

МІНІСТЕРСТВО ТРАНСПОРТУ ТА ЗВ'ЯЗКУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТРАНСПОРТУ

Кафедра «Загальне машинознавство»



**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання лабораторних робіт для студентів  
II – III курсів механічних спеціальностей усіх форм навчання

Київ – 2010

УДК 621.01.001

**Методичні вказівки** до виконання лабораторних робіт для студентів II–III курсу механічних спеціальностей усіх форм навчання / С. Л. Панов, В. І. Косенко – К.: ДЕДУТ, 2010. – 67 с.

Наведені типові лабораторні роботи з теорії машин і механізмів, дані методичні вказівки та поради щодо їх виконання. Призначені для студентів університету спеціальностей «Вагони», «Локомотиви» усіх форм навчання.

Методичні вказівки розглянуті та затверджені на засіданні кафедри ЗМ (протокол № 4 від 23 листопада 2009 р.) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ (протокол № 4 від 26 листопада 2009 р.)

**Укладачі:** Панов С. Л., кандидат технічних наук, доцент;  
Косенко В.І., кандидат технічних наук, доцент

**Рецензенти:** Тюнін В. Д., кандидат технічних наук, доцент;  
Черня Б. О., кандидат технічних наук, доцент

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1. Лабораторна робота № 1. Складання кінематичних схем і структурний аналіз механізмів .....	5
2. Лабораторна робота № 2. Статичне балансування обертових мас.....	13
3. Лабораторна робота № 3. Статичне і динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас.....	16
4. Лабораторна робота № 4. Динамічне балансування ротора при невідомому розташуванні незрівноважених мас .....	21
5. Лабораторна робота № 5. Кінематичне дослідження кулачкового механізму .....	28
6. Лабораторна робота № 6. Побудова евольвентного профілю зубців методом обкатки .....	34
7. Лабораторна робота № 7. Визначення основних параметрів циліндричних прямозубих евольвентних колес нульового зовнішнього зачеплення .....	40
8. Лабораторна робота № 8. Визначення зведеного моменту інерції шарнірно-важільного механізму.....	44
9. Лабораторна робота № 9. Синтез центрового профілю кулачка при заданому законі руху штовхача.....	54
Запитання для контролю .....	64
Література .....	66

## Вступ

Дисципліна «Теорія механізмів і машин» є науковою базою проектування та дослідження механізмів і машин, однією з тих, що забезпечує загально-інженерну підготовку студентів механічних спеціальностей.

Зараз у розпорядженні студентів є достатня кількість підручників та навчальних посібників, у яких викладені графічні та аналітичні методи аналізу та синтезу багатьох видів механізмів. Це сприяє теоретичній підготовці студентів напряму «Інженерна механіка» для перспективних машинобудівних спеціальностей.

Набуття певних практичних навичок дослідження механізмів, опанування експериментальних методів таких досліджень, ознайомлення із сучасними приладами та практикою виконання технічних вимірювань може бути реалізоване студентами в межах лабораторного практикуму з теорії механізмів і машин. Саме тому лабораторні роботи з ТММ мають велике значення для майбутніх механіків-машинобудівників.

Відомо, що від правильного вибору схеми механізму, багато в чому залежить міцність деталей машини, її надійність і продуктивність. Удалий вибір структурної схеми механізмів забезпечує можливість зменшення металомісткості машини та споживання енергії.

Багато питань проектування нових машин не може бути обмежене практичними розрахунками і, як правило, потребує всебічних експериментальних досліджень для виявлення явищ, які не були враховані при теоретичних розрахунках.

Крім цього, при виконанні лабораторних робіт з'являється можливість наочно продемонструвати студентам деякі важливі динамічні явища, які зустрічаються при роботі реальних машин і механізмів (вільні та вимушені коливання, демпфірування, резонанс і т.п.).

Перелік і обсяг тих чи інших лабораторних робіт визначаються кафедрою залежно від навчальних планів і наявності лабораторного обладнання. При їх виконанні можна використати типові обладнання, яке виготовлене на підприємствах Міністерства освіти або оригінальне, виготовлене у власному вищому навчальному закладі.

Для ефективнішого використання навчального часу, який відводиться на виконання лабораторних робіт, необхідно, щоб студенти підготувались до виконання роботи заздалегідь. Вони мають чітко уявити собі мету роботи, її теоретичні основи, будову і принцип дії лабораторного обладнання, яке використовується у роботі, підготувати необхідні для виконання роботи матеріали (інструмент для креслення, форму протоколу тощо). Тому викладач, перш ніж допустити студентів до виконання лабораторної роботи, повинен перевірити їхню підготовку, обов'язково дати інструктаж із техніки безпеки.

Обсяг тієї чи іншої роботи викладач визначає залежно від рівня підготовки студента, виділеного часу на її виконання.

Лабораторний практикум з ТММ є важливою та невід'ємною частиною курсу, що сприяє більш глибокому та всебічному засвоєнню дисципліни.

# Лабораторна робота № 1

## Складання кінематичних схем і структурний аналіз механізмів



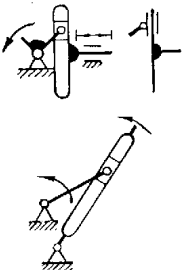

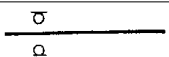
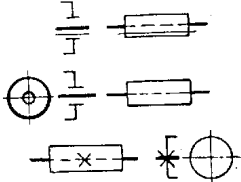
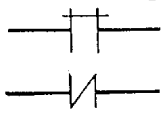
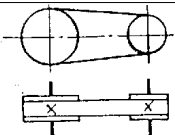
**Мета роботи** – вивчити принцип роботи та побудову простих механізмів, види руху їхніх ланок, скласти для заданого механізму кінематичну схему та виконати його структурний аналіз.

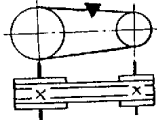
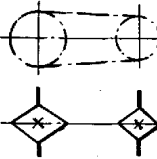
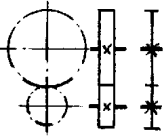
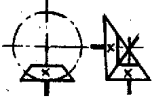
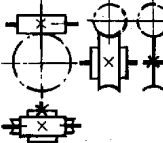
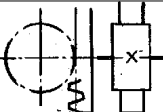
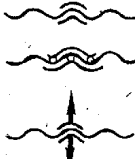
**Теоретичні положення.** При дослідженні механізмів зручно замість конструктивного зображення використовувати їхні кінематичні схеми. Під **кінематичною схемою** розуміють умовне зображення механізму в масштабі. На такій схемі у масштабі відображають лише ті розміри ланок, які визначають передачу руху від вхідної ланки до вихідної. Умовні позначення, які використовують при побудові кінематичних схем, мають відповідати вимогам стандарту України, деякі з них наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Позначення умовні графічні на схемах.  
Елементи кінематики (за ГОСТ 2.770-68\*)

Назва	Позначення
Вал, вісь, стержень, шатун	
Нерухома опора ковзання	
Опора для стержнів: а) нерухома; б) рухома	
Жорстке з'єднання стержнів	
Шарнірне з'єднання	
З'єднання шаровим шарніром	

З'єднання стержня з опорою	
<b>Назва</b>	<b>Позначення</b>
Повзун у нерухомих напрямних	
Кривошипно-кулісні механізми з кулісою, яка: а) рухається поступально; б) обертається або хитається	
Підшипники ковзання	
Підшипники кочення	
З'єднання деталі з валом: а) глухе; б) вільне при обертанні; в) рухоме без обертання	
З'єднання двох валів: а) глухе; б) еластичне	
Відкрита передача плоским пасом	

<p>Передача клиновим пасом</p>	
<p>Передача ланцюгом (загальне позначення без уточнення типу ланцюга)</p>	
<p><b>Назва</b></p>	<p><b>Позначення</b></p>
<p>Передача зубчаста циліндрична із зовнішнім зачепленням (загальне позначення без уточнення типу зубів)</p>	
<p>Передача зубчаста з валами, що перетинаються (конічна)</p>	
<p>Черв'яча передача з циліндричним черв'яком</p>	
<p>Передача зубчаста рейкова (без уточнення типу зубів)</p>	
<p>Гайка на гвинті, що передає рух: а) нероз'ємна; б) нероз'ємна з шариками; в) роз'ємна</p>	

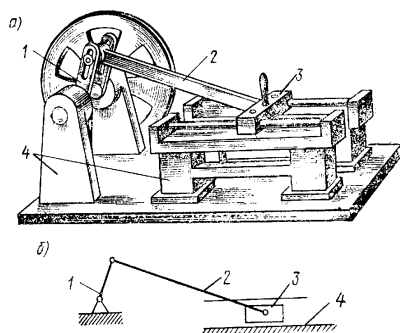


Рис. 1. Модель і кінематична схема кривошипно-повзунного механізму

На рис. 1, *а* зображена модель кривошипно-повзунного механізму і на рис. 1, *б* – його кінематична схема. У цьому механізмі: кривошип *1* – вхідна ланка, яка обертається навколо нерухомої осі; ланка *2* – повзун (вихідна ланка) – здійснює зворотно-поступальний рух; ланка *3* – шатун (проміжна ланка) – здійснює складний рух; ланка *4* – стояк (нерухома ланка). Усі ланки механізму зв'язані між собою за допомогою кінематичних пар V класу, причому пари (рис. 1, *б*) *A*(4,1), *B*(1,2), *C*(2,3) – обертальні, *C*(3,4) – поступальна, де в дужках вказані номери ланок, які утворюють відповідну кінематичну пару.

Кінематична схема і виконаний на її основі структурний аналіз служать вихідними даними для кінематичного та динамічного аналізу механізмів, вони визначають методику їх дослідження. Уміння швидко та правильно складати кінематичну схему механізму необхідне кожному інженеру і техніку.

У результаті структурного аналізу визначається число ступенів вільності ланок механізму, кількість і клас структурних груп, що входять до його складу, порядок їх приєднання, клас механізму в цілому. За класифікацію Ассура-Артоболовського прийнято **початкову ланку** (ланка, якій задається закон руху) і **стояк**, які утворюють пару V класу називати **механізмом I класу** (рис. 2).

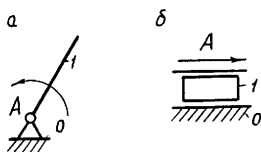


Рис. 2. Механізми I класу

Це найпростіший механізм, що має ступінь вільності  $W=1$ . Більш складні механізми одержують шляхом приєднання до механізму I класу (або механізмів) структурних груп. **Структурною групою** або групою Ассура називають плоский кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами кінематичних пар до стояка має нульовий ступінь



вільності і який не можна розбивати на прості кінематичні ланцюги, ступінь вільності яких дорівнює нулю. Такими є, наприклад, системи ланок, які зображені на рис. 3, а, б.

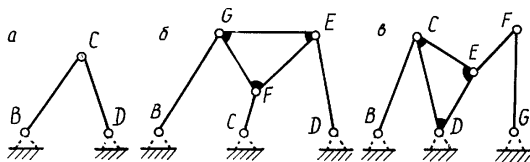


Рис. 3. Приклади кінематичних ланцюгів, які є структурними групами (а, б) або утворені з двох структурних груп (в).

Кінематичний ланцюг, зображений на рис. 3, в не утворює структурну групу, оскільки він розбивається на два простіші кінематичні ланцюги (2 – 3 і 4 – 5), які мають нульовий ступінь вільності.

У плоских механізмах у склад групи Ассура входять лише нижчі кінематичні пари і структурна формула має вигляд:

$$W=3n-2p_5=0 \quad (1)$$

або

$$p_5 = \frac{3}{2}n, \quad (2)$$

де  $n$  – число рухомих ланок,  $p_5$  – число кінематичних пар V класу.

Оскільки число ланок і пар може бути лише цілим, то умову (2) задовольняють лише такі сполучення чисел ланок і кінематичних пар, що входять у групу: а)  $n=2$ ,  $p_5=3$ ; б)  $n=4$ ,  $p_5=6$ ; в)  $n=6$ ,  $p_5=9$ ; г)  $n=8$ ,  $p_5=12$  тощо. Вибираючи різні сполучення цих чисел ( $n$  і  $p_5$ ), які задовольняють умову (2), одержують групи різних класів. Так, перше сполучення чисел ( $n=2$ ,  $p_5=3$ ) дає групу II класу, друге сполучення чисел ( $n=4$ ,  $p_5=6$ ) – групи III або IV класів. Порядок групи визначається числом елементів кінематичних пар, якими вона приєднується до основного механізму.

**Лабораторне обладнання і приладдя.** Для виконання роботи необхідні моделі механізмів, масштабна лінійка, транспортир, бланк протоколу.

**Порядок виконання роботи.** Виконання роботи доцільно розбити на два етапи: а) складання кінематичної схеми механізму; б) структурний аналіз механізму. Причому, перший етап обов'язково виконується у лабораторії під керівництвом викладача, другий же може бути виконаний самостійно, як домашня робота.

#### А. Складання кінематичної схеми механізму.

1. Повільно обертаючи вхідну ланку механізму, ознайомитися з його роботою, характером абсолютного і відносного руху ланок.

2. Визначити число ланок і кінематичних пар. Вияснити, які кінематичні пари утворюють ланки одна з одною (обертальні, поступальні).

3. Від руки, без масштабу, побудувати структурну схему механізму і на ній проставити постійні геометричні параметри, які необхідні для побудови схеми в масштабі (координати усіх нерухомих кінематичних пар, довжини ланок, відстані та кути між осями кінематичних пар).

4. За допомогою вимірювальних інструментів (масштабної лінійки, штангенциркуля, транспортира тощо) визначити всі розміри ланок, необхідні для побудови кінематичної схеми.

5. Вибрати масштаб побудови кінематичної схеми. За масштабний коефіцієнт  $\mu_l$  беруть відношення дійсного розміру  $L$  в метрах до відповідного відрізка  $[L]$  в мм на рисунку:

$$\mu_l = L / [L], \quad \text{м/мм.}$$

6. Побудувати положення центрів шарнірів, які з'єднують стояк з рухомими ланками, а також положення нерухомих напрямних поступальних кінематичних пар. За початок системи координат прийняти центр обертання кривошипа.

7. Викреслити одне з положень вхідної ланки (кривошипа), при якому досить наочно видно всі інші ланки (не буде накладання однієї ланки на іншу, ланки не витягуються в одну лінію). Показати стрілкою напрям руху вхідної ланки.

8. Викреслити у вибраному масштабі положення інших ланок механізму, використавши метод засічок або шаблонів.

9. Пронумерувати ланки арабськими цифрами у тому порядку, в якому вони під'єднані до кривошипа, кінематичні пари позначити великими літерами латинського алфавіту також у послідовності під'єднання ланок. Вказати масштаб креслення і занести в таблицю розміри ланок механізму в мм (див. форму протоколу).

### **Б. Структурний аналіз механізму**

1. Скласти таблицю кінематичних пар (див. форму протоколу) і за структурною формулою Чебишева визначити число ступенів вільності. Якщо у механізмі є ланки, які накладають пасивні зв'язки, які у цілому не змінюють характеру руху механізму, то їх необхідно при обчисленні ступенів вільності відкинути. При наявності у механізмі вищих кінематичних пар здійснити їх умовну заміну нижчими парами і накреслити схему замінюючого механізму.

2. Окремо викреслити механізм 1-го класу. Кількість механізмів 1-го класу дорівнює числу ступенів вільності механізму.

3. Окремо викреслити кожну структурну групу і встановити послідовність їх приєднання, а також їхні клас і порядок.

4. Встановити клас механізму і записати формулу будови механізму.

5. Оформити звіт про виконання роботи за такою формою.

## Форма протоколу

(приклад)

### ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 1 «Складання кінематичної схеми і структурний аналіз механізму»

1. Кінематична схема механізму. Масштабний коефіцієнт.

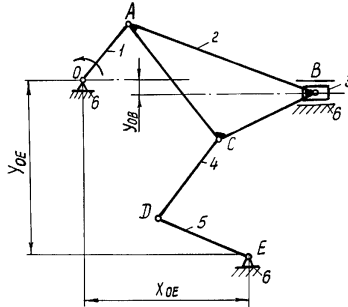


Рис. 4. Кінематична схема механізму

$$m_l = \frac{L_{OA}}{OA} = \frac{0,1 \text{ м}}{20 \text{ мм}} = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

2. Розміри ланок, мм

Позначення	$X_{OE}$	$Y_{OE}$	$Y_{OB}$	$L_{OA}$	$L_{AB}$	$L_{AC}$	$L_{CB}$	$L_{CD}$	$L_{DE}$
Розміри ланок	250	425	25	100	420	225	225	180	280

3. Кінематичні пари механізму

Позначення кінематичних пар	O	A	B	B	C	D	E
№ ланок, які утворюють кінематичну пару	0-1	1-2	2-3	3-0	2-4	4-5	6-0
Клас кінематичної пари	V	V	V	V	V	V	V

Кількість рухомих ланок  $n=5$ .

Кількість кінематичних пар V класу  $P_5=7$ .

Кількість кінематичних пар IV класу  $P_4=0$ .

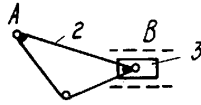
Ступінь вільності механізму

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

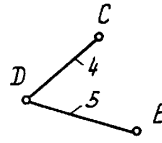
4. Розкладання механізму на структурні одиниці.



Механізм  
I класу



Група II класу  
II порядку



Група II класу  
II порядку

Рис. 5. Розкладання механізму на структурні групи

6. Структурна формула механізму  $I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$ .

## Лабораторна робота № 2

### Статичне балансування обертових мас

**Мета роботи** – виявити наявність незрівноважених обертових мас і ознайомитись з методами їх статичного балансування.

**Теоретичні положення.** Обертові деталі машин (зубчасті колеса, шків, барабани, шпинделі верстатів, вали двигунів тощо) повинні бути повністю зрівноважені, а тому таким деталям надають таку форму, щоб, по-перше, їх центр ваги знаходився на осі обертання (це задача статичного зрівноваження); по-друге, головна центральна вісь інерції обертової деталі збігалася з віссю обертання (це задача моментного зрівноваження). У цій лабораторній роботі розглянемо перший випадок – статичне зрівноваження, яке досягається шляхом статичного балансування.

Причинами зміщення центра ваги обертової деталі можуть бути різні фактори, основні з них:

1. Конструкція обертових мас (наявність кулачків, ексцентриків тощо).
2. Неточність виготовлення і монтажу деталей.
3. Неоднорідне розподілення маси по об'єму деталі.
4. Деформації валів, осей та інших деталей.
5. Зношуваність деталей.

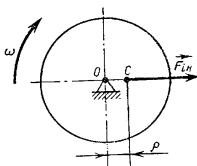


Рис. 6. Статична незрівноваженість обертових мас

При зміщенні центра ваги відносно осі на відстань  $\rho$  (рис. 6) виникає відцентрова сила інерції

$$F_{ин} = m\omega^2\rho,$$

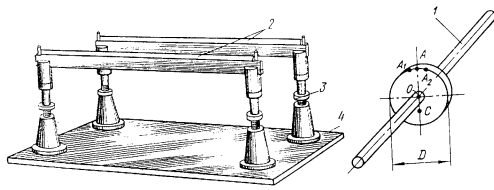
де  $m$  – маса тіла, кг;

$\omega$  – кутова швидкість обертання тіла, рад/с.

Відцентрові сили інерції викликають коливання станин і фундаменту, спрацювання підшипників і інших частин машини. А тому необхідно здійснити зрівноваження обертових мас, щоб усунути шкідливу дію сил інерції.

Щоб привести центр ваги до осі обертання, необхідно або додати відповідну масу на більш легкій стороні деталі, або зменшити масу (висвердлити) на більш важкій стороні. Такий процес зрівноваження називають **статичним балансуванням**.

**Установка для балансування.** У найбільш простому виконанні установка (рис. 7) складається з двох горизонтальних призм 2.



**Рис. 7. Найпростіша установка для статичного балансування обертових мас**

Ці призми закріплені на чотирьох регульованих по висоті опорах 3, які жорстко встановлені на плиті 4. Деталь 1 циліндричної форми встановлюється на ребра призми 2.

Якщо центр ваги С деталі не збігається з віссю обертання О, то під дією моменту, що створюється силою ваги, деталь почне котитися по ребрах призми, доки її центр ваги не займе найнижче положення, яке знаходиться на вертикальній діаметральній прямій АВ. Щоб зрівноважити деталь, необхідно до неї додати противагу в якій-небудь точці діаметрально протилежній точці С. Для збільшення точності знаходження центра ваги деталь декілька разів повертають на 90° в одну та іншу сторону і після зупинки відмічають положення верхніх точок А<sub>1</sub> і А<sub>2</sub>. Точку А знаходять, як середнє положення цих відміток.

Балансування полягає у тому, що до деталі у точці А прикріплюються кусочки пластиліну в такій кількості, щоб деталь у будь-якому положенні знаходилась у рівновазі на ребрах призми або, як говорять, балансування здійснюється до так званого «байдужого» положення.

За силою ваги додаткового вантажу G<sub>1</sub> пластиліну і відстані ОА можна визначити положення центра ваги деталі, тобто відстань

$$CO = \rho = \frac{G_1 \cdot OA}{G},$$

де G – сила ваги деталі.

Якщо наближено прийняти ОА рівним половині діаметра D, то

$$\rho = \frac{G_1}{G} \cdot \frac{D}{2} \quad \text{або} \quad \rho = \frac{m_A}{m} \cdot \frac{D}{2}, \quad (3)$$

де m<sub>A</sub> – маса противаги;  
m – маса деталі.

### Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з устаткуванням для балансування. У звіті нарисувати його схему та ескіз деталі. Виміряти зовнішній діаметр  $D$  деталі.

2. Зважити деталь і записати у звіт значення її маси.

3. Перевірити рівнеміром горизонтальне розташування граней призм. За допомогою установлених гвинтів добитися строгого горизонтального розташування граней призм. Перевірити чистоту поверхні призм і деталі.

4. Обережно встановити деталь на грані призм. Коли деталь зупиниться, відмітити верхню точку крейдою або олівцем.

5. Повернути деталь на  $90^\circ$  навколо осі і обережно її відпустити. Коли вона знову зупиниться, знову відмітити верхню точку. І накінець, знову повернути деталь на  $90^\circ$ , але в протилежну сторону, і відмітити верхню точку. Усі три точки або співпадають, або будуть знаходитися дуже близько.

6. До верхньої точки  $A$  (рис. 7) прикріпити шматок пластиліну. Додають або знімають кусочки пластиліну, добиваючись того, щоб деталь, повернута на деякий кут і зупинена легким дотиком руки, залишалася нерухомою у будь-якому положенні, тобто знаходилася у стані байдужої рівноваги. Це означає, що деталь статично збалансована.

7. Акуратно зняти весь пластилін, прикріплений до деталі, і зважити його. Записати значення маси пластиліну в таблицю звіту.

8. Обчислити відстань від центра ваги деталі до осі.

9. Заповнити протокол звіту згідно форми, яка надається.

Усі вимірювання повторити тричі, а обчислення вести за середніми арифметичними значеннями.

### Форма протоколу

#### ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 2 «Статичне балансування обертових мас»

1. Схема установки і ескіз деталі. Зовнішній діаметр деталі  $D = \dots$  мм, маса деталі  $m = \dots$  кг.

2. Результати випробувань

Назва параметрів	Номери варіантів			Середнє значення
	1	2	3	
Маса деталі $m$ , кг	....	....	....	$m_{\text{ср.}} = \dots$
Маса додаткового вантажу $m_A$ , кг	....	....	....	$m_{A\text{ср.}} = \dots$

3. Відстань від центра ваги до осі обертання за формулою (3).

$$c = \frac{m_{A\text{ср.}}}{m_{\text{ср.}}} \cdot \frac{D}{2} = \dots = \dots \text{ м.}$$

## Лабораторна робота № 3

### Статичне і динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас

**Мета роботи** – вивчити практичні способи зрівноваження обертових ланок при заданому розташуванні незрівноважених мас.

**Теоретичні положення.** У сучасних машинах використовується велика кількість обертових ланок (ротори електродвигунів, турбін, вали, барабани тощо). Швидкість машин, а значить і кутові швидкості обертання ланок безперервно ростуть, тому зрівноваження відцентрових сил інерції обертових мас має надзвичайно велике значення.

Розглянемо обертовий ротор (рис. 8), в площинах якого 1, 2 і 3, що перпендикулярні осі обертання, знаходяться незрівноважені маси  $m_1$ ,  $m_2$  і  $m_3$ .

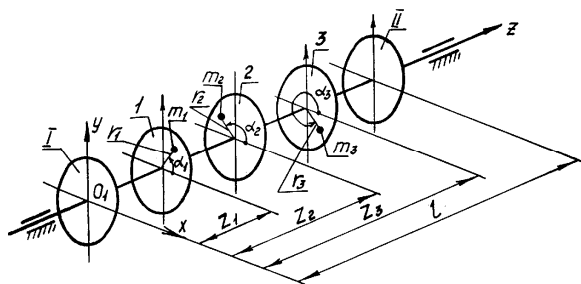


Рис. 8. Схема розташування незрівноважених обертових мас

Положення незрівноважених мас у цих площинах задані радіусами-векторами  $\vec{r}_1$ ,  $\vec{r}_2$  і  $\vec{r}_3$ . Положення площин 1, 2 і 3 відносно площини зведення I визначаються відповідно координатами  $z_1$ ,  $z_2$  і  $z_3$ . Противаги встановлюються в площинах I і II, відстань між якими  $l$ . Позначимо масу противаги при статичному зрівноваженні  $m_n$ , а радіус-вектор, який визначає положення її центра мас (ваги), через  $\vec{r}_n$ . Тоді умовою зрівноваженості ротора буде

$$\sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i + m_n \vec{r}_n = 0, \text{ тобто } \vec{F}_i = 0, \quad (4)$$

де  $\vec{F}_i$  – головний вектор сил інерції.

Добуток маси на радіус називають **статичним дисбалансом**.

Як відомо з теоретичного курсу, для повного зрівноваження ротора необхідно встановити дві противаги, які розташовують у двох площинах I і II. Позначимо маси цих противаг  $m_I$ ,  $m_{II}$ , а радіуси-вектори, що визначають їхнє положення відносно їхньої осі обертання, через  $\vec{r}_I$  і  $\vec{r}_{II}$ . Тоді умовами повного зрівноваження будуть:



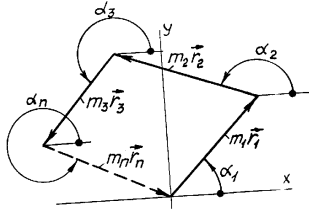
$$\sum_{i=1}^n m_i \bar{r}_i + m_I \bar{r}_I + m_{II} \bar{r}_{II} = 0, \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i \bar{r}_i z_i + m_I \bar{r}_I z_{II} = 0, \text{ тобто } \overline{M}_i = 0, \quad (6)$$

де  $\overline{M}_i$  – головний момент сил інерції.

У рівнянні (6) добуток  $m r z$  – називають динамічним дисбалансом.

При аналітичному розв'язанні цієї задачі рівняння (4) розгортається у два рівняння проєкцій на осі координат, а рівняння (5) і (6) – у чотири рівняння проєкцій на осі координат. Дуже зручним і наочним є графічний спосіб розв'язання цих рівнянь. Визначення величини і розташування противаги графічним способом при статичному зрівноваженні досягається шляхом побудови векторного багатокутника (рис. 9) за рівнянням (4).



**Рис. 9. Побудова векторного багатокутника при статичному зрівноваженні обертових мас**

У вибраному масштабі будують багатокутник, який складається з векторів  $m_1 \bar{r}_1$ ,  $m_2 \bar{r}_2$ ,  $m_3 \bar{r}_3$  і  $m_n \bar{r}_n$ . Положення цих векторів визначається відповідно кутами  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  і  $\alpha_4$ . Всі кути відраховуються проти годинникової стрілки від горизонтальної лінії, що проходить через початок відповідного вектора. Замикаючий вектор  $m_n \bar{r}_n$  багатокутника визначає собою добуток маси противаги на радіус її розташування. Тоді задаються однією величиною (наприклад, масою) і визначають іншу величину (радіус). Напрямок радіуса-вектора  $\bar{r}_n$  противаги визначається кутом  $\alpha_n$ , який вимірюють безпосередньо на кресленні.

При повному (динамічному) зрівноваженні спочатку будують векторний багатокутник моментів пар за рівнянням (6). При цьому вектори моментів зручно повернути на  $90^\circ$  так, щоб вони збігалися з напрямками відповідних сил інерції. Модуль замикаючого вектора багатокутника буде рівний добутку  $m_{II} \bar{r}_{II} z_{II}$  (Рис. 10, а), де координата  $z_{II}$  відома і дорівнює  $l$  (відстань між площинами зрівноваження). З цього добутку легко визначити радіус  $z_{II}$  (або масу противаги  $m_{II}$ ), якщо задатися масою противаги (або радіусом). Кут  $\alpha_{II}$ ,

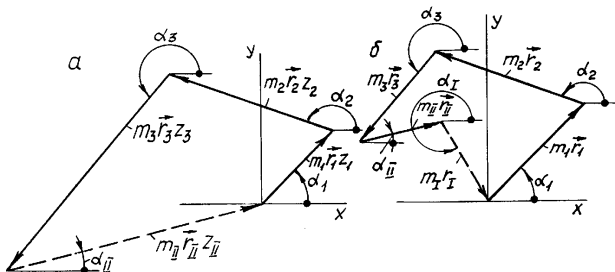


Рис. 10. Побудова векторних багатокутників при динамічному зрівноваженні обертових мас

який визначає напрямок радіуса-вектора, вимірюється на кресленні. Потім будують багатокутник за рівнянням (5) (рис. 10, б). У цьому багатокутнику невідомою величиною буде замикаючий вектор, модуль якого дорівнює добутку  $m_1 r_1$ . Задавшись одним із співмножників у цьому добутку (наприклад, масою  $m_1$ ), знаходимо інший з них. Кут  $\alpha_1$ , який визначає напрямок радіус-вектора противаги, знаходимо з рисунка.

**Лабораторне устаткування і приладдя.** Для виконання лабораторної роботи необхідно мати лабораторну установку ТММ-34М, креслярське приладдя (лінійку, циркуль, транспортир) та калькулятор.

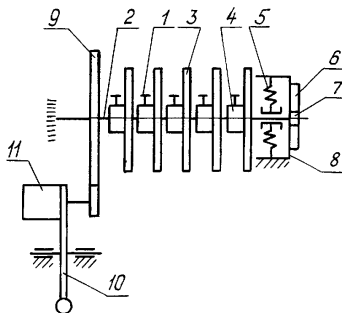


Рис. 11. Установка для статичного і динамічного балансування при відомому розташуванні незрівноважених мас

Установка ТММ-34М складається з таких основних вузлів (рис. 11): ротора, фрикційного приводу і плити з стояками. Ротор представляє собою вал 2, на якому вільно насаджені п'ять алюмінієвих дисків 3 на відстані 80 мм один від одного. На крайніх дисках розташовуються противаги. Три середні служать для установки незрівноважених мас. В осьовому напрямку переміщення дисків обмежуються кільцями 4, які жорстко закріплені на валу. Кільця мають градусну шкалу по периметру через один градус, втулки дисків мають риски,

які дозволяють установити диск на необхідний кут. Диски фіксуються гвинтами 1 і мають два наскрізні пази: один для кріплення вантажу, другий – для противаги. Пази розташовані під кутом  $180^\circ$ . На диск поряд з пазом установлена шкала, яка дозволяє установити вантаж на потрібну відстань від осі обертання вала ротора.

Ротор встановлений на двох стояках. Лівий кінець вала спирається на сферичний шарикопідшипник, який допускає крім обертового руху вала поворот його в горизонтальній площині. Правий кінець вала встановлений на радіальному шарикопідшипнику, вмонтованому в каретку 8. Каретка може переміщатися на роликах 7 по напрямній 6 у горизонтальній площині і утримуватися в центральному положенні пружинами 5, які регулюються гвинтами.

Ротор обертається від електродвигуна 11 за допомогою фрикційної передачі.

Електродвигун змонтований біля лівого стояка на важелі 10, що коливається. Під важелем установлена пускова кнопка подвійної дії. Натиском рукоятки важеля «вниз» фрикційний диск притискається до шківу 9 і вмикає електродвигун, який розганяє ротор. При звільненні рукоятки під дією ваги електродвигуна фрикційна пара і двигун вимикається.

Установка має комплект вантажів (40, 50, 60 і 70 г), які служать для створення дисбалансу і зрівноваження.

### **Порядок виконання роботи**

1. За вказівкою викладача в бланк записують масу і координати незрівноважених вантажів і зарисовують схему установки з дисками і вантажами на них (рис. 8).

2. Обчислюють величини статичних дисбалансів незрівноважених мас  $m_i$ ,  $r_i$ , і будують у масштабі замкнутий векторний багатокутник (рис. 9) згідно рівняння (4), звідки, вимірявши відрізок  $da$ , знаходять величину радіуса-вектора, який визначає відстань цієї противаги від осі обертання. Кут  $\alpha_n$  виміряють транспортиром безпосередньо на рисунку.

3. Встановлюють обчислену противагу на будь-який диск і перевіряють статичну зрівноваженість ротора: при повороті ротора на довільний кут він повинен знаходитися у байдужій рівновазі.

4. Перевіряється динамічна незрівноваженість ротора – при розгоні ротора правий кінець його починає здійснювати коливання в горизонтальній площині.

5. Ротор зупиняють, знімають противагу, яку знайшли при статичному зрівноваженні.

6. Обчислюють динамічні дисбаланси незрівноважених мас  $m_i$ ,  $r_i$ ,  $Z_i$  і будують у масштабі замкнуті векторні багатокутники (рис. 10, 11) згідно рівнянь (5) і (6), звідки, вимірявши відрізки  $d'a'$  і  $e'a''$ , знаходять величини добутків  $m_{II}$ ,  $r_{II}$ ,  $Z_{II}$  і  $m_I$ ,  $r_I$ , а задавшись масами  $m_{II}$  і  $m_I$ , знаходимо величини радіусів-векторів  $r_{II}$  і  $r_I$ . Кути  $\alpha_{II}$  і  $\alpha_I$  виміряють на рисунках.

7. Встановлюють на дисках I і II противаги  $m_I$  і  $m_{II}$  та перевіряють статичну зрівноваженість ротора.

8. Розганяють ротор і переконуються в його динамічній зрівноваженості. Правий кінець ротора не повинен мати коливань.

9. Оформляють звіт про роботу у вигляді протоколу, форма якого додається.

### Форма протоколу ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 3 «Статичне і динамічне балансування ротора з відомим розташуванням незрівноважених мас»

1. Схеми установки і розташування мас (рис. 8).
2. Величина незрівноважених мас і координати їх розташування:

$$\begin{array}{llll} m_1 = \dots \text{Г}; & r_1 = \dots \text{ мм}; & \alpha_1 = \dots \text{ }^\circ; & z_1 = 80 \text{ мм}; \\ m_2 = \dots \text{Г}; & r_2 = \dots \text{ мм}; & \alpha_2 = \dots \text{ }^\circ; & z_2 = 80 \text{ мм}; \\ m_3 = \dots \text{Г}; & r_3 = \dots \text{ мм}; & \alpha_3 = \dots \text{ }^\circ; & z_3 = 80 \text{ мм}. \end{array}$$

3. Статичне зрівноваження (рис. 9).

$$m_n r_n = \dots \text{ мм}; \quad m_n = \dots \text{ Г}; \quad r_n = \dots \text{ мм}; \quad \alpha_n = \dots \text{ }^\circ;$$

4. Динамічне (повне) зрівноваження (рис. 10).

$$m_{II} r_{II} l = \dots \text{ Г} \cdot \text{ мм}^2; \quad m_{II} r_{II} = \dots \text{ Г} \cdot \text{ мм}; \quad m_I r_I = \dots \text{ Г} \cdot \text{ мм}; \quad m_{II} = \dots \text{ Г}; \quad r_{II} = \dots \text{ мм}; \quad \alpha_{II} = \dots \text{ }^\circ; \\ m_I = \dots \text{ Г}; \quad r_I = \dots \text{ мм}; \quad \alpha = \dots \text{ }^\circ.$$

## Лабораторна робота № 4

### Динамічне балансування ротора при невідомому розташуванні незрівноважених мас

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

**Теоретичні положення.** Для балансування роторів при невідомому розташуванні незрівноважених мас використовуються різні балансувальні верстати. Далі описується такий верстат системи Б. В. Шитікова (рис. 12, а).

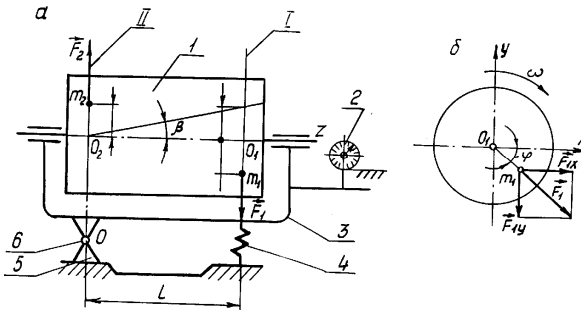


Рис. 12. Схема установки для динамічного балансування при невідомому розташуванні незрівноважених мас

Ротор 1, який необхідно зрівноважити, встановлений на підшипниках в жорсткій рамі 3. Остання шарніром 6 зв'язана з нерухомою основою 5. Вісь шарніра 6 розташована горизонтально і повинна бути перпендикулярна осі ротора 1. Рама 3 підтримується пружиною 4, тому ротор разом з рамою 3 утворює пружну систему, яка може коливатися відносно осі шарніра 6.

Як відомо з теоретичного курсу, всі незрівноважені маси ротора 1 можна замінити двома масами, розташованими у двох довільно вибраних площинах, які перпендикулярні осі обертання ротора. Ці площини вибирають таким чином, 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 0. Інша 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 маси  $m_1$  і  $m_2$ . Якщо обертати ротор 1 з кутовою швидкістю  $\omega$ , то за рахунок мас  $m_1$  і  $m_2$  виникають відцентрові сили інерції, які також обертаються з кутовою швидкістю  $\omega$  і дорівнюють:

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

Сила  $\bar{F}_2$  лежить в площині, що проходить через вісь обертання рами 3, а тому вона буде зрівноважена реакцією у шарнірі 6. Силу  $\bar{F}_1$ , яка обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , можна розкласти на горизонтальну і вертикальну складові (рис. 12, б):

$$F_{1X} = F_1 \cos \omega t; \quad F_{1Y} = F_1 \sin \omega t.$$

Ці сили діють відносно точки 0 на плече  $L$ , створюють момент, який передається рамі 3. Момент від горизонтальної складової зрівноважується реактивним моментом шарніра 6. Момент від вертикальної складової буде викликати вимушені кутові коливання рами з ротором відносно осі 0 шарніра 6. У зв'язку з тим, що у верстатах Шитікова вісь коливання рами і вісь обертання ротора практично перетинаються і оскільки амплітуда коливань рами невелика, можна вважати, що точка  $0_1$  (точка перетину площини I з віссю ротора) рухається прямолінійно і вертикально, також рухаються і всі інші точки рами, які лежать в одній площині з її віссю коливання. З теорії коливань відомо, що амплітуда вимушених коливань точки  $0_1$  для випадку, який розглядається, визначається виразом

$$A = \nu L = \frac{A_{cm}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{p^4}}} \cdot \sin(\omega \cdot t - \delta), \quad (7)$$

де  $\omega$  і  $p$  – частоти відповідно збуджуючої сили (сили інерції) і власних коливань;

$n$  – коефіцієнт, який залежить від опору середовища;

$A_{cm}$  – амплітуда, яка була б при статичній дії сили  $\bar{F}_1$  і рівна  $A_{cm} = F_1/k$ , де  $k$  – жорсткість пружної системи.

Величина

$$\frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4n^2 \omega^2}{p^4}}}$$

називається динамічним коефіцієнтом. Амплітуду вимушених коливань одержують шляхом множення статичної амплітуди на цей коефіцієнт. При рівності частот  $\omega$  і  $p$  настає явище резонансу. Якщо опору середовища немає ( $n = 0$ ), резонансна амплітуда дорівнює нескінченності. При  $n \neq 0$  максимальна амплітуда дорівнює (при  $\sin(\omega t - \alpha) = 1$  і  $\omega = p$ ):

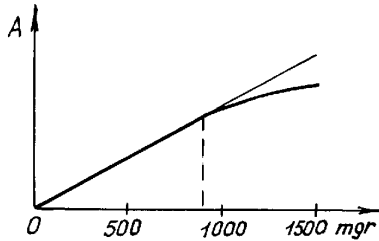
$$A_{max} = \frac{A_{cm} p}{2n}. \quad (8)$$

Підставляючи сюди значення  $A_{cm}$  і сили  $F_1$ , одержимо

$$A_{max} = \frac{F_1}{k} \cdot \frac{p}{2n} = \frac{m_1 n \omega^2 p}{2nk}. \quad (9)$$

Оскільки жорсткість і власна частота коливань підвішеної системи рама-ротор у процесі балансування практично не змінюються, через відносну величину противаг, що встановлюються, то величина  $A_{max}$  при резонансі ( $\omega = p$ ) пропорційна статичному моменту незрівноваженої маси. При великих амплітудах починає зростати швидкість мас, що коливається, і змінюється опір середовища. Пропорційність між статичним моментом незрівноваженої маси і амплітудою коливань рами порушується. У досліді, який проведений на балансуваль-

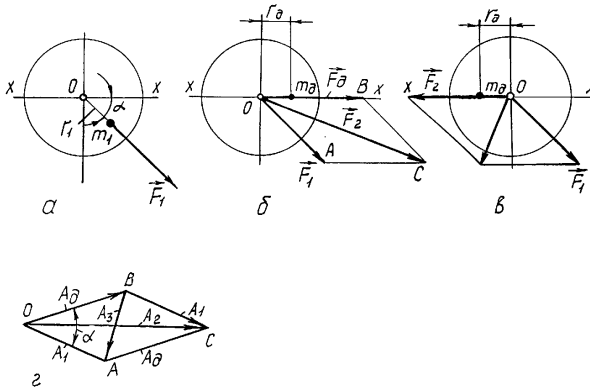
ному верстаті ТММ-1, одержана діаграма залежності максимальної амплітуди  $A_{\max}$  від статичного моменту незрівноваженої маси, яка зображена на рис. 13.



**Рис. 13. Залежність максимальної амплітуди від статичного моменту незрівноваженої маси**

З наведеної діаграми видно, що для верстата цього типу пропорційність зберігається при величинах  $mgr$  не вище 1000 – 1200 гмм.

Пропорційність резонансної амплітуди  $A$  статичному моменту незрівноваженої маси використовується у верстаті Б. В. Шитікова для визначення величини і положення незрівноваженої маси. Здійснюється це таким чином. У площині I проводиться лінія відліку  $xx$  (рис. 14, а).



**Рис. 14. До визначення величини і положення незрівноваженої маси**

Нехай незрівноважена маса  $m_1$  знаходиться на радіусі  $r_1$ , який утворює з напрямком  $xx$  кут  $\alpha$ . Розігнавши ротор до обертів, при яких  $\omega$  буде більша  $\rho$ , даємо йому вільно вибігати (сповільнювати рух). Зменшуючи обороти, ротор дійде до резонансної частоти, у цей момент рама 3 буде мати найбільшу амплітуду. Зафіксуємо максимальну амплітуду коливання за допомогою індикатора 2 (рис. 12, а). Ця амплітуда  $A_1$  на підставі раніше сказаного буде пропорційна статичному моменту  $m_1 r_1$  незрівноваженої маси, яка знаходиться в площині I. Вона буде також пропорційна відцентровій силі інерції  $\bar{F}_1$  цієї незрівноваженої маси, тобто

$$A_1 = \mu' F_1,$$

де  $\mu'$  – коефіцієнт пропорційності.

Вставимо на лінії  $xx$  на відстані  $r_0$  від осі обертання ротора додаткову масу  $m_0$  (рис. 14, б) і знову, розігнавши ротор, виміряємо амплітуду  $A_2$  коливань рами. Очевидно, ця амплітуда буде пропорційна відцентровій силі інерції  $\bar{F}_2$ , яка є рівнодіючою і відцентровій силі інерції від незрівноваженої маси і відцентровій силі додаткової маси  $m_0$ :

$$A_2 = \mu' F_2.$$

Знімаємо додаткову масу з попереднього місця і встановимо її на цій же лінії  $xx$ , на такій же відстані від осі обертання, але з протилежної сторони (рис. 14, в). Розгонимо ротор і знову виміряємо амплітуду  $A_3$  коливань при резонансі. Ця амплітуда буде пропорційна відцентровій силі інерції  $\bar{F}_3$ , рівнодіючій сил  $\bar{F}_1$  і  $\bar{F}_0$ , причому ( $A_3 = M' F_3$ ). На рис. 5.14, б, в, побудовано паралелограми сил вказаних двох положень додаткової маси. Відмітимо, що ці паралелограми рівні, оскільки вони мають рівні сторони і рівні кути. На рис. 14, з побудовано паралелограм  $OBCA$ , в якому сили замінені пропорційними їм величинами амплітуд. У цьому паралелограмі нам відомі сторони  $A_1$  і діагоналі  $A_2$  і  $A_3$ . Сторона  $A_0 = OB$  нам відома, вона дорівнює тій максимальній амплітуді, яку б одержали при резонансі від однієї додаткової маси  $m_0$ .

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

$$2A_0^2 + 2A_1^2 = A_2^2 + A_3^2,$$

звідки

$$A_0 = \sqrt{(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)/2}, \quad (10)$$

але  $A_0 = M' F_0$ .

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

$$M = \frac{A_0}{m_0 r_0}, \quad (11)$$

де  $m_0 r_0$  – статичний момент (дисбаланс) від додаткової маси.

Тепер легко визначити для незрівноваженої маси  $m_1$  її статичний дисбаланс  $m_1 r_1 = A_1 / \mu$ .

Статичний момент маси противаги ( $m_{II} r_{II}$ ) повинен бути рівним статичному моменту від незрівноваженої маси  $m_1 r_1$  і направлений у протилежний бік:

$$m_{II} r_{II} = m_1 r_1.$$

Задавшись масою противаги  $m_{II}$ , визначимо величину  $r_{II} = m_1 r_1 / m_{II}$ . (12)

Для визначення напрямку радіуса-вектора  $\Gamma_{II}$  (кута  $\alpha$ ) звернемося до рис. 15, з. З трикутника  $OAB$  маємо

$$A_3^2 = A_1^2 + A_0^2 - 2A_1 A_0 \cos \beta,$$



звідки

$$\bar{b} = \arccos \frac{A_1^2 + A_0^2 - A_3^2}{2A_1A_0}. \quad (13)$$

Одному значенню косинуса відповідає два значення кута  $\alpha$ :  $-\alpha$  і  $+\alpha$ . Значить, противага повинна бути розташована на одному з діаметрів, який визначається кутом  $\pm \alpha$  (рис. 15).

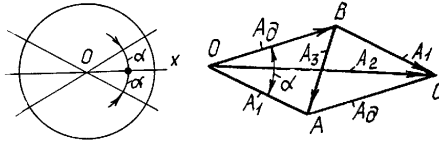


Рис. 15. Можливі положення противаги при динамічному балансуванні

Після того, як знайдені маса противаги і її радіус-вектор для площини I, переходять до визначення противаги площини II. Ротор I виймають з рами 3, повертають у площині, яка проходить через його вісь, на  $180^\circ$  і знову встановлюють на раму. При цьому площини I і II міняють місцями. Противагу для площини II знаходять так само, як це описано раніше.

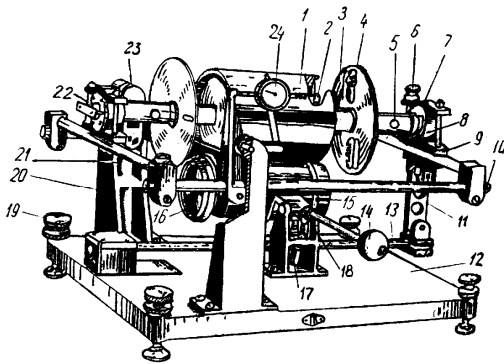


Рис. 16. Балансувальний верстат ТММ-1М

**Балансувальний верстат ТММ-1М.** Маятникова рама 10 (рис. 16) має можливість обертатися у вертикальній площині на шарикопідшипниках 23, розміщених у стояках 20, які закріплені на масивній чавунній основі 12. З правої сторони рама підтримується в горизонтальному положенні пружиною 13, зв'язаною з нею сережкою 11. Остання шарнірно зв'язана наверху з рамою 10, внизу – пружиною 13. 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 можливість встановлювати ротор з різними діаметрами підшипників. Кріплення обойм 8 разом з поперечними стержнями рами 10 можуть на спеціальних хомутих переміщатися по поздовжніх стержнях

рами, завдяки чому на верстаті можуть встановлюватися ротори з різними відстанями між підшипниками і вала ротора. На валу ротора встановлені диски 3, на яких розташовують противаги. Диск 3 може повертатися відносно вала ротора і стопоритися за допомогою гвинта 5. У дисках є радіальні пази, які служать для кріплення додаткових мас і противаг 4. Відстань цих мас від осі обертання визначається шкалою, яка встановлена напроти пазів диска. Кут повороту дисків 3 відносно ротора визначається через лупу 6 за шкалою 7, яка має градусні ділення. Розгін ротора здійснюється двигуном 15, який закріплений на важелі 18, встановленому на шарнірах у кронштейні основи 12. У цьому ж кронштейні розташований кнопочний вимикач 17. Запуск двигуна 15 здійснюється натиском на рукоятку 14, завдяки цьому вмикається двигун і його шків притискається до зовнішньої поверхні ротора. Зведення рами ротора в горизонтальне положення здійснюється гвинтами 19 за рівнем 21. На торці лівого кінця вала ротора встановлено гальмовий 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 в кронштейн, який жорстко зв'язаний з рамою 10 і разом з нею коливається. Індикатор 24 пристосований для відліку максимальних амплітуд; для цього з його заднього боку поставлена пружина з гвинтом, яка злегка гальмує рух вимірювального штока індикатора.

У комплект верстата входять додаткові вантажі масою 10, 20, 30, 40 г.

### **Порядок проведення роботи.**

Робота виконується групою студентів (3...4 чоловіка).

1. Складаємо схему установки (рис. 12).

2. Готуємо установку до роботи: а) раму 10 за рівнем 21 гвинтами встановлюємо в горизонтальне положення; б) диск 3 за шкалою 7 встановлюємо на нуль; в) покажчик точного відліку індикатора 24 поворотом за накатку корпусу встановлюється на нуль. Записуються покази грубої шкали індикатора.

3. Вимірюємо амплітуду  $A_1$  при резонансі від власної незрівноваженості ротора. Амплітуда вимірюється тричі і потім знаходять її середнє значення. При вимірюванні амплітуди важливо слідкувати за індикатором: під час пуску, сильним натиском на рукоятку 14, рама 10 може дуже сильно відхилитися, що може відхилити стрілку індикатора більше, ніж величина максимальної амплітуди. Тому щоразу після пуску двигуна необхідно обережним натиском штока індикатора довести його до контакту з кронштейном рами.

4. Задаємо масу додаткового вантажу  $m_0$  і радіус його установки  $r_0$ . Обчислюємо добуток  $m_0 r_0$ . Додатковий вантаж закріплюємо в одному з пазів диска 3 на вибраній відстані  $r_0$ . Тричі вимірюємо при резонансі амплітуду  $A_2$  коливань рами і обчислюємо її середнє значення.

5. Звільняємо гвинти 5, диск 3 повертаємо на валу ротора до положення, яке відповідає відліку  $180^\circ$ . Після цього гвинтами 5 знову закріплюємо диск 3. Знову вимірюємо тричі при резонансі амплітуду  $A_3$  і обчислюємо її середнє значення.

6. Обчислюємо масу протизваги  $m_n$ , радіус її положення  $r_n$  і кута  $\alpha_n$  між нульовим діаметром і напрямком радіуса-вектора  $\vec{r}_n$ .

7. Встановлюємо в площині I обчислену протизвагу (додатковий вантаж знімається) і виконуємо контрольне балансування: тричі при резонансі вимірюється залишкова амплітуда збалансованого ротора  $A_k$  (як було вказано раніше, одному значенню косинуса відповідає два значення кута  $\alpha$ ). Крім цього, при початковій установці додаткового вантажу (і наявності двох пазів) не фіксується його положення відносно нуля. Тому перевірка збалансованості виконується при чотирьох кутах:  $\alpha$ ;  $-\alpha$ ;  $180^\circ - \alpha$ ;  $180^\circ + \alpha$ . Обчисливши її середнє значення, визначають відносну величину залишкової незрівноваженості, яка дорівнює відношенню залишкової амплітуди  $A_k$  до початкової  $A_1$ :  $\delta_A = A_k/A_1$ .

Зрівноваження у II площині під час лабораторної роботи не виконують.

8. Оформляють звіт про роботу у вигляді протоколу за такою формою.

### Форма протоколу ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи 4 «Динамічне балансування ротора при невідомому розташуванні незрівноважених мас».

1. Схема установки для балансування (рис. 12).

2. Визначення максимальної амплітуди коливань при резонансі від власної незрівноваженості ротора ( $A_1$ ) і з додатковими масами ( $A_2$  і  $A_3$ ). Маса додаткового вантажу  $m_0 = \dots$  г. Радіус, який визначає його положення  $r_0 = \dots$  мм. Добуток  $m_0 r_0 = \dots = \dots$  гмм.

Амплітуда	Вимірювання			Середнє значення
	1	2	3	
$A_1$				
$A_2$				
$A_3$				

3. Обчислюємо величину амплітуди від додаткової маси  $A_0$  за формулою (10).

4. Знаходимо коефіцієнт пропорційності за формулою (11).

5. Обчислюємо величину статичного дисбалансу протизваги за формулою

$$m_n r_n = \frac{A_1}{m} = \dots = \dots \text{ гмм.}$$

6. Задаємося масою протизваги  $m_n = \dots$  г.

7. Знаходимо величину радіуса-вектора, який визначає положення протизваги за формулою

$$r_n = m_n r_n / m_n = \dots = \dots \text{ мм.}$$

8. Обчислюємо кут  $\alpha$  за формулою (13).

9. Контрольне балансування

Амплітуда	Вимірювання			Середнє значення	$\delta_k = \frac{A_k}{A_1}$
	1	2	3		

## Лабораторна робота № 5

### Кінематичне дослідження кулачкового механізму

**Мета роботи** – ознайомитись із роботою кулачкових механізмів, практичними способами їх кінематичного дослідження.

У ході виконання роботи студент буде діяти за діаграми переміщення, швидкості та прискорення вихідної ланки, визначає фазові кути робочого циклу, робить висновки про характер ударів, які виникають у заданому механізмі.

**Теоретичні положення.** Кулачкові механізми дають можливість одержати майже будь-який закон руху вихідної ланки при рівномірному русі вхідної ланки. Найбільшого розповсюдження набули механізми з обертовим кулачком 1, дві типові схеми яких зображені на рис. 17.

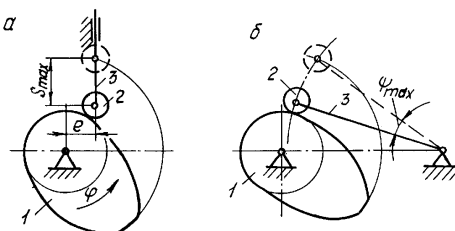


Рис. 17. Схеми кулачкових механізмів

На рис. 17, *a* зображено кулачковий механізм, в якому вихідна ланка (штовхач) 2 здійснює поступальний рух, а на рис. 17, *б*, в якому вихідна ланка (коромисло) здійснює коливальний рух.

За один оберт кулачка 1 вихідна ланка 2 (штовхач або коромисло), як правило, має чотири фази (періоди) руху: віддалення  $t_{\text{в}}$ , верхнє стояння  $t_{\text{вс}}$ , наближення  $t_{\text{н}}$  і нижнє стояння  $t_{\text{нс}}$ . На рис. 18 наведена типова діаграма переміщень вихідної ланки кулачка у функції кута  $\varphi$  повороту кулачка.

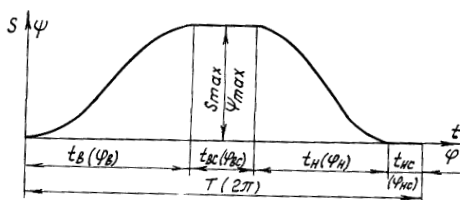


Рис. 18. Типова діаграма переміщень вихідної ланки кулачкового механізму

Розглядаючи обертання кулачка як рівномірне ( $\omega_1 = \text{const}$ ), можна вважати, що його кути повороту пропорційні часу ( $\varphi = \omega_1 t$ ) і відповідні періоди руху  $t$  можна замінити фазовими кутами  $\varphi_в, \varphi_{вс}, \varphi_н, \varphi_{нс}$ .

**Лабораторне обладнання і приладдя.** Для виконання цієї роботи можна використати моделі кулачкових механізмів, які обладнані відповідними шкалами і покажчиками. На рис. 19 наведені приклади таких моделей.

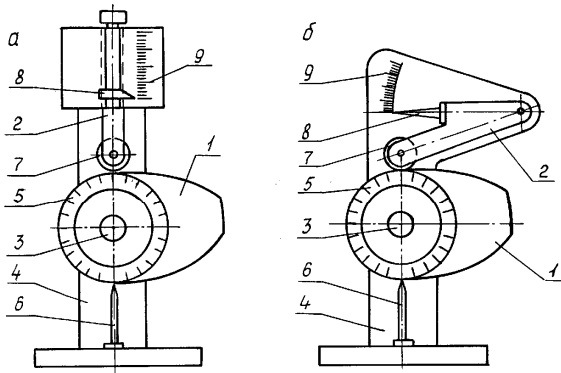


Рис. 19. Приклади моделей кулачкових механізмів

Вхідна ланка 1 (кулачок) – нерухомо насаджена на вісь 3, яка опирається на корпус 4 моделі. Для фіксації кута повороту встановлено лімб 5 і покажчик 6 штовхач (коромисло) 2 притискається до кулачка пружиною (на рисунку не показана). Для зменшення тертя штовхач має ролик 7, який котиться по профільній поверхні кулачка при обертанні кулачка. Переміщення штовхача (коромисла) вказується стрілкою 8 на мірній шкалі 9.

#### Порядок виконання роботи

1. Встановити механізм у початковому положенні, при якому штовхач перебуває у положенні, що відповідає початку його віддалення від центра кулачка. Напрямок обертання кулачка можна прийняти довільно або за вказівкою викладача.

2. Повільно повертати кулачок навколо осі, зробивши повний оберт і фіксуєючи при цьому на лімбі 5 початок і кінець всіх фазових кутів ( $\varphi_в, \varphi_{вс}, \varphi_н, \varphi_{нс}$ ). Записати в протоколі числові значення фазових кутів.

3. Повільно обертаючи кулачок на ділянці віддалення і наближення, реєструвати лінійні або кутові переміщення штовхача через кожні  $(1/8 \dots 1/12)\varphi_н$  – для періоду наближення.

4. Вважаючи, що обертання кулачка рівномірне і, задавшись певною частотою обертання  $n$  (хв.<sup>-1</sup>), побудувати в прямокутній системі координат діаграму  $S = S(t)$  або  $S = S(\varphi)$ . Для цього відкласти на осі абсцис від початку координат 0 (рис. 20, а) відрізок  $x = 00'$ .

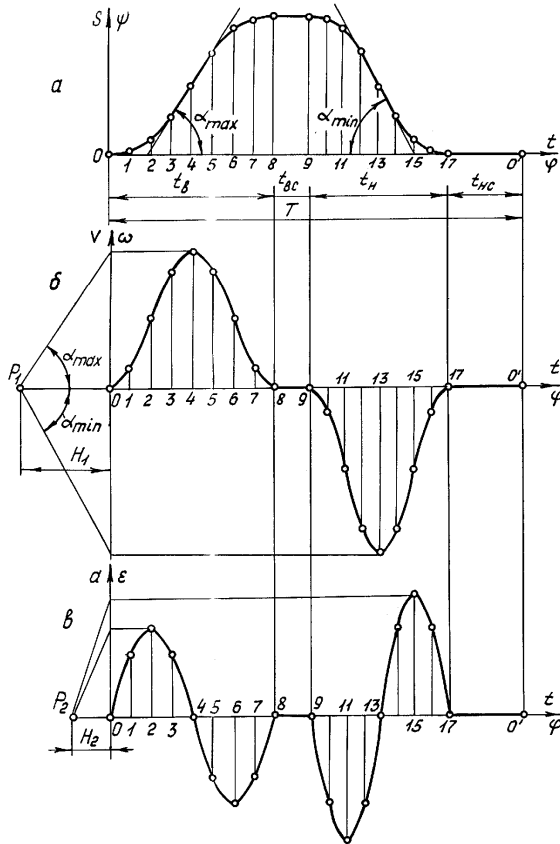


Рис. 20. Побудова діаграм переміщень, швидкостей та прискорень вихідної ланки кулачкового механізму, який зображає в масштабі  $\mu_t$  час одного оберту кулачка, тобто

$$M_t = \frac{60}{\pi x}, \frac{c}{\text{мм}} \quad \text{або} \quad M_t = \frac{T}{x}, \frac{c}{\text{мм}},$$

де  $T$  – період обертання кулачка ( $T = 60/\pi$ , с).

Відрізок  $x$  розділити пропорційно фазовим кутам руху кулачка. Для цього зручно визначити масштабний коефіцієнт кута повороту кулачка в град/мм:

$$M_\varphi = \frac{360^\circ}{x} \frac{\text{град}}{\text{мм}}.$$

Тоді будь-який відрізок на осі абсцис буде визначатися за формулою

$$X_i = \varphi_i / M_\varphi,$$

де  $x_i$  – відрізок в мм, який зображає відповідний фазовий кут на осі абсцис,  $\varphi_i$  – фазовий кут у град. Наприклад,  $\varphi_6 = 60^\circ$ ,  $\mu_\varphi = 3$  град/мм, тоді відрізок (рис. 20, а)

$$x_6 = 00'' = 60/3 = 20 \text{ мм.}$$

На ділянці віддалення і наближення вісь абсцис поділити на таку кількість рівних частин, як і в п. 3. Точки поділу пронумерувати, починаючи з нуля. З точок поділу провести вертикальні лінії, на яких відкласти відрізки, які в масштабі  $\mu_s$  або  $\mu_{\text{ш}}$  відповідають переміщенням штовхача S або коромисла ф.

Масштабний коефіцієнт переміщення вихідної ланки кулачка визначається за формулою

$$M_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}} \quad \text{або} \quad \mu_\Psi = \frac{\Psi_{\max}}{Y_{\max}}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

Тоді відрізки  $Y_i$ , які зображають відповідні переміщення на діаграмі переміщень, знаходимо за формулою

$$Y_i = S_i / \mu_s \quad \text{або} \quad Y_i = \Psi_i / \mu_\Psi,$$

де  $S_i$  або  $\Psi_i$  – переміщення штовхача або коромисла у відповідних положеннях кулачка. Тут кут  $\Psi_i$  – в радіанах.

5. Шляхом графічного диференціювання побудувати діаграму швидкості штовхача  $V=V(t)$  або  $\omega=\omega(t)$ , використовуючи метод хорд. При цьому масштаб  $\mu_t$  по осі абсцис треба залишити таким самим, як і на діаграмі переміщень. Тоді, вибравши довжину відрізка  $H_1$  (рис. 20, б), обчислимо масштаб по осі ординат діаграми швидкостей за формулою

$$M_v = \frac{M_\Psi}{M H_1}, \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

де  $H_1$  – полюсний відрізок в мм (рис. 20, б).

Для коромислового кулачкового механізму масштабний коефіцієнт кутових швидкостей знаходимо за формулою

$$M_{\text{ш}} = \frac{M_\varphi}{M H_1}, \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}.$$

6. Шляхом повторного графічного диференціювання будуюмо діаграму прискорень штовхача  $a = a(t)$  або коромисла  $\varepsilon = \varepsilon(t)$ , використавши цей же метод хорд. Зберігаючи попередній масштаб  $\mu_t$  по осі абсцис і вибравши відрізок  $H_2$  (рис. 20, в), визначаємо масштабний коефіцієнт по осі ординат діаграми переміщень за формулами:

$$M_6 = \frac{M_v}{M H_2}, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}},$$

$$M_{\varepsilon} = \frac{M_{\omega}}{M_{H_2}}, \frac{rad/c^2}{mm},$$

де  $H_2$  – полюсна відстань при повторному диференціюванні.

7. На підставі діаграми прискорень зробити висновки про характер ударів, які виникають під час роботи механізму (жорсткі удари, м'які удари, працює без ударів).

8. Оформити звіт про роботу у вигляді протоколу за такою формою.

### Форма протоколу

#### ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 5 «Кінематичне дослідження кулачкового механізму»

1. Схема кулачкового механізму (рис. 17).
2. Фазові кути:  $\varphi_a, \dots, \varphi_{ac}, \dots, \varphi_n, \dots, \varphi_{nc}, \dots$
3. Результат вимірів переміщень штовхача (коромисла)

№ полож.	Період віддалення											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
φ, град												
Υ, мм												
ψ, град												

№ полож.	Період наближення											
	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
φ, град												
Υ, мм												
ψ, град											İ	

4. Максимальний хід штовхача  $S_{max} = \dots$ мм або максимальний кут розмаху коромисла  $\psi_{max} = \dots$ град.

Частота обертання кулачка  $n = \dots$ об/хв.

5. Діаграми руху штовхача:

- а) діаграма переміщень (рис. 20, а);
- б) діаграма швидкостей (рис. 20, б);
- в) діаграма прискорень (рис. 20, в).



6. Масштабні коефіцієнти:

Часу

$$M_t = \frac{T}{00'} = \text{-----} = \dots \frac{c}{\text{мм}};$$

переміщень

$$M_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}} = \text{-----} = \dots \frac{m}{\text{мм}}$$

або

$$M_{\text{ш}} = \frac{\Pi_{\max}}{Y_{\max}} = \text{-----} = \dots \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

швидкостей

$$M_v = \frac{M_s}{M_{H_1}} = \text{-----} = \dots \frac{m/c}{\text{мм}}$$

або

$$M_{\text{ш}} = \frac{M_{\text{ш}}}{M_{H_1}} = \text{-----} = \dots \frac{\text{рад}/c}{\text{мм}};$$

прискорень

$$M_a = \frac{M_v}{M_{H_2}} = \text{-----} = \dots \frac{m/c^2}{\text{мм}}$$

або

$$M_e = \frac{M_{\text{ш}}}{M_{H_2}} = \text{-----} = \dots \frac{\text{рад}/c^2}{\text{мм}}.$$

7. Кулачковий механізм працює \_\_\_\_\_

(вказати вид удару або його відсутність)

## Лабораторна робота № 6

### Побудова евольвентного профілю зубців методом обкатки

**Мета роботи** – визначення принципу нарізання евольвентних зубчастих коліс методом обкочування за допомогою рейкового інструменту і вплив його зміщення на параметри зубців.

**Теоретичні положення.** З теоретичної частини курсу відомо, що зубці коліс одержують двома методами: обкочування і копіювання. Кожний з них може виконуватися різними способами: накаткою в гарячому або холодному стані; нарізанням черв'ячною, дисковою або пальцевою фрезами; довбачем або зубонарізною рейкою тощо. Найбільше розповсюдження одержав метод обкочування за допомогою нарізання коліс черв'ячною фрезою (рис. 21, а) та інструментальною рейкою (рис. 21, б).

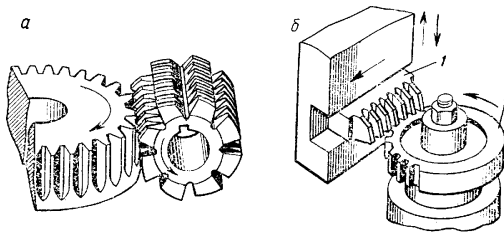


Рис. 21. Схеми нарізання зубчастих коліс

Ці способи дозволяють інструментом даного модуля одержувати колеса цього ж модуля з будь-яким числом зубців.

Розглянемо нарізання зубців методом обкочування на зубостругальному верстаті, на якому інструментом служить зубонарізна рейка – найбільш простий, дешевий і точний зубонарізний інструмент. У процесі нарізання (рис. 21, б) рейка 1 здійснює вертикальний зворотньо-поступальний рух, а заготовка 2, обертаючись навколо своєї осі, одночасно переміщується вздовж рейки. При русі рейки вниз (робочий хід) заготовка залишається нерухомою, потім рейка відводиться вгору (холостий хід), а заготовка повертається навколо своєї осі і переміщується вздовж рейки. Після того як центр заготовки переміститься на декілька кроків рейки, обкочування припиняється і заготовка без обертання відводиться у вихідне положення; рейка при цьому – зверху. Описаний цикл руху повторюється до закінчення обробки всіх зубців колеса.

За основу стандарту форми і розмірів зубчастого колеса прийнято **теоретичний вихідний контур** або скорочено **вихідний контур (ВК)**, який представляє собою зубчасту рейку з симетричними трапецієвидними зубцями (рис. 22).

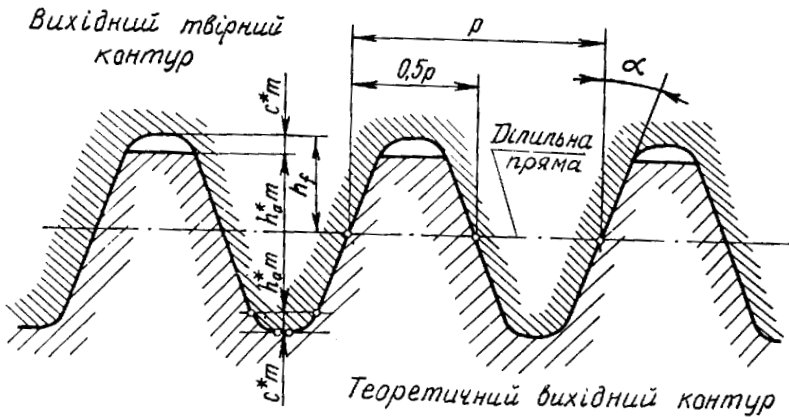


Рис. 22. Теоретичний вихідний контур і твірний контур

Базова лінія ВК, на якій товщина зуба дорівнює ширині западини, називається його середньою або ділильною лінією. Відстань між однойменними профілями сусідніх зубів на ділильній або іншій паралельній їй прямій називається **кроком зубів ВК**.

Параметри інструментальної рейки (гребінки) регламентують у відповідності з **вихідним твірним контуром** або скорочено **твірним контуром** (ТК). ТК називають такий, який заповнює западини ВК, як відливка заповнює форму (рис. 22). При цьому між прямою вершин ВК і прямою западин ТК зберігається радіальний зазор  $C = C^*m$ . Це робиться для того, щоб поверхня западин інструменту, утворена на базі ТК, не брала участі у процесі нарізання зубців. Отже, ділильна пряма ділить зуб ТК по висоті на дві рівні частини, а тому її називають **середньою лінією**. Відношення  $r/\pi = m$  називають **модулем рейки**. У порівнянні з зубом ВК інструментальна рейка має висоту головки зуба більшу на величину  $C = C^*m$ , оскільки цією частиною рейка нарізає ніжку зуба колеса, яка має висоту  $h_f = h_a + C$ , де  $h_a = h_a^* \cdot m$  – висота головки зуба колеса та ВК,  $h_f = h_f^* \cdot m$  – висота ніжки зуба колеса та рейки.

У процесі нарізання рейка точно передає всі параметри колеса, що нарізається. При цьому ділильна пряма, залежно від положення рейки відносно заготовки колеса, може займати різні положення.

1. Рейка встановлена так, що ділильна пряма рейки є дотичною до ділильного кола колеса (рис. 23, а), яке визначається за формулою  $d = mz$ , де  $z$  – число зубів колеса.

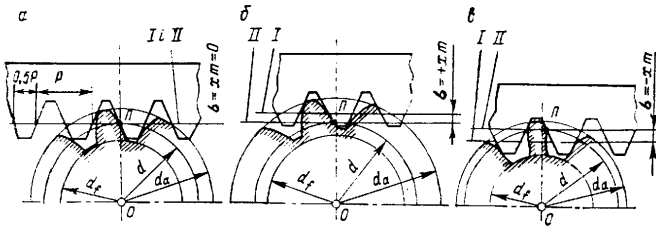


Рис. 23. Можливі положення інструментальної рейки відносно заготовки зубчастого колеса

У такому випадку одержуємо **зубчасте колесо без зміщення (нульове)**. Товщина зуба по ділильному колу  $S$  дорівнює ширині западини  $e$ , а тому  $S = e = p/2$ ; висота головки зуба  $h_a = m$ , ніжки зуба  $h_f = h_a + c = 1,25m$ .

2. Рейка встановлена так, що ділильна пряма відведена від ділильного кола на деяку величину  $mx$  (рис. 23, б). У цьому випадку по ділильному колу зубчастого колеса, яке нарізується, буде обкочуватися не ділильна пряма I, а інша – II, яка називається **початковою прямою твірного контура**. Відстань  $b = mx$  між ділильною і початковою прямими називається зміщенням твірного контура (рейки), а  $x$  – коефіцієнтом зміщення ( $x = b/m$ ). Зміщення є **додатнім**, якщо ділильна пряма і ділильне коло не перетинаються. При такому зміщенні товщина зуба колеса по ділильному колу більша ширини западини, і таке колесо називають колесом з **додатнім зміщенням**, або просто **додатнім**.

3. Рейка встановлена так, що ділильна пряма I перетинає ділильне коло колеса (див. рис. 23, в). Таке зміщення називають від'ємним, а зубчасте колесо – з **від'ємним зміщенням**, або просто **від'ємним**. У таких зубчастих колесах товщина зуба по ділильному колу менша ширини западини.

У коліс (рис. 23), нарізаних із зміщенням і без нього, **однакові** такі параметри: число зубців, модуль, а значить, і діаметр ділильного кола, крок зубців по ділильному колу; **різні** – товщина зубців і ширина западин по ділильному колу, діаметри кіл вершин і западин, а значить, і співвідношення між висотою головки  $h_a$  і ніжки  $h_f$  зубців.

#### Лабораторне обладнання і приладдя.

Для виконання даної роботи необхідно мати комплект приладів типу ТММ42 (рис. 24), паперові круги (заготовки) з ватману, твердий гостро заточений олівець (бажано ЗТ), масштабну лінійку, циркуль, калькулятор. Комплект приладів ТММ42 включає 15 варіантів, які відрізняються один від одного модулем зачеплення  $m$  або числом зубів колеса, що нарізуються. Проте число зубів колеса у будь-якому варіанті менше 17. А як відомо з теоретичного курсу, при нарізанні таких коліс з коефіцієнтом зміщення  $x=0$ , має місце підрізання ніжки зубців. Щоб усунути підрізання треба змістити рейку від центра колеса на величину

$$b = x_{\min} m, \quad (14)$$

$$\text{де } X_{\min} = (17 - Z)/17. \quad (15)$$

Одержані зубці на даному приладі в принципі відповідають способу нарізання інструментальною зубонарізною рейкою на зубодовбальному верстаті.

**Опис прибору ТММ42.** Основними частинами приладу (рис. 24) є жорстко з'єднані диски 1 і 2 та зубчаста рейка 3, які змонтовані на загальній плиті 12. Диски 1 і 2 можуть обертатися у процесі викреслювання зубців навколо нерухої осі. Діаметр нижнього диска дорівнює діаметру ділильного кола колеса, яке нарізується. Зубчаста рейка 3 розташована з невеликим зазором над верхнім диском 1 і закріплена гвинтами 6 на каретці 5, яка може переміщатися вліво та вправо у напрямних плити 12. На рейці нанесена риска 13, яка відображає середню лінію рейки, а також вигравіювані значення модуля  $m$ , профільний кут (кут зачеплення)  $\alpha=20^\circ$  рейки і діаметр ділильного кола колеса, що нарізується. Кінематичний зв'язок між рейкою і заготовкою, необхідний для здійснення руху обкатки під час викреслювання зубів, забезпечується струною 4, яка охоплює диск 2 по всьому колу. Струна правим кінцем прикріплена до каретки, а лівим – до захвату, який за допомогою ексцентрикового механізму з рукояткою 11 може створювати натяг струни. Рейка і диски приводяться у рух від руки шляхом натиску на важіль 8 храпового механізму. При кожному натиску на важіль 8, робоча защіпка храпового механізму пересуває рейку на 4...5 мм вліво. При цьому, завдяки натягнутій струні 4, здійснюється перекочування без ковзання кола диска 2, який співпадає з ділильним колом, по горизонтальному ребру планки 16, яка співпадає з ділильною прямою рейки. При звільненні важеля запірна защіпка надійно фіксує рейку.

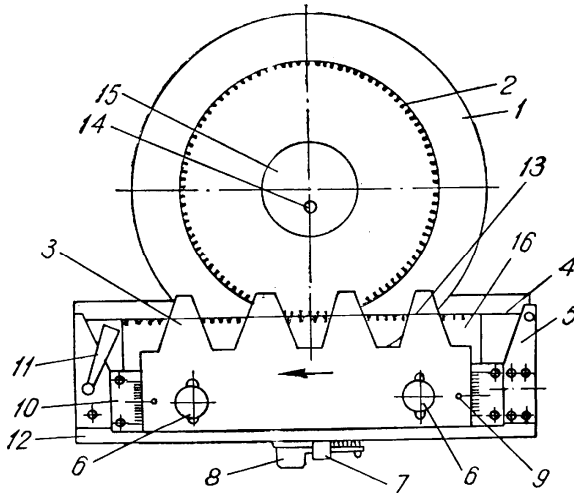


Рис. 24. Прилад для викреслювання евольвентного профілю зубів

У приладі передбачена можливість переміщувати рейку вліво та вправо. Для цього необхідно натиснути плоску пружину 7, яка виведе із зачеплення з кареткою обидві защіпки. Ослабивши гвинти 6, можна змінювати відстані рейки від центра заготовки і потім закріпити її цими ж гвинтами у положенні, яке визначається зміщенням  $b=mx$ , що відліковуємо за шкалою 10.

### **Порядок виконання роботи**

1. Ознайомитися з будовою і принципом дії приладу ТММ42.
2. Накласти на верхній диск паперову заготовку, діаметр якої вказано на прозорому диску приладу, і закріпити його накладкою 15 за допомогою гвинта 14.
3. Встановити рейку так, щоб її індекси 9 були напроти нульових поділок шкали 10.
4. Натиснути пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
5. Плавнo натиснути вниз до упору важіль 8 і, після переміщення рейки вліво до зупинки, обкреслити на заготовці контур зубців рейки. Так повторювати доти, поки рейка не займе крайнє ліве положення, а на заготовці одержимо 2...3 зуба «нульового» колеса.
6. Ослабити рукояткою 11 натяг струни 4 і повернути диск із заготовкою на  $180^\circ$ , після цього знову створити необхідний натяг струни цією ж рукояткою.
7. Визначити число зубців колеса, що нарізується, за формулою  $z=d/m$ .
8. Визначити за формулою (15) величину мінімального коефіцієнта зміщення рейки  $x_{\min}$ , який забезпечує усунення підірвання зубців.
9. Визначити за формулою (14) величину зміщення рейки  $b$ .
10. Змістити рейку від осі заготовки колеса на величину  $b$ , користуючись шкалою 10, і закріпити її гвинтами 6.
11. Натиснути на пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє положення.
12. Викреслити два-три зуба «додатного» колеса, користуючись вказівками в пункті 5.
13. Зняти паперову заготовку з диска.
14. Обчислити за формулами, які вказані у бланку протоколу, параметри нульового і додатнього коліс.
15. Нанести на заготовку обчислені в пункті 14 значення діаметрів ділильного, основного, западин і вершин кола нульового і додатнього коліс.
16. Порівняти на заготовці товщину зуба по хорді ділильного кола, а також діаметри кіл западин і вершин нульового і додатнього коліс.
17. Оформити звіт про роботу у вигляді протоколу і прикласти до нього заготовку з викресленими профілями зубців коліс (рис. 25).

## Форма протоколу ПРОТОКОЛ

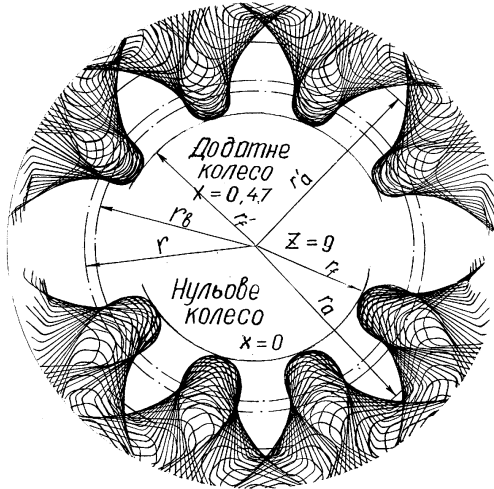
лабораторної роботи № 6 «Побудова евольвентного  
профілю зубців методом обкатки»

Прилад № \_\_\_\_\_

Задані величини: 1. Модуль зачеплення  $m = \dots$  мм.

2. Кут профілю рейки  $\alpha = 20^\circ$ .

3. Діаметр ділильного кола  $d = \dots$  мм.



**Рис. 25. Профілі зубців, побудовані за допомогою приладу ТММ42**

Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс

Назва величин	Нульове колесо	Додатне колесо
1. Число зубців колеса	$z = d/m = \dots$	
2. Крок зачеплення	$p = \pi m = \dots$	
3. Діаметр основного кола	$d_b = d \cos \alpha = \dots$	
4. Коефіцієнт зміщення	$x = 0$	$x = \frac{17 - z}{17} = \dots$
5. Зміщення	$b = 0$	$b = mx = \dots$
6. Діаметр кола вершин	$d_a = m(z + 2) = \dots$	$d_a = m(z + 2) + 2xm = \dots$
7. Діаметр кола западин	$d_f = m(z - 2,5) = \dots$	$d_f = m(z - 2,5) + 2xm = \dots$
8. Товщина зуба на ділильному колі	$S = \pi m/2 = \dots$	$S = \pi m/2 + 2xmtg\alpha = \dots$
9. Товщина зуба по хорді ділильного кола (виміряна)	$S = \dots$	$S = \dots$

## Лабораторна робота № 7

### Визначення основних параметрів циліндричних прямозубих евольвентних коліс нульового зовнішнього зачеплення

**Мета роботи** – визначити дослідним шляхом основні геометричні параметри циліндричного прямозубого евольвентного колеса з зовнішніми зубцями.

**Теоретичні положення.** Основними параметрами циліндричного прямозубого колеса нульового евольвентного зачеплення є кількість зубців  $z$ , кут профіля зубців  $\alpha_w$ , модуль зачеплення  $m$ .

Знаючи ці параметри, можна визначити такі його розміри: крок зачеплення  $p$ , діаметри ділительного кола  $d$ , кола вершин  $d_a$ , западин  $d_f$ , основного кола  $d_b$ , висоту зуба  $h$ , головки  $h_a$  і ніжки  $h_f$  зуба.

Кількість зубців колеса знаходять безпосереднім обчисленням. Кут зачеплення  $\alpha_w$  у зубчастих коліс без зміщення ( $x=0$ ) рівний профільному куту твірної рейки, який приймається  $\alpha=20^\circ$ . Модуль зачеплення можна визначити, виходячи з таких властивостей евольвенти (рис. 26):

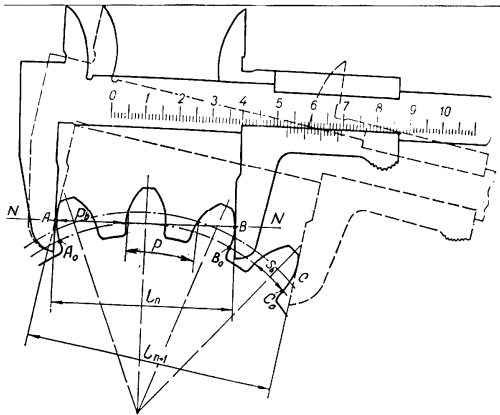


Рис. 26. Схема вимірювання довжини спільної нормалі зубчастого колеса

а) спільна нормаль NN до різнойменних (правому та лівому) профілів двох зубців зубчастого колеса дотикається основного кола цього колеса;

б) довжина відрізка АВ спільної нормалі NN дорівнює довжині дуги  $A_0B_0$  основного кола.

Звідси випливає, що охопивши губками штангенциркуля спочатку  $n$ , а потім  $n+1$  зубців колеса, ми виміряємо відрізки  $L_n$  і  $L_{n+1}$ , які рівні відповідно дугам  $A_0B_0$  і  $A_0C_0$  основного кола. Очевидно, різниця цих дуг дорівнює кроку  $p_b$  на основному колі. Тобто

$$p_b = L_{n+1} - L_n. \quad (16)$$



З іншого боку,

$$p_b = p \cos \delta_w = p m \cos \delta_w, \quad (17)$$

звідки

$$m = \frac{p_b}{p \cos \delta_w} = \frac{L_{n+1} - L_n}{p \cos 20^\circ}. \quad (18)$$

Для того, щоб при установці штангенциркуля на колесі його губки дотикалися профіля зубців на евольвентній ділянці, число зубів  $p$ , які необхідно обхопити, потрібно вибрати залежно від загального числа зубців  $z$  на колесі з табл. 2

Таблиця 2

$z$	12...18	19...27	28...36	37...45	46...54	55...63	64...72	73...81
$n$	2	3	4	5	6	7	8	9

Для контролю модуль зачеплення можна визначити з формули

$$d_a = m(z + 2), \quad (19)$$

звідки

$$m' = \frac{d_a}{z + 2}. \quad (20)$$

У результаті неточностей виготовлення і наших вимірювань значення  $m$  і  $m'$ , обчислені за формулами (5.18) і (5.20), можуть дещо відрізнятись між собою. Тому необхідно визначити середнє значення  $m_{cp}$  за формулою

$$m_{cp} = (m + m')/2 \quad (21)$$

і порівняти його із стандартними значеннями модулів, які наведені в табл. 3.

Модулі зубчастих коліс, мм

Таблиця 3

1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

За остаточне приймають таке стандартне значення модуля, яке найближче до середнього значення  $m_{cp}$ .

Величину діаметра кола вершин  $d_a$ , яку підставляють у формулу (20), можна безпосередньо виміряти штангенциркулем (рис. 27, а), якщо число зубців колеса парне, або визначити за формулою

$$d_a = d_{отв} + 2L, \quad (22)$$

попередньо вимірявши діаметр отвору під вал колеса і радіальну відстань  $L$  від поверхні отвору до поверхні вершин зуба (рис. 27, б), якщо число зубців непарне.

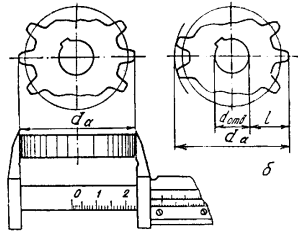


Рис. 27. Схема вимірювання діаметра кола вершин і діаметра отвору під вал колеса

Висоту головки зуба  $h_a$  і ніжки  $h_f$  визначають за формулами:

$$h_a = (d_a - d) / 2 \quad ; \quad h_f = (d - d_f) / 2. \quad (23)$$

Крок зубчастого колеса на ділильному колі

$$p = \pi m. \quad (24)$$

**Лабораторне обладнання і приладдя.** Для виконання роботи необхідно мати комплект зубчастих коліс і штангенциркулів.

#### Порядок проведення роботи

1. Обчислити кількість зубців  $z$  колеса.
2. Вибрати з табл. 2 кількість зубців  $n$ , при обхваті яких штангенциркулем губки будуть дотикатися профілів на евольвентних ділянках.
3. Виміряти тричі штангенциркулем довжини відрізків  $L_n$  і  $L_{n+1}$  спільної нормалі  $NN$  і обчислити їх середнє значення.
4. Визначити модуль зачеплення  $m$  за формулою (18).
5. Визначити тричі діаметр кола вершин  $d_a$ : а) безпосереднім вимірюванням, якщо кількість зубців  $z$  парне; б) за формулою (22), попередньо вимірявши  $d_{отв}$  і  $L$ , якщо кількість зубців непарне число. Обчислити середнє значення  $d_a$ .
6. Виконати перевіірочний розрахунок модуля зачеплення  $m'$  за формулою (20).
7. Знайти середнє значення модуля зачеплення  $m_{ср}$  за формулою (21).
8. Порівняти середнє значення модуля  $m_{ср}$  зі стандартними значеннями модуля (табл. 3) і заокруглити  $m_{ср}$  до ближнього стандартного значення.
9. Оформити звіт про роботу у вигляді протоколу, форма якого подається.

#### Форма протоколу ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 7 «Визначення основних параметрів циліндричних прямозубих евольвентних коліс нульового зовнішнього зачеплення»

1. Кількість зубців колеса  $z = \dots$ .
2. Кут зачеплення  $\alpha_w = 20^\circ$ .
3. Схема обміру колеса по спільній нормалі (рис. 26).

4. Кількість зубців, які необхідно обхопити штангенциркулем,  $n = \dots$
5. Таблиця вимірів, мм.

Величина, яка вимірюється	№ замірів			Середнє значення
	1	2	3	
$L_n$				
$L_{n+1}$				
$d_a$				
$D_{отв}$				
$L$				

6. Розрахунок основних параметрів колеса.

Модуль зачеплення

$$m = \frac{L_{n+1} - L_n}{p \cos \delta_w} = \dots \text{мм.}$$

Діаметр кола вершин

$$d = d_{отв} + 2L = \dots = \dots \text{мм.}$$

Перевірка модуля зачеплення

$$m_1 = \frac{d_a}{z + 2} = \dots \text{мм.}$$

Середнє значення модуля

$$m_{cp} = \frac{m + m'}{2} = \dots \text{мм.}$$

Модуль зачеплення, уточнений за ГОСТом,  $m = \dots \text{мм.}$

Висота головки зуба

$$h_a = \frac{d_a - d}{2} = \dots \text{мм.}$$

Висота ніжки зуба

$$h_f = \frac{d - d_f}{2} = \dots \text{мм.}$$

Крок зачеплення

$$p = \pi m = \dots = \dots \text{мм.}$$

## Лабораторна робота № 8

### Визначення зведеного моменту інерції шарнірно-важільного механізму

**Мета роботи** – вивчити методику визначення зведеного моменту інерції плоских механізмів розрахунковим методом (за допомогою ПК) і експериментальним шляхом – у режимі резонансних змушених коливань.

**Теоретичні положення** – закон руху механізму визначається трьома чинниками:

1) характером зміни навантажень опору, що діють на робочі органи механізму;

2) зміною рушійних сил, що діють на головну ланку;

3) зміною положення ланок механізму і їхніх масових характеристик.

Як наслідок відбувається зміна швидкостей руху ланок (тобто рух стає прискореним). У свою чергу, такий характер руху ланок приводить до того, що при постійних (у більшості випадків) масах ланок інерційність механізму в цілому стає змінною. З ростом нерівномірності руху збільшується вплив сил інерції і моментів інерційних сил на закон руху механізму. Знати все це дуже важливо для рішення задач динамічного розрахунку механізму.

Інерційність механізму при будь-якому положенні ланок визначається його **зведеною** масою або **зведеним моментом** інерції. У випадку ланки зведення, що рухається поступально, доцільно користуватися зведеною масою, а для ланки зведення, що обертається – зведеним моментом інерції. Часто замість термінів «зведена маса» і «зведений момент» застосовують термін «приведена маса» і «приведений момент».

Приведеним моментом інерції називають момент інерції, котрим повинна володіти ланка приведення щодо осі його обертання, щоб його кінетична енергія рівнялася кінетичній енергії всього механізму.

Приведений момент інерції (приведена маса) є функцією положення механізму і не залежить від величини швидкості ланки приведення.

Через те, що умовою визначення приведенного моменту є рівність кінетичних енергій ланок механізму і його приведенного моменту інерції, формула для визначення приведенного до кривошипу моменту інерції плоского механізму набуває такого вигляду:

$$J_n = \sum_i^n \left( m_i \frac{V_{S_i}^2}{\omega_i^2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{\omega_i^2} \right),$$

де  $m_i$  – маси рухомих ланок;

$V_{S_i}$  – швидкість центру маси  $i$ -ої ланки;

$J_{S_i}$  – момент інерції  $i$ -ої ланки відносно його центру мас;

$\omega_i$  – кутова швидкість  $i$ -ої ланки;

$n$  – число рухомих ланок механізму.

У випадку приведення мас до кривошипу розмір приведенного моменту інерції і приведенної маси пов'язані простим співвідношенням

$$m_n = \frac{J_n}{l^2},$$

де  $m_n$  – приведена маса механізму;

$J_n$  – приведений момент інерції механізму;

$l$  – відстань від осі обертання кривошипа до точки розміщення маси  $m_n$ .

Примітка: усі залежності дані для плоских механізмів з одним ступенем рухомості.

Аналітичне визначення приведеного моменту інерції механізму вимагає громіздких обчислень і в ряді випадків просто не має розв'язку. У той же час, якщо ланки достатньо жорсткі, а зазори в кінематичних парах невеликі і втрати на тертя незначні, можливо експериментально визначити величину приведеного моменту інерції механізму. Методика заснована на визначенні частоти (нижчої) власних коливань механізму при збудженні вимушених резонансних коливань.

З теорії і практики коливань механічних систем відомо: 1. Частоти, форми і коефіцієнти загасання вільних коливань фактично характеризують «динамічну індивідуальність» системи, тобто належать тільки даній системі. Тому, якщо ми маємо у своєму розпорядженні достатню інформацію щодо цих характеристик системи, то можна передбачити поведінку системи в різноманітних умовах.

2. Машини, інженерні конструкції та інші об'єкти мають ряд власних частот, тобто можуть здійснювати коливання з однією або декількома частотами. Часто з них одна частота є переважною. Збільшення маси системи, як правило, веде до зниження, а збільшення жорсткості – до зростання всіх її власних частот.

3. Таким чином, маса системи і характер її розподілу, а також жорсткість системи є її найбільш важливими характеристиками.

4. Володіючи достатньою інформацією щодо розподілу мас і жорсткостей системи, можна розрахувати власні частоти цієї системи. При цьому не обов'язково знати всі частоти, тому що інтерес являють, як правило, лише нижчі частоти.

5. Якщо підтримувати вільні коливання системи якимось чином впливаючи ззовні з такою самою частотою, то амплітуда коливань стає значною – виникає явище резонансу, викликане збігом частот.

Повільно змінюючи частоту зовнішнього впливу можна домогтися її збігу з частотою вільних коливань і викликати резонанс. Якщо при цьому проводити вимір частоти зовнішнього впливу, то автоматично в режимі резонансу ми визначимо і власну частоту системи (одну з них).

У теорії коливань відома залежність, що зв'яже період коливань із жорсткістю системи і величиною її приведеного моменту інерції (або приведеною масою).

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m_n}{c}},$$

де  $T$ , – період власних коливань;

$m_n$  – приведена маса;

$c$  – приведена жорсткість системи.

Для лабораторних установок ТММ-46 (1, 2, 3) розрахункова формула, що зв'язує період резонансних (власних) коливань із приведеним моментом інерції механізму і приведеною жорсткістю пружин  $C$ , радіусом установки пружин  $R$  відносно осі обертання кривошипа, має вигляд:

$$T = \frac{2\pi}{R} \sqrt{\frac{J_n}{c}},$$

звідки

$$J_n = \frac{T^2 R^2 c}{4\pi^2}, \text{ кг м}^2,$$

$$T = 60/n_{\text{рез}},$$

де  $n_{\text{рез}}$  – частота обертання електродвигуна в режимі резонансних коливань механізму.

### Лабораторне устаткування і приладдя.

Експериментальне визначення приведеного моменту інерції механізму проводиться на базі установки ТММ-46 (1, 2, 3). Установка має три модифікації, що відрізняються видом шарнірно-важільного механізму: ТММ-46/1 – із кривошипно-коромисловим механізмом (рис. 28); ТММ-46/2 із кривошипно-кулісним механізмом (рис. 29); ТММ-46/3 із кривошипно-повзунним механізмом (рис. 30).

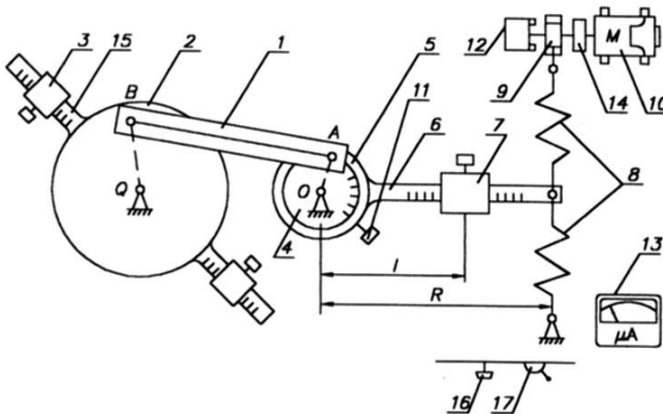


Рис. 28. Схема установки ТММ-46/1 із кривошипно-коромисловим механізмом:

1 – шатун; 2 – коромисло; 3 – додаткова маса коромисла; 4 – диск; 5 – кільце; 6 – маятник; 7 – додаткова маса кривошипа; 8 – пружини; 9 – ексцентрик; 10 – електродвигун; 11 – стопорний гвинт; 12 – тахогенератор; 13 – міліамперметр; 14 – маховик; 15 – траверса; 16 – ручка потенціометра; 17 – тумблер.

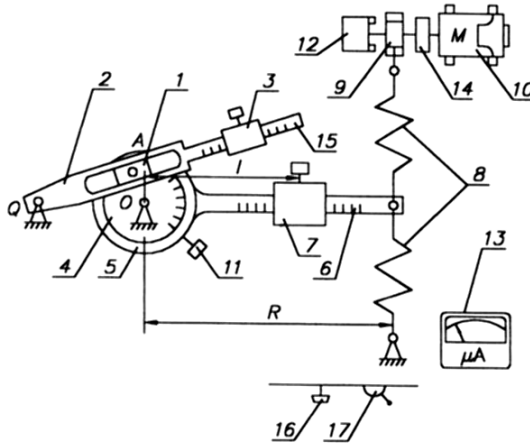


Рис. 29. Схема установки ТММ-46/2 із кулісним механізмом:

1 – повзун; 2 – куліса; 3 – додаткова маса куліси; 4 – диск; 5 – кільце; 6 – маятник; 7 – додаткова маса кривошипу; 8 – пружини; 9 – ексцентрик; 10 – електродвигун; 11 – стопорний гвинт; 12 – тахогенератор; 13 – міліампер-метр; 14 – маховик; 15 – траверса; 16 – ручка потенціометра; 17 – тумблер.

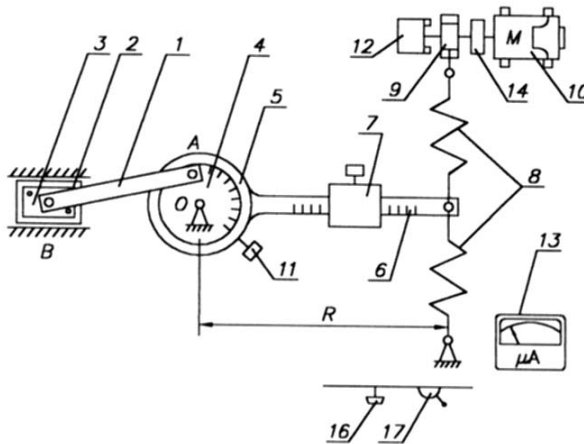


Рис. 30. Схема установки ТММ-46/3 із кривошипно-повзунним механізмом:

1 – шатун; 2 – повзун; 3 – додаткова маса повзуна; 4 – диск; 5 – кільце; 6 – маятник; 7 – додаткова маса кривошипа; 8 – пружини; 9 – ексцентрик; 10 – електродвигун; 11 – стопорний гвинт; 12 – тахогенератор; 13 – міліампер-метр; 16 – ручка потенціометра; 17 – тумблер.

На всіх установках головним є диск 4, що обертається навколо осі  $O$ . На диску закріплений кривошип  $A$ .

Диск 4 охоплюється кільцем 5, яке жорстко з'єднане із важелем маятника 6. На цьому важелі рухомо встановлена маса 7, яка може бути зафіксована на необхідній відстані від осі  $O$ . Кінець маятника сполучений із двома однаковими пружинами 8. Відстань від осі  $O$  до місця кріплення пружин  $R = 0,185$  м. Одна з пружин кріпиться зовнішнім кінцем до стояка, а інша – до ексцентрика 9 пристрою, що викликає змушені коливання механізму.

Кільце 5 має лімб із градуванням через  $30^\circ$ . Диск 4 може повертатися щодо кільця 5 і фіксуватися в потрібному положенні за допомогою стопорного гвинта 11.

Механізми, що приєднуються до кривошипу мають змінні додаткові маси 3, які можуть бути встановлені в необхідному положенні та зафіксовані за допомогою стопорних гвинтів. За допомогою цих додаткових мас можна змінювати розмір приведенного моменту інерції.

Крім шарнірно-важільного механізму лабораторна установка містить електродвигун постійного струму 10, вал якого обертає ротор тахогенератора 12 і надає руху ексцентрику 9, котрий викликає періодичні змушені коливання механізму. Ексцентрик 9 при обертанні вала двигуна впливає на пружину 8, один кінець якої пов'язаний з ексцентриком, а інший – із маятником 6. Швидкість обертання електродвигуна регулюється потенціометром 16, ручка якого виведена на передню панель корпусу установки. Тахогенератор обертається з частотою електродвигуна, величина току, що проходить через обмотку міліамперметра 13, під'єданого до вихідних клем тахогенератора, пропорційна частоті його обертання. Таким чином, по відхиленню стрілки міліамперметра можна оцінювати частоту обертання вала електродвигуна і частоту прикладеного до механізму періодичного впливу, що викликає змушені коливання механізму.

У випадку виникнення резонансних коливань із різко зростаючою амплітудою, частоти обертання двигуна і власних коливань механізму збігаються.

Для того, щоб скористатися міліамперметром при визначенні частоти обертання двигуна, необхідно провести його тарування. Через малу потужність електродвигуна і необхідність виключення впливу додаткових навантажень до його вала, тарування проводять за допомогою наклеєних на маховик 14 електродвигуна стробоскопічних дисків, які освітлюються неонову лампочкою, що миготить з частотою електромережі (50 Гц). Плавню змінюючи частоту обертання вала електродвигуна домагаються ефекту оптичного «припинення» обертання послідовно одного зі стробоскопічних дисків, відмічаючи при цьому показання стрілки міліамперметра. Таке припинення відбувається на заздалегідь розрахованих двох фіксованих частотах. За результатами тарування будуються тарувальні графіки, які і служать для остаточного визначення частоти обертання вала електродвигуна.

Для одержання більш точного результату експерименту необхідно також експериментальним шляхом визначити жорсткість пружин  $C$ , пов'язаних з маятником 6. До пружин приєднують гнучку міцну нитку, перекинута через блок, на кінець якої чіпляють вантаж визначеної величини, наприклад 1 кг, і за



допомогою індикатора годинникового типу з ціною поділки шкали 0,01 мм визначають деформацію пружин, викликану цим вантажем.

$$C = \frac{mg}{\Delta l},$$

де  $m$  – маса вантажу, кг;

$\Delta l$  – деформація пружин, м.

### Порядок проведення роботи

Робота виконується на одній з установок ТММ-4 (1, 2, 3) за вказівкою викладача.

Виставляють маси 3 і 7 у положення, зазначені викладачем.

Повертають диск 4 на потрібний кут відносно кільця 5 і фіксують стопорним гвинтом.

Включають блок живлення електродвигуна.

Вмиканням тумблера 17 подають напругу на електродвигун.

Обертанням ручки потенціометра 16 збільшують частоту обертання вала двигуна.

Як тільки з'являться ознаки збільшення амплітуди коливань маятника, плавним регулюванням доводять амплітуду до максимального значення і знімають із міліамперметра показання.

По тарувальному графіку визначають резонансну частоту коливань  $n_{рез}$  (1/хв).

Підраховують період резонансних коливань:  $T_{рез} = \frac{60}{n_{рез}}$ , с .

За наведеною вище формулою визначають значення приведенного моменту інерції механізму  $J_n$ .

Повторюють процедуру при іншому значенні кута повороту кривошипу.

За результатами експериментів і обчислень будують графік залежності  $J_n = f(\varphi_1)$ , де  $\varphi_1$  - кут повороту кривошипа, що визначає положення ланок механізму.

Визначають розрахунковим шляхом (на ПК) розрахункові значення приведених моментів інерції механізму і будують другий графік  $J_{n,роч} = f_1(\varphi_1)$ .

Оформляють звіт про роботу у вигляді протоколу, форма якого додається.

### Форма протоколу

#### ПРОТОКОЛ

лабораторної роботи № 8 «Визначення зведеного моменту інерції шарнірно-важільного механізму».

1. Схема установки (рис. 28...30).
2. Параметри схеми:  $R = \dots$ мм;  $C = \dots$ н/мм;  $\varphi_1 = \dots$ град.
3. Зафіксоване значення показника міліамперметра.
4. Значення резонансної частоти змушених коливань  $n_{рез}$ , 1/хв.
5. Період резонансних коливань  $T = 60/n$ , сек.
6. Розрахункове значення приведенного моменту інерції механізму  $J_n$ .

7. Графік залежності  $J_n = f(\varphi_1)$ .

Таблиця ідентифікаторів до програми розрахунку  $J_n$  на персональному комп'ютері.

Змінна	Ідентифікатор	Пояснення
$L_1$	L1	Довжина кривошипа
$L_2$	L2	Довжина шатуна
$r$	R	Координата маси $m_l$
$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$	F1, F2, F3	Направляючі роги ланок
$m_1, m_2, m_3$	M1, M2, M3	Розміри мас $m_1, m_2, m_3$
$J_0$	J0	Момент інерції ланки 1
$R$	R3	Радіус установки пружин
$X_c$	XC	Координата центру мас повзуна

Програма розрахунку приведеного моменту інерції чотириланкового шарнірно-важільного механізму

```

8 INPUT «ЯКИЙ ТИП МЕХАНІЗМУ ДОСЛІДЖУЄТЕ? (1,2,3)»; J
9 IF (J = 1) OR (J = 2) OR (J = 3) THEN GOTO 10 ELSE 8
10 ON J GOTO 1490,12,610
12 CLS : PRINT : PRINT
20 INPUT «ВВЕДІТЬ ДОВЖИНУ КРИВОШИПА L1, м»; L1
30 INPUT «ДОВЖИНА ШАТУНА L2, м; L2=»; L2
40 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ M1, м; R=»; R
50 INPUT «РОЗМІР МАСИ M1, кг; M1=»; M1
80 CLS : PRINT : PRINT : PRINT
85 INPUT « ВВЕДІТЬ КООРДИНАТУ F1, град; F1=»; F1
90 PRINT «ВИХІДНІ ДАНІ:»
100 PRINT : PRINT «L1=»; L1; «L2=»; L2; «R=»; R; «M1=»; M1
285 F1 = F1 / 180 * PI
290 O1 = 1: IO = .002967933: M2 = .225: M3 = 2.3
291 R3 = .18
292 IO = .0037
293 O1 = 50
295 E = 0
310 S = (-L1 * SIN(F1) - E) / L2

```

```

320 F2 = ATN(SQR(S ^ 2 / (1 - S ^ 2)))
321 IF F1 > 0 AND F1 < PI THEN F2 = 2 * RI - F2
325 XC = L1 * COS(F1) + L2 * COS(F2)
330 VB = O1 * L1
340 CB = VB * COS(F1) / COS(F2)
350 VC = VB * SIN((F1) - CB * SIN(F2)
360 O2 = CB / L2
372 FS = (F1 - PI / 2) / 2
373 IF F1 > PI THEN FS = (F1 - 3 * PI / 2) / 2
375 VS = (-VB * COS(F1) - VB * SIN(F1) * TAN(F2 + PI / 2)) / (SIN(FS) -
COS(FS) * TAN(F2 + PI / 2))
376 VS = SQR(VC ^ 2 + (CB / 2) ^ 2 - 2 * VC * CB / 2 * COS(F2 - 3 * PI / 2))
380 I1 = I0 + M1 * R ^ 2
390 IS=M2*L2^2/12
400 IP=I1+IS*(O2/O1)^2+M2*(VS/O1)^2+M3*(VC/O1)^2
410 PRINT : PRINT : PRINT «ПРИВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ
МЕХАНІЗМУ»
420 PRINT : PRINT « IP=»; IP; «КГ*М^2»
425 PRINT «XC=»; XC; ; «VC=»; VC; ; «CB=»; CB; ; «VS=»; VS
426 PRINT «F1=»; F1; ; «F2=»; F2; ; «FS=»; FS
555 GOTO 85
610 CLS
613 PRINT : PRINT :
620 INPUT «ДОВЖИНА КРИВОШИПА, м; L1=»; L1
625 INPUT «ДОВЖИНА ШАТУНА, м; L2=»; L2
630 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ М1, м; R1 =»; R1
635 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ М2, м; R2=»; R2
640 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ М3, м; R3=»; R3
670 PRINT : PRINT : PRINT :
685 INPUT « ВВЕДІТЬ КУТОВУ КООРДИНАТУ F1, град; F1=»; F1
690 CLS : PRINT : PRINT «ВИХІДНІ ДАНІ:»
700 PRINT «F1=»; F1; «R1=»; R1; «R2=»; R2; «R3=»; R3
720 O1 = 1: M1 = .5: M2 = 1: M3 = 1: I0 = .00392: IK = .036
730 MS = .225
740 L1 = .032: L2 = .142: L3 = .062: L4 = .14
745 R4 = .18
747 IF F1 >= 160 AND F1 <= 360 THEN F1 = F1 - 160: GOTO 750
748 F1 = F1 + 200
750 F1 = F1 / 180 * PI
760 XB = L1 * COS(F1)
770 YB = L1 * SIN(F1)
780 A1 = ATN(YB / (L4 - XB))
785 IF A1 = 0 THEN L5 = L4 - 2 * XB: GOTO 810
790 L5 = YB / SIN(A1)

```

```

810 P = (L2 + L3 + L50 / 2)
820 R = SQR((P - L2) * (P - L3) * (P - L5) / P)
825 A2 = 2 * ATN(R / (P - L2))
830 F3 = PI - (A1 + A2)
840 XC = L4 + L3 * COS(F3)
850 YC = L3 * SIN(F3)
860 F2 = ATN((YC - YB) / (XC - XB))
865 IF YC < 0 THEN F2 = PI + F2
870 VB = O1 * L1
880 CB = VB * (COS(F1) * SIN(F3) - SIN(F1) * COS(F3)) / (SIN(F2) * COS(F3) -
COS(F2) * SIN(F3))
885 O2 = CB / L2
890 VC = (VB * COS(F1) + CB * COS(F2)) / COS(F3)
895 O3 = VC / O3
914 C1 = (CB ^ 2 + VC ^ 2 - VB ^ 2) / (2 * ABS(CB * VC))
915 VS = (VC ^ 2 + (CB / 2) ^ 2 - 2 * ABS(CB / 2 * VC) * C1)
920 F3 = F3 / PI * 180
930 F2 = F2 / PI * 180
940 PRINT : PRINT : PRINT «F3=»; F3; «F2=»; F2; «XC=»; XC; «YC=»; YC
950 PRINT : PRINT «CB=»; CB; «VC=»; VC; «SB=»; SB
960 PRINT : PRINT «VS=»; VS
965 PRINT : PRINT «F2=»; F2; «F3=»; F3; «C=»; C
967 PRINT : PRINT «XB=»; XB; «YB=»; YB
968 F1 = F1 * PI / 180; PRINT «F1=»; F1
980 I1 = I0 + M1 * R1 ^ 2
990 I2 = MS * L2 ^ 2 / 12
1000 I3 = IK + M2 * R2 ^ 2 + M3 * R3 ^ 2
1010 IP = I1 + I2 * (O2 / O1) ^ 2 + MS * (VS / O1) ^ 2 + I3 * (O3 / O1) ^ 2
1020 PRINT : PRINT : PRINT «ПРИВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ
МЕХАНІЗМУ:»
1030 PRINT : PRINT « IP=»; IP; «КГ*М^2»
1040 PRINT : PRINT : PRINT
1160 GOTO 685
1490 CLS : PRINT : PRINT : PRINT
1520 INPUT «ДОВЖИНА КРИВОШИПА L1, м; L1=»; L1
1530 INPUT «ДОВЖИНА L3, (М) L3=»; L3
1535 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ 1, м; R1=»; R1
1537 INPUT «КООРДИНАТА МАСИ 2, м; R2=»; R2
1540 INPUT «КООРДИНАТА ВЕКТОРА СИЛИ ПРУЖНОСТІ ПРУЖИНИ, м;
RP=»; RP
1545 INPUT «РОЗМІР МАСИ 1, кг; M1=»; M1
1547 INPUT «РОЗМІР МАСИ 2, кг; M2=»; M2
1570 CLS : PRINT : PRINT : PRINT
1580 INPUT «ВВЕДІТЬ КООРДИНАТУ F1 (ГРАД) F1=»; F1

```

```

1590 PRINT : PRINT «ВИХІДНІ ДАНІ»
1600 PRINT : PRINT «F1=»; F1; «L1=»; L1; «L3=»; L3; «R1=»; R1; «R2=»; R2;
«RP=»; RP; «M1=»; M1; «M2=»; M2
1605 F1 = F1 + 80: IF F1 > 360 THEN F1 = F1 - 360
1610 F1 = F1 / 180 * PI
1620 O1 = 1: IO = .0039: IK = .021388
1625 IK = .027
1630 L2 = SQR(L1 ^ 2 + L3 ^ 2 - 2 * L1 * L3 * COS(F1))
1640 P = (L1 + L2 + L3) / 2
1650 R = SQR((P - L1) * (P - L2) * (P - L3) / P)
1660 A2 = 2 * ATN(R / (P - L1))
1670 F2 = PI - A2
1672 IF F1 > PI THEN F2 = PI + A2
1675 VB = O1 * L1
1680 VO = VB * (COS(F1) * SIN(F2) - SIN(F1) * COS(F2))
1690 V2 = -VB * COS(F1) / COS(F2) + VB * (COS(F1) * SIN(F2) - SIN(F1) *
COS(F2)) * TAN(F2)
1700 O2 = V2 / L2
1710 VS = O2 * RS
1720 I1 = IO + M1 * R1 ^ 2
1730 I2 = IK + M2 * R2 ^ 2
1740 IP = I1 + I2 * (O2 / O1) ^ 2
1750 PRINT : PRINT : PRINT «ПРИВЕДЕНИЙ МОМЕНТ ІНЕРЦІЇ
МЕХАНІЗМУ :»
1760 PRINT : PRINT «IP=»; IP; «КГ*М^2»
1770 F2 = F2 / PI * 180
1780 PRINT : PRINT «F2=»; F2; «L2=»; L2; «VO=»; VO; «V2=»; V2
1785 F1 = F1 / PI * 180
1786 PRINT «F1=»; F1
1845 GOTO 1580

```

#### Питання для самоконтролю

1. Якими параметрами визначається інерційність механізму?
2. Як (теоретично) визначається приведений момент інерції механізму (приведена маса)?
3. Що таке власна частота коливань механічної системи?
4. Чи може система коливатися з різними власними частотами одночасно?
5. Що таке жорсткість пружини?
6. У чому полягає стробоскопічний ефект?
7. Від яких параметрів залежить частота вільних коливань механізму?
8. У яких одиницях вимірюється приведений момент інерції?
9. Яка мета побудови тарувальних графіків?

## Лабораторна робота № 9

### Синтез центрального профілю кулачка при заданому законі руху штовхача

Мета роботи: ознайомлення із синтезом профілю кулачка за заданим законом руху веденої ланки.

Обладнання: установка типу ТММ-21, заготовлення із креслярського паперу, креслярський інструмент, вимірювальний інструмент (лінійка, циркуль, транспортир).

#### Опис установки

Установка ТММ-21 (рис. 31) складається з основи 4 з розташованими на ньому круглим диском 1, що має поділку  $1^\circ$ . Установка дозволяє будувати на паперовій заготовці у вигляді кола профіль кулачка для механізму з поступально-рухомим штовхачем і для механізму з коромисловим штовхачем.

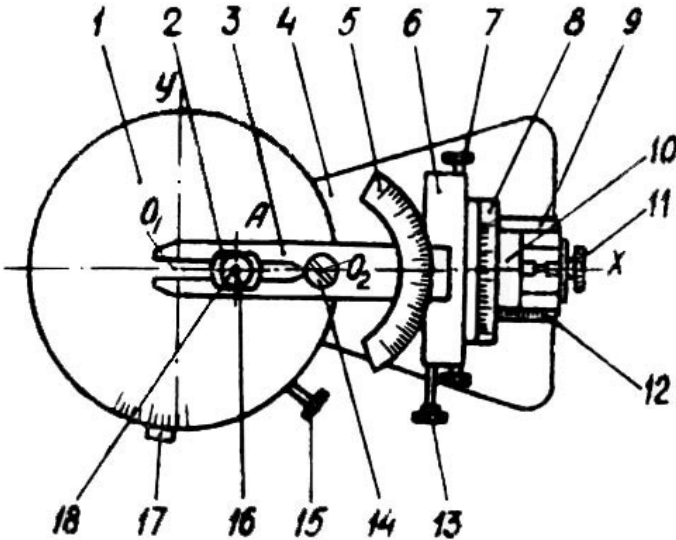


Рис. 31. Установка ТММ-21 для моделювання кулачкових механізмів

Заготовка закріплюється на диску і фіксується затилковим гвинтом. Диск приводиться в обертання від гвинта 15, а його поворот відлічується за шкалою, нанесеною на периферії диска, щодо покажчика 17. Рух штовхача уздовж осі  $O_1x$  відтворюється переміщенням планки 3, укріпленої на каретці 10, за допомогою гвинта.

Переміщення каретки 10 з планкою-штовхачем 3 вздовж напрямних 9 відлічується за шкалою 12. Якщо моделюється кулачковий механізм з

ексцентрично встановленим штовхачем, то на установці передбачений зсув осі планки 3. Зсув планки разом з корпусом здійснюється за допомогою гвинта 7 і відлічується за шкалою 8.

Якщо моделюється кулачковий механізм із коромисловим штовхачем, то на установці є механізм повороту планки 3 щодо каретки за допомогою гвинта 13. Планка-коромисло повертається відносно осі 14, а кут повороту відлічується за шкалою 5. Для установки довжини коромисла служить паз у планці 3, де закріплюється повзун 2. У повзунові є пристрій (спеціальний циркуль), призначений для викреслювання кола ролика штовхача.

### Загальні відомості

Простий кулачковий механізм складається з трьох ланок: кулачка 1, штовхача 2 і стійки з напрямними 3 (рис. 32, а). Пружина 4 служить для силового замикання штовхача із робочим профілем кулачка. Звичайно кулачок є ведучою ланкою. У загальному випадку кулачок має змінну кривину профілю не по всьому контуру, а лише на її частині. У даній лабораторній роботі проектується кулачок, що має фасонний профіль на фазах видалення й наближення веденої ланки. На інших фазах профіль кулачка окреслений окружністю,

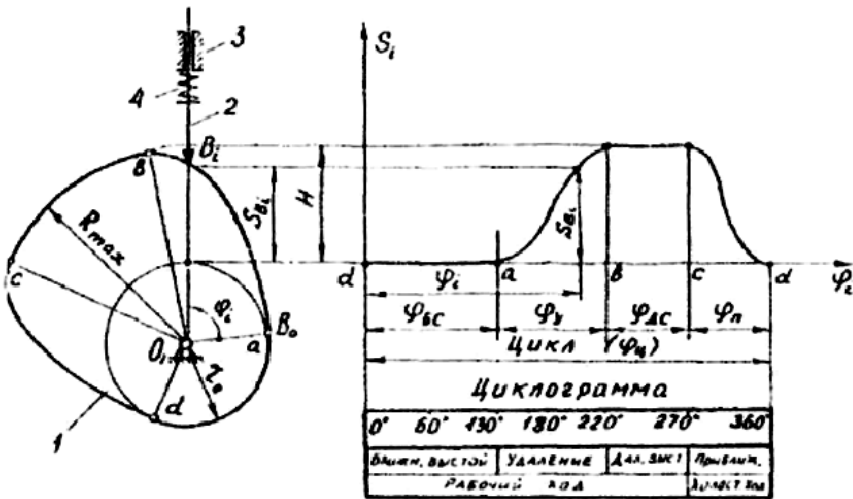


Рис. 32. Кулачковий механізм з поступально рухомих центральним штовхачем: а – схема механізму; б – діаграма переміщення штовхача на різних фазах циклу; в – циклограма роботи механізму

що забезпечує вистій веденої ланки при постійному обертанні кулачка (рис. 32, б, в). Кулачки з таким профілем застосовують у керуючих механізмах машин різного призначення.

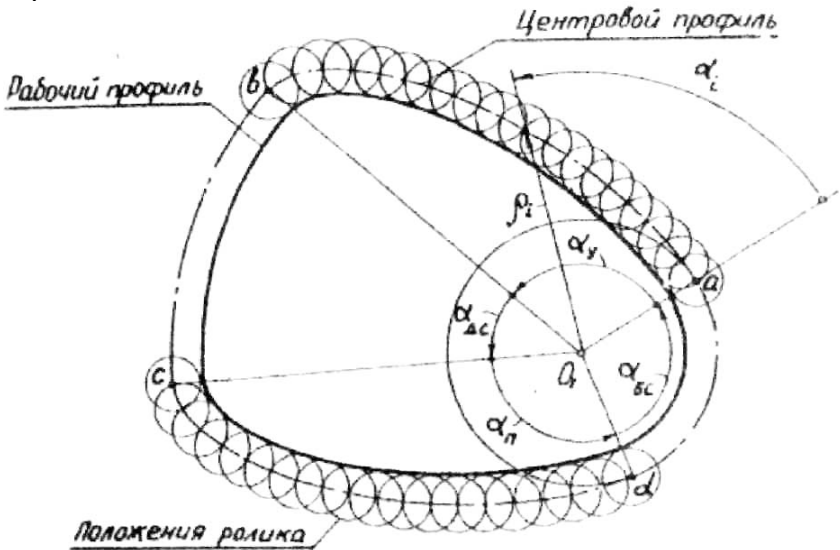


Рис. 33. Одержання центрових і робочих профілів кулачка шляхом переміщення ролика на різних полярних кутах профілю

Кути  $\alpha$  між радіусами-векторами, проведеними в основні точки профілю  $a, b, c, d$  (рис. 33), називаються полярними кутами профілю. Вони не завжди дорівнюють відповідним кутам повороту  $\varphi$  кулачка. Тільки в центральному механізмі (при  $e = 0$ ) ці кути однакові. Сума кутів  $\varphi_y + \varphi_{\Delta c} + \varphi_n$  називається робочим кутом кулачкового механізму  $\varphi_p$ .

Кулачковий механізм із штовхачем, що рухається поступально

На рис. 34 наведені основні розрахункові параметри профілю кулачка й штовхача у двох положеннях штовхача, отриманих способом зверненого руху (інверсії). Цей спосіб полягає в тому, що всьому механізму разом з опорами умовно надають обертовий рух навколо центра  $O_1$  з кутовою швидкістю, рівною  $\omega_1$ . – У цьому випадку кулачок стане нерухомим, а стійка разом зі штовхачем отримує обертовий рух у зворотному напрямку з кутовою швидкістю  $-\omega_1$ .



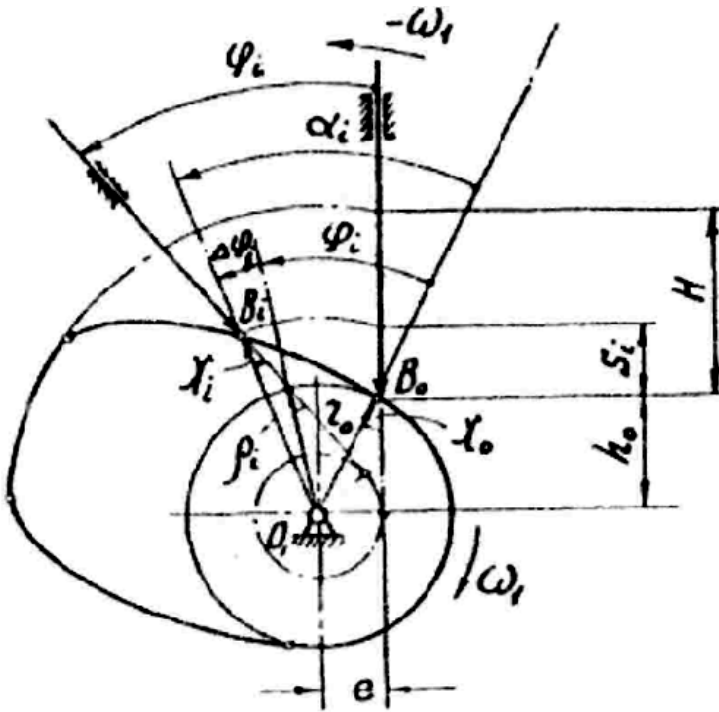


Рис. 34. Схема для аналізу розрахункових параметрів профілю кулачка, одержаного при зверненому русі поступально-рухомого штовхача

Для одержання  $i$ -го положення механізму кулачок повинен повернутися (у зверненому русі) на фазовий кут  $\varphi_i$  відносно свого початкового положення, де  $\varphi_i=0$ .

У початковому положенні  $\rho_i = r_0$  (відрізок  $O_1 B_0$ ), а профільний кут кулачка  $\alpha_i=0$ . Фазовий кут  $\varphi_i$  показаний як кут між положеннями осі штовхача і радіусами кулачка  $O_1 B_0$  і  $O_1 B_i$ . З рисунка видно, що геометричне положення точки  $B$  на профілі кулачка може бути виражене за допомогою полярних координат  $\alpha_i$  й  $\rho_i$ . Залежно від розташування осі штовхача стосовно центра кулачка (визначається знаком  $e$ ) можна одержати різні закони руху штовхача. Якщо в кулачковому механізмі штовхач розташовано ексцентрично, то фазовий кут  $\varphi_i$  кулачка **не дорівнює** відповідному профільному куту  $\alpha_i$  у будь-якому поточному положенні механізму. Ці кути в загальному випадку (коли  $e$  не дорівнює 0) рівні тільки на початку фази видалення й наприкінці фази наближення. В інших положеннях: якщо вісь штовхача проходить праворуч від центра  $O_1 (+e)$ , то  $\alpha_i > \varphi_i$  якщо – ліворуч ( $-e$ ), то  $\alpha_i < \varphi_i$ .

Основні розрахункові формули, отримані в результаті аналізу геометрії механізму (рис. 34)

$$h_0 = \sqrt{r_0^2 - e^2}, \quad \rho_i = \sqrt{S_i^2 + 2S_i\sqrt{r_0^2 - e^2} + r_0^2};$$

$$\alpha_i = \varphi_i + (X_0 - X_i), \text{ де } X_0 = \arcsin\left(\frac{e}{r_0}\right), \quad X_i = \arcsin\left(\frac{e}{\rho_i}\right),$$

де

$r_0$  – радіус основної шайби (мінімальний радіус профілю);

$e$  – ексцентриситет штовхача;

$S_i$  – переміщення штовхача;

$a_i$  – полярний профільний кут кулачка;

$\rho_i$  – радіус-вектор точки на профілі кулачка;

$\varphi_i$  – фазовий кут профілю кулачка.

Закон переміщення штовхача  $S_i = S_i(\varphi_i)$  задається у вигляді графіків або їхніх аналітичних аналогів (рис. 32, б), що забезпечують різні закони руху штовхача на ділянках видалення й наближення.

Основними геометричними параметрами кулачкового механізму з поступально-рухомим штовхачем, є: максимальний хід штовхача  $H$ , величина ексцентриситету  $e$ , фазові кути повороту кулачка  $\varphi_v$   $\varphi_{ac}$   $\varphi_n$   $\varphi_{bc}$ . Їхні значення приводяться в завданні.

#### Кулачковий механізм із коромисловим штовхачем

На рис. 35 показані основні розрахункові параметри профілю кулачка й коромисла у двох положеннях коромисла, отриманих способом зворотного руху (інверсії), описаного для випадку кулачкового механізму з поступально-рухомим штовхачем.

Даний механізм теж широко розповсюджений у різних машинах. Він забезпечує зворотно-обертальний рух коромисла навколо центра  $C$ . При цьому точка  $B$  коромисла переміщується по дузі окружності радіусом  $L_k$ . Початком підйому точки  $B$  коромисла є положення  $B_0$ .

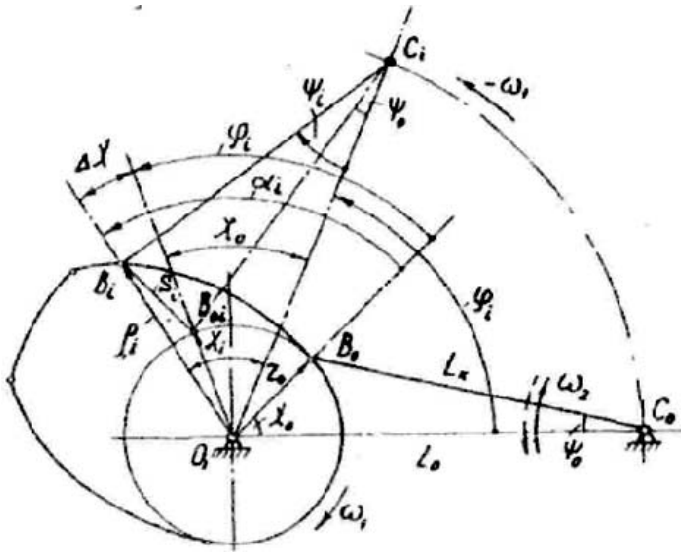


Рис. 35. Схема для аналізу розрахункових параметрів профілю кулачка, одержаного при зверненому русі хитного штовхача

Максимальне переміщення точки В коромисла, що є повним дуговим переміщенням, можна виразити через найбільше значення кута  $\psi_i$ , тобто через повне кутове переміщення, або кутовий хід  $\psi_{\max}$  коромисла,  $S_i = H = L_K \psi_i$ . Початкове положення коромисла визначається кутом початкового піднесення коромисла над лінією центрів  $O_1$  і  $C_0$ , позначеним  $\psi_0$ .

Центр обертання коромисла може розташовуватися як праворуч, так і ліворуч від центра  $O_1$  обертання кулачка. Можна показати, що завдяки тільки цій обставині механізми будуть мати різні циклові кінематичні характеристики для веденої ланки (коромисла) при одній і тій же геометрії кулачка.

Геометричне положення точки В на профілі кулачка залежить від зміни полярних координат  $\alpha_i$  й  $\rho_i$  цієї точки.

Фазовий кут  $\varphi_i$  кулачка не дорівнює відповідному профільному куту  $\alpha_i$ .

Основні розрахункові формули, отримані в результаті аналізу геометрії механізму (Рис. 35)

$$r_0 = \sqrt{L_K^2 - L_0^2 - 2L_K L_0 \cos \Psi_0}; \quad \rho_i = \sqrt{L_K^2 + L_0^2 - 2L_K L_0 \cos(\Psi_0 + \Psi_i)},$$

де  $\alpha_i = \varphi_i + \Delta X \cdot K$ ,

$\Delta X = X_i - X_0$ , (на фазі віддалення),

$\alpha_i = \varphi_i + \varphi_{AC} + \Delta X \cdot K$  (на фазі наближення),

$K = +1$ , якщо  $\omega_1$  і  $\omega_2$ ,

$K = -I$ , якщо  $\omega_1$  і  $\omega_2$  (не співпадають за напрямом),

$$X_i = \arccos\left(\frac{\rho_i^2 + L_0^2 - L_K^2}{2L_0\rho_i}\right), \quad X_0 = \arccos\left(\frac{r_0^2 + L_0^2 - L_K^2}{2L_0r_0}\right),$$

$L_0$  – відстань між центрами обертання кулачка й коромисла;

$L_K$  – довжина коромисла;

$\psi_0$  – початковий кут положення коромисла стосовно лінії центрів;

$\alpha_i$  – полярний кут профілю;

$\rho_i$  – радіус-вектор точки профілю;

$\chi_0$  – положення  $r_0$  у початковому й поточному положеннях кулачка;

$r_0$  – радіус основної шайби (мінімальний радіус кулачка);

$\psi_i = \psi_i(\varphi_i)$  поточний кут повороту коромисла на фазі видалення й фазі наближення. Закон його зміни задається у вигляді різних графіків або їхніх аналітичних аналогів.

До основних геометричних параметрів кулачкового механізму з хитним штовхачем (коромислом) відносять: максимальне кутове переміщення коромисла  $\psi_{\max}$ , довжина коромисла  $L_K$ , відстань між осями обертання кулачка й коромисла  $L$ , фазові кути повороту кулачка  $\varphi_v$   $\varphi_{ac}$   $\varphi_n$   $\varphi_{vc}$  – їхні значення приводяться в завданні.

### Закони руху коромисла

У кулачковому механізмі теоретично можна здійснити будь-який закон руху веденої ланки з тимчасовими його зупинками протягом циклу. Вибір різних законів руху коромисла – це вибір законів зміни його швидкості й прискорення, які при незмінному загальному переміщенні  $S_i$  (або  $\psi_i$ ) залежать ще й від фазового кута.

Якщо при роботі механізму має місце стрибок швидкості руху штовхача, то говорять про наявність у роботі механізму «жорстких ударів». Якщо рух штовхача характеризується різкою зміною прискорення (стрибок прискорень), те має місце «**м'який удар**».

Закон руху штовхача в період робочого ходу залежить від технологічного процесу й від геометрії кулачка й механізму. У період холостого ходу закон руху штовхача визначається тільки геометрією кулачка й механізму в цілому.

У даній лабораторній роботі закон руху задається. Він визначає форму кривої на фазі видалення (рис. 36) і форму кривої переміщення штовхача на фазі наближення.

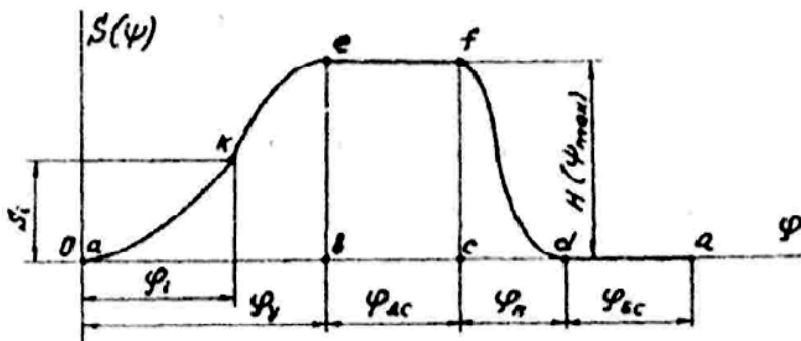


Рис. 36. Графічне зображення закону переміщення штовхача

### Законы руху:

#### 1. Рівномірно-прискорений

$$S_i = 2H \left( \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \quad \left. \begin{array}{l} \text{або} \\ \Psi_i = 2\Psi_{\max} \left( \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \end{array} \right\} \quad \text{при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{1}{2}\varphi_y$$

$$S_i = H - 2H \left( \frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \quad \left. \begin{array}{l} \text{або} \\ \Psi_i = \Psi_{\max} - 2\Psi_{\max} \left( \frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \end{array} \right\} \quad \text{при } \frac{1}{2}\varphi_y \leq \varphi_i \leq \varphi_y$$

#### 2. Синусоїдальний

$$S_i = H \frac{\varphi_i}{\varphi_y} - \frac{H}{2\pi} \operatorname{Sin} \left( \frac{2\pi\varphi_i}{\varphi_y} \right) \quad \text{або}$$

$$\Psi_i = \Psi_{\max} \frac{\varphi_i}{\varphi_y} - \frac{\Psi_{\max}}{2\pi} \operatorname{Sin} \left( \frac{2\pi\varphi_i}{\varphi_y} \right)$$

### 3. Косинусоїдальний

$$S_i = \frac{H}{2} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi\varphi_i}{\varphi_y}\right) \right] \text{ або}$$

$$\Psi_i = \frac{\Psi_{\max}}{2} \left[ 1 - \cos\left(\frac{\pi\varphi_i}{\varphi_y}\right) \right].$$

У наведених формулах тригонометричні функції виражені в радіальній мірі кутів.

#### Порядок виконання роботи

А. При побудові профілю кулачка в механізмі з поступально-рухомим штовхачем (рис. 37,а).

І. За величинами  $H$ ,  $e$ ,  $r_o$ ,  $\varphi_v$ ,  $\varphi_{ac}$ ,  $\varphi_n$ ,  $\varphi_{bc}$  розрахувати значення  $S_i$ ,  $\alpha_i$  і  $\rho_i$  залежно від значень  $\varphi_i$  (крок виміру  $\Delta\varphi_i = 10^\circ$ ).

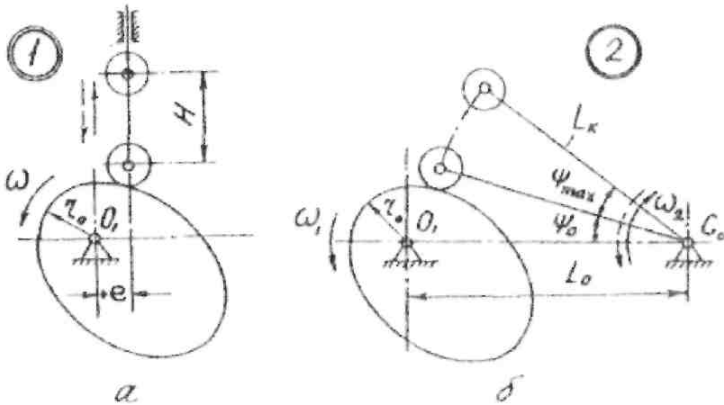


Рис. 37. Схема кулачкового механізму: а – з поступально-рухомим штовхачем; б – з хитним (коромисловим) штовхачем

2. Настроїти прилад. Для цього (рис. 31, 34);
  - 2.1. Всі шкали приладу встановити на нуль.
  - 2.2. Установити величину ексцентриситету, перемістивши за допомогою гвинта 7, корпус 6 зі штовхачем 3 на величину  $e$ . Відлік вести по шкалі 8 у потрібному напрямку.
  - 2.3. Установити початкове положення штовхача 3, перемістивши каретку 10 гвинтом 11 вліво від цифри 12 (на шкалі 8) на величину  $H$ .

2.4. Установити повзун 2 так, щоб відстань від центра  $O_1$  стола 1 до центра повзуна дорівнювала  $h = \sqrt{r^2 + e^2}$ .

2.5. Закріпити за допомогою гвинтового затиску паперову заготовку на столі 1.

2.6. Позначити на заготівці початкову точку профілю (точки а). Вона розташована під голкою циркуля 16.

3. За величиною  $\langle \rho_i$  й  $S_i$  побудувати центровий профіль (геометричне місце точок від голки циркуля 16) і контури ролика штовхача. Для цього: послідовно встановлюючи стіл 1 і корпус штовхача в нові положення, що відповідають поточним значенням  $\langle \rho_i$  й  $S_i$ , циркулем 16 наносити окружності на заготовці. На фазах вистою ці операції можна не робити. Початок кожної фази відзначити точками а, b, c, d

4. Зняти заготовку й розмітити на ній циклові кути кулачка й побудувати дійсний профіль, провівши внутрішню дотичну до контурів ролика. Приклад оформлення показаний на рис. 33

При побудові профілю кулачка в механізмі з хитким штовхачем (рис. 37, 36).

2. Настроїти прилад. Для цього (рис. 31, 35):

2.1. Всі шкали приладу встановити на нуль.

2.2. Встановити міжцентрову відстань  $l_0$  по шкалі 12, обертаючи гвинт 2.

2.3. Встановити за шкалою на планці 3 розмір коромисла  $L_k$ , переміщаючи повзун 2 уздовж паза. Повзун закріпити гвинтом.

2.4. Встановити початковий кут положення коромисла  $\psi_0$ , повернувши гвинтом 13 корпус із планкою 3 навколо осі 14 на кут  $\psi_0$ . Відлік вести по шкалі 5.

2.5. Закріпити за допомогою гвинтового затиску паперову заготовку на столі 1.

2.6. Відзначити на заготівці початкову точку профілю (точка а), вона розташована під голкою циркуля 16.

3. За величинами  $S_i$  й  $\phi_i$  побудувати центровий профіль (геометричне місце точок від голки циркуля 16) і контури ролика коромисла. Для цього: послідовно встановлюючи стіл 1 і корпус до коромисла в нові положення, що відповідають поточним значенням  $\phi_i$  й  $S_i$ , циркулем 16 наносити окружності на заготовці. На фазах вистою ці операції можна не робити. Початок кожної фази позначити точками а, b, c, d.

5. Зняти заготовку й розмітити на ній циклові кути кулачка й побудувати дійсний профіль, провівши внутрішню дотичну до контурів ролика. Приклад оформлення показаний на рис. 33.

## Запитання для контролю

### Лабораторна робота № 1

1. Що називається ланкою; кінематичною парою; ланцюгом?
2. Наведіть приклади вищих і нижчих кінематичних пар. Як визначити клас кінематичної пари?
3. Основний принцип утворення механізмів за Ассуром.
4. Дайте визначення структурної групи. Як визначаються клас і порядок структурної групи, клас механізму?

### Лабораторна робота № 2, 3, 4

1. Умови зрівноваження сил інерції механізму відносно фундаменту, обертових мас відносно опор.
2. Задачі статичного та механічного балансування.
3. Чи можна за допомогою одного додаткового вантажу виконати динамічне /моментне/ зрівноваження обертових мас?
4. Що є мірою статичного і динамічного дисбалансу?
5. Які деталі треба піддавати статичному та динамічному балансуванню?

### Лабораторна робота № 5, 9

1. Назвіть основні типи кулачкових механізмів.
2. Яка відмінність фазових кутів від профільних?
3. Що таке теоретичний профіль кулачка?
4. Які типи замикання в кулачкових механізмах ви знаєте?
5. Що таке кут передачі руху?
6. Чому дорівнюють максимально допустимі кути тиску для механізмів із коромисловим штовхачем?

### Лабораторна робота № 6

1. Що таке модуль зачеплення?
2. Що називається евольвентою кола?
3. Які методи нарізання зубчастих коліс вам відомі?
4. Яка частина профілю зуба зношується швидше і чому?
5. В якій точці лінії зачеплення ковзання профілів дорівнюють нулю і чому?
6. Що таке лінія зачеплення?

### Лабораторна робота № 7

1. Яке мінімальне число зубців може бути нарізане зубчастою рейкою без виникнення підрізу?
2. Навіщо застосовують паразитні колеса в рядових зубчастих механізмах?
3. Які планетарні механізми вам відомі?
4. Для чого призначені диференціальні механізми?
5. Назвіть умови синтезу планетарних механізмів.



## Лабораторна робота № 8

1. З якою метою виконують зведення сил і мас у механізмі?
2. Які умови покладено в основу зведення сил і мас?
3. В яких випадках зведена маса /зведений момент інерції/ механізму стала?
4. У скільки разів збільшиться зведений момент інерції ланки зведення, якщо її швидкість обертання збільшиться утричі?

## Література

1. *Артоболовский И. И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. *Кіницький Я. Т.* Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка 2002. – 660 с.
3. *Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ / Под общ. ред. А. М. Ашавского.* – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
4. *Юденич В. В.* Лабораторные работы по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1962. – 288 с.
5. *Юдин В.А., Петрокас Л.В.* Лабораторный практикум по теории механизмов и машин. – М.: Физматгиз, 1960. – 172 с.
6. *Панов С. Л., Лукавенко В. П., Кіницький Я. Т.* та ін. Основы курсу теорії машин і механізмів: Навч. посібник. – К.: ВДК КІТ, 2001. – 357 с.

*Навчально-методичне видання*

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
до виконання лабораторних робіт для студентів II-III курсу  
механічних спеціальностей  
усіх форм навчання

*Укладачі: С. Л. Панов  
В. І. Косенко*

*Відповідальний за випуск – В. І. Косенко*

*Головний редактор О. В. Ємець  
Верстка В. О. Андрієнка*

---

Підписано до друку 22.12.2009. Формат паперу 60 x 84/16. Папір офсетний.  
Друк – на ризографі. Замовлення № 382-09. Тираж 164

---

Надруковано в РВЦ ДЕТУТ  
Свідоцтво про реєстрацію Серія ДК № 3079 від 27.12.2007р.  
03049, м. Київ - 049, вул. Миколи Лукашевича, 19

