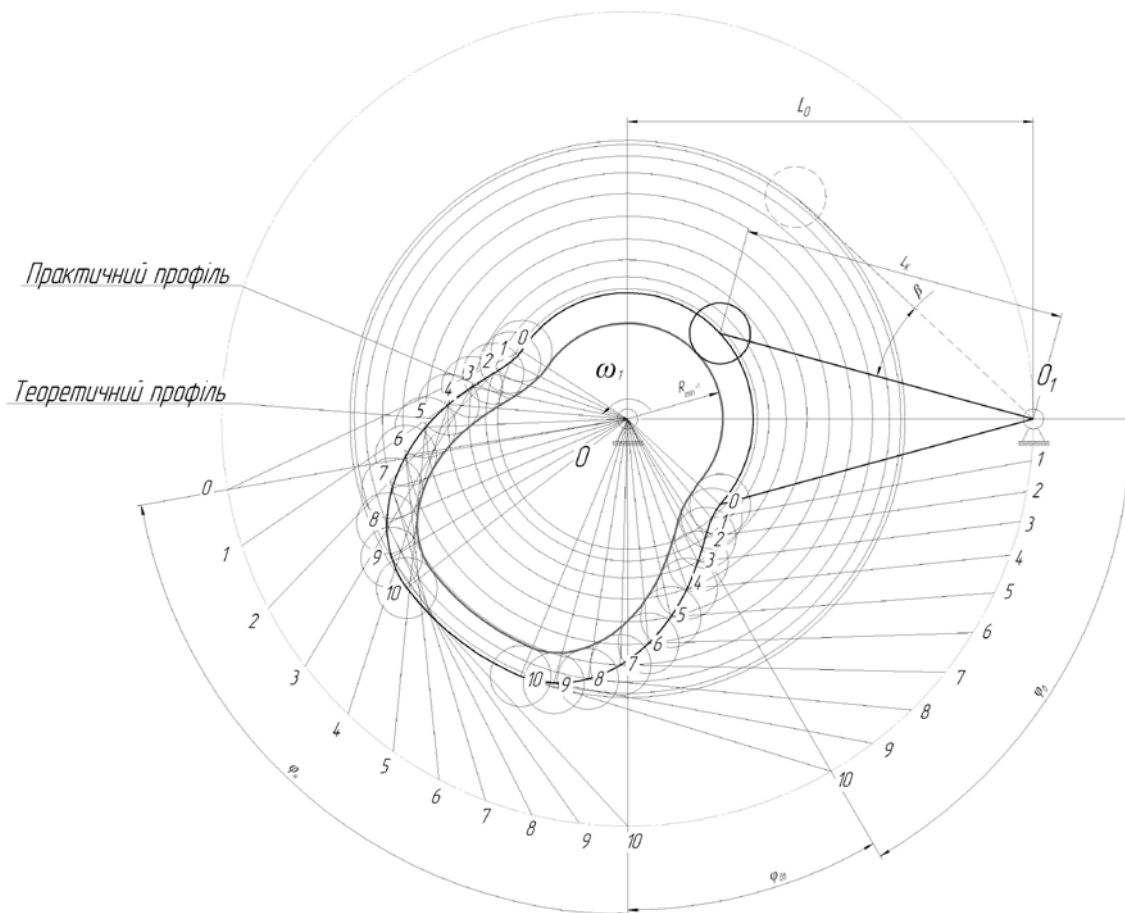


Рис. 14.20. Побудова профілю коромислового кулачкового механізму з роликів (п. 7-13)

12. Практичний профіль будуємо як обвідну лінію (сплайн) роликів кулачкового механізму.

13. Позначаємо на кресленні фазові кути кулачка, кутовий хід коромисла, міжосьову відстань, довжину коромисла, мінімальний радіус, теоретичний та практичний профіль кулачка.

Побудова діаграм руху штовхача і використанням ПЕОМ

Для побудови графіків руху $S=f(\varphi)$, $v=f(\varphi)$, $a=f(\varphi)$ аналітичним методом потрібно виконати розрахунок на ПЕОМ (рис. 14.5, рис. 14.12, рис. 14.17), за результатом якого будують кінематичні діаграми.

Для цього викреслюємо одну під одною координатні осі всіх трьох графіків. На осі абсцис задають відрізок L , що виражає кут повороту кулачка за його один оберт. При цьому для фазових кутів кулачка виконується співвідношення:

$$\varphi_{\text{в}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{н}} + \varphi_{\text{бв}} = 360^\circ, \quad (14.3)$$

$\varphi_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{дв}}$, $\varphi_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{бв}}$ – відповідно кут віддалення, дальнього вистою, наближення, ближнього вистою, град.

Масштаб кута повороту кулачка:

$$\mu_{\varphi} = \frac{360^{\circ}}{L} \left(\frac{\text{град}}{\text{мм}} \right). \quad (14.4)$$

Значення кінематичних параметрів, що вказані у роздрукованих результатах розрахунку, відкладають по осі ординат з урахуванням масштабу.

Завдання, обладнання і приладдя

Роботу виконують у два етапи: на лабораторній установці (рис. 14.21) та з використанням програмного забезпечення на ЕОМ.

Для виконання експериментальної частини роботи використовують вимірювальне обладнання, штангенциркуль, креслярські приладдя.

Установка для визначення закону руху коромисла **4** залежно від кута повороту кулачка **2** складається з панелі, на якій змонтована черв'ячна передача з ведучим черв'яком **7**. На валу черв'ячного колеса закріплена шкала **1**, що обертається разом з ним, і кулачок **2**. Для визначення кута повороту кулачка є стрілка **8**, яка служить для відліку кута повороту на шкалі **1**. Для замикання вищої кінематичної пари, створеної кулачком **2** і роликком **3**, коромисло притискається пружиною **5**. Переміщення коромисла визначається за допомогою індикатора **6**.

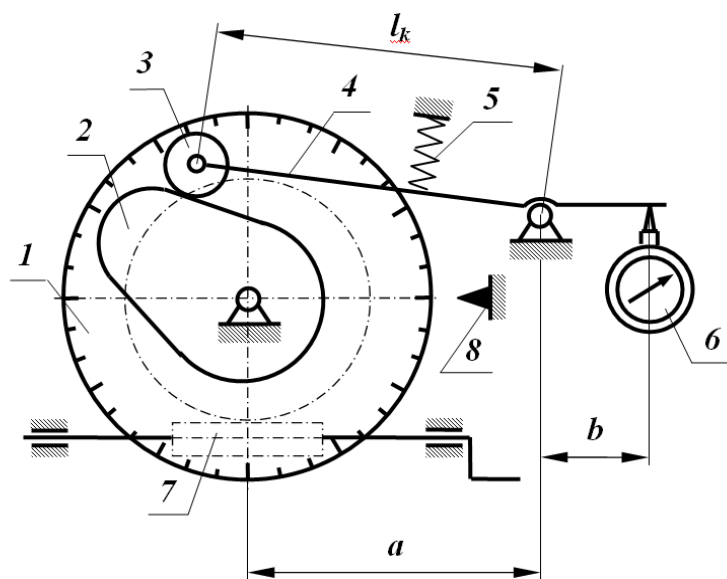


Рис. 14.21. Схема лабораторної установки для дослідження кулачкового механізму

Для виконання роботи на ЕОМ використовують вихідні дані, які наведені в табл. 14.1-14.3, програмне забезпечення КОМПАС-3D, програму «Синтез кулачкових механізмів».

Завдання роботи: дослідити кінематику діючої моделі кулачкового коромислового механізму та виконати синтез кулачкового механізму з використанням ЕОМ, використовуючи вихідні дані (див. табл. 14.1-14.3).

Таблиця 14.1

Вихідні дані для розрахунку параметрів штангового кулачкового механізму з роликівим штовхачем (варіанти 1-10)

№	Хід штовхача (S), мм	Ексцентриситет (e), мм	Кут тиску (ν), град.	Фазові кути, град.			Закон руху (N)
				φ_B	φ_H	$\varphi_{дв}$	
1	5	3	35	55	55	5	1
2	6	4	30	50	50	10	2
3	7	5	35	60	60	5	3
4	8	6	30	60	60	10	4
5	9	0	35	55	55	5	5
6	10	0	30	60	60	10	6
7	11	5	25	65	65	5	7
8	12	6	20	70	70	10	8
9	13	0	25	90	90	20	1
10	10	0	30	75	110	30	2

Таблиця 14.2

Вихідні дані для розрахунку параметрів штангового кулачкового механізму з плоским штовхачем (варіанти 11-20)

№	Хід штовхача (S), мм	Кут передачі руху (γ), град.	Фазові кути, град.			Закон руху (N)
			φ_B	φ_H	$\varphi_{дв}$	
11	38	80	60	120	40	1
12	32	90	90	100	40	2
13	26	85	80	75	40	3
14	40	80	110	110	30	4
15	44	90	75	90	30	5
16	30	75	120	115	30	6
17	28	70	80	75	30	7
18	36	80	60	120	15	8
19	15	90	80	80	20	1
20	20	85	90	90	15	2

Таблиця 14.3

Вихідні дані для розрахунку параметрів коромислового кулачкового механізму з роликівим штовхачем (варіанти 21-30)

№	Довжина коромисла (L), мм	Кутовий хід коромисла (β), град.	Фазові кути, град.			Кут тиску (ν), град.	Закон руху (N)
			φ_B	φ_H	$\varphi_{дв}$		
21	160	25	60	60	10	40	1
22	170	22	65	65	12	45	2
23	180	20	65	65	14	45	3
24	140	25	55	55	15	40	4
25	160	27	60	60	8	40	5
26	170	18	65	65	10	45	6
27	180	20	65	65	11	40	7
28	190	22	55	55	12	45	8
29	72	38	110	150	0	30	1
30	50	28	130	130	30	35	2

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою і принципом дії кулачкового механізму на прикладі лабораторної установки.
2. Виміряти: R_{min} – найменший радіус кулачка; l_k – довжину коромисла; a – відстань між осями обертання коромисла і кулачка; b – відстань від осі обертання коромисла до осі штока індикатора.
3. Плавню повертаючи кулачок, встановити коромисло в крайньому нижньому положенні на початку кута віддалення.
4. Повертаючи кулачок, через кожні 20° , зафіксувати показання індикатора і дані занести в таблицю результатів.
5. Побудувати діаграму $S=S(\varphi)$ та профіль кулачка, визначивши попередньо масштаби побудови.
6. Методом графічного диференціювання побудувати діаграму $S'=S'(\varphi)$ і $S''=S''(\varphi)$.
7. Провести аналіз побудованих діаграм.
8. Вибрати вихідні дані для синтезу кулачкового механізму (див. табл. 14.1 - 14.3) та детально ознайомитися з програмою синтезу кулачкового механізму на ПЕОМ.
9. Виконати розрахунок основних параметрів кулачкового механізму на ПЕОМ та роздрукувати результати розрахунку.
10. Побудувати профіль кулачка за результатами обчислень на ПЕОМ.
11. Побудувати діаграми руху штовхача за результатами обчислень на ПЕОМ.

Зміст звіту

1. Найменування і мета роботи.
2. Кінематична схема кулачкового механізму, яка досліджується (лабораторної установки).
3. Результати вимірювань для дослідження руху точки C штовхача (табл. 11.4)
4. Діаграми $S=S(\varphi)$, $S'=S'(\varphi)$ і $S''=S''(\varphi)$ з відповідними масштабами.
5. Профіль кулачка в масштабі та кулачкового механізму з нанесеними основними розмірами (φ_v , φ_{dv} , φ_n , l_k , R_{min} , $r_{рол}$).
6. Розрахункова схема кулачкового механізму, що досліджується з використанням ПЕОМ.

7. Профіль кулачка в масштабі з нанесеними основними розмірами виконаний з використанням програмного забезпечення КОМПАС-3D та роздрукований на форматі А3.

8. Діаграми руху та профіль кулачка за даними роздруківки виконані з використанням програмного забезпечення КОМПАС-3D та роздруковані на форматі А3.

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Зобразіть схеми основних видів кулачкових механізмів.
2. Переваги та недоліки кулачкових механізмів.
3. Яка різниця між кутами профілю кулачка і фазовими кутами руху штовхача?
4. Побудуйте замінювальні механізми кулачкових механізмів.
5. Що називається кутом тиску і кутом передачі руху в кулачковому механізмі?
6. Пояснити явище самогальмування в кулачковому механізмі.
7. Який профіль кулачка називається теоретичним, який – практичним?
8. Чому виникають удари в кулачковому механізмі? Який удар називають “жорстким”, а який – “м’яким”?
9. Як визначаються масштабні коефіцієнти побудови діаграм руху штовхача?
10. Як визначити швидкість і прискорення штовхача, коли відомі кутова швидкість кулачка і аналоги швидкості і прискорення в заданому положенні?

Тема 15. Структурний аналіз та синтез механізмів мехатронних систем і роботизованих комплексів

Мета роботи: ознайомитися з особливостями будови та призначенням сучасних мехатронних систем та роботизованих комплексів, методикою аналізу та синтезу просторових механізмів-маніпуляторів.

Теоретичні відомості

Сучасний термін «Мехатроніка», згідно з японськими джерелами, був введений фірмою Yaskawa Electric в 1969 році. Цю назву отримано комбінацією термінів «механіка» і «електроніка». Таке об'єднання в єдиному словосполученні означає інтеграцію знань у відповідних областях науки і техніки, яка дозволила створити умови для появи техніки нових поколінь і виробництва нових видів обладнання. Аналогічним чином йшов розвиток електромеханіки як науки, що використовує досягнення електротехніки і механіки при створенні приводних виконавчих систем широкого призначення.

Інтеграція електромеханіки і мікроелектроніки привела до появи комплектних інтегрованих мехатронних модулів руху робочих органів і вузлів машин, а також створюваного на їх основі обладнання. До початку 80-х років термін «Мехатроніка» у світовій технічній літературі використовується стосовно галузі проектування машин з комп'ютерним управлінням рухами. І відповідно інтегруючи досягнення в галузі електромеханіки, електроніки та систем комп'ютерного управління рухами машин і просторових механізмів. До теперішнього часу «Мехатроніка» знаходиться в стадії становлення, тож її визначення і базова термінологія ще повністю не сформовані.

У відомих визначеннях підкреслюється триєдина сутність мехатронних систем, в основу побудови яких покладено ідею глибокого взаємозв'язку механічних та електронних (у. т. ч. комп'ютерних) елементів. Мабуть тому найбільш поширеним графічним символом мехатроніки стали три пересічних кола (рис. 15.1). Таким чином, системна інтеграція зазначених видів елементів є необхідною умовою побудови мехатронної системи.

Стандарту щодо термінології мехатроніки в Україні на теперішній момент не існує. Проте, науковій літературі зустрічається визначення: «Мехатроніка – галузь науки і техніки, заснована на синергетичному об'єднанні вузлів точної механіки з електронними, електротехнічними і комп'ютерними компонентами, що забезпечують проектування і виробництво якісно нових модулів, систем, машин і систем з інтелектуальним керуванням їхніми функціональними рухами».

Oxford Illustrated Encyclopedia пропонує таке визначення: «Мехатроніка – японський термін для опису технологій, які виникли на стику електротехніки,

машинобудування і програмного забезпечення. Включає проєктування, виробництво і дослідження функціонування машин, що діють відповідно до заданих програмою алгоритмів».



Рис. 15.1. Мехатронна система

У Вікіпедії пропонується визначення терміна: «Мехатроніка або інжиніринг мехатронних виробів – комбінація машинобудування, електроніки, обчислювальної техніки і автоматичного управління, проєктування систем з метою проєктування і виробництва конкурентоспроможної продукції. Мехатроніка – мультидисциплінарне технічне системне проєктування, яке виключає поділ розробки за кожною з дисциплін».

Сучасні тенденції розвитку промисловості зумовлюють трактування: «Мехатроніка – галузь науки, присвячена аналізу виконавчих станів мехатронних об'єктів і функціональної взаємодії механічних, енергетичних та інформаційних процесів між ними та із зовнішнім середовищем, а також синтезу мехатронних об'єктів. З іншого боку, мехатроніка – галузь техніки, що забезпечує повний життєвий цикл мехатронного об'єкта. Мехатронний об'єкт синтезується на синергетичному об'єднанні вузлів точної механіки з електронними, електротехнічними і комп'ютерними компонентами, що забезпечують проєктування і виробництво якісно нових модулів, систем, машин з інтелектуальним керуванням їхніми функціональними станами (в т.ч. рухами)».

На сучасному етапі пропонується ієрархія термінів мехатроніки. У цій ієрархії термін «Мехатронний об'єкт» – це узагальнювальне поняття, яке включає в себе мехатронну систему, агрегат, модуль або вузол.

До першого рівня відносять мехатронний вузол або мехатронний модуль. Мехатронний модуль – уніфікований мехатронний об'єкт, що має автономну документацію і призначений, як правило, для реалізації рухів по одній координаті. Прикладами мехатронних модулів можуть слугувати частини верстатів – шпиндельна бабка, поворотний стіл. У ролі модулів можуть бути двигуни, редуктори і т.п.

Більш складні модулі (автономні приводи) – мотор-редуктор, мотор-колесо, мотор-шпиндель, мотор-барабан і поворотний стіл. Вузол принципово відрізняється від модуля тим, що він не уніфікований.

Другий рівень – агрегат (машина), що включає в себе кілька модулів, призначених для реалізації заданих рухів в умовах взаємодії із зовнішнім середовищем. Приклади агрегатів – промислові роботи, верстати з ЧПУ і т.д.

Третій рівень – мехатронна система, що складається з декількох агрегатів або агрегату і низки окремих модулів, тобто з об'єктів однакових або різних нижчих рівнів.

Система – сукупність компонентів, будь-яким чином пов'язаних між собою та які діють, як одне ціле. Приклади мехатронних систем – гнучкі виробничі системи або сучасні автомобілі.

Мехатронні технології – інформаційні технології управління рухом, тобто реалізація за допомогою інформаційних технологій складних законів виконавчих рухів, які з тих чи інших причин не могли бути реалізовані з використанням традиційних технологій раніше. Наприклад, інтелектуалізація металорізальних верстатів і досягнення в галузі динаміки різання дозволяють за допомогою даних технологій управляти різними видами коливань, динамічною характеристикою технологічної системи, коригувати недоліки цієї системи і т.д.

Роботизовані мехатронні системи

Робот – штучно створена мехатронна система, яка діє відповідно до заздалегідь закладених алгоритмів отримуючи інформацію про навколишнє середовище від датчиків (аналогів органів чуття живих організмів) та виконує виробничі операції, які зазвичай виконуються людиною. Може мати зв'язок з оператором (отримувати від нього команди) або діяти автономно.

За ступенем участі людини в управлінні роботом розрізняють біотехнічні та автономні (або автоматичні).

Біотехнічні роботи – це дистанційно-керовані копіювальні роботи, екзоскелети, роботи, що керуються з пульта управління і напівавтоматичні роботи.

Копіювальні роботи мають таку керуючу структуру:

- ведучий орган (зазвичай маніпулятор), ідентичний виконавчому виконаний в масштабі за розмірами, кінематичними та динамічними характеристиками;
- засоби передачі сигналів прямого і зворотного зв'язку;
- засоби відображення для оператора середовища функціонування робота.

Рух ведучого органу, що задається оператором, копіюється з точністю до масштабного коефіцієнта виконавчим органом за допомогою повідкової системи двосторонньої дії.

Екзоскелети – це антропоморфні конструкції, як зазвичай «одягаються» на руки, ноги або корпус людини і служать для відтворення (копіювання) його рухів з деяким масштабним коефіцієнтом за зусиллями. Екзоскелети часто мають кілька десятків ступенів вільності. Подібно копіювальним роботам керування здійснюється за допомогою повідкових систем двосторонньої дії.

Роботи, керовані з пульта управління характеризуються керуванням за допомогою системи клавіш або рукояток та використанням засобів відображення інформації. Рух робота задається людиною з пульта управління через систему виконавчих приводів.

У напівавтоматичних роботах ручне управління поєднується з автоматичним. Використовується, коли заздалегідь жорстко запрограмувати всі потрібні операції важко, а оснащувати робота штучним інтелектом економічно недоцільно. До напівавтоматичних також належать роботи з супервізорним управлінням: коли оператор втручається в дії робота шляхом передачі йому додаткової інформації.

Інший важливий клас – це роботи з автономним, або автоматичним, керуванням. Такі роботи після їх створення і налаштування можуть, в принципі, функціонувати і без участі людини. До таких належать роботи з елементами штучного інтелекту, андроїди.

За типом завдань, які можна вирішувати, роботів поділяють на виробничі та дослідницькі.

Виробничі роботи призначені для виконання важкої, монотонної, шкідливої та небезпечної фізичної роботи.

Виробничі роботи поділяються на декілька різновидів:

- промислові;

- будівельні;
- сільськогосподарські;
- транспортні;
- побутові;
- військові.

Промислові роботи призначені в основному для автоматизації всіх видів ручних і транспортних операцій в різних галузях промисловості. Найбільше застосування вони знайшли в машинобудуванні та приладобудуванні, в гірничодобувній, нафтохімічній, металургійній та атомній промисловості.

Будівельні роботи дозволяють автоматизувати значну кількість основних та допоміжних операцій, що притаманні галузі будівництва. Роботизація будівництва сьогодні дуже актуальна.

Сільськогосподарські роботи призначені для автоматизації трудомістких і монотонних процесів у сільському господарстві. На сьогодні здійснюється інтенсивна розробка таких роботів, що знаменує початок роботизації сільськогосподарського виробництва.

Транспортні роботи призначені для автоматизації управління різними транспортними засобами. Це самохідні візки, крокові апарати та автопілоти.

Побутові роботи служать для автоматизації операцій, пов'язаних з побутом людини та зі сферою її обслуговування. Найчастіше тут потрібні більш гнучкі та універсальні системи, ніж звичайні автомати. До побутових роботів також відносять роботи-іграшки, які здатні імітувати рухи (а іноді і деякі емоції) живої істоти та соціальні роботи.

Військові роботи замінюють людину в бойових ситуаціях для збереження людського життя та здоров'я або для роботи в умовах, несумісних з можливостями людини, у військових цілях. На теперішній час існує декілька видів військових роботів. Це безпілотні або авіаційні роботи, підводні апарати та надводні кораблі, роботи-мінери, роботи-сапери, роботи-розвідники і роботи-патрульні. Варто відзначити, що на сучасному етапі бойові роботи керовані людиною, проте є спроби створити повністю автономного бойового робота.

Дослідницькі роботи служать для пошуку, збору, обробки і передачі інформації про досліджувані об'єкти. Об'єктами можуть бути космос, поверхні планет, підводний простір, підземні порожнини (шахти, печери і т. п.), зони Арктики і Антарктиди, пустелі, заражена місцевість та інші важкодоступні для людини області.

Також виділяють повністю окрему групу роботів програм, які зазвичай називають ботами. Вони призначаються для автоматизації рутинних завдань і

найчастіше використовуються в мережі Інтернет: пошукові роботи, чат-боти, ісq-боти.

Промислові роботи

Промисловий робот – це автоматична машина, стаціонарна або пересувна, що складається з маніпулятора (маніпуляторів) та перепрограмувального пристрою програмного керування і служить для виконання у виробничому процесі рухів, які властиві руці людини. Промислові роботи відрізняються від звичайних машин автоматів тим, що завдяки наявності незамкнутого кінематичного ланцюга основного механізму з кількома ступенями вільності, вони мають широкий діапазон різних просторових рухів робочих органів і, як наслідок, можливість швидкого переналадження на виконання іншої програми. Промислові роботи створюють передумови до переходу до якісно нового рівня автоматизації – впровадження автоматичних виробничих систем, які працюють з мінімальною участю людини, в тому числі створення цехів і заводів-автоматів.

За способом управління промислові роботи поділяють на:

- роботи з програмним управлінням, які працюють відповідно до заздалегідь заданих «жорстких» алгоритмів (роботи першого покоління);
- роботи з адаптивним керуванням, які мають додаткові засоби отримання інформації (датчики) і тому можуть працювати в заздалегідь не регламентованих та змінних умовах, наприклад, брати довільно розташовані предмети, обходити перешкоди і т. д. (роботи другого покоління);
- роботи з інтелектуальним управлінням (з штучним інтелектом), які поряд із системою датчиків мають систему обробки зовнішньої інформації, що забезпечує їм можливість інтелектуальної поведінки, яка подібна до поведінки людини в аналогічних ситуаціях (роботи третього покоління).

Найбільшого поширення промислові роботи отримали перш за все в машинобудуванні, де їх розрізняють за такими групами:

- для обслуговування процесів ливарного виробництва (ливарні);
- для автоматизації штампувального виробництва (пресові);
- для обслуговування процесів механічної обробки;
- для обслуговування процесів зварювальних робіт (зварювальні);
- для обслуговування процесів складального виробництва (складальні).

За ступенем спеціалізації промислові роботи поділяються на універсальні спеціалізовані та спеціальні:

- універсальні (багатоцільові) роботи призначені для виконання різних операцій і в тому числі для роботи спільно з різними видами технологічного устаткування;

- спеціалізовані (цільові) роботи мають більш вузьке призначення і здійснюють одну певну операцію (наприклад, зварювання, фарбування, обслуговування устаткування певного виду);
- спеціальні роботи виконують тільки одну конкретну операцію (наприклад, обслуговують конкретну модель технологічного обладнання).

Класифікація промислових роботів за показниками, що визначають їхню конструкцію

До таких показників відносяться:

- тип приводів;
- вантажопідйомність;
- кількість маніпуляторів;
- тип і параметри їхньої робочої зони;
- мобільність і спосіб розміщення;
- виконання за призначенням.

Приводи, які використовуються в маніпуляторах і системах пересування роботів, можуть бути електричними, гідравлічними й пневматичними. Часто їх застосовують у комбінації. Наприклад, у ланках маніпулятора великої вантажопідйомності доречний гідравлічний привід, а його захватному пристрої - більш простий і малопотужний пневматичний привод.

Вантажопідйомність робота – це вантажопідйомність його маніпуляторів, а для транспортного робота ще і його шасі. Вантажопідйомність маніпулятора визначається масою переміщуваних ним об'єктів і залежно від призначення робота може становити від одиниць грамів (надлегкі роботи, наприклад, застосовувані в мікроелектронній промисловості) до декількох тисяч кілограмів (надважкі, наприклад, транспортні й космічні роботи).

Кількість маніпуляторів у роботів у більшості випадків обмежено одним. Однак залежно від призначення існують конструкції роботів з 2, 3 і зовсім рідко 4 маніпуляторами. Звичайно маніпулятори робота виконують однаковими, але є конструкції роботів і з різними маніпуляторами. Наприклад, існують промислові роботи для обслуговування пресів холодного штампування із двома різними маніпуляторами: один, основний, для захоплення заготовки й установки її в прес та інший, спрощеної конструкції, для виконання більш простої операції вилучення готової деталі.

Тип і параметри робочої зони маніпулятора визначають область навколишнього простору, у межах якої він може здійснювати маніпуляції не пересуваючись, тобто при нерухомій основі. Робоча зона маніпулятора - це простір, у якому може перебувати його робочий орган при всіх можливих положеннях ланок маніпулятора. Форма робочої зони визначається системою

координат, у якій здійснюється рух робочого органа маніпулятора і числом ступенів вільності маніпулятора.

Мобільність робота визначається наявністю або відсутністю в нього системи пересування. У першому випадку роботи називають мобільними, а в другому - стаціонарними. Відповідно до призначення роботів у них застосовують системи пересування практично всіх відомих на сьогодні типів: від наземних (колісних, гусеничних тощо) до призначених для пересування у воді, повітрі й космосі. Специфічним способом пересування, що відноситься до робототехніки, є крокування.

За способом розміщення стаціонарні й мобільні роботи бувають такими, що знаходяться на підлозі, підвісними (мобільні роботи цього типу звичайно переміщаються по монорейках), роботи, які вбудовуються в інше обладнання (наприклад, з розміщенням на станині верстата, який обслуговується роботом).

Класифікація роботів за швидкістю й точністю рухів. Ці параметри взаємозалежні й характеризують динамічні властивості роботів. Швидкість маніпулятора визначається швидкістю переміщення його робочого органа й може бути розбита на 3 діапазони залежно від лінійної швидкості:

- мала – до 0,5м/с;
- середня – від 0,5 до 1-3м/с;
- висока – при більших швидкостях.

Для значної частини областей застосування роботів цей параметр дуже важливий, тому що визначає їхню продуктивність. Основна трудність при підвищенні швидкодії пов'язана з відомим протиріччям між швидкістю й точністю. Точність маніпулятора й системи переміщення робота характеризується похибкою позиціонування. Найчастіше точність роботів характеризують абсолютною похибкою. Точність роботів загального застосування можна розбити на 3 діапазони залежно від лінійної похибки:

- мала – від 1 мм і більше;
- середня – від 0,1 до 1мм;
- висока – при меншій похибці.

Меншу точність мають роботи, призначені для виконання найбільш грубих, наприклад, транспортних рухів, а найбільшу, мікронну - роботи, які використовуються, наприклад, в електронній промисловості. Порівняно з людською рукою істотним недоліком сучасних роботів поки є зниження точності зі збільшенням ходу маніпулятора, тоді як у людини ці параметри значно розвиненіші завдяки поділу рухів на грубі (швидкі) і точні.

Крім того, застосовуються різні, засновані на зазначених раніше параметрах, комбіновані й відносні показники. До них належать, зокрема, питома вантажопідйомність, віднесена до маси робота, вихідна потужність

маніпулятора (добуток вантажопідйомності на швидкість переміщення), віднесена до потужності його приводів; розмір робочої зони, віднесений до габаритів робота.

Іншими, раніше не згадуваними параметрами, які характеризують технічний рівень роботів, є число одночасно працюючих ступенів вільності, надійність, способи й час програмування.

Системи керування роботів

У робототехніці існують 3 завдання керування: керування маніпуляторами, системою пересування й спільне керування групою роботів. Застосовувані для розв'язку цих завдань способи керування можна класифікувати в такий спосіб.

За ступенем участі людини в процесі керування існують системи:

- автоматичного;
- автоматизованого;
- ручного керування.

За типом алгоритму автоматичного керування розрізняють системи:

- програмного;
- адаптивного;
- інтелектуального керування.

За типом руху існують системи керування:

- безперервні (контурні);
- дискретні позиційні (кроками «від точки до точки»);
- дискретні циклічні (з одним кроком по кожній координаті).

За видом керованих змінних розрізняють системи керування:

- положенням (позицією);
- швидкістю;
- силою (моментом);

Стосовно до керування маніпуляторами ці способи означають керування абсолютними координатами його робочого органа його швидкістю й силою. Часто перераховані способи керування застосовуються в комбінації одночасно за різними координатами, у вигляді деякої функціональної залежності однієї керованої змінної від іншої.

Керування рухом за окремими ступенями вільності може бути безперервним і дискретним. В останньому випадку керування рухом здійснюється завданням послідовності точок із зупинкою в кожній з них. Найпростішим варіантом дискретного керування є циклічне, при якому кількість точок позиціонування за кожним ступенем вільності мінімальна – найчастіше обмежена двома – початковою та кінцевою.

Циклічне програмне керування

Найпоширеніший тип роботів із циклічним програмним керуванням – це пневматичні промислові роботи. Пневматичні приводи роботів мають циклічне керування, тобто одно-крокове релейне керування без зворотних зв'язків. Зупинка привода здійснюється за допомогою механічного упору з кінцевим вимикачем і демпфера на рухомій частині привода.

Пристрій керування робота реалізує загальносистемний рівень керування, завдання якого здійснити координацію роботи приводів. Остання полягає в установці визначеної послідовності включення окремих приводів і необхідності витримок часу між цими моментами.

На рис. 15.2 показаний процес циклічного програмного керування приводом. Він складається з 3 етапів: розгону, руху з постійною швидкістю й гальмування. Тривалість другого етапу – усталеного руху з постійною швидкістю визначається величиною заданого переміщення привода. Якщо ця величина менше загальної тривалості розгону й гальмування, то другий етап взагалі може бути відсутнім (пунктирна лінія).

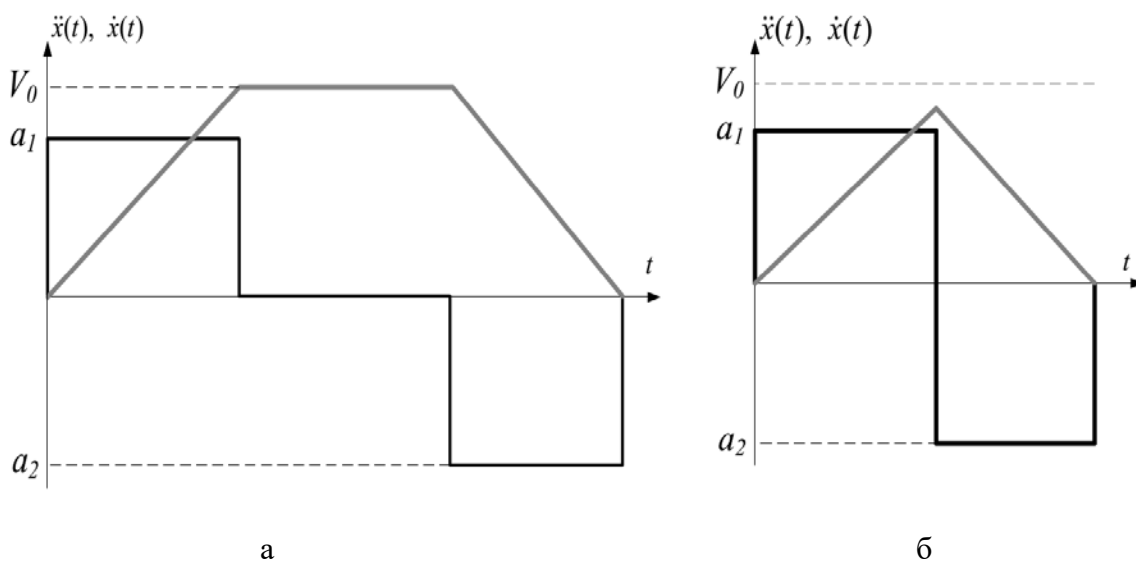


Рис. 15.2. Процес циклічного керування приводом: а) з усталеним рухом; б) без усталеного руху; a_1, a_2 – прискорення розгону й гальмування; $V_0 = a_1 \cdot t$ – усталена швидкість.

При математичному описі процесу функціонування привода важливо враховувати динаміку демпфера, можливу пружність механічної передачі, а для пневматичних і гідравлічних приводів – параметри перехідних процесів руху робочого тіла в трубопроводах.

Крім того, особливо важливо враховувати пружні деформації, які створюють коливання у циклічних приводах при їхньому розгоні й гальмуванні, тобто тоді, коли з'являються прискорення. Найбільш небажаними

є коливання, які виникають при гальмуванні привода, тому що вони затягують процес його зупинки і знижують швидкодію робота. Коливання, які виникають на етапі розгону привода, зазвичай встигають загаснути до моменту його гальмування й тому менш шкідливі. Однак, якщо тривалість етапу руху з постійною швидкістю відсутня, можливе накладання двох зазначених типів коливань, що призведе до більших складностей при здійсненні процесу гальмування.

Оскільки при циклічному керуванні гальмування привода здійснюється демпфером при наїзді на упор, то гасіння можливих коливань здійснюється шляхом підбору величини створюваної демпфером сили в'язкого тертя.

Циклічне керування – це найпростіший спосіб однокрокового дискретного керування, однак на цій підставі його не варто розглядати, як вироджений варіант багатокрокового дискретного позиційного керування. Системи циклічного керування принципово відрізняються від позиційних способів позиціонування за допомогою механічних упорів. Це забезпечує циклічним системам значно більшу точність і швидкодію.

Що стосується швидкодії, то, як впливає із теорії оптимальних систем, саме релейне керування забезпечує максимальну швидкодію для виконавчих систем роботів.

Системи адаптивного керування

Розглянуті раніше системи програмного керування реалізують найпростіший спосіб керування, коли апіорно досить точно відомо все про зовнішнє середовище й про самого робота, що дозволяє заздалегідь спланувати і запрограмувати роботу робота. Іншими словами, таке керування припускає повністю детерміновані зовнішні й внутрішні умови. Наведемо кілька типових прикладів, коли це не виконується:

- операція захоплення довільно розташованого об'єкта, який переміщується (для її виконання необхідно автоматичне наведення захвату маніпулятора на об'єкт);

- нагвинчування гайки на болт (для цього потрібно попередньо «наживити» гайку на різьблення);

- дугове зварювання швів, положення яких може варіюватися (потрібно вести зварювальну головку строго по шву й з певною кутовою орієнтацією);

- вставляння стрижня в отвір з точністю, яка перевищує точність позиціонування при програмному керуванні, і тому вимагає пробних пошукових рухів;

- рух у заздалегідь невідомому просторі з обходом непередбачених перешкод.

Для виконання подібних операцій необхідно оперативно одержувати інформацію про середовище безпосередньо в ході їхнього виконання для використання її в реальному часі при керуванні рухом. Таке керування у функції від поточної інформації про зовнішнє середовище називається адаптивним. Необхідною умовою його реалізації є наявність сенсорних систем, що дають цю інформацію. Адаптація розширює функціональні можливості робота при виконанні завдань, які не розв'язуються програмно, і спрощує його експлуатацію, не вимагаючи точного знання моделі зовнішнього середовища й самого робота.

Адаптивне керування можливе в таких варіантах:

- визначення значень заздалегідь невідомих параметрів для введення їх у керуючу програму системи. Тут адаптивне керування є надбудовою над системою програмного керування, здійснюючи її самонастроювання. Це параметрична адаптація;

- вибір керуючої програми з готового набору програм або складання її з набору типових підпрограм, у тому числі в ході виконання операції, на основі оцінки поточної ситуації за сенсорною інформацією. Тут адаптивне керування теж доповнює систему програмного керування;

- зміна (перемикання) структури системи керування, тобто її алгоритму, на основі оцінки поточної обстановки. Наприклад, зміна способу корекції в системі програмного керування або перехід від однієї сенсорної системи до іншої в системі адаптивного керування. Це структурна адаптація (самоорганізація системи);

- безпрограмне керування рухом у реальному часі тільки за сенсорною інформацією. Наприклад, виконання операції наведення робочого органа маніпулятора на довільно розташований об'єкт.

Таким чином, адаптивне керування може здійснюватися як через систему програмного керування приводами, так і шляхом безпосереднього впливу на останні.

При виконанні конкретних технологічних операцій адаптивне керування найчастіше застосовується в комбінації із програмним, забезпечуючи зміну структури системи програмного керування й підстроювання її параметрів або складання керуючої програми, або, нарешті, зміну її, коли необхідно повністю переходити на керування по поточній сенсорній інформації.

Крім того, можлива комбінація перерахованих способів адаптації, у тому числі й ієрархічна, коли є кілька рівнів адаптації. Наприклад, над рівнем параметричної адаптації, що здійснює налагодження системи програмного керування, може перебувати рівень структурної адаптації, що здійснює дискретну зміну в схемі останньої в міру вичерпання можливості підстроювання.

У системах спільного керування приводами маніпулятора застосовуються ті ж способи адаптації, що й при керуванні окремими приводами. На рис. 15.3 показана схема системи адаптивного керування маніпулятором.

Відповідно до цієї схеми адаптивне керування може відбуватись за трьома варіантами:

- як функція від оцінюваної якості керування з метою стабілізації, тобто усунення відхилення показника якості (наприклад, точність виведення робочого органу на задану позицію) від заданого значення або шляхом пошуку й підтримки оптимального значення обраного показника якості керування;
- з тією ж метою по відхиленню від еталонної моделі;
- як функція від вимірюваних сенсорними системами параметрів об'єктів зовнішнього середовища або координат робочого органа маніпулятора щодо об'єктів, з якими він взаємодіє або від зусилля взаємодії з ними.

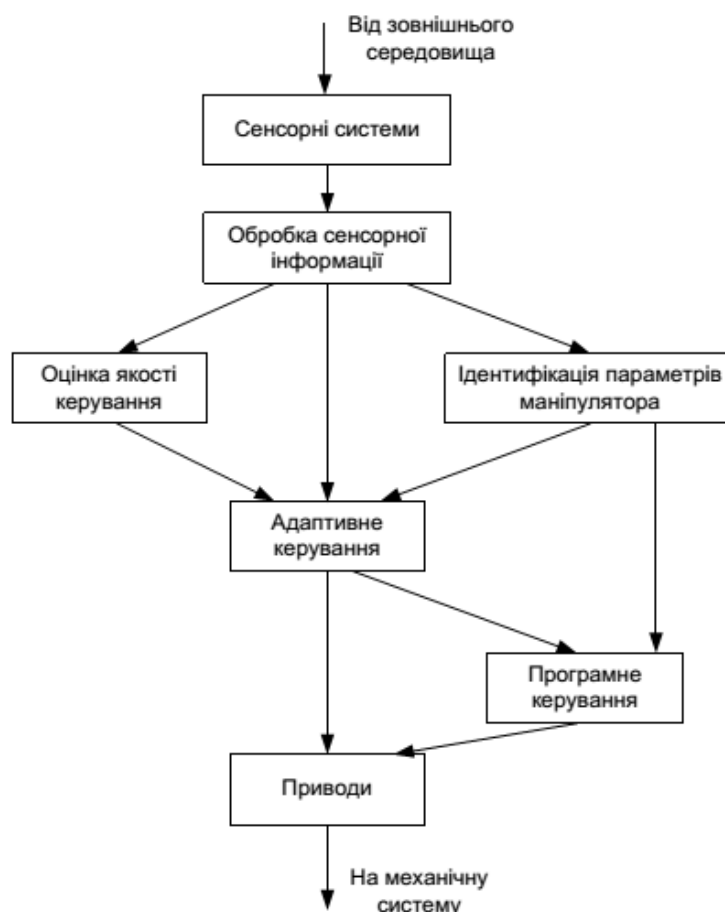


Рис. 15.3. Схема адаптивного керування маніпулятором

На рис. 15.4 представлена узагальнена структура машини з комп'ютерним керуванням (автоматичного робота), що використовується в машинобудуванні. Ця схема висвітлює принципи побудови мехатронних систем.

Зовнішнім середовищем для машин цього класу є технологічне середовище, яке містить основне і допоміжне обладнання, технологічне оснащення та об'єкти робіт. При виконанні мехатронною системою заданого функціонального руху об'єкти робіт здійснюють збурюючий вплив на робочий орган. Прикладами такої дії можуть бути сили різання для операцій механічної обробки, контактні сили і моменти сил при складанні, сила реакції струменя рідини при операції гідравлічного різання. Зовнішні середовища ділять на два основні класи: детерміновані та недетерміновані.

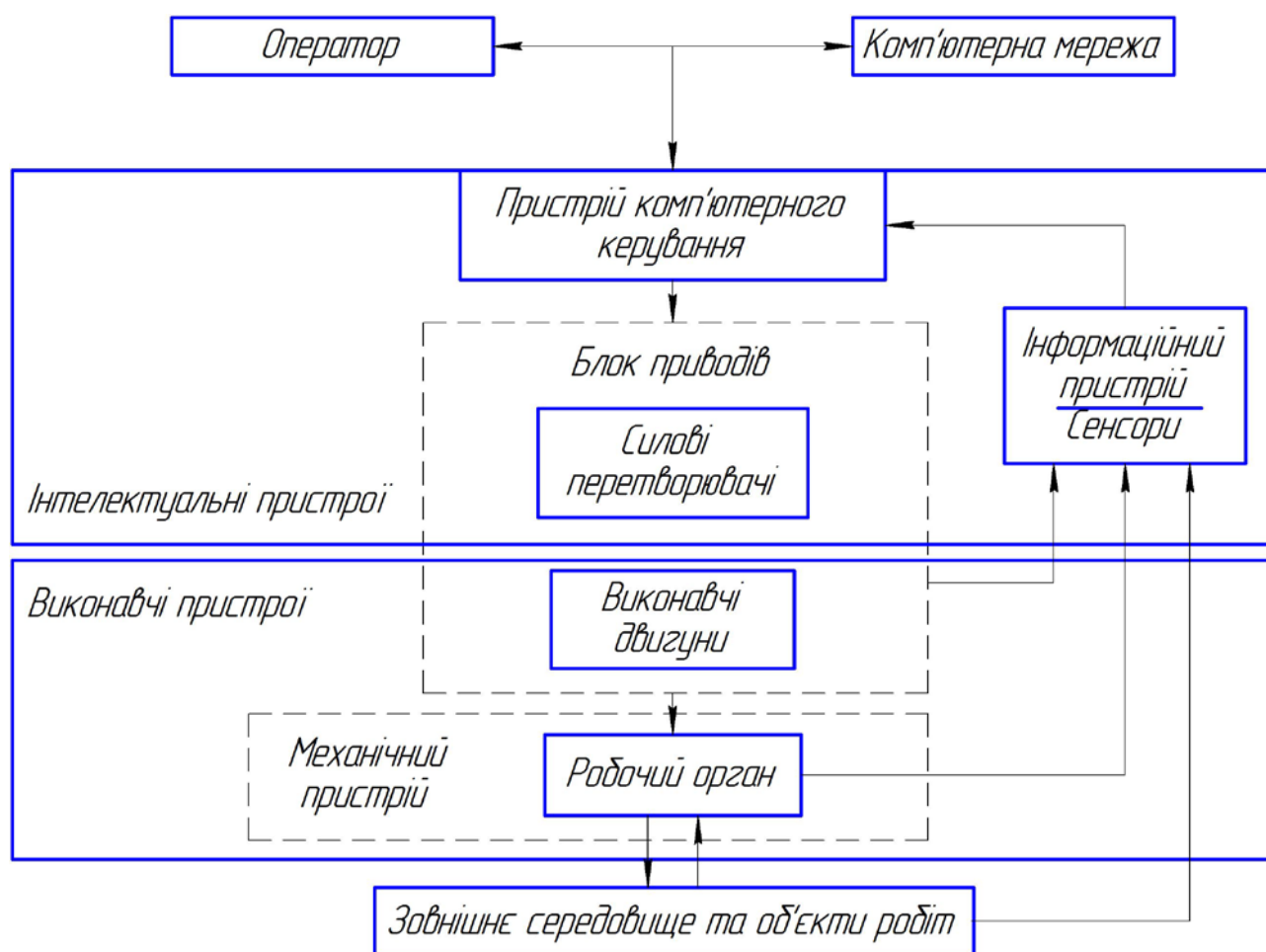


Рис. 15.4. Узагальнена схема мехатронної роботизованої системи

До детермінованих відносяться середовища, для яких параметри збурюючих впливів і характеристики об'єктів робіт можуть бути заздалегідь визначені з необхідною точністю для проєктування мехатронних систем.

Деякі середовища є недермінованими за своєю природою (наприклад, екстремальні середовища: підводні, підземні і т. п.).

Характеристики технологічних середовищ, як правило, можуть бути визначені за допомогою аналітико-експериментальних досліджень і методів комп'ютерного моделювання. Наприклад, для визначення сил різання при механічній обробці проводяться експериментальні дослідження на спеціальних установках, параметри вібраційних впливів вимірюють на вібростендах із подальшим формуванням математичних та / або комп'ютерних моделей впливів. Однак для проведення таких досліджень, як правило, потрібні дуже складне обладнання та вимірювальні прилади.

У таких випадках доцільно застосовувати методи адаптивного управління, які дозволяють автоматично коректувати закон руху робочих органів мехатронних систем безпосередньо в ході виконання операції.

До складу традиційної мехатронної системи входять такі основні компоненти: механічний пристрій (кінцева ланка – робочий орган); блок приводів, що включає силові перетворювачі і виконавчі двигуни; блок комп'ютерного управління, верхнім рівнем для якого є людина-оператор, або інша ЕОМ, яка входить у комп'ютерну мережу; сенсори, призначені для передачі до пристрою управління інформації про фактичний стан блоків машини та параметри руху мехатронної системи.

Таким чином, наявність трьох обов'язкових частин – механічної (електромеханічної), електронної та комп'ютерної, пов'язаних енергетичними та інформаційними потоками, є первинною ознакою мехатронної системи.

Електромеханічна частина включає механічні ланки і передачі, робочий орган, електродвигуни, сенсори і додаткові електротехнічні елементи (гальма, муфти). Механічний пристрій призначений для перетворення рухів ланок у необхідний рух робочого органу.

Електронна частина складається з мікроелектронних пристроїв, силових перетворювачів та електронних вимірювальних ланцюгів. Сенсори призначені для збору даних про фактичний стан зовнішнього середовища і параметри об'єктів робіт, механічного пристрою і блоку приводів з подальшою первинною обробкою і передачею цієї інформації в пристрій комп'ютерного управління.

Комп'ютерна частина виконує такі основні функції:

- управління процесом механічного руху мехатронного модуля або багатовимірної системи в реальному часі з обробкою сенсорної інформації;
- організації управління функціональними рухами мехатронної системи, яка передбачає координацію управління механічним рухом мехатронної системи і супутніми зовнішніми процесами;

- взаємодії з оператором через інтерфейс в режимах автономного програмування (off-line) і безпосередньо в процесі руху мехатронної системи (on-line);
- організації обміну даними з периферійними пристроями, сенсорами і іншими пристроями системи.

В ідеальному для користувача варіанті мехатронний модуль, отримавши вхідну інформацію про мету управління, буде виконувати заданий функціональний рух із допустимою похибкою. Апаратне об'єднання елементів у єдині конструктивні модулі обов'язково супроводжують розробкою інтегрованого програмного забезпечення. Програмні засоби забезпечують безпосередній перехід від задуму системи через її математичне моделювання до управління функціональним рухом у реальному часі.

Структура механізмів мехатронних модулів

Існує низка різноманітних пристроїв, які виконують механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення фізичної та розумової праці людини. Ці пристрої включають в себе різні компоненти: механічні, електротехнічні, електронні та інформаційні. Механічні компоненти називають механізмами.

Механізм – система рухомо пов'язаних між собою різними видами зв'язків твердих тіл, що реалізує рухову функцію, тобто здійснює перетворення руху одного або кількох твердих тіл системи в необхідні рухи інших тіл.

Тверді тіла, які входять до складу механізму і є його функціональними елементами називають ланками. Ланка механізму конструктивно може складатися з кількох деталей, які не мають між собою відносного руху.

Ланку, яка прийнята за нерухому, називають основою (стійкою).

Ланка, якій передають рух, що перетворюється механізмом в необхідні рухи інших ланок, називають вхідною.

Максимальне число вхідних ланок дорівнює числу керованих узагальнених координат або числу ступенів рухомості механізму. Ланка, яка здійснює рух, для виконання якого призначений механізм, називають вихідною.

Ланки, які знаходяться між вхідною і вихідною ланками, називають проміжними.

Під зв'язками ланок розуміють кінематичні пари. При створенні роботизованих мехатронних систем кінематичні пари умовно поділяють на пасивні та активні.

Пасивна кінематична пара – з'єднання двох ланок, яке не дозволяє здійснювати заданий керований рух однієї ланки пари відносно іншої.

Активні кінематичні пари дозволяють передавати одній з ланок пари керовані узагальнені координати. Такі кінематичні пари називають ступенями рухомості.

Ступінь рухомості – з'єднання двох ланок, яке дозволяє передавати одній із них керовану узагальнену координату. Ступінь рухомості включає в себе привод, що задає рух ланці. Якщо ступінь рухомості не впливає на функціональні перетворення механізму, то його називають зайвим.

Зайвий ступінь рухомості – це керована узагальнена координата, призначена для приведення в рух ланки, яка не впливає на функціональний рух механізму.

Якщо ступінь рухомості викликає додаткові функціональні перетворення механізму, то його називають додатковим.

Додатковий ступінь рухомості – керована узагальнена координата, призначена для надання механізму додаткових функціональних можливостей (рухів). Наприклад наявність у виконавчому механізмі робота додаткових ступенів рухомості дозволяє йому обходити перешкоди, виконувати дії у вузькому та протяжному просторі тощо.

Варто відзначити, що кінематичні пари та ступені рухомості мають різну фізичну сутність. Тому ступені рухомості графічно зображають дещо інакше, ніж кінематичні пари, хоча й близькими до них умовними графічними позначеннями (табл. 15.1).

Потрібно відрізнити відмінність між поняттями «ступінь рухомості» та «ступінь вільності». Ступінь рухомості механізму – це керована узагальнена координата. Ступінь вільності тіла – це незалежна можливість руху. Тіло, яке перебуває в просторі, не може мати число ступенів вільності більше шести, у той час як число ступенів рухомості механізму необмежене. Наприклад, тіло, закріплене в робочому органі виконавчого пристрою робота, що переміщається в просторі, не може мати число ступенів вільності більше шести, в той час, як виконавчий механізм може мати число ступенів рухомості більше шести.

Таким чином, для реалізації руху твердого тіла в просторі із заданим числом ступенів вільності, число ступенів рухомості механізму має дорівнювати або бути більше числа ступенів вільності тіла.

Маніпуляційні системи роботів

Сьогодні основним типом маніпуляційних систем роботів є механічні маніпулятори. Це просторові механізми у вигляді кінематичних ланцюгів з ланок, що утворюють кінематичні пари з кутовим або поступальним відносним рухом і системою приводів звичайно роздільних для кожного ступеня рухомості. Маніпулятори закінчуються робочим органом.

Ступені рухомості маніпулятора діляться на переносні й орієнтуючі. Переносні ступені вільності слугують для переміщення робочого органа в робочій зоні маніпулятора, а орієнтуючі – для його кутової орієнтації.

Таблиця 15.1

Класифікація кінематичних пар та ступенів рухомості

Клас і число зв'язків	Найменування з'єднання	Умовне графічне зображення і позначення	
		Кінематичної пари	Ступеня рухомості
5	Обертальне	(O)	(O)
	Поступальне	(II)	(II)
	Гвинтове	(ГВ)	(ГВ)
	Кульково-гвинтове	(КГВ)	(КГВ)
4	Циліндричне	(Ц)	(Ц)
	Сферичне	(СП)	(СП)
3	Трьох-рухоме сферичне	(С)	(С)
2	Лінійне	(Л)	(Л)
1	Точкове	(Т)	(Т)

Мінімально необхідне число переносних ступенів рухомості для переміщення робочого органа в просторі робочої зони рівне 3. Однак для розширення маніпуляційних можливостей і реалізації більш складних траєкторій руху, наприклад, з обходом перешкод, а також для підвищення

швидкодії маніпулятори звичайно проєктують із кількома надлишковими переносними ступенями рухомості, хоча це ускладнює й збільшує вартість робота. Сучасні маніпулятори в середньому мають 4 – 6 ступенів рухомості, але існують маніпулятори й з 8 – 9 такими ступенями.

Максимально необхідне число орієнтуючих ступенів рухомості дорівнює 3. Вони реалізуються кінематичними парами з кутовим переміщенням, які забезпечують поворот робочого органа маніпулятора щодо його поздовжньої й двох інших взаємно перпендикулярних осей.

Маніпулятори, які працюють у прямокутній системі координат (рис. 15.5), мають робочу зону у формі паралелепіпеда. Тут усі переміщення тільки поступальні. Тому така система координат найбільш зручна для виконання прямолінійних рухів. Крім того, вона максимально спрощує програмування робота, тому що воно звичайно виконується саме в прямокутній системі координат, і, отже, у цьому випадку не потрібно перерахування програм з однієї системи координат в іншу.

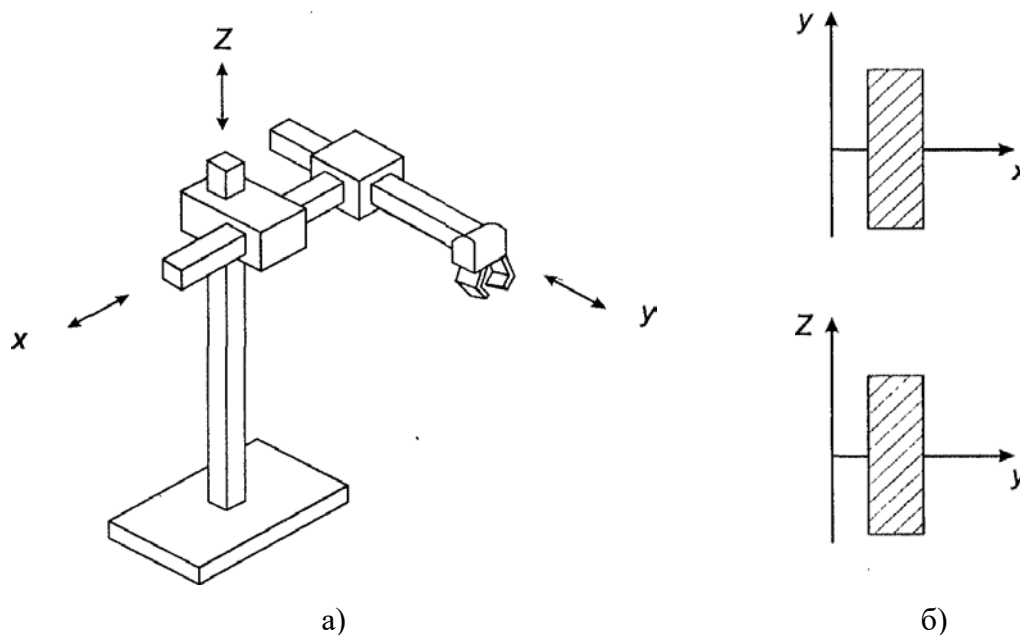


Рис. 15.5. Маніпулятор із прямокутною системою координат (а) і його робоча зона (б)

У маніпуляторах із циліндричною системою координат (рис. 15.6) поряд із поступальними переміщеннями здійснюється одне кутове переміщення (по колу). Відповідно, робоча зона обмежена циліндричними поверхнями.

У сферичній системі координат (рис. 15.7) здійснюються вже 2 кутових переміщення й робоча зона обмежена сферичними поверхнями. Маніпулятори з такою системою координат, як правило, складніші, ніж із циліндричною системою, однак більш компактні.

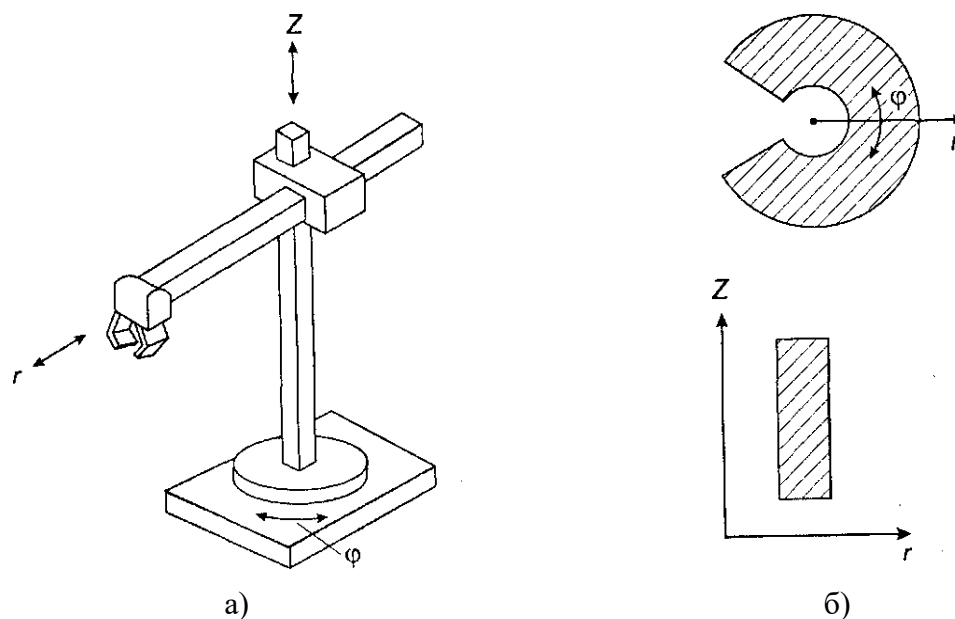


Рис. 15.6. Маніпулятор із циліндричною системою координат (а) і його робоча зона (б)

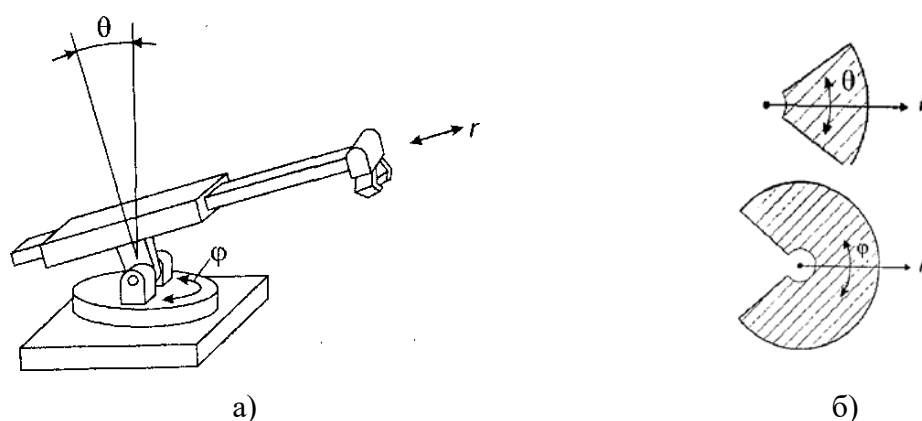


Рис. 15.7. Маніпулятор із сферичною системою координат (а) і його робоча зона (б)

Представлений на рис. 15.8 маніпулятор з кутовою системою координат робить тільки кутові переміщення, тобто всі його ланки – шарніри. Тому часто такі маніпулятори називають шарнірними й антропоморфними. Роботи з маніпуляторами такого типу завдяки можливості останніх складатися, не виступаючи практично за габарити основи робота, мають максимальну компактність, хоча й найбільш складні в керуванні.

Представлені на рис. 15.5 – 15.8 маніпулятори мають усього по 3 переносних ступенів рухомості. Оскільки маніпулятори реальних роботів містять більше число ступенів рухоості, у них часто використовуються різні комбінації розглянутих раніше основних типів систем координат.

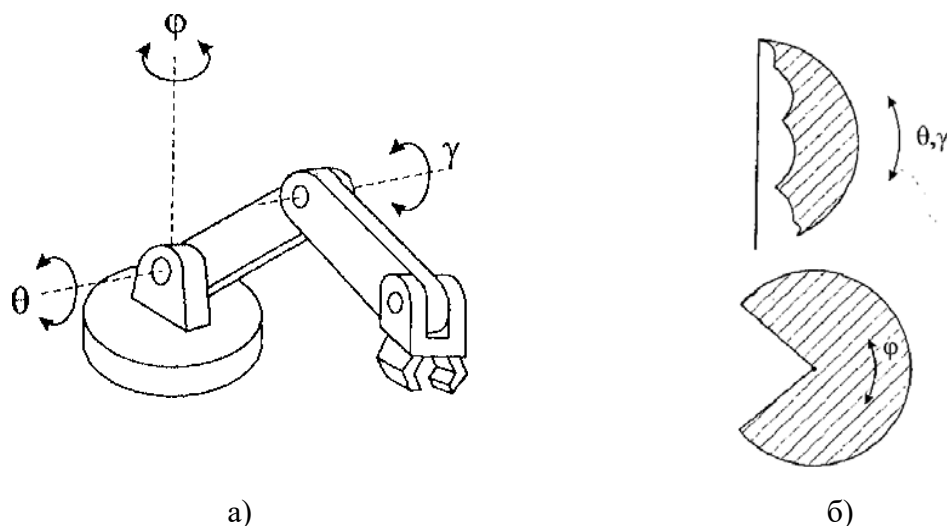


Рис. 15.8. Маніпулятор із кутовою системою координат (а) і його робоча зона (б)

У загальному випадку маніпулятор – це просторовий незамкнений кінематичний ланцюг (рис. 15.9). Ланки цього ланцюга за аналогією з рукою людини мають такі назви: корпус, плече, передпліччя, кисть (захват), палець.

Робочий об'єм маніпуляторів і класифікація руху захвату

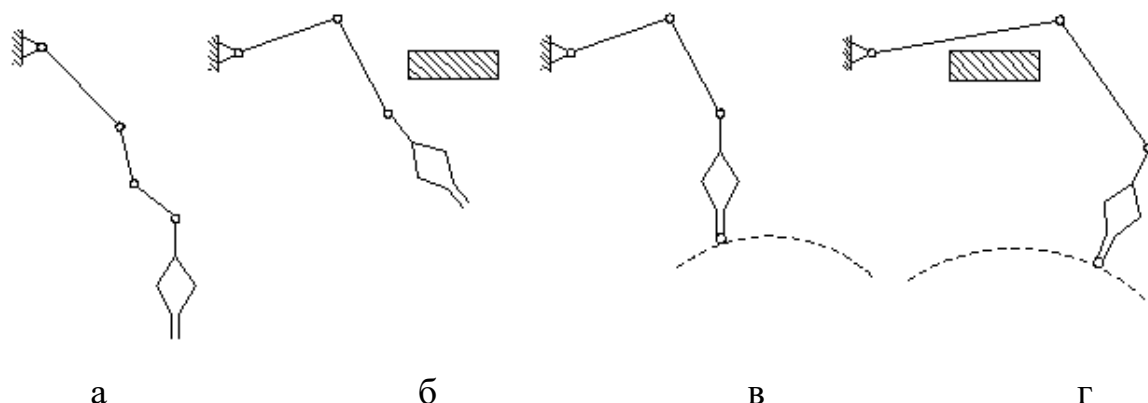


Рис. 15.9. Варіанти руху маніпулятора в робочому об'ємі

Робочим об'ємом маніпулятора називається об'єм, обмежений поверхнею, що огинає всі можливі положення захвату. Однак не всі частини цього об'єму однаково зручні для виконання заданих рухів захвату. Відповідно рух захвату поділяють на 4 класи.

До першого класу відносяться рухи у вільному робочому об'ємі (рис. 15.9, а).

Рух у невідільному просторі (рис. 15.9, б), при якому частина робочого простору зайнята деяким твердим тілом, відноситься до другого класу. До третього класу належать можливі рухи, які узгоджені зі зв'язками, накладеними на об'єкт маніпулювання (рис. 15.9, в). До четвертого класу належать можливі

рухи в невідомому просторі при невідомому об'єкті маніпулювання (рис. 15.9, г).

Можливість виконання заданих рухів захвату різних класів визначається не тільки числом ступенів вільності маніпуляторів, але і розташуванням кінематичних пар.

Вплив розташування кінематичних пар маніпулятора на його маневреність

Маневреність маніпулятора називають його число ступенів вільності при нерухомому захваті. Один ступінь вільності має маніпулятор, показаний на (рис. 15.9, а), тому що при нерухомому захваті його ланки можуть обертатися навколо осі, яка проходить через центри сферичних пар.

У маніпуляторі за схемою, представленою на рис. 15.9 (б), при нерухомому захваті маневреність дорівнює нулю, тобто кожному положенню захвату відповідає єдине розташування всіх ланок.

Маніпулятор за схемою рис. 15.9 (в) також не має маневреності. Однак одному й тому ж положенню захвату можуть відповідати два різні варіанти розташування ланок, що дозволяє оператору обходити деякі перешкоди в робочому об'ємі.

Порівняння різних схем маніпуляторів показує, що маневреність залежить не тільки від кількості ступенів вільності захвату, а й від розташування кінематичних пар. Підвищення маневреності маніпулятора дозволяє виконувати рухи більш високих класів і збільшує свободу дії оператора при виконанні маневрів.

Для маніпуляторів ступінь рухомості визначають за формулою Сомова-Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (15.1)$$

де n – число рухомих ланок механізму; p_i – кількість кінематичних пар відповідного класу.

Структурний аналіз маніпулятора мехатронної роботизованої системи

Завдання: Визначити ступінь рухомості та маневреність механізму маніпулятора промислового робота (рис. 15.10).

Розв'язок: Проаналізуємо схему механізму маніпулятора промислового робота (рис. 15.10), вихідна ланка якого 5 зі стійкою 0 не утворює кінематичних пар, як наслідок, схема досліджуваного механізму є незамкненим кінематичним

ланцюгом, ступінь рухомості якого визначається за формулою Сомова-Малишева (15.1).

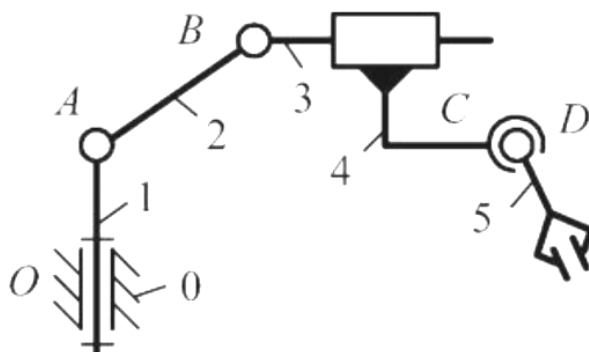


Рис. 15.10. Схема механізму маніпулятора промислового робота

Схема складається з однієї нерухомої ланки – стійки 0 та рухомих ланок 1, 2, 3, 4, 5 ($n=5$). Для визначення значень коефіцієнтів p_1 , p_2 , p_3 , p_4 і p_5 відобразимо всі кінематичні пари схеми (рис. 15.10) в табл. 15.2.

Таблиця 15.2

Характеристика кінематичних пар маніпулятора

№	Номери ланок / назва	Схема	Клас / рухомість
1	0 - 1 / обертова		5 / 1
2	1 - 2 / обертова		5 / 1
3	2 - 3 / обертова		5 / 1
4	3 - 4 / поступальна		5 / 1
5	4 - 5 / сферична		3 / 3

Отже значення невідомих коефіцієнтів: $p_5=4$; $p_4=0$; $p_3=1$; $p_2=0$; $p_1=0$.

Підставивши отримані значення в структурну формулу Сомова-Малишева (15.1) знайдемо ступінь рухомості маніпулятора:

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0 = 7.$$

Отже, для достовірного опису положень ланок механізму маніпулятора промислового робота потрібно сім узагальнених координат.

Для визначення маневреності m потрібно зафіксувати вихідну ланку 5 та виконати розрахунок за формулою Сомова-Малишева. Відповідно кількість рухомих ланок буде становити $n=4$, а значення решти коефіцієнтів залишаються незмінними: $p_5=4$; $p_4=0$; $p_3=1$; $p_2=0$; $p_1=0$.

Тоді маневреність:

$$m = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0 = 1.$$

Висновок: Запропонована схема маніпулятора відповідає умові роботопридатності, відповідно до якої маневреність просторового важільного механізму повинна мати значення $m \geq 1$.

Завдання, обладнання і приладдя

При виконанні роботи використовують окремі моделі маніпуляторів промислових роботів та структурні схеми просторових важільних механізмів маніпуляторів (рис. 15.11-15.15). Для виконання роботи необхідні також вимірювальні та креслярські інструменти. Завдання роботи: *визначити ступінь рухомості та маневреність механізму маніпулятора промислового робота.*

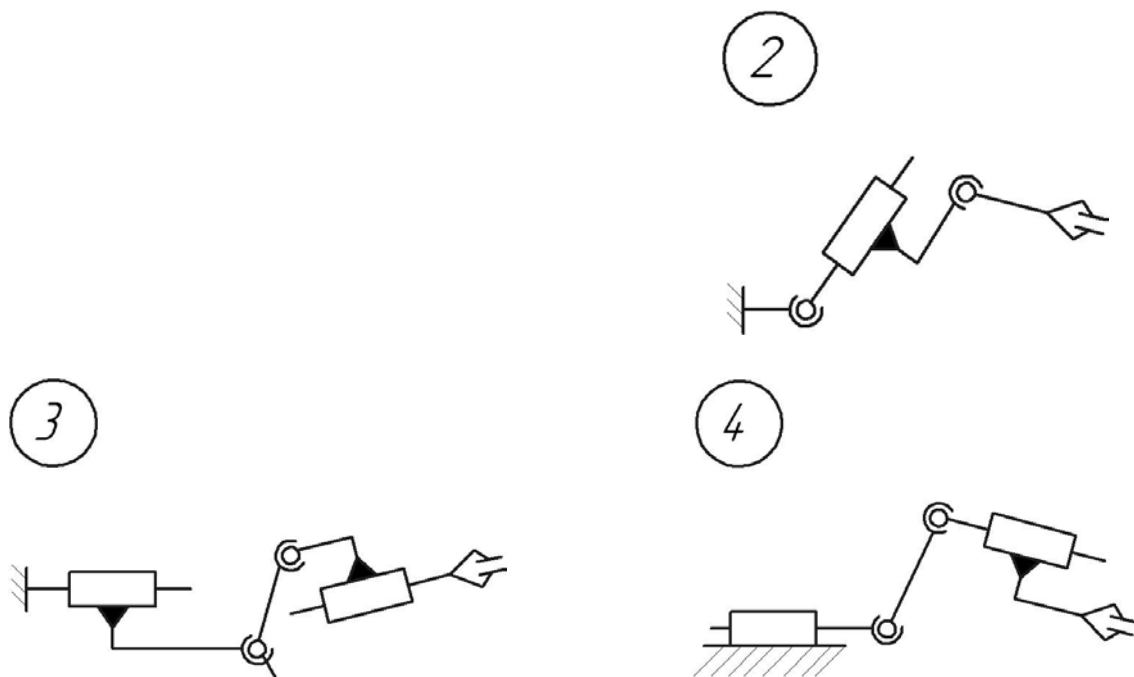
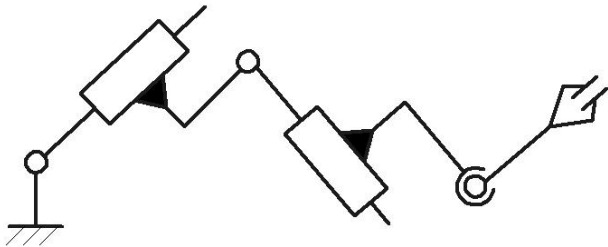
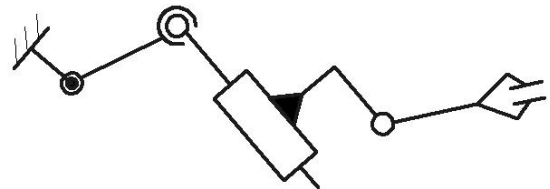


Рис. 15.11. Структурні схеми просторових важільних механізмів маніпуляторів
(варіанти 1-4)

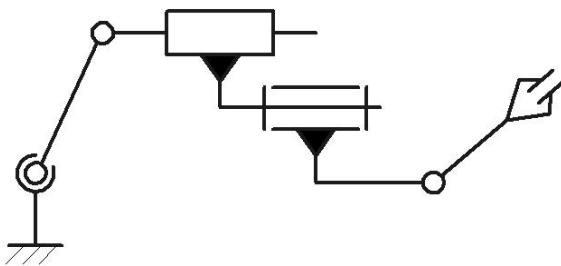
5



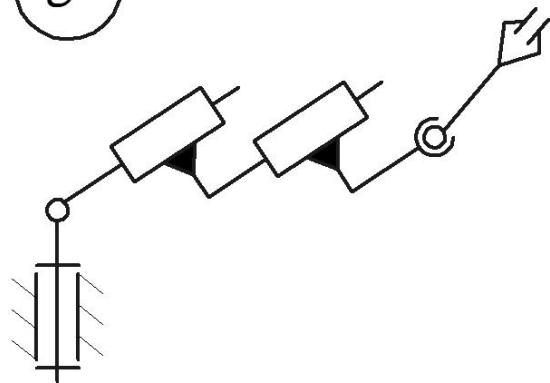
6



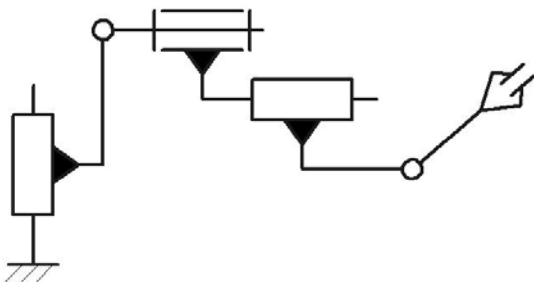
7



8



9



10

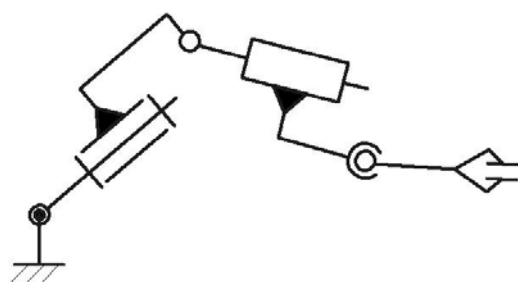
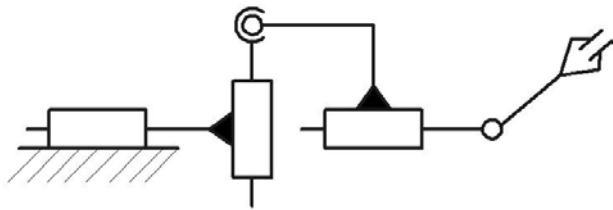
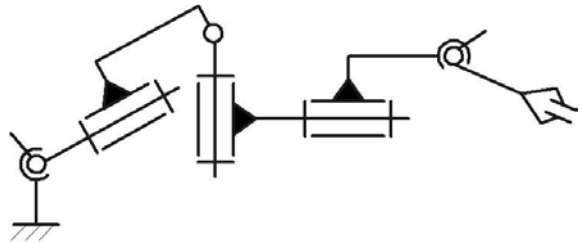


Рис. 15.12. Структурні схеми просторових важільних механізмів маніпуляторів
(варіанти 5-10)

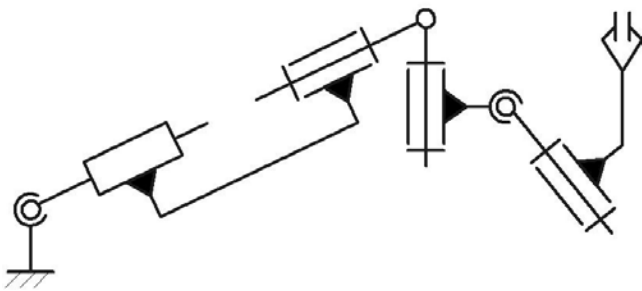
11



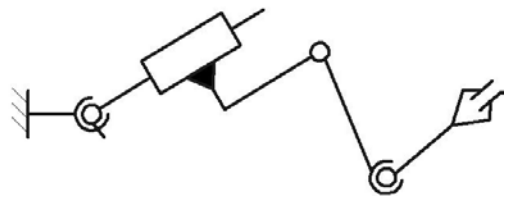
12



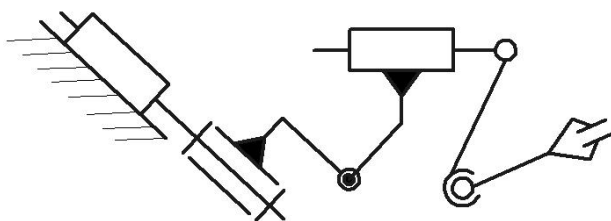
13



14



15



16

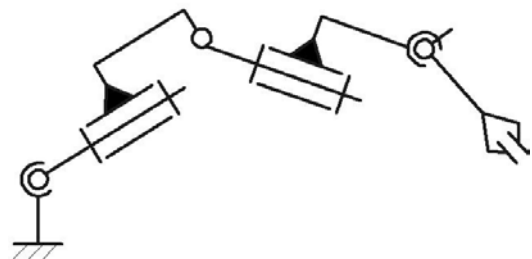
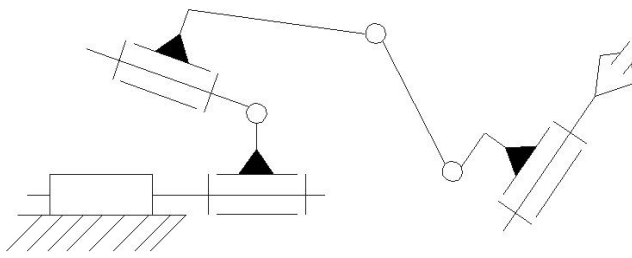
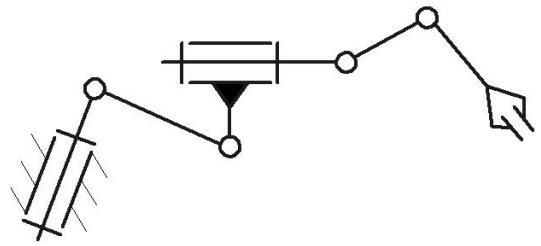


Рис. 15.13. Структурні схеми просторових важільних механізмів маніпуляторів
(варіанти 11-16)

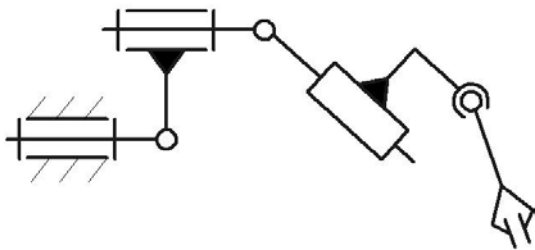
17



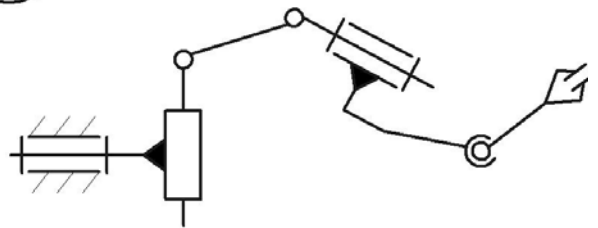
18



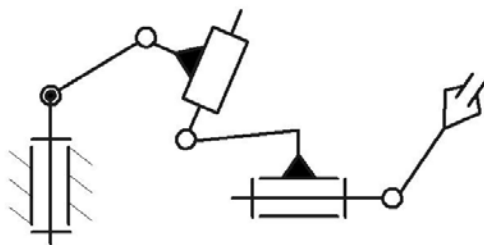
19



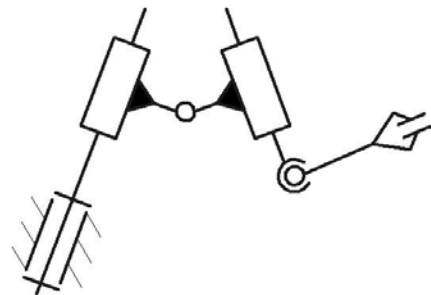
20



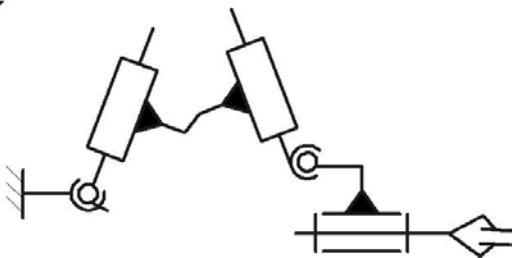
21



22



23



24

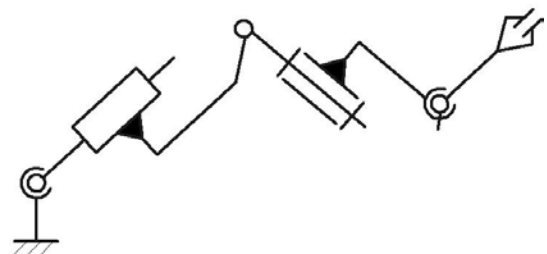


Рис. 15.14. Структурні схеми просторових важільних механізмів маніпуляторів
(варіанти 17-24)

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з умовними позначеннями, які використовуються для зображення кінематичних схем механізмів маніпуляторів мехатронних роботизованих систем.

2. Ознайомитися з принципом роботи механізму за своїм варіантом. З'ясувати характер руху ланок, а також, які кінематичні пари утворюють ланки між собою.

3. Накреслити структурну схему запропонованого викладачем просторового механізму, позначити ланки та кінематичні пари.

4. Скласти таблицю кінематичних пар (табл. 15.2).

5. Визначити ступінь рухомості механізму маніпулятора за формулою Сомова-Малишева.

6. Зафіксувавши захват маніпулятора промислового робота, визначити його маневреність за формулою Сомова-Малишева.

Зміст звіту

1. Назва і мета роботи.

2. Структурна схема маніпулятора промислового робота.

3. Таблиця кінематичних пар (табл. 15.2).

4. Визначення ступеня рухомості механізму.

5. Визначення маневреності механізму.

6. Висновки

Контрольні запитання для самопідготовки

1. Дайте визначення терміну «мехатронна система». Наведіть приклади.

2. Загальна структура та характеристика мехатронної системи.

3. Що Ви розумієте під словом «робот»? Види роботів.

4. За якими показниками класифікують промислових роботів?

5. Основні функції та види виробничих роботів.

6. Які системи координат використовують сучасні маніпуляційні системи роботів?

7. Які показники покладені в основу класифікації методів керування роботами?

8. Розкрийте сутність програмного та адаптивного керування роботизованими системами.

9. Що таке ступінь рухомості та маневреність механізму маніпулятора? Формули для визначення.

10. Як класифікуються роботи за ступенем участі людини в їхньому управлінні?

11. Наведіть приклади робототехнічних комплексів у машинобудуванні.

12. Які відомі промислові роботи за призначенням і ступенем спеціалізації?

Тестові завдання для самоконтролю

Базовий рівень складності

Основні поняття. Структура та кінематика важільних механізмів
(одна правильна відповідь)

1. Наука ТММ виникла:

- а) в кінці 18 століття;
- б) на початку 17 століття;
- в) на початку 20 століття.

2. Основоположником школи ТММ є:

- а) І.І. Артоболевський;
- б) П.Л. Чебишев;
- в) Леонард Ейлер.

3. Механізм це:

- а) двигун внутрішнього згоряння;
- б) система твердих тіл, призначена для полегшення праці людини;
- в) система твердих тіл, рухомо з'єднаних між собою, яка призначена для перетворення рухів і сил одних тіл у потрібні рухи і сили інших тіл.

4. Машина це:

- а) побудова, яка виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів та інформації, щоб полегшити працю людини;
- б) автомобіль;
- в) коробка зміни передач.

5. Ланка це:

- а) редуктор;
- б) деталь (компонент), або жорстке з'єднання декількох деталей, що несе елементи кінематичних пар;
- в) окрема деталь.

6. Кінематична пара це:

- а) місце з'єднання декількох ланок;
- б) місце жорсткого з'єднання ланок;
- в) місце рухомого з'єднання двох ланок.

7. Вхідна ланка це:

- а) ланка, закон руху і сили якій задається;
- б) ланка, яка має достатню міцність;
- в) шатун.

8. Клас кінематичної пари визначається:

- а) кількістю ступенів вільності;
- б) кількістю умов зв'язку;
- в) кількістю ланок кінематичної пари.

9. Кінематичний ланцюг це:

- а) жорстке з'єднання кількох ланок;

- б) набір окремих деталей;
- в) сукупність ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами.

10. Група Ассура це:

- а) кінематичний ланцюг з нульовою ступінню вільності;
- б) кінематичний ланцюг з ступінню вільності, що дорівнює 1;
- в) послідовне з'єднання ланок.

11. Порядок групи Ассура визначається:

- а) кількістю ланок групи;
- б) кількістю вільних елементів, якими група приєднується до основного механізму;
- в) найвищим класом контура.

12. Кривошипно-коромисловий механізм отримаємо, якщо:

- а) до механізму I класу приєднати групу Ассура II класу, II порядку 1 виду;
- б) вхідну ланку з'єднати з однією групою Ассура;
- в) до механізму I класу приєднати коромисло.

13. Кривошипно-повзунний механізм отримаємо, якщо:

- а) до механізму I класу приєднати групу Ассура II класу II порядку 2 виду;
- б) до механізму I класу приєднати групу Ассура IV класу;
- в) до механізму I класу приєднати повзун.

14. Кулісний механізм отримаємо, якщо:

- а) до механізму I класу приєднати групу Ассура II класу II порядку 3 виду;
- б) до механізму I класу приєднати кулісу;
- в) до механізму I класу приєднати кінематичний ланцюг.

15. Ступінь вільності плоского механізму визначається:

- а) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$;
- б) $W = 3n - 2p_5 - p_4$;
- в) $W = 3n - 2p_5 - p_4 - p_3$.

16. Ступінь вільності просторового механізму визначається:

- а) $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$;
- б) $W = 3n - 2p_5 - p_4$;
- в) $W = 6n - 2p_5$.

17. Синтез та аналіз механізмів це:

- а) проєктування та дослідження;
- б) дослідження та проєктування;
- в) визначення відомих параметрів.

18. Основні задачі кінематичного аналізу це:

- а) визначення основних розмірів ланок;

- б) визначення всіх розмірів ланок;
- в) визначення переміщень і траєкторій ланок, лінійних та кутових швидкостей і прискорень точок ланок;

19. Масштаб переміщення вихідної ланки механізму визначається:

- а) $\mu_s = t\mu_\ell$;
- б) $\mu_s = \mu_t$;
- в) $\mu_s = 2\mu_t\mu_\ell$.

20. Масштаб часу графіка швидкості вихідної ланки механізму визначається:

- а) $\mu_t = 60n_1\ell$;
- б) $\mu_t = 60/n_1\ell$;
- в) $\mu_t = 1/60n_1\ell$.

21. Масштаб швидкості графіка швидкостей вихідної ланки механізму визначається:

- а) $\mu_V = \mu_s / \mu_t H_1$;
- б) $\mu_V = \mu_s \mu_t H_1$;
- в) $\mu_V = \mu_s \mu_t / H_1$.

22. Швидкість т. А Кривошипа визначається:

- а) $V_A = \omega_1 / \ell_{OA}$;
- б) $V_A = \omega_1^2 \ell_{OA}$;
- в) $V_A = \omega_1 \ell_{OA}$.

23. Векторні рівняння швидкості т. В відносно точок А та О мають вид:

- а) $\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}$; $\bar{V}_B = \bar{V}_O + \bar{V}_{BO}$;
- б) $\bar{V}_B = V_A + \bar{V}_{BA}$; $\bar{V}_B = \bar{V}_O - \bar{V}_{BO}$;
- в) $V_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA}$; $\bar{V}_B = \bar{V}_O + \bar{V}_{OB}$.

24. Прискорення т. А кривошипа визначається:

- а) $a_A = \omega_1 \ell_{OA}$;
- б) $a_A = \omega_1^2 \ell_{OA}$;
- в) $a_A = \omega_1^2 / \ell_{OA}$.

25. Нормальне прискорення ланки АВ визначається:

- а) $a_{BA}^n = 0$;

б) $a_{BA}^n = V_{BA}^2 / \ell_{BA}$;

в) $a_{BA}^n = V_{BA}^2 / \ell_{BA}$.

26. Кутове прискорення ланки АВ визначається:

а) $\varepsilon = a_{BA}^\tau / \ell_{BA}$;

б) $\varepsilon = a_{BA}^\tau \ell_{BA}$;

в) $\varepsilon = 0$.

27. Масштаб плану положень при кінематичному аналізі механізму має розмірність:

а) м/мм;

б) м·мм;

в) (м/с)/мм.

28. Масштаб плану прискорень при кінематичному аналізі механізму має розмірність:

а) м/мм;

б) (м/с)/мм;

в) (м/с²)/мм.

29. Тангенціальне прискорення має розмірність:

а) м²/с;

б) м/с;

в) м/с².

30. Нормальне прискорення має розмірність:

а) м²/с;

б) 1/с²;

в) м/с².

31. Кутова швидкість ланок має розмірність:

а) м/с;

б) 1/с²;

в) 1/с.

32. Масштаб плану швидкостей при кінематичному аналізі механізму має розмірність:

а) м/мм;

б) м·мм;

в) (м/с)/мм.

33. Між кутовою швидкістю зубчастого колеса і його частотою обертання існує співвідношення:

а) $\omega = \pi n / 30$;

б) $\omega = \pi 30 / n$;

в) $\omega = \pi n / 60$.

34. Лінійна швидкість ланки має розмірність:

а) $m \cdot s$;

б) m/s ;

в) $1/s$.

35. Кутове прискорення ланок має розмірність:

а) m/s^2 ;

б) $1/s^2$;

в) $1/s$.

36. Найбільш точним методом кінематичного аналізу є:

а) метод планів;

б) метод кінематичних діаграм;

в) аналітичний метод.

37. Метод кінематичного аналізу, який базується на послідовній побудові векторних рівнянь для структурних груп, називається:

а) метод планів;

б) метод кінематичних діаграм;

в) аналітичний метод.

38. За функціями машини класифікують на:

а) енергетичні;

б) дорожні;

в) сільськогосподарські.

39. Зазвичай кінематичні пари та центри мас ланок на кінематичних схемах позначають:

а) арабськими цифрами;

б) римськими цифрами;

в) латинськими літерами.

40. Машина, призначена для перетворення будь-якого виду енергії у механічну(і навпаки), відноситься до класу:

а) енергетичних машин;

б) технологічних машин;

в) сільськогосподарських машин.

41. Машина, призначена для зміни форми, розмірів, властивостей і стану вихідних матеріалів та заготовок, відноситься до класу:

а) енергетичних машин;

б) технологічних машин;

в) сільськогосподарських машин.

42. Машина, призначена для переміщення вантажів, інструментів, людей та інших об'єктів у просторі з потрібною швидкістю, відноситься до класу:

- а) енергетичних машин;
- б) технологічних машин;
- в) транспортних машин.

43. Машина, що замінює або імітує різні механічні, фізіологічні або біологічні процеси, які притаманні людині і живій природі та яка має елементи штучного інтелекту, називається:

- а) інформаційною машиною;
- б) кібернетичною машиною;
- в) транспортною машиною.

44. Машина для одержання та перетворення інформації називається:

- а) інформаційною машиною;
- б) кібернетичною машиною;
- в) обчислювальною машиною.

45. Графічне зображення механізму за допомогою умовних позначень, ланок і кінематичних пар, називається:

- а) структурною схемою;
- б) кінематичною схемою;
- в) динамічною моделлю.

46. Графічне зображення механізму за допомогою умовних позначень, ланок і кінематичних пар, виконане у масштабі, називається:

- а) структурною схемою;
- б) кінематичною схемою;
- в) динамічною моделлю.

47. Механізми, у яких ланки утворюють лише обертові, поступальні, циліндричні або сферичні кінематичні пари, називаються:

- а) важільними;
- б) зубчастими;
- в) кулачковими.

48. Зображення кінематичної схеми механізму у вибраному масштабі при відповідному положенні початкової ланки називається:

- а) планом механізму;
- б) структурною схемою механізму;
- в) кінематичним ланцюгом.

49. Геометричне місце кінців векторів швидкостей крайніх точок тіла, відкладених з однієї довільної точки(полюса), називається:

- а) планом механізму;

- б) планом швидкостей;
- в) діаграмою швидкостей.

50. Кутову швидкість точки можна визначити за формулою:

- а) $\omega = V / \ell$;
- б) $\omega = V \cdot \ell$;
- в). $\omega = V \cdot \ell \cdot \mu_v$.

Аналіз та синтез механізмів передач
(одна правильна відповідь)

1. Кулачковий механізм це:

- а) механізм, у склад якого входить кулачок;
- б) механізм створений із механізму I класу і кулачка;
- в) набір декількох кулачків і штовхачів.

2. Кулачок це:

- а) ланка, яка має сталу кривизну поверхні;
- б) ланка, яка має змінну кривизну поверхні і надає рух штовхачу;
- в) ланка, яка входить у кулачковий механізм.

3. Масштаб аналогів швидкостей штовхача це:

- а) $\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s / \mu_\varphi \cdot H_1$;
- б) $\mu_{ds/d\varphi} = \mu_s / \mu_\varphi \cdot H_1$;
- в) $\mu_{ds/d\varphi} = 2\mu_s H_1$.

4. Масштаб аналогів прискорення штовхача це:

- а) $\mu_{d^2s/d\varphi^2} = \mu_{ds/d\varphi} \mu_\varphi \cdot H_2$;
- б) $\mu_{d^2s/d\varphi^2} = \mu_{ds/d\varphi} / \mu_\varphi \cdot H_2$;
- в) $\mu_{d^2s/d\varphi^2} = 2\mu_s H_2$.

5. Побудова профілю кулачка виконується:

- а) методом прямого руху;
- б) методом оберненого руху;
- в) методом графічної побудови.

6. Кут тиску в кулачковому механізмі це:

- а) кут передачі руху;
- б) кут згину штовхача;
- в) кут, утворений силою з напрямом швидкості штовхача.

7. Фазові кути в кулачковому механізмі це:

- а) кути повороту кулачка, у межах яких штовхач віддаляється, знаходиться у найбільш віддаленому положенні від центра обертання і наближається;
- б) кути утворені між кулачком і штовхачем;
- в) кути між напрямом сили, що діє на кулачок.

8. При проєктуванні кулачкових механізмів із динамічної точки зору доцільно виходити з графіка:

- а) переміщення;
- б) швидкості;
- в) прискорення.

9. Фрикційні механізми це:

- а) механізми, у яких для передачі руху використовуються сили тертя;
- б) механізми, у яких використовуються сили інерції;
- в) механізми, у яких застосовується пружини.

10. Зубчастий механізм це:

- а) механізм, призначений для передавання обертового руху за допомогою зубчастих коліс;
- б) механізм, у якого зубчасті колеса не знаходяться у зачепленні;
- в) механізм, у якого передавання обертового руху відбувається за рахунок тертя.

11. Передаточне відношення пари зубчастих коліс:

- а) $U_{12} = \omega_1 \omega_2$;
- б) $U_{12} = Z_1 Z_2$;
- в) $U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1$.

12. Основна теорема зачеплення формується:

- а) загальна до профілів зубів у точці їхнього дотику ділить віддаль між центрами обертання зубчастих коліс на частини, обернено пропорційні їхнім кутовим швидкостям;
- б) віддаль між центрами обертання зубчастих коліс ділиться на частини, прямопропорційні кутовим швидкостям;
- в) віддаль між центрами обертання зубчастих коліс дорівнює двом радіусам

13. Евольвента кола це:

- а) крива, що описує будь-яка точка кола, яка котиться по прямій лінії без ковзання;
- б) крива, що описує будь-яка точка прямої лінії, яка ковзає по колу;
- в) крива, що описує будь-яка точка прямої лінії, яка ковзає по колу без ковзання.

14. Евольвентний кут, або інволюта кута це:

- а) кут між початковим радіусом – вектором евольвенти і її біжучим радіусом;
- б) кут між початковим радіусом – вектором евольвенти і її кінцевим радіусом;
- в) кут між кінцевим радіусом і біжучим радіусом евольвенти.

15. Модуль зубчастого колеса це:

- а) число мм ділильного кола, що припадає на один зуб;
- б) число мм діаметра початкового (ділильного) кола, що припадає на один зуб;
- в) число мм діаметра основного кола, що припадає на один зуб.

16. Коловий крок зубів зубчастого колеса це:

- а) $P_w = \pi m$;
- б) $P_w = m / \pi$;
- в) $P_w = \pi Z$.

17. Висота зубів зубчастого колеса визначається:

- а) $h = m$; б) $h = 1,25m$; в) $h = 2,25m$.

18. Відстань між центрами обертання коліс визначається:

- а) $a_w = m(Z_1 + Z_2) / 2$;
б) $a_w = 2m(Z_1 + Z_2)$;
в) $a_w = Z_{e1} + Z_{e2}$.

19. Коефіцієнт торцевого перекриття це:

- а) число пар зубів, що перебувають у зачепленні;
б) число зубів, що одночасно знаходяться у зачепленні;
в) число пар зубів, що одночасно знаходяться в зачепленні.

20. Торцевий модуль зв'язаний з нормальним в косозубому циліндричному колесі:

- а) $m_s = m_n \cos \beta$;
б) $m_s = m_n / \cos \beta$;
в) $m_s = 2m_n / \cos \beta$.

21. Загальний вираз передаточного відношення пари конічних зубчастих коліс:

- а) $U_{12} = \omega_2 / \omega_1 = Z_2 / Z_1 = \operatorname{tg} \delta_1$;
б) $U_{12} = Z_1 / Z_2 = \omega_1 / \omega_2 = \operatorname{ctg} \delta_2$;
в) $U_{12} = \omega_1 / \omega_2 = Z_2 / Z_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$.

22. Коефіцієнт відносного діаметра черв'яка це:

- а) число модулів в основному діаметрі черв'яка;
б) число модулів в початковому діаметрі черв'яка;
в) число модулів в початковому діаметрі черв'яка колеса.

23. Планетарні зубчасті механізми це:

- а) зубчасті механізми ступеней вільності яких дорівнює 2;
б) зубчасті механізми ступеней вільності яких дорівнює 1;
в) зубчасті механізми, у яких геометричні осі одного чи кількох коліс переміщуються у просторі.

24. Диференціальні зубчасті механізми це:

- а) механізми, у яких осі одного чи кількох коліс переміщуються у просторі;
б) планетарні механізми із ступенем вільності 2 і більше;
в) планетарні механізми із ступенем вільності 1.

25. Передаточне відношення планетарної передачі це:

- а) $U_{13} = Z_3 / Z_1 = \omega_1 / \omega_3$;
б) $U_{1H} = 1 + U_{13}$;
в) $U_{1H} = 1 - U_{13}$.

Динамічний аналіз механізмів

(одна правильна відповідь)

1. Елементарна робота, що здійснюється рушійною силою на елементарному переміщенні визначається:

а) $dA_p = F_p dS \cos(\bar{F}_p, \wedge \bar{V})$;

б) $dA_p = F_p dV$;

в) $dA_p = F_p / dS \cos(\bar{F}_p, \wedge \bar{V})$.

2. Робота гравітаційних сил на деякому переміщенні визначається:

а) $A_g = \pm F_g h$;

б) $A_g = \pm F_g / h$;

в) $A_g = \pm 2F_g h$.

3. Потужність двигуна визначається:

а) $N = M_p / \omega$;

б) $N = F_p \omega$;

в) $N = M_p \omega$.

4. При поступальному русі ланки кінетична енергія визначається:

а) $T = 2mV_s^2$;

б) $T = mV_s / 2$;

в) $T = mV_s^2 / 2$.

5. При обертальному русі ланки кінетична енергія визначається:

а) $T = 2J_s \omega^2$;

б) $T = 2J_s \omega$;

в) $T = J_s \omega^2 / 2$.

6. Кут тертя ковзання визначається:

а) $\operatorname{tg} \varphi = F_f$;

б) $\operatorname{tg} \varphi = f$;

в) $\operatorname{tg} \varphi = K$.

7. Коефіцієнт тертя ковзання вимірюється:

а) мм;

б) Н;

в) безрозмірний.

8. Рушійна сила, необхідна для рівномірного переміщення тіла вгору на похилій площині, визначається:

а) $F_p = F_g \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$;

б) $F_p = F_g / \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$;

в) $F_p = F_g \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$.

9. Сила тертя в клинчастому жолобі дорівнює:

а) $F_f = F_g \cdot f'$;

б) $F_f = F_g \cdot f$;

в) $F_f = F_g / f'$.

10. Момент тертя в суцільній п'ті визначається:

а) $M_f = \frac{1}{3} \cdot FfR$;

б) $M_f = \frac{2}{3} \cdot FfR$;

в) $M_f = FfR$.

11. Формула Ейлера при терті гнучкої ланки по нерухомому барабану має вигляд:

а) $F_p = Fg e^{\alpha f}$;

б) $F_p = Fg / e^{\alpha f}$;

в) $F_p = Fg e^{\alpha f}$.

12. Коефіцієнт тертя кочення має розмірність:

а) безрозмірний;

б) Н;

в) мм.

13. Сила інерції визначається:

а) $\bar{F}_i = -m\bar{a}_s$; б) $\bar{F}_i = -\bar{m}a_s$; в) $\bar{F}_i = -m / \bar{a}_s$.

14. Статично визначеним буде ланцюг у якого:

а) число рівнянь більше числа невідомих;

б) число рівнянь дорівнює числу невідомих;

в) число рівнянь менше числа невідомих.

15. Тангенціальні складові реакції в кінематичних парах визначаються:

а) із рівнянь моментів рівноваги для ланки;

б) із плану сил;

в) із групи Ассура.

16. Нормальні складові реакцій у кінематичних парах визначаються:

- а) із рівнянь моментів;
- б) із плану сил;
- в) із групи Ассура.

17. Коефіцієнт корисної дії при послідовному з'єднанні механізмів визначається:

- а) $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$;
- б) $\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^2 \dots \eta_n$;
- в) $\eta = \eta_1 / \eta_2 / \eta_3 \dots / \eta_n$.

18. Зведена сила (момент) визначається:

- а) із умови рівноваги моментів;
- б) із умови рівновиги планів сил;
- в) із умов рівності миттєвих потужностей.

19. За допомогою теореми Жуковського визначається:

- а) рушійна сила;
- б) зведена сила (момент);
- в) сила корисного опору.

20. Зведена маса (динамічний момент інерції) механізму визначається із умови:

- а) рівності кінетичних енергій;
- б) рівності потужностей;
- в) рівності моментів.

21. Коефіцієнт нерівності руху вхідної ланки механізму визначається:

- а) $\delta = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / \omega_{cp}$;
- б) $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{cp}$;
- в) $\delta = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2$.

22. Динамічний момент інерції маховика визначається:

- а) $J_{\max} = av\mu_{\Delta T} / \omega_{cp}^2 \delta$;
- б) $J_{\max} = av\mu_m / \omega_{cp}^2 \delta$;
- в) $J_{\max} = \mu_{зв} \omega_{cp}^2 \delta$.

23. Призначення маховика – це:

- а) регулювання в заданих межах періодичних коливань кутової швидкості вхідної ланки при установленому русі;

- б) регулювання в заданих межах сил інерції;
- в) зменшення маси механізму.

24. Умова статичного зрівноважування тіл обертання це:

- а) головний момент пар сил інерції дорівнює нулю;
- б) головний вектор сил інерції дорівнює нулю;
- в) головний вектор сил інерції має максимальне значення.

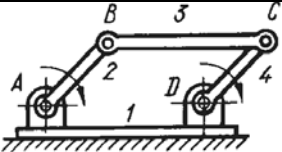
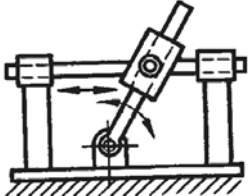
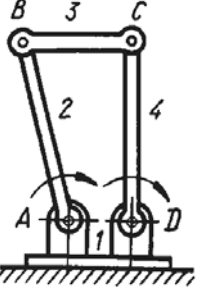
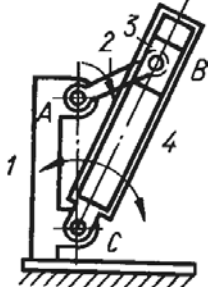
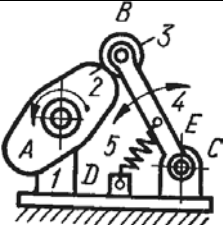
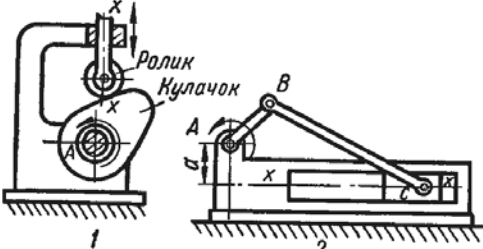
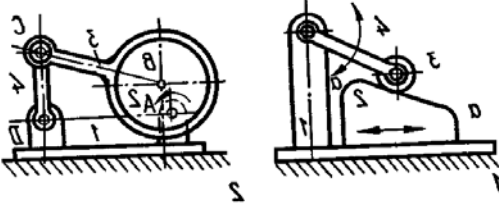
25. Колесо автомобіля динамічно збалансовано, якщо:

- а) головний вектор і головний момент пар сил інерції колеса дорівнює нулю;
- б) головний вектор сил інерції колеса дорівнює нулю;
- в) всі колеса автомобіля однієї моделі.

Середній рівень складності

1. Основні поняття про механізми

№	Ескіз	Завдання та відповідь
1		Чи створюють кінематичну пару повзун 1 і станина 2? 1) так, 2) ні
2		Чим є шатун? 1) деталлю; 2) ланкою механізму; 3) кінематичним ланцюгом; 4) механізмом
3		Чи створюють шип вала і підшипник кінематичну пару? 1) так; 2) ні
4		Що зображено на схемі? 1) кінематична пара; 2) кінематичний ланцюг; 3) механізм; 4) ланка
5		Чи є цей механізм важільним? 1) так; 2) ні
6		Що це за механізм (ланка 4 робить коливально - кругові рухи)? 1) двохкоромисловий; 2) двохкривошипний; 3) кривошипно – повзунний; 4) кривошипно – коромисловий
7		Що це за механізм (ланки 2 і 4 роблять коливально кругові рухи)? 1) двохкривошипний; 2) двохкоромисловий; 3) кривошипно – коромисловий; 4) кривошипно – повзунний

№	Ескіз	Завдання та відповідь
8		Що це за механізм (довжини ланок 2 і 4, 1 і 3 попарно рівні і паралельні)? 1) шарнірний паралелограм; 2) шарнірний антипаралелограм
9		Скільки ланок у цьому кулісному механізмі? 1) три; 2) чотири; 3) п'ять; 4) шість
10		Що це за механізм (ланки 2 і 4 роблять обертання на повний оборот)? 1) двохкоромисловий; 2) двохкривошипний; 3) кулісний; 4) кривошипно – коромисловий
11		Який рух здійснює кулісний камінь 3 в механізмі з кулісою 4 що гойдається? 1) обертний; 2) поступальний; 3) плоско – паралельний; 4) плоский
12		Скільки ланок k у цьому кулачковому механізмі без урахування ролика? Відповідь дайте числом $x = k$
13		Укажіть чотирьохланковий важільний механізм. 1) 1; 2) 2
14		Укажіть чотирьохланковий важільний механізм. 1) 1; 2) 2

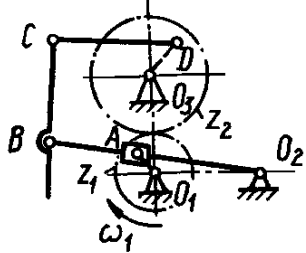
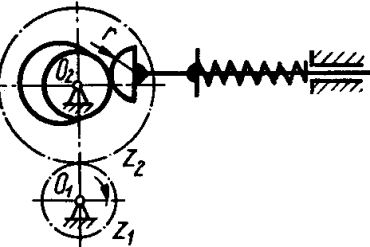
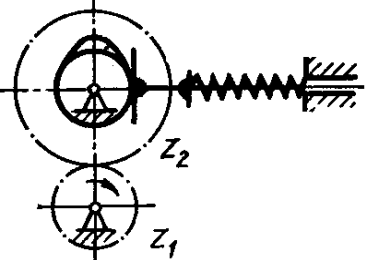
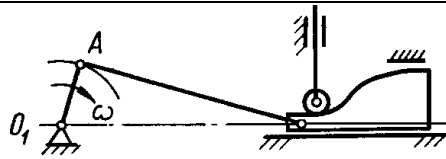
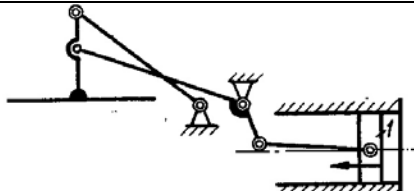
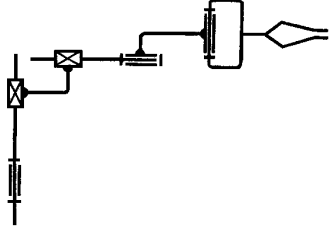
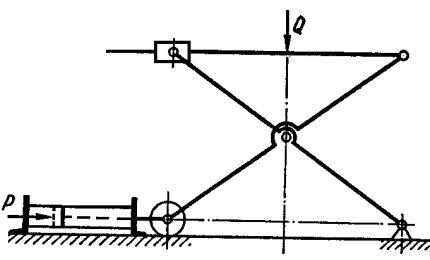
2. Структурний аналіз механізмів

№	Ескіз	Завдання та відповідь
1		Повзун 1 рухається по V - подібній направляючій 2. Визначте клас k кінематичної пари по класифікації І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = k - 3$
2		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
3		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
4		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S - 2$, де S – номер класу
5		Укажіть кінематичну пару III класу
6		Кінематична пара, складена з призм 1 і 2, елементи, яких стикаються по лінії, становить вищу пару, використовується в ножових опорах різних приводів. Визначте клас цієї пари за класифікацією І. І. Артоболевського
7		Укажіть кінематичну пару I класу за І. І. Артоболевському

№	Ескіз	Завдання та відповідь
8		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
9		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
10		Визначте клас кінематичної пари - сферичної з пальцем- за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
11		Визначте клас кінематичної пари за класифікацією І. І. Артоболевського. Відповідь дайте числом $x = S$, де S – номер класу
12		Вкажіть складний кінематичний ланцюг
13		Визначте ступінь рухомості W механізму ножниць. Відповідь дайте числом $x = W$
14		Визначте ступінь рухомості W механізму паророзподільника парової турбіни з урахуванням місцевого ступеня вільності. Відповідь дайте числом $x = W$

№	Ескіз	Завдання та відповідь
15		Визначте число ступенів Н механізму маніпулятора "Маскот". Відповідь дайте числом $x = H - 5$
16		Визначте ступінь рухомості W плоско-механічного ланцюга. Відповідь дайте числом $x = W$
17		Вкажіть ланку із зайвими зв'язками. Відповідь дайте по його номеру на схемі кулачкового механізму
18		Яка ланка в механізмі зажиму деталей є кінематично зайвою (Д – закріплювальна деталь) 1) 1; 2) 2; 3) 3; 4) 4
19		Визначте ступінь рухомості механізму пантографа, якщо точка Е ланки 2 рухається по прямій е - е
20		Укажіть п'ятиланковий механізм. Ведуча ланка вказана круговою стрілкою
21		Визначте число ланок k механізму мальтійського хреста. Відповідь дайте числом $x = k$

№	Ескіз	Завдання та відповідь
22		Визначте число ланок k планетарного механізму. Відповідь дайте числом $x = k$
23		Визначте ступінь рухомості W механізму масляного насоса. Відповідь дайте числом $x = W$
24		Для кулачкового механізму визначте: а) число рухомих ланок k ; б) число рухомих ланок p ; в) число кінематичних пар p_5 п'ятого класу; г) число вищих пар p_4 ; д) ступінь рухомості W . Відповіді впишіть у матрицю
25		Для механізму зубодовбального верстата визначте: а) число ланок k ; б) число рухомих ланок p ; в) число кінематичних пар p_5 ; г) число кінематичних пар p_4 ; д) ступінь рухомості механізму W . Відповіді впишіть у матрицю
26		Для зубчато – кулачково – важільного механізму визначте: а) число ланок k ; б) число рухомих ланок p ; в) число кінематичних пар p_5 ; г) число вищих пар p_4 ; д) ступінь рухомості механізму W . Відповіді впишіть у матрицю
27		Скільки кінематичних пар p_5 п'ятого класу в механізмі хитного конвеєра? Відповідь дайте числом $x = p_5 - 3$
28		У чому полягає механічна система? 1) у кінематичній ланці; 2) фермі; 3) механізмі; 4) групі Ассура

№	Ескіз	Завдання та відповідь
29		Для механізму тістоділильної машини визначте: а) число ланок k ; б) число рухомих ланок p ; в) число нижчих кінематичних пар; г) число вищих кінематичних пар; д) ступінь рухомості механізму W . Відповіді впишіть у матрицю
30		Визначте ступінь рухомості W механізму насоса. Відповідь дайте числом $x = W$
31		Визначте ступінь рухомості W зубчасто - кулачкового механізму насоса. Відповідь дайте числом $x = W$
32		Визначте ступінь рухомості W важільно - кулачкового механізму з урахуванням ролика як ланку, що вносить місцевий рух. Відповідь дайте числом $x = W$
33		Визначте ступінь рухомості W механізму поворота перекидного стола формувальної машини. Відповідь дайте числом $x = W$
34		Визначіть число ступеней вільності H механізму маніпулятора. Відповідь дайте числом $x = H - 3$
35		Для механізму підіймальної платформи визначте: а) число ланок k без урахування ролика; б) число рухомих ланок p без урахування ролика; в) число кінематичних пар p_5 п'ятого класу без урахування ролика; г) число кінематичних пар p_4 четвертого класу; д) ступінь рухомості W механізму без урахування ролика; е) ступінь рухомості W механізму із врахування ролика. Відповіді впишіть у матрицю

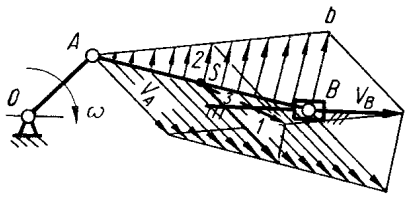
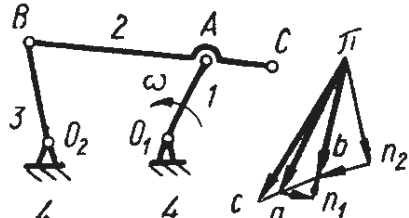
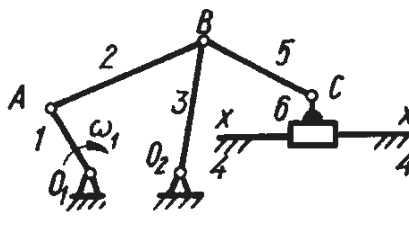
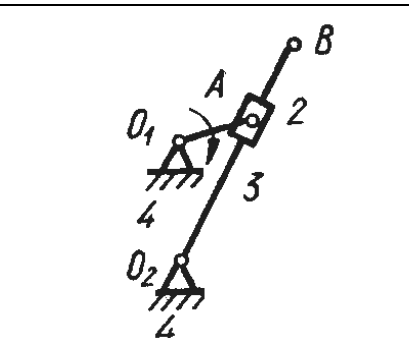
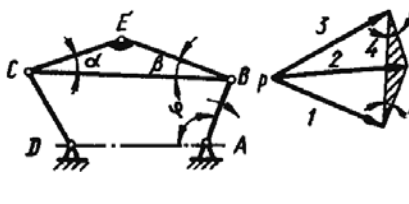
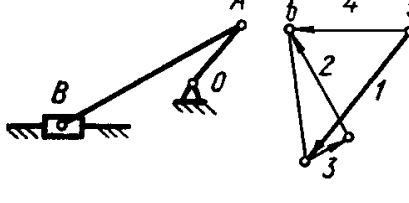
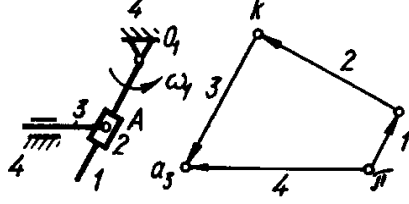
№	Ескіз	Завдання та відповідь
36		Для механізму двигуна внутрішнього згорання визначте: а) число ланок k ; б) число рухомих ланок p ; в) число кінематичних пар p_5 ; г) число вищих пар p_4 ; д) ступінь рухомості механізму W ; е) клас механізму за І. І. Артоболевським. Відповіді впишіть у матрицю
37		Укажіть механізм, у якому наявний місцевий рух
38		Укажіть механізм, у якому знаходиться ланка, пасивна в кінематичному відношенні
39		Укажіть трьохповідкову групу Ассура
40		Визначте: 1) чим є ця механічна система? а) механізмом; б) групою Ассура; в) кінематичним ланцюгом; г) машиною; д) фермою; 2) чому дорівнює ступінь рухомості? 3) чи буде цей механічний ланцюг механізмом, якщо відірветься поводок 8? а) так; б) ні. 4) якого класу буде механізм, якщо забрати поводок 7? 5) якого класу буде механізм, якщо забрати поводок 5? 6) якого класу буде механізм, якщо забрати поводок 9?
41		Укажіть ланку з елементами нижчих пар, які замінюють вищу кінематичну пару. Відповідь дайте за його номером на схемі, який заміняє важільний механізм
42		Укажіть ланку з елементами нижчих пар, які замінюють вищу кінематичну пару

3. Кінематичний аналіз важільних механізмів

№	Ескіз	Завдання та відповідь
1		Яка ланка сіноворушилки є шатуном? Відповідь дайте за його номером на схемі механізму
2		Яку з ланок механізму сінного преса називають коромислом? Відповідь дайте за його номером на схемі
3		Яка ланка буде коромислом? Відповідь дайте за його номером на схемі
4		Яка ланка механізму насоса є шатуном? Відповідь дайте за його номером на схемі механізму
5		Який рух робить ланка 3 механізму хитного конвеєра при круговому русі ланки 1, якщо $O_1 O_2 < AB = O_2 B = O_1 A$? 1) зворотно круговий; 2) поступальний; 3) коливальний; 4) плоскопаралельний
6		Який рух робить ланка 5 механізму токарного верстата? 1) круговий; 2) плоскопаралельний; 3) коливальний;
7		Який рух робить ланка 2 механізму? 1) поступальний; 2) коливальний; 3) круговий; 4) плоскопаралельний

№	Ескіз	Завдання та відповідь
8		Який рух робить ланка 3 механізму гребінки? 1) поступальний; 3) коливальний; 2) круговий; 4) плоскопаралельний
9		Яке з положень нецентрального кривошипно – повзунного механізму буде крайнє? Відповідь дайте за його номером на схемі механізму
10		Яке з положень механізму з хитною кулісою буде крайнє? Відповідь дайте за його номером на схемі
11		Який з механізмів показаний не в крайньому положенні? Відповідь дайте за його номером на схемі
12		Який рух робить шатун А В механізму подачі заготовок? 1) круговий; 2) коливально круговий; 3) поступальний; 4) плоскопаралельний.
13		Визначте переміщення s повзуна (мм), відповідне куту поворота φ кривошипа. Відповідь дайте числом $x = \frac{s}{20}$
14		За заданим графіком переміщення $s = s(t)$ визначте положення, у якому швидкість буде максимальна. Відповідь дайте за його номером на графіку

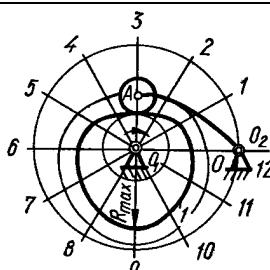
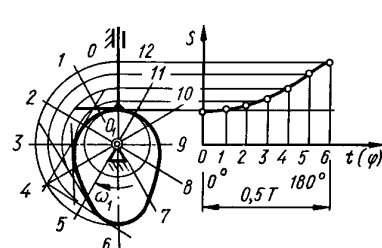
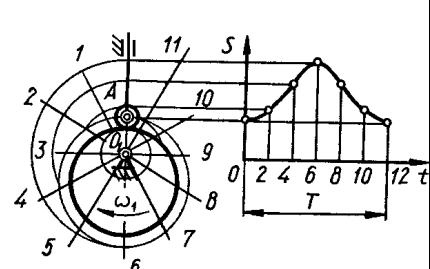
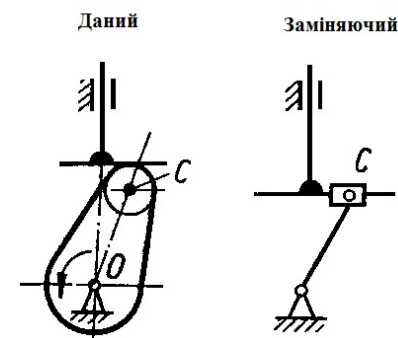
№	Ескіз	Завдання та відповідь
15		У якому положенні швидкість буде максимальна. Відповідь дайте за його номером на графіку переміщення
16		Який з пунктів інформації містить помилку? 1) критичним значенням функції $s = s(t)$ відповідають нульові значення похідної $v = v(t)$; 2) точкам перегину функції відповідають нульові значення похідної $v = v(t)$; 3) позитивним приростам функції $s = s(t)$ відповідають негативні значення похідної $v = v(t)$
17		Заданий графік кутової швидкості, відповідний періоду руху механізму. Визначте кутове переміщення ψ_8 у восьмому положенні якщо площа $F' = F'' 100 \text{ мм}^2$, $\mu_\omega = 0,1 \text{ град} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}$, $\mu_t = 0,2 \text{ с} / \text{мм}$. Відповідь дайте числом $x = \psi_8$ радіан
18		Дано графік прискорення $a = a(t)$. У якому положенні швидкість буде максимальною?
19		Дано графік прискорення $v = v(t)$. У якому положенні переміщення буде максимальне?
20		За якою формулою визначають прискорення повзуна в цьому положенні кривошипно – повзунного механізму (кут $\varphi = 90^\circ$)? 1) $a_B = g\omega^2 \lambda$; 2) $a_B = g\omega^2 (1 - \lambda)$; 3) $a_B = g\omega^2 (1 + \lambda)$; 4) $a_B = g\omega^2 \lambda$
21		Чи задовільняє цей план швидкостей умови а і б? а) фігура abc , побудована на кінцях векторів $\vec{pa}$, $\vec{pb}$, $\vec{pc}$, подібна самій фігурі ланки ABC і повернута відносно неї на кут 90° ; б) вектори ac , cb , ab показують кругові швидкості v_{CA} , v_{BC} , v_{BA} . 1) так; 2) ні

№	Ескіз	Завдання та відповідь
22		Чи правильним є твердження, що $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$? 1) так; 2) ні
23		Яке векторне рівняння неправильне? 1) $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$; 2) $\vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^t$; 3) $\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}$; 2) $\vec{a}_C = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{CO_1}$;
24		Який вираз для кутової швидкості містить помилку? 1) $\omega_2 = \frac{v_{BA}}{L_{BA}}$; 2) $\omega_2 = \frac{v_B}{L_{O_2B}}$; 3) $\omega_2 = \frac{v_C}{L_{CB}}$; 4) $\omega_2 = 0$
25		Який вираз неправильний? 1) $\vec{v}_A = \vec{v}_{A_3} + \vec{v}_{AA_3}$; 2) $\vec{v}_B = \vec{v}_{O_2} + \vec{v}_{BO_2}$; 3) $\vec{v}_B = \vec{v}_{A_3} \frac{O_2B}{O_2A_3}$; 4) $\vec{v}_B = \vec{v}_{O_1} + \vec{v}_{BO_1}$
26		Укажіть вектор швидкості точки С у круговому русі кругом точки В. Відповідь дайте за його номером вектора на плані швидкостей
27		Укажіть вектор швидкості точки С у круговому русі кругом точки В. Відповідь дайте за його номером вектора на плані швидкостей
28		Укажіть вектор швидкості точки С в круговому русі кругом точки В. Відповідь дайте за його номером вектора на плані швидкостей

4. Кулачкові механізми

№	Ескіз	Завдання та відповідь
1		Укажіть ланку, яка вносить зайвий ступінь вільності. Відповідь дайте за її номером на схемі механізму
2		Який рух здійснює ролик? 1) плоско – паралельний; 2) поступальний; 3) обертовий; 4) простий плоский
3		Для цього просторового кулачкового механізму з поступально рухомим штовхачем із роликом визначте: а) число всіх ланок; б) число рухомих ланок; в) число обертових пар; г) число поступальних пар; д) число вищих пар; е) ступінь рухомості Відповіді впишіть у матрицю
4		Який з кутів називають кутом віддалення? 1) φ_1 ; 2) φ_2 ; 3) φ_3 ; 4) φ_4
5		Дано $n = 100$ об/хв, фазові кути $\varphi_y = \varphi_{в.п} = 60^\circ$, $\varphi_{ур} = \varphi_{н.п} = 120^\circ$, графік переміщення штовхача $s = s(t)$. Для кулачкового механізму з поступально рухомим штовхачем визначте: а) період руху T , с; б) час віддалення t_{ϵ} , с; в) час наближення t_{η} , с; г) в якому положенні закінчиться наближення; д) в яких положеннях за час t_{ϵ} швидкість штовхача буде дорівнювати нулю; е) на якому відрізку швидкість буде максимальною? Відповіді впишіть у матрицю
6		Який з профілів є теоретичним? Відповідь дайте за його номером на схемі механізму з пазовим кулачком і поступально рухомим роликовим штовхачем
7		Заповніть прощені слова: "При обертанні кулачка за годинниковою стрілкою штовхач буде ..." 1) рухатись вгору; 2) знаходитися у спокої; 3) рухатись вниз

№	Ескіз	Завдання та відповідь
8		Дайте відповідь на такі питання: а) укажіть механізм з плоским штовхачем; б) вкажіть не центральний кулачковий механізм з поступально рухомим штовхачем. Для механізму з гострим штовхачем визначте в) число рухомих ланок; г) число кінематичних пар п'ятого класу; д) число вищих пар; е) ступінь рухомості Відповіді впишіть у матрицю
9		Вкажіть кулачковий механізм, в якому за один оберт кулачка, штовхач здійснює два підйоми і два опускання
10		Дайте відповідь на такі запитання: а) укажіть механізм з кінематичним замиканням; б) укажіть механізми з силовим замиканням; в) укажіть механізми з плоским штовхачем; г) скільки ланок в механізмі 1, із врахуванням ролика; д) укажіть ведучі ланки в механізмі 4; е) визначте ступінь вільності механізму 3 з урахуванням місцевої рухомості. Відповіді впишіть у матрицю
11		Визначте ступінь руху кулачкового механізму з плоским зворотно-обертовим штовхачем з урахуванням місцевої рухомості
12		Визначте ступінь вільності просторового кулачкового механізму з циліндричним пазовим кулачком

№	Ескіз	Завдання та відповідь
13		Чи правильна інформація? а) теоретичний профіль можна розглядати як траєкторію центра ролика в зворотньому русі; б) теоретичний профіль – рівностоячий по нормалі від дійсного. 1) так; 2) ні
14		Чи правильно побудований графік $s = s(t)$ для половини періоду руху кулачкового механізму з плоским штовхачем? 1) так; 2) ні
15		Дані всі розміри кулачкового механізму, число обертів кулачка $n = 100$ об/хв, $\omega = \text{const}$: а) що тут показано: синтез, аналіз? б) Чи правильно побудований графік $s = s(t)$? в) яким способом можна побудувати графік $v = v(t)$: інтегруванням, диференціюванням? г) визначте період T , с; д) чому дорівнює кут верхньої паузи? е) визначте час віддалення t_e , с. Відповіді впишіть у матрицю
16		Чи правильно побудований замінявальний механізм? 1) так; 2) ні

Високий рівень складності

1. Визначити модуль лінійної швидкості V точки ланки, якщо відомий модуль кутової швидкості ланки $\omega=20$ (1/с) та найближча відстань $r=0,3$ м точки до вісі обертання ланки.

- а) 6 м/с;
- б) 0,6 м/с;
- в) 20 м/с.

2. Визначити діаметр ділильного кола, якщо відомий модуль зубчастого колеса $m=2$ мм та число зубів $z=100$.

- а) 200 мм;
- б) 50 мм;
- в) 100 мм.

3. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $\omega_1=50$ (с⁻¹) та тихохідного $\omega_2=15$ (с⁻¹) валів.

- а) 2;
- б) 2,5;
- в) 3,3.

4. Визначити силу інерції кривошипа, якщо відома маса ланки $m=10$ кг, кутова швидкість $\omega=10$ (с⁻¹), та найкоротша відстань від центра мас $r=0,1$ м до вісі обертання.

- а) 25 Н;
- б) 100 Н;
- в) 35 Н.

5. Визначити кількість зубів меншого колеса Z_1 зубчастої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=150$ мм, передаточне число $U_{12}=3,5$ та модуль $m=1,75$ мм.

- а) 120;
- б) 100;
- в) 133.

6. Визначити модуль кутової швидкості ω ведучої ланки, якщо відома її частота обертання $n=1000$ об/хв.

- а) 104,6 с⁻¹;
- б) 100 с⁻¹;
- в) 10,6 с⁻¹.

7. Визначити ступінь рухомості W плоского механізму, який складається із 8 рухомих ланок, 3 кінематичних пар четвертого та 4 п'ятого класу.

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3.

8. Визначити реакцію в'язей, що виникає у шарнірному з'єднанні, якщо відома довжина відрізка на плані сил, що відповідає даній реакції $[R_{12}]=55$ мм та масштаб плану сил $\mu_F=65$ Н/мм.

- а) 10 Н;
- б) 1,18 кН;
- в) 3575 Н.

9. Визначити кут робочого профілю кулачка, якщо відомий кут нижнього вистоя $\varphi_{нв}=160^\circ$ та кут дальнього вистоя $\varphi_{дв}=30^\circ$.

- а) 130° ;
- б) 200° ;
- в) 190° .

10. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомий крутний момент на швидкохідному $T_1=500$ (Н·м) проміжному $T_2=1000$ (Н·м) та тихохідному $T_3=2000$ (Н·м) валах.

- а) 5;
- б) 4;
- в) 6.

11. Визначити модуль нормального прискорення a точки ланки, якщо відомий модуль кутової швидкості ланки $\omega=20$ (1/с) та найближча відстань $r=0,3$ м точки до вісі обертання ланки.

- а) 40 м/с^2 ;
- б) 400 м/с^2 ;
- в) 120 м/с^2 .

12. Визначити діаметр вершин зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=2$ мм та число зубів $z=100$.

- а) 204 мм;
- б) 200 мм;
- в) 208 мм.

13. Визначити ступінь рухомості W плоского механізму, який складається із 5 рухомих ланок та 7 кінематичних пар п'ятого класу.

- а) 2;
- б) 1;

в) 3.

14. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома кількість зубців $Z_1=50$ та $Z_2=125$.

а) 2,2;

б) 3;

в) 2,5.

15. Визначити силу інерції шатуна, якщо відома його сила ваги $G=100$ (Н) та модуль абсолютного прискорення центра мас $a=50$ (м/с²).

а) 500 Н;

б) 50 Н;

в) 509,7 Н.

16. Визначити максимально допустимий радіус ролика кулачкового механізму R_p , якщо відомий радіус початкової шайби $R_o=60$ (мм).

а) 35 мм;

б) 24 мм;

в) 12 мм.

17. Визначити абсолютне значення реакції R у кінематичній парі п'ятого класу, якщо відома нормальна її складова $R_n=150$ (Н) та тангенційна $R_t=25$ (Н).

а) 152 Н;

б) 175 Н;

в) 125 Н.

18. Визначити сумарну кількість зубів зубчастих коліс Z_Σ циліндричної прямозубої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=175$ мм та модуль зачеплення $m=1,5$ мм.

а) 233;

б) 250;

в) 220.

19. Скільки механізмів першого класу містить плоский кінематичний ланцюг, який складається із 7 рухомих ланок та 10 кінематичних пар п'ятого класу.

а) 3;

б) 2;

в) 1.

20. Визначити модуль дотичного прискорення a_t точки ланки, якщо відомий модуль кутового прискорення $\varepsilon=20$ (с⁻²) ланки та найближча відстань $r=0,3$ м точки до вісі обертання ланки.

а) 3 м/с;

б) 6 м/с;

в) 2 м/с.

21. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомий крутний момент на швидкохідному $T_1=400$ (Н·м) проміжному $T_2=800$ (Н·м) та тихохідному $T_3=1600$ (Н·м) валах.

а) 4;

б) 5;

в) 4,5.

22. Чому дорівнює діаметр ділильного кола зубчастого колеса d_2 , якщо передаточне число передачі становить $U=3$, а діаметр ділильного кола шестерні $d_1=50$ мм.

а) 75 мм;

б) 150 мм;

в) 175 мм.

23. Визначити силу інерції повзуна, якщо відома маса ланки $m=10$ кг, довжина відрізка $[s]=50$ мм на плані прискорень, що відповідає прискоренню центра мас повзуна та масштабний коефіцієнт плану прискорень $\mu_a=3$ м/с²·мм.

а) 1175 Н;

б) 1250 Н;

в) 1500 Н.

24. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль лінійної швидкості точки ланки $v=50$ (м/с) та найближча відстань $r=0,5$ м точки до вісі обертання ланки.

а) 50 с⁻¹;

б) 110 с⁻¹;

в) 100 с⁻¹.

25. Скільки механізмів першого класу містить плоский кінематичний ланцюг, що складається із 5 рухомих ланок та 7 кінематичних пар п'ятого класу.

а) 3;

б) 2;

в) 1.

26. Визначити крок по ділильному колу зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=2$ мм.

а) 6,28 мм;

б) 2 мм;

в) 4 мм.

27. Визначити суму кутів наближення φ_n і віддалення φ_v профілю кулачка, якщо відомі кут нижнього вистою $\varphi_{nv}=180^\circ$ та дальнього вистою $\varphi_{dv}=45^\circ$.

- а) 130° ;
- б) 135° ;
- в) 125° .

28. Визначити модуль абсолютного прискорення a точки ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a_n=20$ (м/с²) та дотичного прискорення $a_\tau=12$ (м/с²) точки.

- а) $23,3$ м/с²;
- б) 32 м/с²;
- в) 16 м/с².

29. Визначити момент інерції кривошипа, якщо відомий його осьовий момент інерції $J_{S1}=2,3$ (кг·м²).

- а) 0 Н·м;
- б) 23 Н·м;
- в) $2,3$ Н·м.

30. Визначити міжосьову відстань a_w зубчастої передачі, якщо відома кількість зубців спряжених коліс $Z_1=24$ та $Z_2=18$ і модуль зачеплення $m=1,5$ мм.

- а) 30 мм;
- б) $31,5$ мм;
- в) 63 мм.

31. Визначити модуль кутового прискорення ε ланки, якщо відомий модуль дотичного прискорення $a=20$ (м/с²) та найближча відстань $r=0,3$ м точки до вісі обертання ланки.

- а) 6 с⁻²;
- б) $31,6$ с⁻²;
- в) $66,6$ с⁻².

32. Визначити діаметр западин зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=2$ мм та число зубів $z=100$.

- а) 195 мм;
- б) 197 мм;
- в) $197,5$ мм.

33. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома кількість зубців $Z_1=50$, $Z_2=125$, $Z_3=50$, $Z_4=100$.

- а) 2 ;
- б) $4,5$;

в) 5.

34. Визначити кут тиску кулачкового механізму, якщо відома зовнішня сила опору $Q=140(\text{Н})$ та рушійна сила $R_{12}=200(\text{Н})$ штовхача.

а) 30° ;

б) 45° ;

в) 60° .

35. Скільки кінематичних пар п'ятого класу має кривошипно-повзунний механізм двоциліндрового двигуна внутрішнього згоряння із трьома опорами колінчастого валу.

а) 6;

б) 9;

в) 11.

36. Визначити момент інерції шатуна, якщо відомий його осьовий момент інерції $J_{S2}=0,08 (\text{кг}\cdot\text{м}^2)$ та кутове прискорення $\varepsilon_2=15 (\text{с}^{-2})$.

а) $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

б) $23 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

в) $1,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

37. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $n_1=1000 (\text{об/хв})$ проміжного $n_2=500 (\text{об/хв})$ та тихохідного $n_3=250 (\text{об/хв})$ валів.

а) 4;

б) 4,5;

в) 5.

38. Визначити модуль кутового прискорення ε ланки, якщо відомий модуль дотичного прискорення $a=30 (\text{м/с}^{-2})$ та найближча відстань $r=0,3 \text{ м}$ точки до вісі обертання ланки.

а) 10 с^{-2}

б) 400 с^{-2}

в) 100 с^{-2}

39. Визначити радіус кривизни траєкторії центра мас шатуна, якщо відома лінійна швидкість центра мас $V=0,92 (\text{м/с})$ та прискорення $a=88,8 (\text{м/с}^2)$.

а) $0,2 \text{ м}$;

б) $0,009 \text{ м}$;

в) $0,33 \text{ м}$.

40. Визначити діаметр вершин зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=1,5 \text{ мм}$ та число зубів $z=125$.

а) 195 мм ;

- б) 190 мм;
- в) 190,5 мм.

41. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $n_1=500$ (об/хв) проміжного $n_2=200$ (об/хв) та тихохідного $n_3=50$ (об/хв) валів.

- а) 6;
- б) 10;
- в) 12.

42. Визначити кут дальнього вистою профілю кулачка, якщо відомий кут нижнього вистою $\varphi_{нв}=180^\circ$, кути наближення і віддалення $\varphi_в=\varphi_н=35^\circ$.

- а) 130° ;
- б) 145° ;
- в) 110° .

43. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $\omega_1=100$ (с^{-1}) та тихохідного $\omega_2=35$ (с^{-1}) валів.

- а) 3,5;
- б) 3;
- в) 2,85.

44. Визначити силу інерції шатуна, якщо відома його сила ваги $G=500$ (Н) та модуль абсолютного прискорення $a=55$ ($\text{м}/\text{с}^2$).

- а) 27500 Н;
- б) 2803 Н;
- в) 2500 Н.

45. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a=54$ ($\text{м}/\text{с}^2$) та найближча відстань $r=1,5$ м точки до вісі обертання ланки.

- а) 36 с^{-1}
- б) 6 с^{-1}
- в) 60 с^{-1}

46. Скільки кінематичних пар п'ятого класу має кривошипно-повзунний механізм трьохциліндрового двигуна внутрішнього згорання із трьома опорами колінчастого вала.

- а) 8;
- б) 9;
- в) 12.

47. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямокутного редуктора, якщо відомий крутний момент на швидкохідному $T_1=400$ (Н·м) та тихохідному $T_2=800$ (Н·м) валах.

- а) 2;
- б) 0,5;
- в) 3,5.

48. Визначити ступінь рухомості W кінематичного ланцюга, що містить 10 рухомих ланок, 5 кінематичних пар третього класу, 6 – четвертого, 4 – п'ятого класу.

- а) 1;
- б) 4;
- в) 3.

49. Визначити реакцію в'язей, що виникає у шарнірному з'єднанні, якщо відома довжина відрізка на плані сил, що відповідає цій реакції $[R_{12}]=50$ мм та масштаб плану сил $\mu_F=60$ Н/мм.

- а) 1500 Н;
- б) 1000 Н;
- в) 3000 Н.

50. Визначити діаметр западин зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=1,5$ мм та число зубів $z=125$.

- а) 185мм;
- б) 183,75 мм;
- в) 180 мм.

51. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a_n=20$ (м/с²) та найближча відстань $r=0,5$ м точки до осі обертання ланки.

- а) 10 с⁻¹
- б) 6,3 с⁻¹
- в) 40 с⁻¹

52. Скільки кінематичних пар п'ятого класу повинен мати кінематичний ланцюг, що має у своєму складі 6 рухомих ланок, щоб мати ступінь рухомості $W=2$.

- а) 6;
- б) 8;
- в) 12.

53. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $\omega_1=100$ (с⁻¹) проміжного $\omega_2=50$ (с⁻¹) та тихохідного $\omega_3=25$ (с⁻¹) валів.

- а) 3;
- б) 4;
- в) 6.

54. Визначити передаточне число планетарного редуктора, якщо відома кількість зубців центрального колеса $Z_1=50$ та коронної шестерні $Z_3=250$.

- а) 3;
- б) 5;
- в) 6.

55. Визначити максимально допустимий радіус ролика кулачкового механізму R_p , якщо відомий радіус початкової шайби $R_o=45$ (мм).

- а) 18мм;
- б) 25 мм;
- в) 30 мм.

56. Визначити силу тертя, якщо відомо, що повзун розташований під кутом 45° до горизонту та має масу $G=100$ (Н), коефіцієнт тертя $f=0,1$.

- а) 10 Н;
- б) 13 Н;
- в) 7 Н.

57. Визначити модуль лінійної швидкості V точки ланки, якщо відомий модуль кутової швидкості ланки $\omega=10$ (1/с) та найближча відстань $r=0,2$ м точки до осі обертання ланки.

- а) 2 м/с;
- б) 25 м/с;
- в) 50 м/с.

58. Визначити модуль кутової швидкості ω ведучої ланки, якщо відома її частота обертання $n=800$ об/хв.

- а) $87,7$ с⁻¹
- б) 80 с⁻¹

в) 40 c^{-1}

59. Визначити абсолютне значення реакції R в кінематичній парі п'ятого класу, якщо відома нормальна її складова $R_n=100 \text{ (Н)}$ та тангенційна $R_t=20 \text{ (Н)}$.

а) 120 Н ;

б) 102 Н ;

в) 80 Н .

60. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомий крутний момент на швидкохідному $T_1=500 \text{ (Н·м)}$ та тихохідному $T_2=1200 \text{ (Н·м)}$ валах.

а) 3;

б) 5;

в) 2,4.

61. Яку максимальну кількість груп Ассура може містити механізм, що має ступінь рухомості $W=1$, 7 рухомих ланок, та 10 кінематичних пар п'ятого класу.

а) 3;

б) 2;

в) 4.

62. Визначити модуль нормального прискорення a точки ланки, якщо відомий модуль кутової швидкості ланки $\omega=10 \text{ (1/с)}$ та найближча відстань $r=0,3 \text{ м}$ точки до осі обертання ланки.

а) 30 м/с^2 ;

б) 32 м/с^2 ;

в) 46 м/с^2 .

63. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома частота обертання швидкохідного $n_1=1000 \text{ (об/хв)}$ та тихохідного $n_2=350 \text{ (об/хв)}$ валів.

а) 3;

б) 2;

в) 2,85.

64. Визначити сумарну кількість зубів зубчастих коліс Z_Σ циліндричної прямозубої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=75 \text{ мм}$ та модуль зачеплення $m=1,5 \text{ мм}$.

а) 112;

б) 100;

в) 90.

65. Визначити крок по ділильному колу зубчастого колеса, якщо відомий модуль $m=1,5 \text{ мм}$.

- а) 1,8 мм;
- б) 4,7 мм;
- в) 3 мм.

66. Визначити силу інерції кривошипа, якщо відома маса ланки $m=12$ кг, кутова швидкість $\omega=15$ (с⁻¹), та найкоротша відстань від центра мас $r=0,12$ м до вісі обертання.

- а) 324 Н;
- б) 21,6 Н;
- в) 80 Н.

67. Визначити кут дальнього вистою профілю кулачка, якщо відомий кут нижнього вистою $\varphi_{нв}=160^\circ$, кути наближення і віддалення $\varphi_в=\varphi_н=30^\circ$.

- а) 140° ;
- б) 145° ;
- в) 130° .

68. Визначити міжосьову відстань a_w зубчастої передачі, якщо відома кількість зубців спряжених коліс $Z_1=42$ та $Z_2=21$ і модуль зачеплення $m=1,75$ мм.

- а) 100 мм;
- б) 55,125 мм;
- в) 110,25 мм.

69. Скільки кінематичних пар п'ятого класу повинен мати кінематичний ланцюг, який складається із 7 рухомих ланок, щоб мати ступінь рухомості $W=1$.

- а) 9;
- б) 12;
- в) 10.

70. Визначити силу інерції повзуна, якщо відома маса ланки $m=15$ кг, довжина відрізка $[s]=58$ мм на плані прискорень, що відповідає прискоренню центра мас повзуна та масштабний коефіцієнт плану прискорень $\mu_a=3,2$ м/с²·мм.

- а) 324 Н;
- б) 2784 Н;
- в) 800 Н.

71. Визначити радіус кривизни траєкторії центра мас шатуна, якщо відома лінійна швидкість центра мас $V=0,9$ (м/с) та прискорення $a=80$ (м/с²).

- а) 0,01 м;
- б) 0,002 м;
- в) 0,04 м.

72. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома кількість зубців $Z_1=100$, $Z_2=250$, $Z_3=100$, $Z_4=200$.

- а) 6;
- б) 3;
- в) 5.

73. Чому дорівнює діаметр ділильного кола зубчастого колеса d_2 , якщо передаточне число передачі становить $U=3.5$, а діаметр ділильного кола шестерні $d_1=75$ мм.

- а) 262,5 мм;
- б) 150 мм;
- в) 110,25 мм.

74. Визначити модуль абсолютного прискорення a точки ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a_n=25$ (м/с²) та дотичного прискорення $a_\tau=2$ (м/с²) точки.

- а) 28 м/с²;
- б) 25 м/с²;
- в) 46 м/с².

75. Яку максимальну кількість груп Ассура може містити механізм, що має ступінь рухомості $W=1$, 3 рухомі ланки, та 4 кінематичні пари п'ятого класу.

- а) 2;
- б) 3;
- в) 1.

76. Визначити суму кутів наближення φ_n і віддалення φ_v профілю кулачка, якщо відомі кути нижнього вистою $\varphi_{nv}=160^\circ$ та дальнього вистою $\varphi_{dv}=30^\circ$.

- а) 170° ;
- б) 145° ;
- в) 130° .

77. Визначити момент інерції кривошипа, якщо відомий його осьовий момент інерції $J_{S1}=2,5$ (кг·м²).

- а) 2,5 Н·м;
- б) 23 Н·м;
- в) 0 Н·м.

78. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a=5$ (м/с²) та найближча відстань $r=0,5$ м точки до осі обертання ланки.

- а) 10 с⁻¹

б) $3,16 \text{ c}^{-1}$

в) $2,5 \text{ c}^{-1}$

79. Визначити необхідне передаточне число зубчастої передачі за умови, що частота обертання від валу електродвигуна становить $n_1=1000$ (об/хв), а частота обертання вихідного валу має становити 100 (об/хв).

а) 8;

б) 10;

в) 6.

80. Визначити діаметр ділильного кола, якщо відомий модуль зубчастого колеса $m=1,5$ мм та число зубів $z=125$.

а) 260,5 мм;

б) 150 мм;

в) 187,5 мм.

81. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль лінійної швидкості точки ланки $v=55$ (м/с) та найближча відстань $r=0,2$ м точки до осі обертання ланки.

а) 10 c^{-1}

б) 275 c^{-1}

в) 11 c^{-1}

82. Визначити кількість зубів зубчастого колеса Z_1 одноступінчастої прямозубої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=210$ мм, модуль зачеплення $m=1,75$ мм та передаточне відношення $U=3$.

а) 66;

б) 60;

в) 82.

83. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома кількість зубців $Z_1=100$ та $Z_2=250$.

а) 2,5;

б) 3;

в) 3,5.

84. Визначити момент інерції шатуна, якщо відомий його осьовий момент інерції $J_{S2}=0,8$ (кг·м²) та кутове прискорення $\varepsilon_2=25$ (с⁻²).

а) 31,25 Н·м;

б) 20 Н·м;

в) 0 Н·м.

85. Визначити модуль дотичного прискорення a_t точки ланки, якщо відомий модуль кутового прискорення $\varepsilon=22$ (с⁻²) ланки та найближча відстань $r=0,3$ м точки до осі обертання ланки.

- а) 28 м/с^2 ;
- б) $73,3 \text{ м/с}^2$;
- в) $6,6 \text{ м/с}^2$.

86. Визначити передаточне число планетарного редуктора, якщо відома кількість зубців центрального колеса $Z_1=75$ та коронної шестерні $Z_3=350$.

- а) 4,6;
- б) 5,6;
- в) 6,5.

87. Визначити кут робочого профілю кулачка, якщо відомий кут нижнього вистоя $\varphi_{\text{нв}}=180^\circ$ та кут дальнього вистоя $\varphi_{\text{дв}}=60^\circ$.

- а) 120° ;
- б) 180° ;
- в) 240° .

88. Визначити значення тангенційної складової реакції R_t в кінематичній парі п'ятого класу, якщо відома нормальна її складова $R_n=200 \text{ (Н)}$ та абсолютне значення $R=400 \text{ (Н)}$.

- а) 346 Н;
- б) 200 Н;
- в) 600 Н.

89. Визначити кількість зубів зубчастого колеса Z_1 одноступінчастої прямозубої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=250 \text{ мм}$, модуль зачеплення $m=1,5 \text{ мм}$ та передаточне відношення $U=3$.

- а) 92;
- б) 86;
- в) 83.

90. Визначити ступінь рухомості W кінематичного ланцюга, який містить 12 рухомих ланок, 10 кінематичних пар третього класу, 1 – четвертого, 5 – п'ятого класу.

- а) 5;
- б) 2;
- в) 1.

91. Визначити модуль кутової швидкості ω ланки, якщо відомий модуль нормального прискорення $a_n=23 \text{ (м/с}^2\text{)}$ та найближча відстань $r=0,1 \text{ м}$ точки до осі обертання ланки.

- а) $15,2 \text{ с}^{-1}$
- б) 230 с^{-1}
- в) $2,3 \text{ с}^{-1}$

92. Визначити загальне передаточне число двохступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відомі кутова швидкість швидкохідного $\omega_1=50$ (с⁻¹) проміжного $\omega_2=25$ (с⁻¹) та тихохідного $\omega_3=10$ (с⁻¹) валів.

- а) 5;
- б) 10;
- в) 6.

93. Визначити кількість зубів меншого колеса Z_1 зубчастої передачі, якщо відома міжосьова відстань $a_w=107,625$ мм, передаточне число $U_{12}=2,5$ та модуль $m=1,5$ мм.

- а) 41;
- б) 52;
- в) 49.

94. Визначити ступінь рухомості W плоского механізму, який складається із 6 рухомих ланок та 8 кінематичних пар п'ятого класу.

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3.

95. Визначити силу тертя, якщо відомо, що повзун розташований під кутом 60° до горизонту та має масу $G=150$ (Н), коефіцієнт тертя $f=0,2$.

- а) 45 Н;
- б) 30 Н;
- в) 15 Н.

96. Визначити необхідне передаточне число зубчастої передачі, при умові, що частота обертання від валу електродвигуна становить $n_1=500$ (об/хв), а частота обертання вихідного валу має становити 50(об/хв).

- а) 15;
- б) 10;
- в) 12.

97. Визначити ступінь рухомості W плоского механізму, який складається із 5 рухомих ланок, 3 кінематичних пар четвертого та 5 п'ятого класу.

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3.

98. Визначити значення тангенційної складової реакції R_τ в кінематичній парі п'ятого класу, якщо відома нормальна її складова $R_n=100$ (Н) та абсолютне значення $R=200$ (Н).

- а) 173,2 Н;
- б) 300 Н;
- в) 100 Н.

99. Визначити передаточне число одноступінчастого циліндричного прямозубого редуктора, якщо відома частота обертання швидкохідного $n_1=500$ (об/хв) та тихохідного $n_2=150$ (об/хв) валів.

- а) 3,3;
- б) 2,5;
- в) 3.

100. Визначити кут тиску кулачкового механізму, якщо відома зовнішня сила опору $Q=70$ (Н) та рушійна сила $R_{12}=100$ (Н) штовхача.

- а) 30° ;
- б) 45° ;
- в) 60° .

Література

1. Solona O.V. Dynamic synchronization of vibration exciters of the three-mass vibration mill / O.V. Solona, I.M. Kupchuk // *Przegląd elektrotechniczny*. – 2020. – № 3. – P. 162-172.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов/ Иван Иванович Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. Москва: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 640 с.
3. Булгаков В.М. Теоретична механіка. Посібник для практичних занять. (Під редакцією проф. С.І. Кучеренка). / В.М. Булгаков, В.В. Бурлака, Г.М. Калетнік, І.Є. Кравченко, С.І. Кучеренко, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко, М.Г. Березовий. – Вінниця: Нова книга, 2010. – 667 с.
4. Вірник М.М. Алгоритми кінематичного і силового аналізу важільних механізмів з гідроприводом / М.М. Вірник, О.В. Солоня // *Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету*. Серія: Технічні науки. – 2010. – №4. – С. 24-29.
5. Зенкевич С.Л. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами: учебник для вузов / С.Л. Зенкевич, А.С. Ющенко. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 400 с.
6. Калетнік Г.М. Розробка кінематичної схеми причіпного комбайна для збирання енергетичної верби / Г.М. Калетнік, С.А. Шаргородський, Ю.Ю. Браніцький // *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2018. №3. С. 11-21.
7. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. Підручник. Київ: Наукова думка, 2002. 660 с.
8. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин в системі MathCAD: Навчальний посібник / Я. Т. Кіницький, В. О. Харжевський, М. В. Марченко. Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. 324 с.
9. Купчук І.М. Розробка програмного алгоритму розрахунку кінематичних параметрів робочих органів віяльно-калібрувальної машини / І.М. Купчук, Ю.Ю. Браніцький // *Вібрації в техніці та технологіях*. 2018. № 2 (89). – С. 80-87.
10. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: Навчальний посібник / Є.І. Крижанівський, Б.Д. Малько, В.М. Сенчішак та ін. – Івано-Франківськ: «Вік», 1996. 357с.
11. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А.С. Кореняко. Київ: Выща шк., 1970. 332 с.
12. Ловейкін В.С. Мехатроніка. Навчальний посібник / В.С. Ловейкін, Ю.О. Романсевич, Ю.В. Човнюк. Київ, 2012. 357 с.
13. Мохнаток А.І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ: Навч. посібник / А.І. Мохнатюк. Київ: НМК ВО, 1992. 188с.
14. О. В. Солоня. Теорія механізмів і машин. Лабораторний практикум. Навчальний посібник / Солоня О.В., Любин В.С. Вінниця: ПП Балюк І.Б., 2014. 138 с.

15. Паранчук Я.С. Алгоритмізація, програмування, числові та символні обчислення в пакеті MathCAD: Навчальний посібник / Я.С. Паранчук, А.В. Маляр, Р.Я. Паранчук, І.Р. Головач. Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2008. 164 с.
16. Прикладна механіка: Навчальний посібник / В.В. Адамчук, О.М. Черниш, М.Г. Березовий, Г.М. Калетнік, В.В. Яременко. Київ: Аграр. наука, 2016. 816 с.
17. Розрахунок важільних і кулачкових механізмів за допомогою ЕОМ / Златопольський Ф.Й. та ін., Кіровоград: КОД, 2000. 147 с.
18. Сивак Р.І. Короткий курс теоретичної механіки / Р.І. Сивак, І.А. Деревенько. Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. 200 с.
19. Синтез планетарних передач на ЕОМ. Навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни «Теорія механізмів і машин» / А.І. Мохнаток. Вінниця: ВДТУ, 1997. 73с.
20. Солоня О. В. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування. Навчальний посібник / О.В. Солоня, І.М. Купчук. – 2-ге вид., допов. і перероб. Вінниця: ВНАУ, 2019. 249 с.
21. Солоня О.В. Алгоритми кінематичного і силового аналізу важільних механізмів з гідروприводом / О.В. Солоня, М.Г. Березовий, О.М. Черниш // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2012. №11. С. 383-387.
22. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. Москва: Машиностроение, 1986. 448 с.
23. Сясев А.В. Вступ до системи MathCAD: Навч. посіб. – Дніпро: Вид-во Дніпропетр. ун-ту, 2004. –108 с.
24. Теория механизмов и машин / Фролов К.В., Попов С.В., Мусатов А.К. и др.; Под ред. К.В. Фролова. – Москва: Высш. шк., 1987. 496с.
25. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування: Навчальний посібник / За ред. проф. А.І. Соколенка. Київ: ПП Люксар, 2005. 257 с.
26. Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до використання обчислювальної техніки в курсовому проектуванні для студентів машинобудівних спеціальностей / Укл. В.П. Лукавенко, О.А.Кірієнко. Київ: НТУУ «КПІ», 2006. 56 с.
27. Технічна механіка: Підручник / Г.М. Калетнік, В.М. Булгаков, О.М. Черниш, І.Є. Кравченко, О.В. Солоня, О.В. Цуркан. Київ: «Хай-Тек-Прес», 2011. 340 с.
28. Шахинпур М. Курс робототехники / М. Шахинпур. пер. с англ. Москва: Мир, 1990. 527 с.

Навчальне видання

Олена Василівна Солоня
Ігор Миколайович Купчук

ПРАКТИКУМ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено авторами

Підписано до друку _____.2020. Формат 30 × 42/4.

Папір офсетний. Різографія. Авт. арк. 13,5.

Обл.-вид. арк. 13,5. Тираж 30 прим. Зам._____.

Підготовлено до друку та надруковано у вищому
навчальному закладі

«Вінницький національний аграрний університет».

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК № 1842.

21000, м. Вінниця, вул. Сонячна, 3.