

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН  
ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ  
І МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ З ЙОГО ВИКОНАННЯ  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ФАКУЛЬТЕТУ ТРАНСПОРТНОГО  
МАШИНОБУДУВАННЯ**

**Харків 2001**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
"ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

**ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН  
ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ  
І МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ З ЙОГО ВИКОНАННЯ  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ФАКУЛЬТЕТУ ТРАНСПОРТНОГО  
МАШИНОБУДУВАННЯ**

**ЗАТВЕРДЖЕНО**  
редакційно – видавничою  
радою університету.  
Протокол № 2  
от 04.05.2001 р.

**Харків 2001**

Теорія механізмів і машин. Завдання на курсовий проект і методичні вказівки з його виконання для студентів факультету транспортного машинобудування / Уклад. В. М. Загребельний, В. П. Ізюмський, А. О. Зарубіна, З. С. Сафонова – Харків: НТУ «ХПІ», 2001. - 36 с.

Укладачі: В. М. Загребельний  
В. П. Ізюмський  
А. О. Зарубіна  
З. С. Сафонова

Рецензент О. В. Крахмальов

Кафедра теорії механізмів, машин і роботів

## ЗМІСТ

Загальні вказівки.....	4
1 Структурний аналіз головного механізму.....	4
2 Кінематичне дослідження головного механізму.....	4
3 Зубчасті механізми.....	6
4 Силовий розрахунок головного механізму.....	7
5 Зведені моменти сил, діючих на ланки головного механізму.....	9
6 Вибір електродвигуна або генератора.....	10
7 Зведені моменти інерції мас машинного агрегату.....	11
8 Дослідження усталеного руху машинного агрегату під дією заданих сил.....	12
9 Синтез кулачкового механізму.....	15
10 Зрівноваження головного вектора сил інерції чи поперечної компоненти головного моменту сил інерції головного механізму.....	16
Оформлення пояснювальної записки та креслень.....	18
Список літератури.....	19
Додаток А Загальний опис машинних агрегатів.....	20
Умовні позначення у завданнях на курсовий проект.....	23
Завдання на курсовий проект.....	23
Різновиди методів зрівноваження (завдання 1-8).....	24
Закони зміни аналога прискорення штовхача кулачкового механізму на фазі віддалення.....	32
Методи зрівноваження.....	33
Додаток Б Таблиця значень $inv \alpha$ .....	34
Додаток В Рамка та штамп.....	35

## **Загальні вказівки**

Мета курсового проектування - закріплення та поглиблення теоретичних знань шляхом самостійного розв'язання комплексної задачі дослідження машини. Курсовий проект включає структурне, кінематичне, силове дослідження головного механізму машини, геометричний розрахунок зубчастого зачеплення, синтез кулачкового механізму, вибір приводного електродвигуна або генератора (за винятком завдання N2), дослідження усталеного руху машинного агрегату під дією заданих сил, або визначення моменту інерції маховика, який забезпечує, потрібний рух машинного агрегату, а також зрівноваження головного вектора та поперечної компоненти системи сил інерції або поперечної компоненти головного моменту сил інерції головного механізму.

Для виконання курсового проекту використовуються підручники та навчальні посібники, які зазначені у списку літератури.

У даному виданні наведені завдання до курсового проекту (додаток А), кожне завдання дається у шести варіантах. Номер завдання і номер варіанта визначає викладач.

Нижче подані найменування розділів курсового проекту, опис змісту цих розділів і методичні вказівки для їх виконання. У пояснювальній записці до курсового проекту повинні бути всі зазначені розділи та підрозділи з тією ж нумерацією, що й у даних методичних вказівках.

Кожний розділ курсового проекту може виконуватися як з використанням ЕОМ і бібліотеки процедур, розробленої на кафедрі, так і без ЕОМ. Які розділи повинні бути виконані з використанням ЕОМ визначає викладач.

Зміст та обсяг кожного розділу подається у цьому виданні у двох варіантах: з застосуванням ЕОМ для виконання даного розділу та без використання ЕОМ.

Курсовий проект з ТММ складається з графічної частини (3-4 аркуші формату А1) і пояснювальної записки 25-30 аркушів рукописного тексту (формату А4). До графічної частини включають усі побудови, виконані в масштабі. Кожний розділ пояснювальної записки повинен містити мету досліджень, метод, розрахункові формули і результати розрахунків.

### **1 Структурний аналіз головного механізму**

Побудувати в пояснювальній записці структурну схему механізму. Виділити структурні групи, визначити їх клас, вид і послідовність їх нашарування на вхідний ланцюг та на механізм.

### **2 Кінематичні дослідження головного механізму**

**2.1** Накреслити на аркуші ватману формату А1 плани положень механізму зі спільними елементами стояка. Перше положення механізму відповідає початку робочого ходу основного повзуна: початку такту робочого

ходу поршня двигуна; мертве положення, коли поршень циліндра низького тиску компресора займає верхнє положення; початку робочого ходу насоса (нагнітання); початку такту різання станка.

Побудувати 12 положень механізму з кутами між сусідніми положеннями  $30^\circ$ . Два з них, за узгодженням з керівником проекту, накреслити основними (товстими) лініями з умовним зображенням кінематичних пар. Якщо серед 12 положень механізму немає положення, якому відповідає друге крайнє положення основного повзуна, то треба його накреслити тонкими лініями і позначити цифрою 13. Інші положення також креслити тонкими лініями.

Плани положень механізму будують у масштабі  $\mu_l = l_{OA} / OA$ , де  $OA$  - довжина відрізка, який зображує кривошип, зв'язаний жорстко з валом механізму. Вибрати  $OA$  таким чином, щоб цей відрізок був у межах 25-65 мм.

Вибираючи масштаб, як і всі інші масштаби у разі розрахунків за допомогою ЕОМ, необхідно керуватися наступним: дробові масштаби повинні мати одну або дві значущі цифри, наприклад:  $\mu_l = 0,001$  м/мм або  $\mu_l = 0,025$  м/мм, а не дробові - одну цифру або дві значущі цифри, після яких може бути нуль:  $\mu_a = 20$  (м/с<sup>2</sup>)/мм,  $\mu_p = 150$  Н/мм,  $\mu_\phi = 2$  град/мм тощо.

У разі розрахунків без використання ЕОМ доцільно масштаби планів швидкостей та прискорень визначати інакше, а саме так, як це пояснено в п.2.2 (без ЕОМ), а інші масштабні коефіцієнти слід вибирати таким же чином, як це пояснено вище для розрахунків при використанні ЕОМ.

Полюс плану швидкостей позначити через  $p_i$ , а полюс плану швидкостей  $\pi_i$ , де  $i$  - номер положення механізму, для якого вони побудовані.

**2.2 Без ЕОМ.** Для всіх 12 (13) положень механізму побудувати на аркуші ватману плани швидкостей та прискорень, які повинні містити швидкості та прискорення всіх шарнірних точок і точок на рухомих напрямних, що збігаються з шарнірними, а також центрів мас ланок, положення яких зазначені у завданні. Рекомендується (на відміну від масштабів, введених в п. 2.1) за масштаби швидкостей і прискорень взяти:

$\mu_v = \mu_l \omega_1$ ,  $\mu_a = \mu_l \omega_1^2$ , де  $\omega_1$  - кутова швидкість ланки 1. Використовуючи плани швидкостей і прискорень, знайти кутові швидкості та кутові прискорення ланок. Швидкості всіх точок та кутові швидкості ланок з урахуванням їх знаків, а також прискорення і кутові прискорення ланок навести в таблицях у пояснювальній записці.

**2.2 З ЕОМ.** Для виділених двох положень механізму побудувати на аркуші ватману плани швидкостей і прискорень. Масштаби взяти так, як пояснено в п.2.1.

Результати розрахунків на ЕОМ для всіх положень для одного

оберту кривошипа через  $15^\circ$  його повороту навести у вигляді таблиці. Там же подати значення тих же величин, знайдених графоаналітично. Похибки в цих значеннях не повинні перевищувати 5 %. Побудувати графіки зміни швидкостей і прискорень вихідної ланки, а також графіки кутових швидкості та прискорення ланки 3. Якщо вихідних ланок дві, то будують графіки переміщень, швидкостей і прискорень тільки двох ланок.

### 3 Зубчастий механізм

**3.1** Накреслити в пояснювальній записці кінематичну схему зубчастої передачі заданої в завданні.

**3.2** Визначити загальне передаточне відношення зубчастої передачі:

$$i_{\text{заг}} = \frac{\omega_d}{\omega_1},$$

якщо механізм має в своєму складі електродвигун, та

$$i_{\text{заг}} = \frac{\omega_1}{\omega_K},$$

якщо механізм має двигун внутрішнього згоряння.

Тут  $\omega_d$  - кутова швидкість електродвигуна,  $\omega_1$  - кутова швидкість кривошипу 1,  $\omega_K$  - кутова швидкість ланки, що визнається на даному етапі кінцевою.

Якщо зубчаста передача складається з послідовно зчеплених планетарної та звичайної передачі, то  $i_{\text{заг}} = i_{\text{зв}} \cdot i_{\text{пл}}$ .

В окремих випадках загальна передача має в складі тільки одну звичайну чи одну планетарну передачу. У такому разі

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{зв}}, \text{ або } i_{\text{заг}} = i_{\text{пл}}.$$

Треба знайти невідоме число зубів одного або двох зубчастих коліс з умови забезпечення загального передаточного відношення. Якщо передача має у своєму складі планетарний механізм, перевірити, чи виконуються умови співвісності, збірки та сусідства для цього механізму. Прийняти, що число блоків сателітів дорівнює трьом.

**3.3** Провести геометричний розрахунок зубчастого зачеплення, утвореного двома зубчастими колесами з числом зубів  $Z_4$  і  $Z_5$  (у завданні №1 відповідно  $Z_1$  і  $Z_2$ ).

Основні геометричні параметри цих коліс визначаються за даними, вказаними в завданні. Припускаємо, що зубчасті колеса нарізані стандартним рейковим інструментом і є прямозубими. Для зубчастих коліс з числом зубів менше 17 коефіцієнт зміщення рейки знайти як мінімальний, при якому підріз відсутній. Для всіх інших зубчастих коліс прийняти, що цей коефіцієнт дорівнює нулю. Побудувати картину зачеплення й додати до неї графік

коефіцієнтів питомого ковзання зубів.

#### 3.4 Визначити коефіцієнт перекриття.

3.5 Усі розрахунки за розділом 3.3 навести в записці, а картину зачеплення та графік коефіцієнтів питомого ковзання зубів зобразити на аркуші формату А1.

Картину зачеплення побудувати в масштабі 10:1 або 8:1, тобто при десятиразовому або восьмиразовому збільшенні розмірів. На картині зачеплення показати по три зуба кожного колеса в полюсі зачеплення, на лінії зачеплення - активну лінію зачеплення, а на графіку коефіцієнтів відносного ковзання - значення коефіцієнтів в межах активної лінії зачеплення.

### 4 Силовий розрахунок головного механізму

Задача силового розрахунку - визначення реакцій в'язей у всіх кінематичних парах механізму та зрівноважуючої сили або зрівноважуючого моменту. Рух механізму вважається відомим. У пояснювальній записці побудувати циклограму роботи механізму, на якій зазначити роль тиску газів або роль сил корисного опору в функції кута повороту кривошипа на інтервалі циклу роботи механізму. Для сил тиску газів зазначити роль цих сил у кожному з двох циліндрів.

**4.1 Без ЕОМ.** Якщо використання ЕОМ не передбачено, студент виконує графоаналітичний ідеальний силовий розрахунок для двох положень механізму, а для першого з них ще й силовий розрахунок з урахуванням сил тертя в кінематичних парах. З двох положень перше вибрати так, щоб виконувалась умова: для механізму-споживача енергії потужність сил корисного опору від'ємна; для механізму-виробника енергії потужність основних сил (сил тиску газів) повинна бути позитивна. Треба знехтувати силами тяжіння, силами інерції тих ланок, для яких маса не зазначена. Вважати, що центр мас повзуна, який утворює шарнірне з'єднання з однією з ланок механізму, збігається з центром шарніра. Центри мас інших ланок позначити літерою з індексом, який відповідає номеру ланки. Знайти сили інерції і моменти сил інерції ланок. Силами, значення яких менше 2 % від найбільшої в даному положенні, знехтувати в цьому положенні. Усі сили, які використовуються в силовому розрахунку, показати зі збереженням їх напрямів на кінематичних схемах структурних груп, накреслених на аркуші у масштабі  $\mu_l$ . Там же показати і моменти пар сил, а також прискорення центрів мас ланок і напрям кутових прискорень ланок.

Визначити графоаналітично реакції в кінематичних парах. Для побудови плану сил вибрати масштаб сил  $\mu_p$  [Н/мм], узгоджуючи його зі значенням сил у даному положенні.

#### 4.1 3 ЕОМ. Для всіх положень на інтервалі циклу головного

механізму (24 положення для кожного оберту кривошипа) одержати результати розрахунків. По-перше, у розпечатці подаються результати силового розрахунку, по-друге, наводяться зведені моменти  $M_i$  сил тиску газів, або сил корисного опору, сил тяжіння ланок головного механізму, а також моменту  $I_{зг}$  - зведеного моменту інерції головного механізму (див. п.7.1 з ЕОМ). Для студентів, які користуються ЕОМ, треба графоаналітично виконати силовий розрахунок для одного з положень головного механізму без урахування сил тертя (ідеальний силовий розрахунок).

**4.2 Без ЕОМ.** Перевірити правильність силового розрахунку. Перевірка проводиться після виконання силового розрахунку в кожному з розглянутих положень. Умова перевірки полягає в тому, що потужність зрівноважуючої сили, або потужність зрівноважуючого моменту дорівнює зі знаком мінус сумі потужностей усіх активних сил, сил тертя, моментів сил тертя і сил інерції, які враховані під час силового розрахунку структурних груп і вхідної ланки.

Позначимо через  $P_{зр}^{nep}$  значення зрівноважуючої сили, а через  $M_{зр}^{nep}$  - значення зрівноважуючого моменту, який знайдено за умовою перевірки. Розрахунок вважається правильним, якщо відносна похибка обчислень, визначена одним з виразів:

$$\Delta = \left| \frac{P_{зр} - P_{зр}^{nep}}{P_{зр}^{nep}} \right| \cdot 100 \% , \quad (1)$$

$$\Delta = \left| \frac{M_{зр} - M_{зр}^{nep}}{M_{зр}^{nep}} \right| \cdot 100 \% . \quad (2)$$

не перевищує 10 %.

**4.2 з ЕОМ.** Для результатів, одержаних графоаналітично, можна зробити перевірку за формулами(1), (2), де індекс "nep" присвоєний даним, одержаним в розпечатці, а величини  $P_{зр}$  і  $M_{зр}$  без верхнього індексу - даним, одержаним графоаналітично. Різниця не повинна перевищувати 10 %.

**4.3 Без ЕОМ.** Визначити миттєвий ККД головного механізму за однією з формул:

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{зр}}{M_{зр}^*} , \quad (3)$$

$$\eta_{г.м} = \frac{M_{зр}^*}{M_{зр}} , \quad (4)$$

де (3) дає ККД головного механізму, який у заданому положенні є

споживачем енергії ( $M_{зр}\omega_1 > 0, M_{зр}^*\omega_1 > 0$ ), а (4) стосується механізму, який у даному положенні виконує роль виробника енергії ( $M_{зр}\omega_1 < 0, M_{зр}^*\omega_1 < 0$ ),  $M_{зр}$  - зрівноважувачий момент, або момент зрівноважуючої сили відносно осі обертання кривошипа, одержаний в ідеальному розрахунку, а  $M_{зр}^*$  - це момент, знайдений з урахуванням сил тертя.

**4.3 З ЕОМ.** Обчислити середній за цикл ККД головного механізму за формулами

$$\eta_{з.м} = \frac{\sum_{i=1}^n M_{зр_i}}{\sum_{i=1}^n M_{зр_i}^*}, \quad (5)$$

$$\eta_{з.м} = \frac{\sum_{i=1}^n M_{зр_i}^*}{\sum_{i=1}^n M_{зр_i}}, \quad (6)$$

де (5) дає середній за цикл ККД головного механізму - споживача енергії, а (6) - середній за цикл ККД головного механізму - виробника енергії;  $n$  - число положень у циклі механізму;  $M_{зр}^*$  та  $M_{зр}$  - відповідають позначенням у формулах (3), (4).

### **5 Зведені моменти сил, діючих на ланки головного механізму відносно осі обертання його кривошипа без урахування сил тертя в кінематичних парах**

Зведені моменти знаходять за умовою рівності потужності зведеного моменту  $M_3$  потужності тих сил, які зводяться.

**5.1 Без ЕОМ.** Обчислити зведений момент  $M_3$  сил тиску газів або сил корисного опору та сил ваги (для дванадцяти, або тринадцяти рівновідстаючих за кривошипом положень для кожного оберту кривошипа) на інтервалі циклу головного механізму. У пояснювальній записці заповнити таблицю значень  $M_{3i}$  для  $\varphi_{1i}$  - ( $i = 1, 2 \dots n$ ). Побудувати графік функції  $M_3 = M_3(\varphi_1)$  на інтервалі циклу головного механізму, показати коло осей координат масштаби. Масштаб  $\mu_{M_3}$  (Нм/мм) приймається узгодженим з наочністю графіка.

**5.1 З ЕОМ.** За даними розпечатки у силовому розрахунку звести в таблицю значення  $M_{3i}$ , де  $M_{3i}$  - значення  $M_3$  для  $\varphi_{1i}$  ( $i = 1, 2 \dots n$ ), де  $n$  - число положень головного механізму, що відповідає циклу механізму (на одному чи двох обертах кривошипа). На аркуші ватману побудувати графік

функції  $M_3 = M_3(\varphi_1)$  на інтервалі циклу головного механізму.

**5.2 Без ЕОМ для агрегату, який містить у собі двигун внутрішнього згоряння.** Знайти на інтервалі циклу головного механізму

функцію  $A_o = \int_0^{\varphi_1} M_3(\varphi_1) d\varphi$  - роботу сил тиску газів та сил ваги. Цю операцію

можна виконати шляхом графічного інтегрування функції  $M_3(\varphi_1)$ .

Знайти роботу сил корисного опору агрегату

$$A_K(\varphi) = M_K \cdot \varphi_1 \quad (0 \leq \varphi_1 \leq \phi), \quad (7)$$

де  $M_K = -\frac{A_o(\phi)}{\phi}$  - момент сил корисного опору,  $\phi = 2\pi$  у випадку,

коли цикл відповідає одному оберту кривошипа, і  $\phi = 4\pi$ , коли цикл відповідає двом обертам кривошипа. Надлишкову роботу  $A(\varphi_1) = A_o(\varphi_1) + A_K(\varphi_1)$  можна знайти графічно як різницю між функцією графіка  $A_o(\varphi)$  і між відповідною ординатою графіка прямої, яка з'єднає початкову точку  $(0, 0)$  графіка  $A_o(\varphi_1)$  та його кінцеву точку  $(\phi, A_o(\phi))$ . Показати в пояснювальній записці таблицю значень  $A(\varphi_{1i})$  для кутів, що лежать на відрізку, який зображає -  $\phi$ .

Побудувати графік функції  $A = A(\varphi_1)$  на аркуші ватману.

**5.2 З ЕОМ для агрегату, який містить двигун внутрішнього згоряння.** За формулами, які наведені в п.п.5.2 (без ЕОМ), одержати на ЕОМ сукупність даних  $A_o(\varphi_{1i})$ ,  $A = A_o(\varphi_{1i}) + A_K(\varphi_{1i})$ . Записати в пояснювальній записці таблицю даних  $A(\varphi_{1i})$  ( $i = 1, 2 \dots n$ ), побудувати на аркуші ватману графік функції  $A = A(\varphi_1)$  ( $0 \leq \varphi_1 \leq \phi$ ).

## 6 Вибір електродвигуна або генератора

**6.1 Агрегат містить асинхронний двигун.** Знайти роботу сил корисного опору на інтервалі одного оберту головного вала. Ця робота знаходиться аналітично за графіком сил корисного опору в функції переміщення виконавчої ланки 5, даному в кожному завданні. Взяти до уваги, що на холостому ході головного механізму сила корисного опору відсутня.

Знайти потрібну потужність  $N$ , кВт, привідного двигуна за формулою

$$N = \frac{1,1 \cdot A_K(2\pi)}{T \eta_{з.л} \cdot \eta_{з.м} \cdot 1000}, \quad (8)$$

де  $A_K (2\pi)$ , Нм - робота сил корисного опору за один оберт головного вала,  $T$ , с - тривалість одного оберту головного вала;  $\eta_{з.п}$  - ККД зубчастої передачі (прийняти  $\eta_{з.п} = 0,9$ );  $\eta_{г.м}$  - ККД головного механізму (прийняти за даними п.п.4.3,4.4).

За каталогом чи за технічним довідником вибрати асинхронний двигун, потужність якого була б близькою до підрахованої, а синхронне число обертів мало відрізнялось би від номінального числа обертів, наведеного в завданні. За паспортними даними електродвигуна виписати: індекс електродвигуна, потужність  $N$ , синхронне число обертів  $n_c$  (об/хв), номінальне число обертів  $n_n$  (об/хв) і момент інерції ротора електродвигуна  $I_p$ , кг·м<sup>2</sup>.

**6.2 Агрегат містить електрогенератор.** Знайти потрібну потужність електрогенератора  $N$ , кВт за формулою

$$N = \frac{0,9 \cdot A_o \cdot \eta_{з.п} \cdot \eta_{г.м}}{T \cdot 1000}, \quad (9)$$

де  $A_o = A_o(\phi)$  - робота сил тиску газів та сил ваги ланок головного механізму за його цикл;  $T$ , с - тривалість циклу роботи головного механізму;  $\eta_{з.п}$  - ККД зубчастої передачі ( $\eta_{з.п} = 0,98$  для завдання №1,  $\eta_{з.п} = 0,9$  - для інших завдань);  $\eta_{г.м}$  - ККД головного механізму, яке прийняти за даними п.п.4.3, 4.4).

За паспортними даними генератора виписати індекс генератора, його потужність і момент інерції ротора генератора. При відсутності паспортних даних генератора допустимо взяти умовно як момент інерції ротора  $I_p$  (кг·м<sup>2</sup>) - момент інерції ротора асинхронного двигуна тієї ж потужності з  $n_c = 3000$  об/хв.

## 7 Зведені моменти інерції мас машинного агрегату

Знайти на інтервалі одного оберту кривошипа функцію  $I_z = I_z(\phi_1)$ , де  $I_z$  - зведений момент інерції машинного агрегату;  $I_z = I_{з.г}(\phi_1) + I_{з.н} + I_{з.р}$ ;  $I_{з.г}(\phi)$  - зведений момент інерції головного механізму;  $I_{з.н}$  - зведений момент інерції коробки передач;  $I_{з.р}$  - зведений момент інерції ротора асинхронного електродвигуна або генератора. У двоциліндровому мотоциклетному двигуні асинхронного двигуна і генератора немає.

**7.1 Без ЕОМ.** Зведені моменти інерції знаходять за умовою рівності кінетичної енергії ланки зведення (кривошипа) кінетичній енергії всіх ланок головного механізму. За знайденими значеннями  $I_{з.г}$  побудувати

на аркуші ватману 2, у правій його половині, графік залежності  $I_{3,z}(\varphi_1)$  на інтервалі одного оберту кривошипа.

**7.1 З ЕОМ.** Зведені моменти інерції автоматично одержуються під час силового розрахунку за допомогою ЕОМ. За цими даними заповнити таблицю и побудувати графік залежності  $I_{3,z}(\varphi_1)$  на інтервалі одного оберту кривошипа. Для одного положення кривошипа знайти відносну похибку обчислення цієї величини. Похибка не повинна перевищувати 10 %.

**7.2** Звести маси ланок зубчастої передачі та ротора електродвигуна або генератора до ланки зведення, тобто одержати  $I_{3,n}, I_{3,p}$ .

Ці моменти інерції є сталими величинами. Їх знаходять з умови, що кінетична енергія ланки зведення з моментом інерції  $I_{3,n}$  або  $I_{3,p}$  відносно осі обертання дорівнює кінетичній енергії відповідних ланок зубчастої передачі або ротора.

Моменти інерції  $I_i$ ,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ , кожного зубчастого  $i$ -того колеса відносно осі його обертання знайти за формулою:

$$I_i = \frac{m_i \cdot r_i^2}{2}, \quad (10)$$

де  $m_i$  - маса  $i$ -того зубчастого колеса,  $\text{кг}$ ;  $r_i$  - радіус ділильного кола  $i$ -того колеса,  $\text{м}$ ;  $m_i = \pi r_i^2 b \gamma$ ,  $b$  - ширина вінця зубчастого колеса,  $\text{м}$ ,  $\gamma$  - питома вага сталі,  $\gamma = 7,8 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ .

Проводячи розрахунки, взяти до уваги, що планетарні механізми мають по три блоки сателітів.

**7.3** Заповнити таблицю значень  $I_3 = I_{3,z} + I_{3,n} + I_{3,p}$  в залежності від кута повороту  $\varphi_1$  ( $0 \leq \varphi_1 \leq \psi$ ) так, щоб при цьому  $\varphi_{1i+1} = \varphi_{1i} + \Delta\varphi_1$  ( $i = 1, 2, \dots, n-1$ ),  $\Delta\varphi_1 = \frac{\phi}{n}$ ,  $n$  - ціле число (див. п.п.8.1).

## 8 Дослідження сталого руху машинного агрегату під дією заданих сил

**8.1 Машинний агрегат має у складі асинхронний електродвигун.** Визначити залежність  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ , де  $\omega_1$  - кутова швидкість ланки зведення на етапі усталеного руху;  $\varphi_1$  - кут повороту її. При розв'язанні цієї задачі врахувати, що знайдена залежність  $M_3 = M_3(\varphi_1)$  та  $I_3 = I_{3,z} + I_{3,n} + I_{3,p}$  у вигляді таблиць, де задані  $M_{3i}$  та  $I_{3i}$  у функції  $\varphi_{1i}$ ,  $\varphi_{1i} = \varphi_{1, i-1} + \Delta\varphi_1$  ( $i = 2, 3, \dots, n$ ),  $\Delta\varphi_1 = \text{const}$ . Для визначення залежності використати метод, викладений у [1, 2].

Згідно з цим вважаємо для зведеного моменту сил двигуна

$$M_z = A - B\omega_{1n}^2, \quad (11)$$

де константи  $A$  і  $B$  знаходять за допомогою заданих для асинхронного двигуна величин  $N$ ,  $n_c$ ,  $n_n$ , де  $N$  - потужність двигуна, кВт;  $n_c$  - синхронне число обертів за хвилину ротора двигуна;  $n_n$  - номінальне число обертів за хвилину ротора. Маємо

$$\omega_{1n} = \frac{\pi n_n}{30|i_{pl}|}, \quad (11)$$

$$\omega_{1c} = \frac{\pi n_c}{30|i_{pl}|}, \quad (12)$$

$$M_{здн} = \frac{N \cdot 30000}{\pi n_n}, \quad (13)$$

де  $\omega_{1n}$ ,  $\omega_{1c}$  - номінальна і синхронна кутова швидкість початкової ланки;  $M_{здн}$  - номінальний момент рушійних сил двигуна, зведений до початкової ланки;  $i_{pl}$  - загальне передаточне відношення.

Константи  $A$  і  $B$  знайдемо з двох алгебраїчних рівнянь:

$$M_{здн} = A - B\omega_{1n}^2, \quad (14)$$

$$0 = A - B\omega_{1c}^2. \quad (15)$$

Розрахунки кутової швидкості  $\omega_{1(i+1)}$  проводять за формулою

$$\omega_{1(i+1)} = \sqrt{\frac{(I_z - B_{\Delta\varphi})\omega_{1i}^2 + (M_{zi} + M_{z(i+1)} + 2A)\Delta\varphi}{I_{z(i+1)} + B_{\Delta\varphi}}} \quad (i = 1, 2 \dots n), \quad (16)$$

де  $\omega_i$  - кутова швидкість, яка відповідає куту  $\varphi_{1i}$ ,  $\varphi_{1(i+1)} = \varphi_{1i} + \Delta\varphi$ ,  $\Delta\varphi$  у формулі в радіанах,  $\omega_{1n}$  у даному оберті дорівнює  $\omega_1$  у наступному. Розрахунки кутової швидкості вести доти, доки не буде досягнуто періодичності її зміни, яка виявляється в тому, що кутові швидкості, які відповідають одним і тим же положенням кривошипа, при двох його послідовних обертах стають однаковими (з точністю до третьої значущої цифри). Якщо деяка кутова швидкість  $\omega_{1k}$  на одному оберті стає рівною  $\omega_{1k}$  на наступному оберті, то сукупність кутових швидкостей, яка відповідає розв'язку, включає в себе всі  $\omega_{1i}$ , розташовані між зазначеними номерами, знайденими на двох обертах. Результати розрахунків навести в записці у вигляді таблиці. На аркуші ватману побудувати графік залежності  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$  на інтервалі  $0 \leq \varphi_1 \leq 360^\circ$  за тими значеннями  $\omega_1(\varphi_1)$ , які відповідають виявленому усталеному руху. Біля координатних осей зазначити масштаби  $\mu_\omega$ ,  $c^{-1}/\text{мм}$ ,  $\mu_\varphi$ , град/мм. На графіку показати величини

$\omega_{1\max}$ ,  $\omega_{1\min}$ , тобто значення максимальної та мінімальної кутової швидкості. Визначити коефіцієнт нерівномірності ходу машинного агрегату.

**8.1 Машинний агрегат має у складі двигун внутрішнього згоряння.** Вихідними даними є залежності  $A = A(\varphi_1)$  та  $I = I(\varphi_1)$  у вигляді таблиці значень  $A = A(\varphi_{1i})$  та  $I = I(\varphi_{1i})$  ( $i = 1, 2 \dots n$ ). де  $n = 12$  для агрегату з циклом, який дорівнює одному оберту головного вала кривошипа,  $n = 24$  для агрегату з циклом у два оберти головного вала.

Знайти значення

$$B(\varphi_{1i}) = A(\varphi_{1i}) - \frac{[\Delta I_i - \Delta I_1] \omega_{cp}^2}{2} \quad (i = 1, 2 \dots n), \quad (14)$$

де

$$\Delta I_i = I_3(\varphi_{1i}) - I_c, \quad (15)$$

$$I_c = \frac{1}{n_1} \sum_{i=1}^n I_3(\varphi_{1i}), \quad (16)$$

$I_3 = I_3(\varphi_{1i})$  - періодична функція з періодом  $360^\circ$ ;  $n_1$  - число положень на відрізку  $0 \leq \varphi_{1i} \leq 360^\circ$ ;  $\omega_{cp}$  - середнє значення  $\omega_1$ , яке задане. Визначити екстремальні значення  $B_{\max}$  і  $B_{\min}$ . Їх знаходять за значеннями  $B(\varphi_{1i})$  безпосередньо, або, що точніше, за допомогою графіка  $B = B(\varphi_{1i})$ .

Тепер знаходимо

$$I_{ca} = \frac{B_{\max} - B_{\min}}{\delta \omega_{cp}^2}, \quad (17)$$

$$I_{3 \max} = I_{ca} - I_c, \quad (18)$$

де  $I_{ca}$  - зведений середній момент агрегату з установленим маховиком;  $I_{3 \max}$  - зведений момент інерції маховика, який забезпечує роботу агрегату з коефіцієнтом  $\delta$ .

Якщо на агрегаті встановлено маховик  $I_{3 \max}$ , який знайдено в попередньому пункті, то кутові швидкості  $\omega_{1i}$  знаходяться за формулами

$$\omega_{1i} = \sqrt{\frac{1}{I_{3a}(\varphi_{1i})} [I_{3a}(\varphi_{11}) \omega_{11}^2 + 2A(\varphi_{1i})]} \quad (i = 1, 2 \dots n), \quad (19)$$

$$\omega_{11} = \sqrt{\frac{1}{I_{3a}(\varphi_{11})} [I_{3a}(\varphi_{1K}) \omega_{\max}^2 - 2A(\varphi_{1K})]}, \quad (20)$$

де

$$I_{3a}(\varphi_{11}) = I_3(\varphi_{11}) + I_{3 \max}; \quad (21)$$

$\varphi_{1K}$  - значення  $\varphi_1$ , коли  $\omega_1 = \omega_{\max} = \omega_{cp} \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right)$ . Кут  $\varphi_{1K}$  відповідає тому значенню  $\varphi_1$ , при якому  $B = B_{\max}$ .

Значення  $\omega_{1i}$ , одержані за формулою, подати у вигляді таблиці. Побудувати графік функції  $\omega_1 = \omega_1(\varphi_1)$ . Одержати коефіцієнт  $\delta$  і порівняти його з заданим  $\delta$ . Допустима відносна похибка до 10 %.

## 9 Синтез кулачкового механізму

Вигляд кулачкового механізму, значення фазових кутів, та закон зміни аналога прискорення на фазі віддалення веденої ланки подані в завданні. Закон позначено номером, а його конкретний вигляд відповідно до цього номеру наведено у додатку А.

**9.1** Задану функцію  $S''(\varphi)$  проінтегрувати аналітично двічі і одержати функції  $S'(\varphi)$ ,  $\Delta S(\varphi)$ . Тут для веденої ланки

$$S'' = \frac{d^2 S}{d\varphi^2} - \text{аналог прискорення,}$$

$$S' = \frac{dS}{d\varphi} - \text{аналог швидкості,}$$

$\Delta S(\varphi)$  - лінійне переміщення,

$\varphi$  - кут повороту кулачка, відлічений від початку фази віддалення.

За заданим ходом веденої ланки знайти значення коефіцієнта  $a$ . При розрахунках кути приймаються у радіанах.

**9.2** Побудувати графіки залежностей  $S''(\varphi)$ ,  $S'(\varphi)$ ,  $\Delta S(\varphi)$ , які відповідають фазам віддалення, дальнього вистою та зближення. Будуючи графіки, треба мати на увазі, що фази віддалення і зближення однакові ( $\varphi_{в} = \varphi_{з}$ ), а крива на відріжку  $\varphi = \varphi_{с} + \varphi_{\delta} + \varphi_{з}$  має вісь симетрії відносно вертикальної осі, яка проходить через точку

$$\varphi = \varphi_{с} + \varphi_{\delta} + \varphi_{з}. \quad (22)$$

Вибрати масштаб

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{с} + \varphi_{\delta} + \varphi_{з}}{x}, \quad (23)$$

де  $\varphi_{с}$ ,  $\varphi_{\delta}$ ,  $\varphi_{з}$  - кути, відлічені в градусах;  $x$  - довжина відрізка, що відповідає трьом фазам на графіку. Прийняти  $x$  у межах 120-180 мм.

Для побудови кінематичних діаграм кулачкового механізму зі штовхачем, який рухається поступально і який споряджено роликком, треба

дотримуватися умови  $\mu_{S'} = \mu_S$ , а для кулачкового механізму з плоским штовхачем взяти  $\mu_{S''} = \mu_S$ , де  $\mu_{S'}$ ,  $\mu_{S''}$ ,  $\mu_S$  - масштаби величин  $\Delta S$ ,  $S'$ ,  $S''$ .

**9.3** Знайти основні параметри кулачкового механізму. Для кулачкового механізму зі штовхачем, спорядженим роликком, основні параметри, які задають мінімальну відстань між віссю кулачка і віссю ролика знайти за умовою  $\theta \leq [\theta]$ , де  $\theta$  - кут тиску на фазі віддалення та зближення,  $[\theta]$  - допустимий кут тиску, який наведено у завданні.

Для кулачкового механізму з плоским штовхачем величину  $S_0$ , яка є мінімальною відстанню між тарілкою штовхача та віссю кулачка, знайти за умовою випуклості профілю кулачка. Крім цих умов як для кулачкового механізму, спорядженого роликком, так і для кулачкового механізму з плоским штовхачем, треба прийняти умову  $S_0 \geq h$ , де  $h$  - хід штовхача. Ця умова відповідає вимозі достатньої міцності та жорсткості кулачкового механізму.

Графічну побудову для визначення основних параметрів кулачкового механізму зробити які графіки  $S''(\varphi)$ ,  $S'$ ,  $\Delta S$ , на аркуші ватману, де графічно будується і кулачок. Користуючись методом інверсії (обертання руху), побудувати центровий (теоретичний) профіль кулачка, який має ролик, та робочий профіль кулачка для механізму з плоским штовхачем. Робочий профіль кулачка з плоским штовхачем є обвідною до послідовних положень тарілки штовхача. Вибираючи масштаб для кулачка, користуватися міркуваннями наочності.

**9.4** Для кулачкового механізму, який має ролик, вибрати радіус ролика за умовами:

$$r_p \leq 0,8\rho_{\min}, \quad (24)$$

$$r_p \leq 0,4R_{\min}, \quad (25)$$

де  $r_p$  - радіус ролика;  $\rho_{\min}$  - мінімальний радіус кривизни центрального профілю на випуклій його частині;  $R_{\min}$  - мінімальна відстань від центра кулачка до центрального профілю.

Радіус ролика приймається як менше з двох значень за допомогою нерівностей. Побудувати робочий профіль кулачка як криву, еквідистантну центральному профілю і віддалену від неї на відстань  $r_p$  (робочий профіль кулачка є обвідною до сімейства кіл, центри яких лежать на центральному профілі, а радіусом є  $r_p$ ).

**9.5** Вважаючи, що маса штовхача дорівнює 2 кг, знайти жорсткість замикаючої пружини та зусилля її попереднього стиску.

## 10 Зрівноваження головного вектора сил інерції або поперечної компоненти головного моменту сил інерції головного механізму

У тому разі, коли головний механізм - це кінематичний ланцюг, центри мас ланок якого лежать в одній площині, перпендикулярній осі обертання головного вала, поперечна компонента (відносно до осі обертання) головного моменту сил інерції дорівнює нулю, і, отже належить зрівноважити тільки головний вектор сил інерції. У тому разі, коли головний механізм має незрівноважену компоненту моменту сил інерції, а головний вектор сил інерції достатньо малий, тоді треба зрівноважити поперечну компоненту сил інерції. Зрівноваження відбувається за критерієм найкращого середнього наближення функції (найкраще середнє зрівноваження) або за критерієм найкращого рівномірного наближення функції 1 (найкраще рівномірне зрівноваження). Метод зрівноваження слід узгоджувати з керівником курсового проекту.

**10.1 Без ЕОМ.** Обчислити головний вектор сил інерції ланок, центри мас яких лежать в одній площині, перпендикулярній осі обертання головного вала:

$$\bar{P}_i = \sum_k^n \bar{P}_{ik}, \quad (26)$$

де  $k$ - номер ланки,  $n$ - номер останньої ланки.

Якщо вектор  $\bar{P}_i$  один, то зрівноважується головний вектор сил інерції, котрим  $i \in \bar{P}_i$ . Якщо векторів  $\bar{P}_i$  два і вони спрямовані в кожному положенні головного механізму в різні боки, то зрівноважується поперечна компонента головного моменту сил інерції:

$$\bar{M}_i = \bar{a} \cdot \bar{P}_i, \quad (27)$$

де  $a$  - відстань між площинами, перпендикулярними осі головного вала, в яких розташовані центри мас ланок. Причому, центр мас головного валу зрівноважується додатковою масою, розташованою в системі головного валу.

Якщо застосовується метод зрівноваження 3 (схема Ланчестера у додат. А), треба знайти  $P_{ix}$  і  $P_{iy}$  - проекції головного вектору сил інерції на осі  $X$  та  $Y$  в системі координат, зв'язаній зі стояком (ось  $Z$  направлена вздовж осі головного вала):

$$P_{ix} = P_{ix}(\varphi_1), \quad (28)$$

$$P_{iy} = P_{iy}(\varphi_1). \quad (29)$$

Побудувати на аркуші ватману графіки цих функцій.

Якщо застосовується метод 4 (схема Ланчестера у додатку А), треба знайти  $M_{ix}$ ,  $M_{iy}$  - проекції поперечної компоненти головного моменту сил інерції на осі  $X$  і  $Y$ :

$$M_{ix} = M_{ix}(\varphi_1) = -a \cdot P_{iy}, \quad (30)$$

$$M_{iy} = M_{iy}(\varphi_1) = a \cdot P_{ix}. \quad (31)$$

Побудувати на аркуші ватману графіки цих функцій.

**10.1 З ЕОМ.** У розпечатці до силового розрахунку наведені величини  $P_{ix}$  і  $P_{iy}$  - проекції на осі  $X$  і  $Y$  головного вектора  $\bar{P}_i$  сил інерції ланок, центри мас яких лежать в одній площині. Якщо застосовується метод зрівноваження 3 (схема Ланчестера у додатку А), треба побудувати графіки цих величин залежно від кута оберту колінчастого вала.

Якщо застосовується метод зрівноваження 4 (схема Ланчестера у додатку А), треба знайти за формулою

$$\bar{M}_i = \bar{a} \cdot \bar{P}_i \quad (32)$$

значення величин  $M_{ix}$  і  $M_{iy}$  - відповідних проекцій поперечної компоненти головного моменту сил інерції:

$$M_{ix} = -a \cdot P_{iy}, \quad (33)$$

$$M_{iy} = a \cdot P_{ix}. \quad (34)$$

Побудувати графіки залежностей цих проекцій від кута  $\varphi_1$ .

Якщо застосовуються методи 1, 2, 5, 6 (див. додат. А) треба визначити векторну функцію

$$\bar{P}_i = P_{ix} \cdot \bar{e}_1 + P_{iy} \cdot \bar{e}_2, \quad (35)$$

де  $\bar{e}_1$  та  $\bar{e}_2$  - одиничні вектори координатних осей. Далі маємо або  $\bar{P}_i$  або  $\bar{M}_i$  для зрівноваження, як це пояснено у п.п. **10.1 Без ЕОМ.**

**10.2** Побудувати годограф головного вектора або поперечної компоненти головного моменту сил інерції в нерухомій системі та у системі, зв'язаній з колінчастим валом (якщо застосовуються методи зрівноваження 1, 2, 5, 6, наведені у додат. А).

**10.3** Знайти статичний момент противаги або статичний момент противаг та кути їх розташування.

**10.4** Накреслити схему закріплення кожної противаги на колінчастому валі.

### **Оформлення пояснювальної записки і креслень**

Пояснювальну записку пишуть на одному боці аркуша формату А4 (210x297 мм). Текст викладають без формулювання теорем та визначень. Відстань між рядками 8 – 12 мм. Сторінки пояснювальної записки повинні мати поля: ліве (для зшивання) - не менше 30 мм, праве - не менше 10 мм, верхнє – 15 мм, нижнє – 20 мм. Усі сторінки нумеруються. Нумерація наскрізна: першою сторінкою (номер не ставиться) є титульний аркуш, друга

- зміст і так далі. Номера сторінок проставляти арабськими цифрами в правому верхньому куті. Список використаної літератури та додатки включають у наскрізну нумерацію сторінок.

Рівняння і формули записують у загальному вигляді, далі в них підставляють числові значення, наводять кінцевий результат та його розмірність. Усі розрахунки виконують з використанням міжнародної системи одиниць СІ.

Зміст пояснювальної записки рекомендується розбити на розділи та підрозділи і позначити їх арабськими цифрами. Нумерація повинна відповідати нумерації даних методичних вказівок.

Матеріал у пояснювальній записці розташовують у такій послідовності: титульний аркуш, зміст, основна частина, список використаної літератури, додатки.

Графічна частина курсового проекту складається з трьох-чотирьох аркушів формату А1. Кожний аркуш оформлюють відповідно до ГОСТ 2.304-81. Зразок штампу наведено у додатку В. Графічні побудови оформлюють олівцем. На аркушах 1 і 2 праворуч резервується смуга завширшки 200 мм для побудови графіків.

### **Захист проекту**

Студент показує курсовий проект керівнику частинами або повністю, проходить співбесіду з ним. Якщо проект з теорії механізмів і машин задовольняє вимогам, які висуваються до нього, то студент допускається до захисту. Після захисту проекту знання студента оцінюються диференційованою оцінкою за п'ятибальною системою.

### **Список літератури**

#### **Основна**

1. Грунауер О. А., Долгих І. Д., Ізюмський В. П. та ін. Теорія механізмів і машин.- Харків: Вища школа, 2002 -350 с.

2. Теорія механізмів і машин (системний підхід): Навч. посібник / О. А. Грунауер, І. Д. Долгих. - К.: УМК ВО, 1992. –376 с.

#### **Додаткова**

1. Артоболевский І. І. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов.- М.: Наука, 1988. - 640 с.

2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/ К. В. Фролов, С. А. Попов и др./ Под ред. -К. В. Фролова. - М.: Высш. шк., 1987. - 496 с.

3. Курсовое проектирование по теории механизмов і машин Кореняко А. С. и др. - К.: Вища шк., 1970. -332 с.

4. Методические указания к самостоятельной работе по проектированию и исследованию шарнирно-рычажных механизмов для студентов машиностроительных специальностей дневного и вечернего обучения/ А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. - Харьков: ХПИ, 1992. -145 с.

## Загальний опис машинних агрегатів

### 1 Дизель-генераторна машина

Дизель-генераторна машина має у своєму складі навантажувальний генератор, зубчасту передачу між валами двигуна та навантажувального генератора (колеса  $z_1$  та  $z_2$ ) і власне дизельний двигун. Двигун має головний механізм та кулачковий механізм газорозподілу з тарілчастим штовхачем для керування перепускними клапанами. Головний механізм дизеля складається з колінчастого вала (кривошип 1) та двох шатунно-повзунних груп 2-3 та 4-5, повзуни яких є поршнями дизеля. Осі циліндрів поршнів мають V-подібне розташування під кутом 60 градусів до горизонту та одна до одної. На колінчастому валі закріплено маховик, який забезпечує потрібний коефіцієнт нерівномірності обертання. На рисунку у завданні наведено індикаторну діаграму, яка використовується для кожного з поршнів. По осі абсцис відкладемо силу  $P$ , яка діє на поршень, а по осі ординат – відносно переміщення поршня.

### 2 Мотоциклет з двоциліндровим чотиритактним двигуном

Двигун з горизонтальним розташуванням циліндрів за допомогою муфти зачеплення зв'язаний з чотиришвидкісною коробкою зміни передач, з'єднаною з головною передачею трансмісії карданним валом. Двигун має в своєму складі головний механізм та кулачковий механізм газорозподілу. Головний механізм має колінчастий вал, кут між колінами (кривошипами 1) якого становить  $180^\circ$  та дві шатунно-повзунні групи 2-3 і 4-5, повзуни яких є поршнями двигуна, що рухаються в циліндрах. Осі циліндрів розташовані зі зсувом одна до одної у площині, перпендикулярній площинам руху ланок головного механізму. Цей зсув становить 40 мм. Коробка зміни передач має планетарний ступінь з трьома сателітами. На колінчастому валі закріплено маховик, який забезпечує потрібний коефіцієнт нерівномірності обертання на холостому ході при вимкненій коробці зміни передач. На рисунку у завданні наведено індикаторну діаграму, яка показує зміну сили, діючої на кожен з поршнів.

### 3 Судова силова установка

Судова силова установка складається з двоциліндрового двигуна внутрішнього згоряння та реверс-редуктора, який з'єднує вал двигуна з гребним валом, де розташовано гвинт катера. Двигун – нереверсивний, вертикальний, двотактний з загоранням від стиску. Головний механізм двигуна складається з двох кривошипно-повзунних механізмів з спільною стойкою 0 та колінчастим валом 1, з двома шатунами 2 і 4 та з двома поршнями (повзунами 3 і 5). Кут між колінами (кривошипами) вала 1 становить 180 градусів. Для подання палива у циліндри передбачено насос, головним механізмом якого є кулачковий механізм з роликівим штовхачем. Реверс-редуктор складається з планетарного реверса (реверсивної муфти), і одноступеневого редуктора з двох зубчастих коліс  $z_4$  і  $z_5$ . Планетарний реверс

Продовження додат. А

– це диференціал з циліндричними прямозубими колесами  $z_1, z_2, z_2', z_3$ . Вал водила  $H$  постійно з'єднаний з колінчастим валом двигуна. Колесо  $z_5$  редуктора передає обертання гребному валу і гвинту. Для руху судна вперед вмикається фрикційна муфта  $L$ , яка з'єднує колеса  $z_1$  і  $z_3$ , завдяки чому колеса  $z_1, z_2, z_2', z_3$  обертаються як одне ціле навколо геометричної осі колеса  $z_1$  і водила. Передавальне відношення реверса у цьому випадку буде  $+1$ . Коли треба рухатися у зворотньому напрямку вмикається муфта  $M$  ( $L$  при цьому вимкнена), завдяки чому колесо  $z_3$  зупиняється і колесо  $z_1$  отримує обертання у зворотньому напрямку. Передавальне відношення реверса у цьому випадку становить  $-1$ . Для зупинки гребного гвинта (холостий хід) треба вимкнути обидві муфти. На колінчастому валі закріплено маховик, який забезпечує потрібний коефіцієнт нерівномірності обертання на холостому ході. На рисунку у завданні наведено індикаторну діаграму для кожного з поршнів. По осі абсцис відкладено значення сили  $P$ , діючої на поршень, а по осі ординат – відносне переміщення поршня.

#### 4 Двоступеневий компресор

Компресор з V-подібним розташуванням циліндрів, осі яких перетинаються під кутом  $90$  градусів, має колінчастий вал, який приводиться у рух асинхронним електродвигуном через одноступеневий планетарний редуктор (з трьома сателітами) і муфту. Кривошип колінчастого вала передає рух двом шатунно-повзунним групам 2-3 і 4-5, які забезпечують стиснення повітря в компресорі двічі (див. індикаторну діаграму у завданні, яка використовується для обох ступенів компресора): у першому ступені (лівий циліндр) від зусилля  $P_{3min} = 0$  до зусилля  $P_{3max}$ , а потім у другому ступені від зусилля  $P_{5min}$  до зусилля  $P_{5max}$ . Зусилля у другому ступені менше, ніж у першому за рахунок зменшення площі поршня другого ступеня порівняно з площею поршня першого ступеня, хоча мінімальний тиск повітря у другому ступені становить  $95\%$  від максимального тиску першого ступеня насоса. Шатуни ступенів однакові і працюють на одній шатунній шийці колінчастого вала. Передбачене примусове змащення компресора масляним насосом, в якому використовується кулачковий механізм з тарілчастим штовхачем.

#### 5 Поршневі насос

Насос приводиться в дію асинхронним електродвигуном, обертальний рух від якого через планетарний одноступеневий редуктор передається на колінчастий вал головного механізму насоса. Всмоктування рідини в циліндр при ході поршня вгору здійснюється через впускний клапан при атмосферному тиску рідини (в розрахунках прийнято  $p_{min} = 0$ ). Нагнітання рідини в напірний трубопровід під тиском  $p_{max}$  здійснюється при ході поршня вниз через випускний клапан. На рисунку у завданні наведено діаграму загального зусилля  $P$ , діючого на поршень насоса. Змащення насоса

Продовження додат. А  
здійснюється масляним насосом, головним механізмом якого є кулачковий механізм з роликовим штоvwхачем.

### **6 Плунжерний насос**

Привід насоса здійснюється від асинхронного електродвигуна через двоступеневий планетарний редуктор і пару зубчастих коліс, останнє з яких жорстко з'єднане з кривошипним валом 1 головного механізму насоса. Обертання кривошипу передається на шатун 2, який примушує коромисло 3 виконувати коливання навколо осі  $D$ . Шатун 4 передає рух плунжеру 5 гідравлічного циліндра. Робочий процес у циліндрі насоса, тобто всмоктування (рух плунжера зліва направо) і нагнітання рідини (рух плунжера справа наліво), здійснюється за подвійний хід плунжера, що відбувається за один повний оберт кривошипа. На рисунку у завданні наведено діаграму загального зусилля, діючого на плунжер насосу. Змашення механізмів насосу забезпечується масляним насосом кулачкового типу. Кулачок приводить у поступальний рух штоvwхач з роликом.

### **7 Довбальний верстат**

Головний механізм довбального верстата є важільним механізмом. У його складі такі рухомі ланки: кривошип 1, повзун 2, куліса 3, шатун 4, повзун 5. При обертанні кривошипа 1 повзун 5 з закріпленим на ньому різцем рухається зворотньо-поступально: рух вниз – робочий хід, рух вгору – холостий хід. Під час робочого ходу здійснюється різання з зусиллям  $P$ , зміна якого наведена на діаграмі у завданні. Під час холостого ходу зусилля різання відсутнє. Кривошип отримує рух від асинхронного електродвигуна через зубчасту передачу, в складі якої є одноступеневий зубчастий редуктор і пара зубчастих коліс із нерухомими осями. Від вала кривошипа через пару зубчастих коліс з однаковим числом зубів здійснюється привід кулачка кулачкового механізму насоса.

### **8 Поперечно-стругальний верстат**

Головний механізм поперечно-стругального верстата з верхньою тягою складається із початкової ланки 1 (кривошипа), з яким обертальною парою з'єднаний повзун 2. Повзун 2 передає рух кулісі 3, що виконує коливальний рух навколо шарніра  $D$ . Куліса 3 зв'язана з шатуном 4, який переміщує повзун 5 із закріпленим на ньому різцем. Робочий хід відбувається, коли повзун 5 рухається справа наліво. Під час робочого ходу здійснюється різання з зусиллям  $P$ , зміна якого наведена на діаграмі у завданні. Під час холостого ходу повзун 5 переміщується зліва направо, і зусилля різання відсутнє. Головний механізм має привід від асинхронного електродвигуна через одноступеневий зубчастий редуктор і пару зубчастих коліс  $z_4$  і  $z_5$ . Від вала кривошипа через пару зубчастих коліс з однаковим числом зубів здійснюється привід кулачка кулачкового механізму насоса.

**Умовні позначення у завданнях на курсовий проект:**

$l_{AO}, l_{BC}$  - довжина ланок важільних механізмів;

$x_O, y_O, x_{O_1}, y_{O_1}$  - координати осей шарнірів  $O, O_1, \dots$ ;

$l_{BS_2}, l_{AS_3}, \dots$  - довжина відрізків, які задають положення центрів мас  $S_2, S_3$ , ланок;

$H$  - хід повзуна;

$\varphi_{11}$  - кут повороту кривошипа, який відповідає початку робочого ходу;

$n_0$  (об/хв) - частота обертання вала двигуна;

$n_1$  - частота обертання вхідної ланки головного механізму;

$n_n$  - номінальна частота обертання вала;

$n_x$  - частота обертання вала на холостому ході;

$n_{e.g}$  - частота обертання гвинта;

$n_{p.c}$  - синхронна частота обертання ротора електродвигуна;

$n_{d.n}$  - номінальна частота обертання ротора електродвигуна;

$P_{max}, P_{min}$  - модуль максимальної та мінімальної сили корисного опору або рушійної сили, діючої на вхідну (вихідну) ланку на робочому ході;

$m_2, m_3, m_4, \dots$  - маси ланок;

$I_{S_2}, I_{S_3}, \dots$  - центральні моменти інерції ланок відносно осей, перпендикулярних площині креслення, які проходять через центри мас ланок  $S_2, S_3$ ;

$I_1$  - момент інерції вала 1 відносно осі його обертання;

$I_{pk}$  - зведений до колінчастого вала момент інерції реверс-редуктора і самого вала;

$I_{zg}$  - момент інерції гвинта відносно осі його обертання;

$\delta$  - коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипного вала;

$\delta_{xx}$  - коефіцієнт нерівномірності обертання кривошипного вала на холостому ході;

$z_1, z_2$  - число зубів зубчастих коліс;

$m$  - модуль зубів коліс;

$h$  - максимальне переміщення штовхача кулачкового механізму;

$\varphi_b$  - кут обертання кулачка, який забезпечує віддалення штовхача;

$\varphi_3$  - кут обертання кулачка, який забезпечує зближення штовхача;

$\varphi_d$  - кут обертання кулачка, який забезпечує дальній вистой штовхача;

$N$  - номер закону зміни аналога прискорення штовхача за таблицею у додатку 1;

$[\theta]$  - значення допустимого кута тиску для кулачкового механізму;

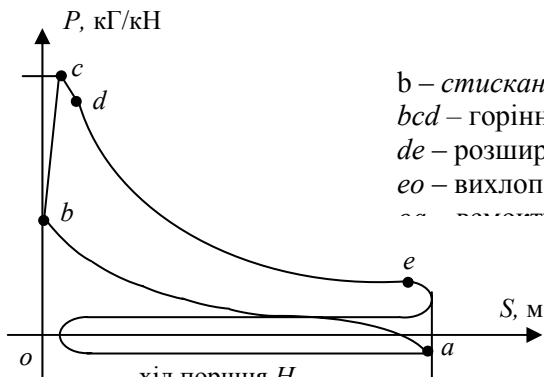
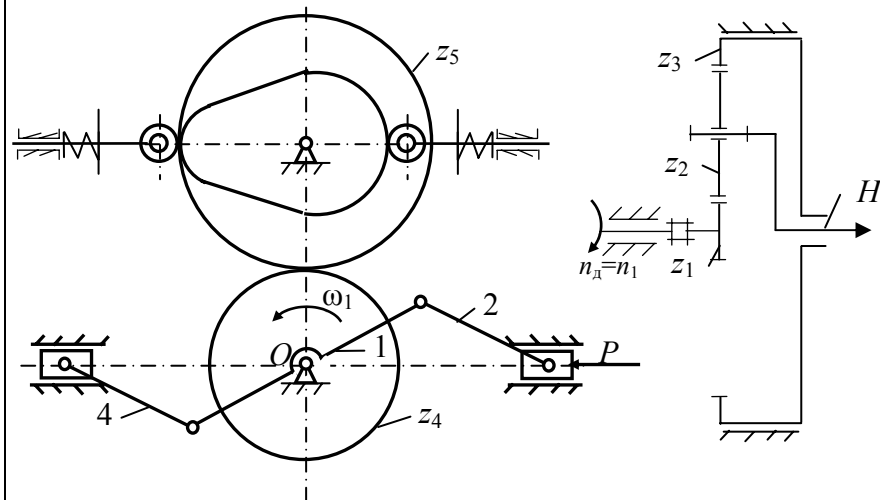
$\varphi$  - кут обертання кулачка.

**Завдання на курсовий проект**

Нижче подані завдання на курсове проектування. У кожному завданні задані: кінематична схема головного механізму, схема зубчастих передач і кулачкового механізму. Головний механізм є шестиланковим.



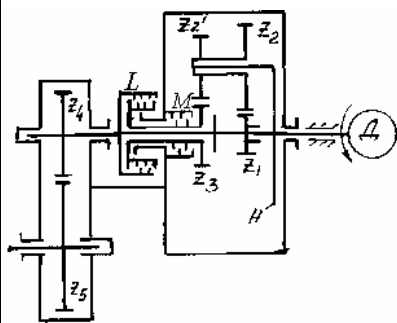
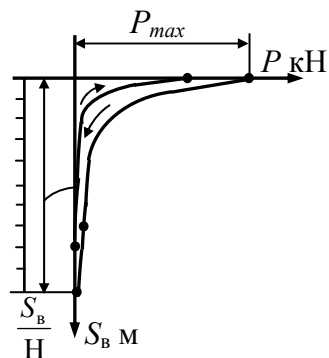
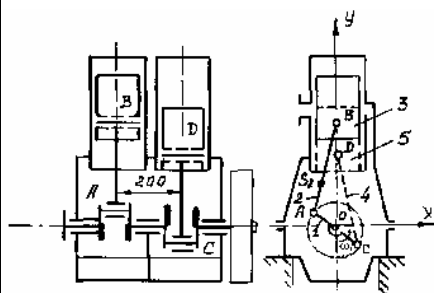
Завдання 2. Мотоцикл з двоциліндровим чотиритактним двигуном



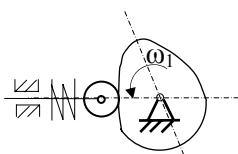
b – стискання  
 bcd – горіння,  
 de – розширення,  
 eo – вихлоп,  
 oa – компримування

Пара-метр	Один. вим.	Варіанти						Пара-метр	Один. вим.	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
$n_1 = n_H$	об/хв	4500	5100	4800	5000	4400	5200	$m$	мм	1,5					
$n_1 = n_x$	об/хв	700	750	650	700	650	720	$z_1$		24	30	18	19	17	24
$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,04	0,036	0,039	0,041	0,042	0,038	$z_2$		36	45	27	29	25	36
$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,152	0,133	0,134	0,140	0,146	0,144	$z_3$		96	120	72	77	67	96
$l_{AS_2} = l_{CS_2}$	м	0,046	0,04	0,04	0,05	0,044	0,043	$z_4$		10	11	9	11	12	10
$m_2 = m_4$	кг	0,35	0,36	0,34	0,32	0,38	0,32	$z_5$		20	22	18	22	24	20
$m_3 = m_5$	кг	0,37	0,36	0,35	0,34	0,4	0,34	$h$	м	0,007	0,075	0,008	0,085	0,007	0,009
$I_{S_2} = I_{S_1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,002						$\phi_a = \phi_s$	град	55	50	60	55	50	60
$J_1$	кг·м <sup>2</sup>	0,97	0,85	1,10	1,35	0,95	1,0	$N$		1	2	3	4	1	2
$P_{max}$	кН	12,2	11,1	12,8	13,0	11,5	10,4	[ $\theta$ ]	град	30	25	25	30	20	25
$\delta_{xx}$		0,08	0,09	0,01	0,085	0,09	0,075	$\phi_d$	град	0	10	0	5	10	0

Завдання 3. Судова силова установка

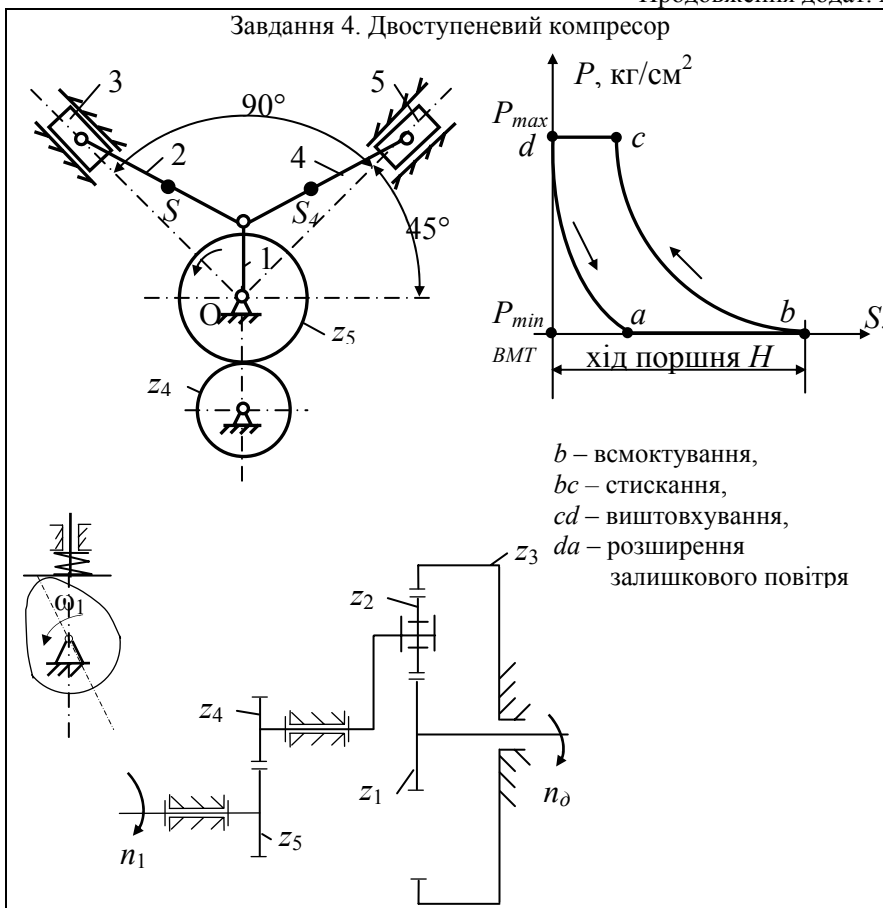


*с* – стискання  
*сz* – горіння,  
*zb* – розширення,



Параметр	Один. вим.	Варіанти						Параметр	Один. вим.	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
$n_1$	об/хв	750	750	500	500	550	450	$m$	мм	5					
$n_{2в}$	об/хв	405	360	300	310	400	300	$z_1$		16	18	20	22	24	26
$l_{OA} = l_{OC}$	м	0,1	0,09	0,14	0,135	0,12	0,11	$z_2$		32	36	40	44	48	52
$l_{AB} = l_{CD}$	м	0,38	0,340	0,56	0,55	0,46	0,42	$z_2'$		24	27	30	33	36	39
$l_{AS} = l_{CS}$	м	0,19	0,17	0,21	0,27	0,23	0,21	$z_3$		24	27	30	33	36	39
$m_2 = m_4$	кг	22	20	28	26	24	23	$z_4$		10	12	11	14	13	15
$m_3 = m_5$	кг	16	18	20	21	20	18	$N$		1	2	3	4	1	2
$J_{S_2} = J_{S_1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,55	0,55	0,60	0,57	0,60	0,55	$h$	м	0,012	0,020	0,018	0,022	0,016	0,020
$J_{р.х.}$	кг·м <sup>2</sup>	0,97	0,85	1,10	1,35	0,95	1,0	$[\theta]$	град	30	30	25	20	25	30
$J_{ГВ}$	кг·м <sup>2</sup>	0,8	0,6	1,0	1,2	0,9	0,8	$\varphi_в$	град	36	38	40	42	36	40
$\delta$		0,01	0,01	0,012	0,01	0,015	0,011	$\varphi_3$	град	180					
$P_{max}$	кН	107	102	112	100	98	104	$\varphi_д$	град	0					

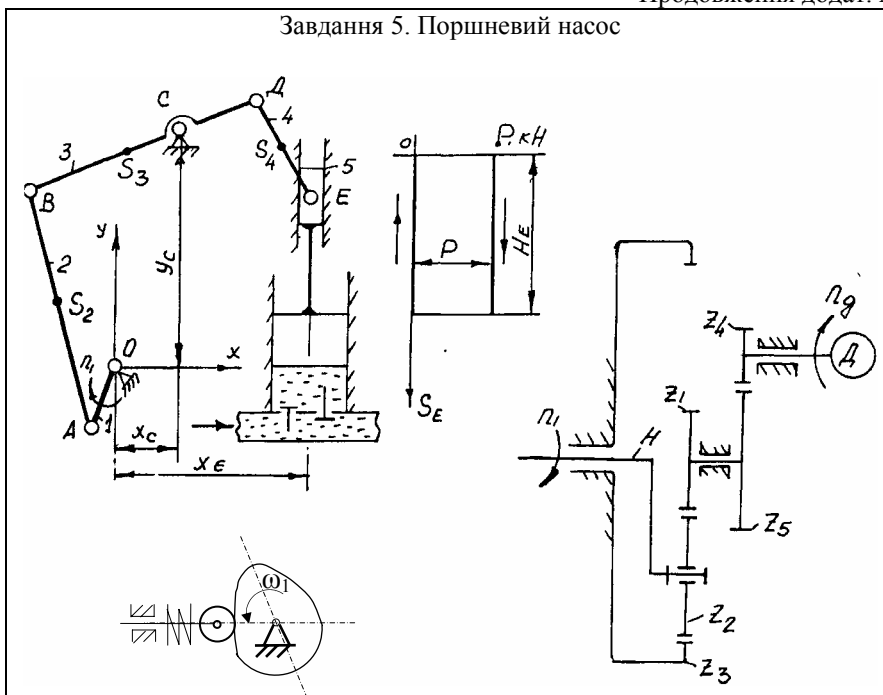
Завдання 4. Двоступеневий компресор



*b* – всмоктування,  
*bc* – стискання,  
*cd* – виштовхування,  
*da* – розширення  
 залишкового повітря

Параметр	Один. вим.	Варіанти						Параметр	Один. вим.	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
$n_1$	об/хв	780	750	750	760	760	750	$m$	мм	2					
$n_d$	об/хв	3000						$z_1$		30	24	36	30	40	48
$l_{OA}$	м	0,078	0,082	0,088	0,086	0,08	0,076	$z_2$		18	18	27	21	26	36
$l_{AB} = l_{AC}$	м	0,32	0,33	0,34	0,32	0,3	0,32	$z_3$		66	60	90	72	92	120
$l_{AS} = l_{AS}$	м	0,1						$z_4$		10	11	12	13	14	12
$m_2 = m_4$	кг	14	13,5	13,0	12,5	13,0	12,5	$P_{3max}$	кН	24,1	22,7	21,3	21,2	20,7	20,4
$m_3$	кг	12	11,5	11,0	10,5	10,5	10,0	$P_{3min}$	кН	0					
$m_5$	кг	7,0	6,5	6,0	6,0	6,5	5,5	$P_{5max}$	кН	14,6	14,2	14,0	13,8	13,4	13,8
$J_{S_2} = J_{S_4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,32	0,31	0,3	0,3	0,29	0,28	$P_{5min}$	кН	7,3	7,0	7,0	6,5	6,6	6,9
$J_1$	кг·м <sup>2</sup>	12,0	13,0	12,5	12,0	12,5	13,5	$N$		4	3	2	1	3	2
$\phi_B$	град	90	100	120	140	150	110	$h$	м	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02	0,02
$\phi_3$	град	90	100	120	140	150	110	$\phi_d$	град	30	40	40	40	20	60

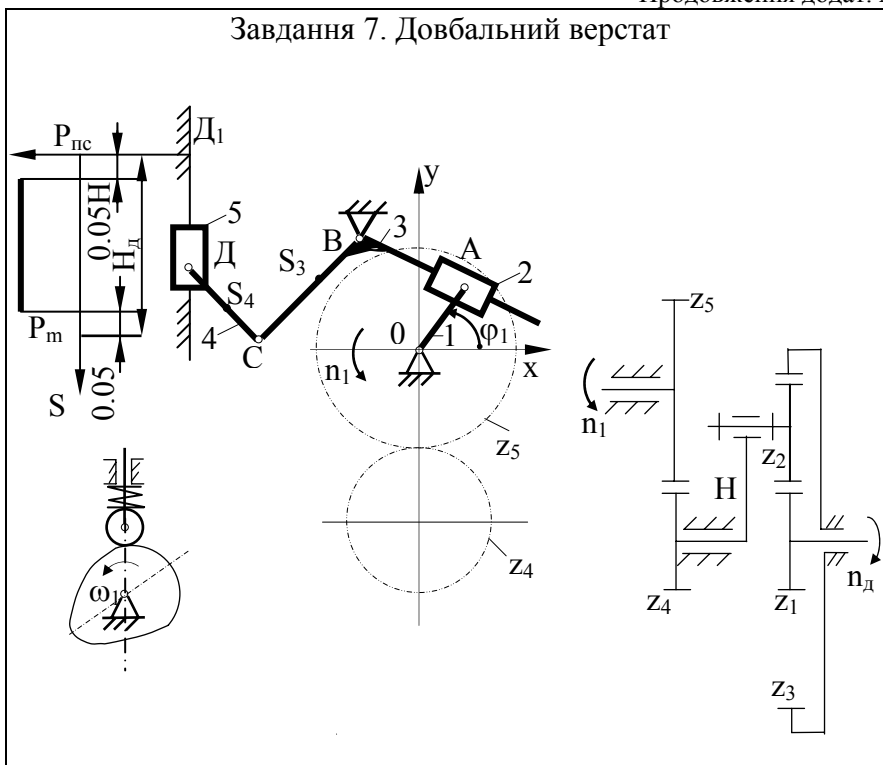
Завдання 5. Поршневий насос



Параметр	Один. вим.	Варіанти						Параметр	Один. вим.	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
$n_0$	об\хв	960	960	960	960	960	960	$m_3$	кг	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5
$n_1$	об\хв	100	105	110	115	120	125	$m_4$	кг	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8
	кН	2,9	3,0	2,7	2,6	2,2	2,5	$m_5$	кг	4	4	4,5	4,5	5,0	5,0
$l_{OA}$	м	0,06	0,062	0,058	0,05	0,056	0,052	$I_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,004	0,004	0,003	0,003	0,004	0,003
$l_{AB}$	м	0,2	0,205	0,21	0,21	0,2	0,205	$I_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,018	0,017	0,019	0,019	0,020	0,021
$l_{BC}$	м	0,17	0,16	0,165	0,175	0,18	0,185	$I_{S_4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,001	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002
$l_{CD}$	м	0,16	0,15	0,16	0,17	0,17	0,18	$m$	мм	2,5					
$l_{DE}$	м	0,1						$z_1$		17	28	24	18	24	20
$x_C$	м	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	$z_2$		25	35	30	27	36	25
$y_C$	м	0,26	0,26	0,26	0,28	0,28	0,28	$z_3$		67	98	84	72	96	70
$x_E$	м	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	$z_4$		11	14	15	12	13	12
$l_{AS_2}$	м	0,3 $l_{AB}$						$N$		4	1	3	2	1	3
$l_{DS_4}$	м	0,5 $l_{DE}$						$\varphi_a = \varphi_s$	град	80	90	70	50	100	80
$l_{BS_3}$	м	0,5 $l_{BD}$						$\varphi_d$	град	40	50	50	30	50	50
$I_1$	кг·м <sup>2</sup>	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,05	$[\theta]$	град	30	20	25	30	20	25
$m_2$	кг	1,2	1,3	1,25	1,25	1,3	1,2	$h$	м	0,022	0,02	0,018	0,025	0,023	0,026



Завдання 7. Довбальний верстат



Параметр	Один. вим.	Варіанти						Параметр	Один. вим.	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6			1	2	3	4	5	6
$n_D$	об/хв	1450	1460	1430	1455	1455	1470	$I_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	0.025	0.035	0.03	0.032	0.03	0.03
$n_1$	об/хв	130	140	120	140	125	150	$I_{S_4}$	кг·м <sup>2</sup>	0.004	0.003	0.004	0.004	0.002	0.002
$l_{A0}$	м	0.073	0.054	0.062	0.065	0.057	0.049	$P_m$	кН	10.7	10.5	20.5	12.0	20.0	18.0
$l_{BC}$	м	0.24	0.23	0.225	0.24	0.235	0.225	$z_1$		24	17	28	24	18	20
$l_{CD}$	м	0.132	0.128	0.15	0.13	0.14	0.125	$z_2$		36	25	35	30	27	25
$l_{CS_3}$	м	0.08	0.08	0.075	0.08	0.075	0.075	$z_3$		96	67	98	84	72	70
$l_{CS_4}$	м	0.066	0.064	0.075	0.065	0.07	0.062	$z_4$		9	11	8	10	9	10
$x_B$	м	-0.134	-0.13	-0.176	-0.131	-0.132	-0.125	$m$	мм	4	4	4	4	4	4
$y_B$	м	0.092	0.096	0.098	0.10	0.091	0.096			4	1	3	2	1	3
$\angle ABC$	град	130	125	135	140	120	135	$h$	м	0.022	0.02	0.018	0.025	0.022	0.026
$m_2$	кг	4	4	4	4	4	4	$\varphi_V$	град	60	80	90	70	50	100
$m_3$	кг	30	40	35	40	35	35	$\varphi_C$	град	60	80	90	70	50	100
$m_4$	кг	4	4	4	4	4	4	$\varphi_{ДВ}$	град	40	40	50	50	40	50
$m_5$	кг	80	120	100	150	150	160	$[\theta]$	град	25	25	25	25	25	25
$I_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	$x_D$	м	-0.38	-0.38	-0.43	-0.40	-0.36	-0.38

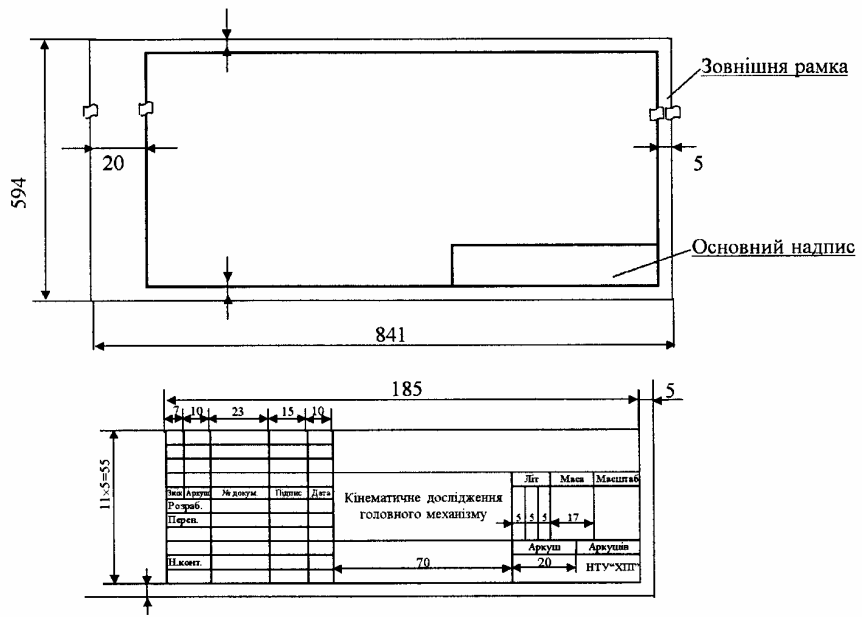
Методи зрівноваження

1. Найкраще рівномірне зрівноваження противагою, закріпленою на головному валу.
2. Найкраще середнє зрівноваження противагою, закріпленою на головному валу.
3. Найкраще середнє зрівноваження головного вектору сил інерції (схема Ланчестера).
4. Найкраще середнє зрівноваження поперечної компоненти головного моменту сил інерції (схема Ланчестера).
5. Найкраще середнє зрівноваження поперечної компоненти головного моменту сил інерції (противаги закріплені на головному валу).
6. Найкраще рівномірне зрівноваження поперечної компоненти головного моменту сил інерції (противаги закріплені на головному валу).

Додаток Б  
Таблица значений  $inv \alpha$

$\alpha$ град \begin{smallmatrix} мин \\ град \end{smallmatrix}	0	10	20	30	40	50
18	0.010760	0.011071	0.011387	0.011709	0.012038	0.012373
19	0.012715	0.013063	0.013418	0.013779	0.014148	0.014523
20	0.014904	0.015293	0.015689	0.016092	0.016502	0.016920
21	0.017345	0.017777	0.018217	0.018665	0.019120	0.019583
22	0.020054	0.020533	0.021019	0.021514	0.022018	0.022529
23	0.023044	0.023557	0.024114	0.024660	0.025214	0.025778
24	0.026350	0.026931	0.027521	0.028121	0.028729	0.029348
25	0.029975	0.030613	0.031260	0.031917	0.032583	0.033260
26	0.033947	0.034644	0.035352	0.036069	0.036798	0.037537
27	0.038287	0.039047	0.039819	0.040602	0.041395	0.042201
28	0.043017	0.043845	0.044685	0.045537	0.046400	0.047276
29	0.048164	0.049064	0.049976	0.050901	0.051838	0.052788
30	0.053751	0.054728	0.055717	0.056720	0.057736	0.058765

Додаток В



Навчальне видання

Теорія механізмів і машин. Завдання на курсовий проєкті методичні вказівки з його виконання для студентів факультету транспортного машинобудування.

Укладачі: ЗАГРЕБЕЛЬНИЙ Валентин Миколайович  
ІЗЮМСЬКИЙ Віктор Павлович  
ЗАРУБІНА Алла Олександрівна  
САФОНОВА Зінаїда Семенівна

Відповідальний за випуск В. М. Загребельний  
Роботу рекомендував до видання О. М. Шелковой

Редактор Л. А. Копієвська

План 2001 р., поз.

Підписано до друку		Формат 60x84/116.
Папір друк. №2.	Друк – ризографія.	Умовн друк. арк. 2,5
Обл. – вид.арк.2,7.	Тираж прим.	Ціна договірна
<hr/>		
Видавничий центр НТУ «ХП», 61002 Харків, вул. Фрунзе, 21.		
Свідоцтво ДК №116. 10.07.2000 р.		
<hr/>		
Друкарня НТУ «ХП»		