

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**Методичні вказівки
для самостійної підготовки до екзамену**

**для студентів технічних спеціальностей
заочної форми навчання**

Краматорськ
ДДМА
2019

УДК 621.01

Теорія механізмів і машин : методичні вказівки для самостійної підготовки до екзамену з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів технічних спеціальностей заочної форми навчання / уклад. Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 29 с.

Призначені для самостійної підготовки студентів заочної форми навчання технічних спеціальностей до складання екзамену з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Містять: структуру, приклад екзаменаційного білета й приклади розв'язання задач, включених у білети, перелік питань для підготовки до екзамену, список літератури, а також критерії оцінки екзаменаційного білета.

Укладач

Н. В. Чоста, доц.

Відповідальний за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Структура білета екзаменаційної роботи	5
2 Приклад білета	6
3 Приклади розв'язання типових задач екзаменаційних білетів	8
4 Перелік екзаменаційних питань	22
5 Критерії оцінки екзаменаційного білета	26
Список літератури.....	28

ВСТУП

Теорія механізмів і машин (ТММ) – одна із перших інженерних дисциплін, з якою зустрічаються студенти механічних спеціальностей. Знання основ загального машинознавства необхідно кожному сучасному інженерові, воно допоможе йому розуміти загальні методи дослідження й проектування механізмів і машин.

Будучи науковою основою спеціальних курсів з проектування машин галузевого призначення, ТММ вирішує наступні задачі:

- вчить студентів загальним методам дослідження й проектування механізмів машин і приладів;
- вчить розуміти загальні принципи реалізації руху за допомогою механізмів, взаємодію механізмів і машин, що обумовлює кінематичні й динамічні властивості механічної системи;
- вчить системному підходу до проектування машин і механізмів, знаходженню оптимальних параметрів механізмів за заданими умовами роботи.

Самостійна робота студентів – найважливіше доповнення до лекцій і практичних занять. Тільки систематичне самостійне оволодіння теоретичним курсом і розв'язання задач дозволять студентові придбати необхідні знання, уміння й навички.

З огляду на потреби студентів заочного відділення й брак часу на консультації, дані методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів при підготовці до екзамену з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Дана методична розробка охоплює всі основні розділи курсу й містить: структуру, приклад екзаменаційного білета й приклади розв'язання задач, включених у білети, перелік питань для підготовки до екзамену, список літератури, а також критерії оцінки екзаменаційного білета.

1 СТРУКТУРА БІЛЕТА ЕКЗАМЕНАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Таблиця 1.1

№ з/п	Структура екзаменаційного білета	Максимальна кількість балів
1	Теоретичне питання	10
2	Задача 1. Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів методом побудови планів швидкостей.	30
3	Задача 2. Кінематичний аналіз багатоступінчастих рядових зубчастих механізмів.	35
4	Задача 3. Структурний аналіз механізму маніпулятора.	25

2 ПРИКЛАД БІЛЕТА



ДОНБАСЬКА ДЕРЖАВНА МАШИНОБУДІВНА АКАДЕМІЯ

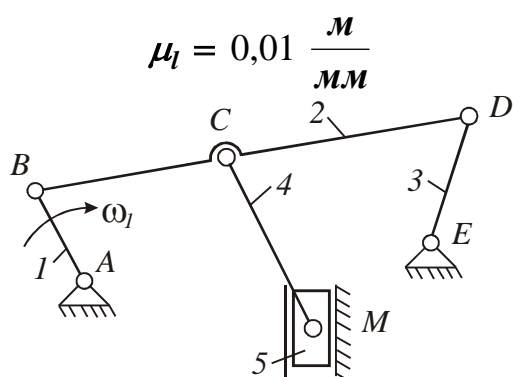
Кафедра «Основи проектування машин»
Дисципліна «Теорія механізмів і машин»

ЕКЗАМЕНАЦІЙНИЙ БІЛЕТ № __

ТЕОРЕТИЧНЕ ПИТАННЯ (10 балів)

Дайте визначення ТММ як науки, кінематичної пари (КП), а також поняття вищої та нижчої КП (покажіть їх на рисунку). Чим визначається клас КП і скільки всього класів КП? Назвіть основні задачі й розділи ТММ.

ЗАДАЧА 1 (30 балів). Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів методом побудови планів швидкостей.

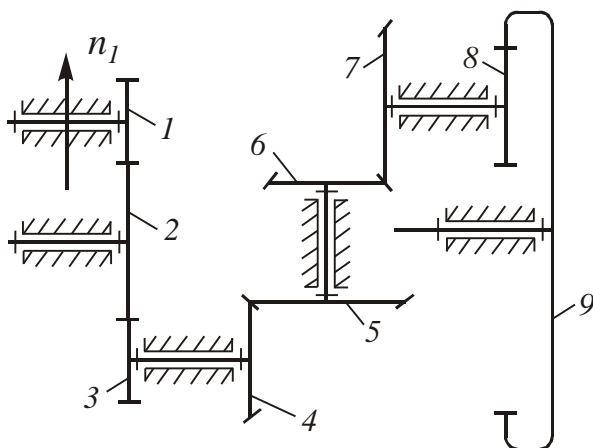


Методом планів швидкостей визначте в заданому положенні механізму швидкість зазначеної точки, величини й напрямки кутових швидкостей зазначених ланок при $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$, $\mu_l = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$.

Визначити: $\bar{V}_M = ?$

$\omega_2 = ?$, $\omega_3 = ?$, $\omega_4 = ?$

ЗАДАЧА 2 (35 балів). Кінематичний аналіз багатоступінчастих рядових зубчастих механізмів.



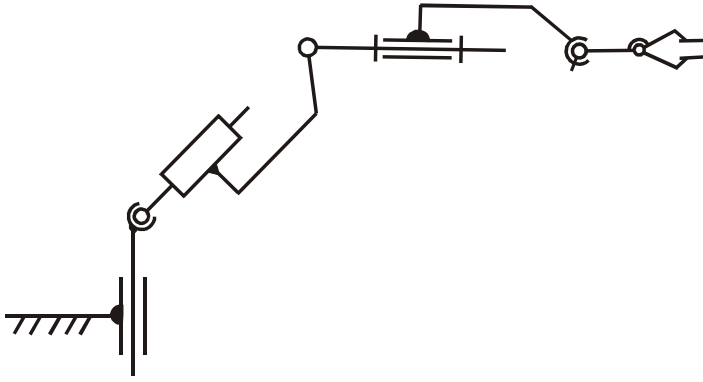
Визначте величини й напрямки частот обертання вала 5-го колеса й вихідного вала 9 зубчастого механізму, якщо частота обертання вхідного вала $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ (напрямки обертання коліс покажіть за правилом стрілок).

Визначте рухомість механізму W і міжосьові відстані a_{w1-2} й a_{w8-9} , якщо модуль всіх зубчастих коліс $m = 4 \text{ мм}$.

$$z_1 = 17, z_2 = 20, z_3 = 51, z_4 = 25, z_5 = 50,$$

$$z_6 = 20, z_7 = 40, z_8 = 15, z_9 = 60$$

ЗАДАЧА 3 (25 балів). Структурний аналіз механізму маніпулятора.



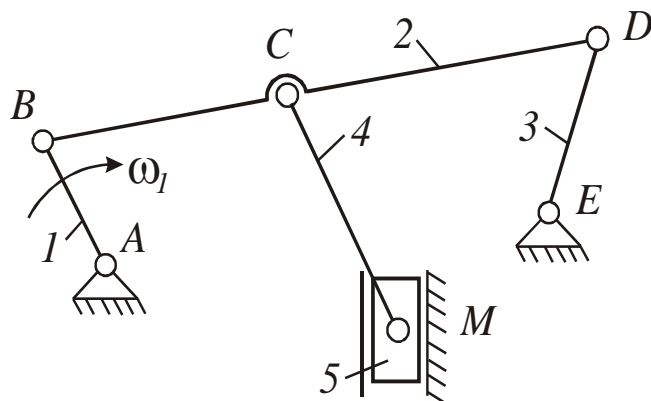
Позначте всі ланки й кінематичні пари маніпулятора, дайте назви всіх кінематичних пар і вкажіть їх класи. Визначте рухомість W і маневреність M маніпулятора, зробіть висновок про необхідну кількість джерел руху й можливостях його маневру.

Затверджено на засіданні кафедри ОПМ
Протокол № ___ від _____ 2019
Зав. кафедрою ОПМ

С.Г. Карнаух

3 ПРИКЛАДИ РОЗВ'ЯЗАННЯ ТИПОВИХ ЗАДАЧ ЕКЗАМЕНАЦІЙНИХ БІЛЕТІВ

ЗАДАЧА 1. Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів методом побудови планів швидкостей.



Методом планів швидкостей визначте в заданому положенні механізму швидкість зазначеної точки, величини й напрямки кутових швидкостей зазначених ланок при $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$,

$$\mu_l = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Визначити: $\bar{V}_M = ?$

$$\omega_2 = ?, \omega_3 = ?, \omega_4 = ?$$

Короткі теоретичні відомості й вказівки до розв'язання задачі

При дослідженні руху механізмів, досить точним і зручним у практичному застосуванні є графоаналітичний метод, що базується на побудові планів швидкостей, які представляють собою графічне рішення векторних рівнянь, відомих з курсу теоретичної механіки. Всі ці рівняння мають однакову конструкцію: зв'язують шукану швидкість однієї точки механізму з відомою швидкістю іншої його точки.

Планом швидкостей механізму називається масштабна побудова, в якій вектори абсолютних швидкостей точок механізму виходять із однієї точки, що називається полюсом плану, а відрізки, які з'єднують кінці цих векторів, зображують відносні швидкості точок. Полюс плану швидкостей прийнято позначати буквою p . Полюс відображає всі нерухомі точки механізму.

При виконанні кінематичного аналізу користуються поняттям масштабного коефіцієнта, що має певну розмірність. Масштабним коефіцієнтом деякої фізичної величини називається відношення дійсного значення даної величини (у властивих їй одиницях) до довжини відрізка (у міліметрах), що зображує цю величину на кресленні. Позначається він буквою μ з індексом тієї величини, що зображена графічно. Наприклад, при побудові кінематичних схем механізмів у ТММ застосовується масштабний коефіцієнт довжини μ_l :

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{(AB)},$$

де l_{AB} – дійсна довжина деякої ланки AB механізму, m ;
(AB) – довжина відрізка, що зображує цю ланку на схемі, mm .

Графічне зображення кінематичної схеми механізму, що відповідає заданому положенню його вхідної ланки (кривошипа), називається планом механізму. Саме з його побудови починається рішення задачі.

Розрахунок швидкостей точок механізму починають із визначення швидкості тієї точки вхідної ланки, що є центром обертової кінематичної пари, яка зв'язує вхідну ланку (кривошип 1) з наступною рухомою ланкою механізму (ланкою 2).

При побудові планів швидкостей виконується графічне рішення векторних рівнянь, у процесі якого застосовується геометричне додавання векторів. Кінці векторів швидкостей $\vec{V}_A, \vec{V}_B, \vec{V}_C, \dots$ точок A, B, C, \dots механізму прийнято на планах швидкостей позначати однойменними малими літерами a, b, c, \dots . Це дозволяє не проставляти на планах літерні позначення векторів, щоб не загроможувати креслення.

Основні векторні рівняння швидкостей складаються для внутрішніх точок структурних груп, розглянутих у порядку їхнього приєднання при утворенні механізму. При виборі точок для складання основних векторних рівнянь треба керуватися наступним:

- обрана точка механізму і якась інша його точка, із уже відомою швидкістю, повинні або належати одній й тій самій ланці, або збігатися одна з одною і належати різним ланкам, з'єднаним поступальною парою (кулісні механізми);

- швидкість обраної точки повинна бути відома за напрямком, для чого ця точка повинна належати ланці, що робить простий рух (поступальний або обертовий навколо нерухомої осі).

При побудові планів швидкостей варто пам'ятати наступні загальні положення:

- вектори абсолютних швидкостей точок (вектори, що мають однозначний індекс $\vec{V}_A, \vec{V}_B, \vec{V}_C, \dots$) з'єднують на плані швидкостей його полюс p з відповідними вершинами плану (точками a, b, c, \dots);

- відносні швидкості точок (швидкості, що мають двозначний індекс $\vec{V}_{AB}, \vec{V}_{BC}, \vec{V}_{CD}, \dots$) зображуються на плані відрізками, що з'єднують відповідні вершини плану одну з одною, причому напрямки векторів відносних швидкостей зворотні порядку слідування індексів у їх позначеннях (наприклад, вектор \vec{V}_{BC} буде зображуватися відрізком (cb));

- фігура, утворена прямими лініями, що з'єднують деякі точки однієї ланки на плані механізму, і фігура, утворена прямими лініями, що з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей цих точок на плані швидкостей, подібні й аналогічно розташовані – теорема подібності плану швидкостей;

– маючи план швидкостей, можна визначити кутову швидкість будь-якої ланки, що робить обертовий або плоский рух, як за модулем, так і за напрямком.

При рішенні задачі, у першу чергу, необхідно схему механізму перекреслити із бланка екзаменаційного білета на окремий аркуш екзаменаційної роботи (практично скопіювати), і після цього довжини відрізків, що зображують окремі ланки механізму (наприклад, довжини відрізків (AB) , (BD) і т.д.), вимірювати в міліметрах вже безпосередньо із аркуша своєї екзаменаційної роботи. При побудові плану швидкостей потрібно пам'ятати, що він обов'язково повинен розташовуватися поруч зі схемою механізму.

Для підготовки до розв'язання даного типу задач необхідно вивчити наступні літературні джерела: [1] с. 79–83, 87, 92–94; [2] с. 39–51, 53–55, 60–62; [3] с. 31–38; [4] с. 67, 95–102; [5] с. 4–6, 12–24, 46–52, 56; [6] с. 4–9.

Розв'язання задачі

Кінематичний аналіз плоского важільного механізму виконаємо методом побудови планів швидкостей.

Перекресливши схему механізму і враховуючи, що схема в завданні зображена в масштабі $M 1:10$ ($\mu_l = 0,01$ м/мм), визначимо дійсні розміри ланок (рис. 1.1):

$$\begin{aligned}l_{AB} &= (AB) \cdot \mu_l = 20 \cdot 0,01 = 0,20 \text{ м}; \\l_{BD} &= (BD) \cdot \mu_l = 80 \cdot 0,01 = 0,80 \text{ м}; \\l_{BC} &= (BC) \cdot \mu_l = 35 \cdot 0,01 = 0,35 \text{ м}; \\l_{DE} &= (DE) \cdot \mu_l = 25 \cdot 0,01 = 0,25 \text{ м}; \\l_{CM} &= (CM) \cdot \mu_l = 35 \cdot 0,01 = 0,35 \text{ м}.\end{aligned}$$

Визначимо швидкість кінця кривошипа:

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \cdot 0,20 = 2,0 \text{ м/с},$$

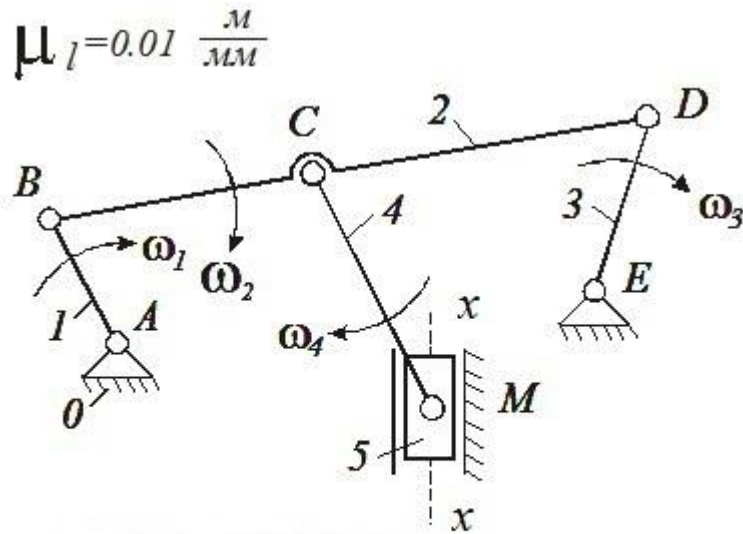
де $\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}$ – задана кутова швидкість кривошипа 1 .

Вектор швидкості кінця кривошипа (точки B) спрямований перпендикулярно осі кривошипа у бік його обертання, тобто $\overline{V}_B \perp AB$. Задаємося довжиною відрізка, що зображує вектор \overline{V}_B : $(pb) = 60$ мм. Цей відрізок і відкладаємо з довільно обраного полюса p так, щоб вектор \overline{pb} був спрямований перпендикулярно AB в даному положенні кривошипа у бік його обертання (див. рис. 1.1).

При довжині відрізка $(pb) = 60$ мм, масштабний коефіцієнт плану швидкостей буде дорівнювати:

$$\mu_v = V_B / (pb) = 2,0 / 60 = 0,033 \text{ м} / (\text{с} \cdot \text{мм}).$$

Далі будемо шукати швидкість точки D , оскільки вона, крім ланки 2, що здійснює плоский рух, належить ще й ланці 3, яка робить простий обертний рух, а отже напрямок швидкості точки D відомий (на відміну від точки C , напрямок швидкості якої не відомий, оскільки вона належить, крім ланки 2, ще й ланці 4, яка теж здійснює плоский рух).



$\mu_V = 0.033 \frac{M}{C \cdot MM}$

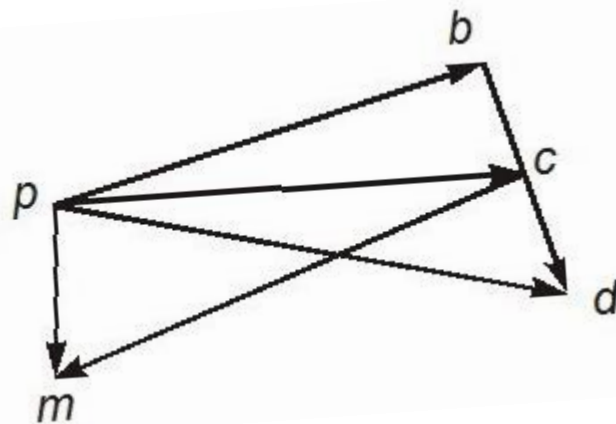


Рисунок 1.1 – План механізму і план швидкостей

Швидкість точки D визначається з таких умов:

1 Розглянемо точку D , що належить ланці 2 (точка D є загальною для ланок 2 і 3), що здійснює плоский рух. З кінематики твердого тіла відомо, що плоский рух тіла може бути представлений таким, що складається з переносного поступального руху тіла разом із довільно обраною точкою (полюсом) і відносного обертання навколо полюса. Тому швидкість будь-якої точки ланки, що здійснює плоский рух, може бути виражена геометричною сумою швидкості полюса і швидкості її руху навколо цього полюса. У даному випадку, обравши за полюс точку B , швидкість якої вже відома, мо-

жемо записати векторне рівняння:

$$\overline{V}_{D \perp DE} = \overline{V}_{B \perp AB} + \overline{V}_{DB \perp DB}$$

де \overline{V}_{DB} – вектор відносної швидкості точки D у її обертовому русі навколо полюса B , і тому вектор $\overline{V}_{DB} \perp DB$. Модуль \overline{V}_{DB} поки невідомий.

У цьому рівнянні і далі вектор, відомий за розміром і напрямком, підкреслений двома лініями, а вектор, відомий тільки за напрямком, підкреслений однією лінією. Нижче підкреслюючих ліній зазвичай вказуються напрямки відповідних векторів, оскільки це зручно для виконання побудов.

2 Тепер розглянемо точку D , що належить ланці 3. Ця ланка здійснює простий обертовий рух навколо осі E , і тому вектор абсолютної швидкості будь-якої її точки спрямований перпендикулярно радіусу обертання DE , отже, $\overline{V}_D \perp DE$. Модуль \overline{V}_D теж поки невідомий.

Швидкість точки D визначимо, вирішивши графічно розглянуте векторне рівняння. Для цього через точку b плану швидкостей проводимо пряму лінію, перпендикулярну ланці DB плану механізму, а з полюса p – лінію, перпендикулярну ланці DE . Перетинання цих прямих дає точку d . Вектори \overline{pd} і \overline{bd} спрямовують відповідно до правил додавання векторів (вони в прийнятому масштабі μ_v зображують шукані швидкості \overline{V}_D і \overline{V}_{DB}).

Швидкість точки C визначимо, скориставшись теоремою подібності, із пропорції:

$$\frac{l_{BD}}{l_{BC}} = \frac{(bd)}{(bc)}. \text{ Отже: } (bc) = \frac{l_{BC} \cdot (bd)}{l_{BD}} = \frac{0,35}{0,80} \cdot 32 = 14 \text{ мм.}$$

Оскільки точка C на механізмі лежить на ланці 2 між точками B і D , то і на плані швидкостей відрізок (bc) будемо відкладати від точки b в напрямку точки d , тобто так, щоб точка c також лежала між точками b і d .

Тоді абсолютна швидкість точки C визначається відрізком (pc) і обчислюється за формулою:

$$V_C = (pc) \cdot \mu_v = 62 \cdot 0,033 = 2,05 \text{ м/с.}$$

Швидкість точки M , загальної для ланок 4 і 5, знайдемо з таких умов:

1 Розглянемо точку M , що належить ланці 4, яка здійснює плоский рух. Обравши за полюс точку C , швидкість якої вже відома, можемо записати векторне рівняння:

$$\overline{V}_{M \parallel x-x} = \overline{V}_C + \overline{V}_{MC \perp MC}$$

2 З іншого боку, точка M належить повзуну 5, що поступально рухається в вертикальних напрямках і здійснює разом із ним прямолінійний зворотно-поступальний рух уздовж лінії $x-x$ (див. рис. 1.1). Отже, абсолютна швидкість точки M $\vec{V}_M \parallel x-x$.

Швидкість точки M визначимо, вирішивши графічно розглянуте векторне рівняння. Для цього через точку c плану швидкостей проводимо пряму лінію, перпендикулярну ланці MC плану механізму, а з полюса p – вертикальну пряму, тобто лінію, паралельну напрямній $x-x$. Перетинання цих прямих дає точку m .

З побудованого плану швидкостей визначимо швидкість точки M :

$$V_M = (pm) \cdot \mu_V = 22 \cdot 0,033 = 0,73 \text{ м/с.}$$

Визначимо величини й напрямки кутових швидкостей ланок:

$$\omega_2 = V_{DB} / l_{BD} = 1,06 / 0,80 = 1,33 \text{ с}^{-1},$$

де $V_{DB} = (bd) \cdot \mu_V = 32 \cdot 0,033 = 1,06 \text{ м/с.}$

Напрямок ω_2 знаходиться уявним переносом вектора \vec{V}_{DB} з плану швидкостей у відповідну точку D плану механізму, й визначенням можливого повороту ланки 2 навколо точки B при даному напрямку швидкості \vec{V}_{DB} . Аналогічно визначаються напрямки й всіх інших кутових швидкостей ланок механізму.

$$\omega_3 = V_D / l_{DE} = 2,24 / 0,25 = 8,96 \text{ с}^{-1},$$

де $V_D = (pd) \cdot \mu_V = 68 \cdot 0,033 = 2,24 \text{ м/с;}$

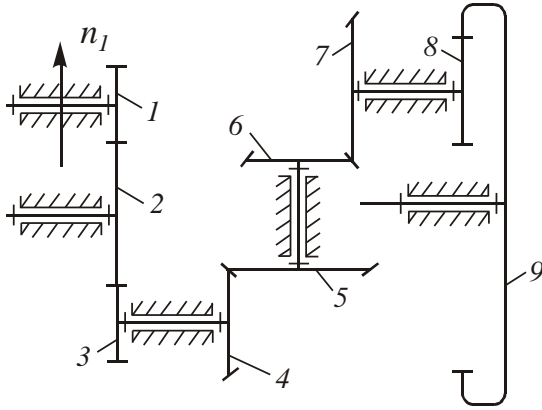
$$\omega_4 = V_{MC} / l_{CM} = 2,18 / 0,35 = 6,23 \text{ с}^{-1},$$

де $V_{MC} = (cm) \cdot \mu_V = 66 \cdot 0,033 = 2,18 \text{ м/с.}$

Напрямки кутових швидкостей ланок показано на схемі механізму.

Відповідь: $V_M = 0,73 \text{ м/с; } \omega_2 = 1,33 \text{ с}^{-1}; \omega_3 = 8,96 \text{ с}^{-1}; \omega_4 = 6,23 \text{ с}^{-1}.$

ЗАДАЧА 2. Кінематичний аналіз багатоступінчастих рядових зубчастих механізмів.



Визначте величини й напрямки частот обертання вала 5-го колеса й вихідного вала 9 зубчастого механізму, якщо частота обертання вхідного вала $n_1 = 1000 \text{ хв}^{-1}$ (напрямки обертання коліс покажіть за правилом стрілок).

Визначте рухомість механізму W і міжосьові відстані a_{w1-2} й a_{w8-9} , якщо модуль всіх зубчастих коліс $m = 4 \text{ мм}$.

$$z_1 = 17, z_2 = 20, z_3 = 51, z_4 = 25, z_5 = 50,$$

$$z_6 = 20, z_7 = 40, z_8 = 15, z_9 = 60.$$

Короткі теоретичні відомості й вказівки до розв'язання задачі

Основним кінематичним параметром зубчастого механізму будь-якої складності є його передаточне відношення, що визначається як відношення частоти обертання (або кутової швидкості) вхідного вала до частоти обертання (або кутової швидкості) вихідного вала.

Найпростішим зубчастим механізмом є триланковий механізм, що складається із двох зубчастих коліс та стояка, і називається одноступінчастим механізмом або одноступінчастою передачею. Одноступінчасті циліндричні передачі зовнішнього й внутрішнього зачеплення (рис. 2.1) відносяться до плоских зубчастих механізмів, призначених для передачі обертання між паралельними валами.

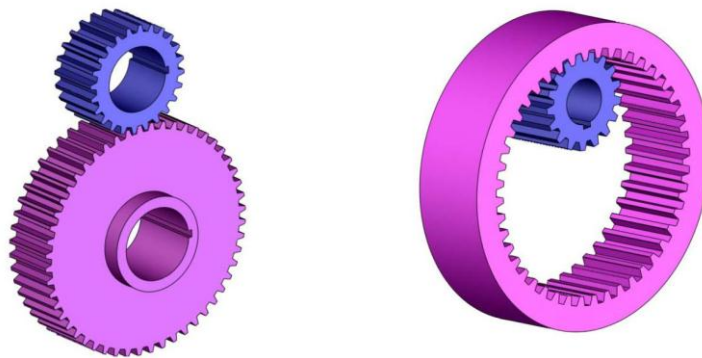


Рисунок 2.1 – Циліндричні передачі зовнішнього й внутрішнього зачеплення

До просторових механізмів відноситься одноступінчаста конічна передача, у якої осі валів перетинаються (рис. 2.2).

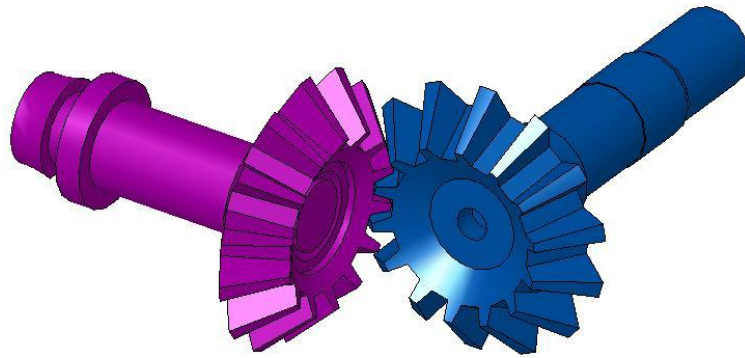


Рисунок 2.2 – Просторова конічна передача

Передаточне відношення одноступінчастого зубчастого механізму (одного ступеня) можна визначити не тільки через частоти обертання або кутові швидкості пари коліс, що входять до його складу, але й через їх числа зубів:

$$U_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

де n_1 і n_2 – частоти обертання коліс 1 і 2, хв^{-1} ;

ω_1 і ω_2 – кутові швидкості коліс 1 і 2, с^{-1} ;

z_1 і z_2 – числа зубів коліс 1 і 2.

Знак передаточного відношення залежить від напрямку обертання коліс. Оскільки при зовнішньому зачепленні кутові швидкості коліс мають різний напрямок, то в передачі зовнішнього зачеплення передаточне відношення завжди від'ємне. У передачі ж внутрішнього зачеплення колеса обертаються в один бік, тому знак передаточного відношення – додатний. Передаточне відношення конічної передачі знака не має, тому що він втрачає сенс через перетинання осей коліс.

Розглянуті одноступінчасті зубчасті механізми не можуть забезпечити великі передаточні відношення, і тому, коли виникає потреба в такому забезпеченні, застосовують багатоступінчасті рядові механізми. Рядовими називаються механізми, у яких осі обертання коліс нерухомі в просторі. Передаточне відношення багатоступінчастого рядового зубчастого механізму визначається, як добуток передаточних відношень його окремих ступенів.

Рухомість рядового зубчастого механізму визначається за формулою Чебишева:

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

де n – кількість рухомих ланок (при цьому потрібно враховувати, що число n не дорівнює числу зубчастих коліс, оскільки два колеса, з'єднані загальною віссю, утворюють одну рухому ланку);

p_5 – кількість кінематичних пар V класу (всі вони обертові і являють собою з'єднання стояка з зубчастими колесами);

p_4 – кількість кінематичних пар IV класу (це вищі пари і вони мають місце в зачепленні зубчастих коліс).

При рішенні задачі з кінематичного аналізу багатоступінчастого рядового зубчастого механізму, необхідно вміти визначати напрямки обертання коліс, використовуючи правило стрілок: пряма стрілка на бічній проекції колеса показує напрямок руху зубів колеса, видимих спостерігачеві. Тому при зовнішньому зачепленні, коли кутові швидкості коліс мають різний напрямок, прямі стрілки на бічній проекції коліс повинні бути напрямлені в різні боки. При внутрішньому зачепленні, коли колеса обертуються в один бік, стрілки будуть напрямлені в один бік. В конічній передачі стрілки повинні чи сходитись під прямим кутом, чи розходитись.

Крім того, необхідно вміти визначати міжосьові відстані для плоских циліндричних передач зовнішнього й внутрішнього зачеплення через радіуси коліс, що утворюють ці передачі. При цьому колеса потрібно вважати некоригованими, тобто нарізаними без зміщення різального інструменту, а це означає, що радіуси початкових і ділільних кіл у них збігаються й будуть дорівнювати:

$r_{wi} = r_i = \frac{mz_i}{2}$. Очевидно, що для циліндричної передачі

зовнішнього зачеплення міжосьова відстань дорівнює сумі радіусів коліс, а для передачі внутрішнього зачеплення – різниці радіусів коліс, що входять до складу передачі.

Для підготовки до розв'язання даного типу задач необхідно вивчити наступні літературні джерела: [1] с. 137, 138, 145–154; [2] с. 167–171, 207–211; [3] с. 52–53; [4] с. 334, 335, 362, 379–387.

Розв'язання задачі

Багатоступінчастий рядовий зубчастий механізм має п'ять ступенів. З них два ступеня зовнішнього зачеплення (1–2 та 2–3), один ступінь внутрішнього зачеплення (8–9), і дві конічні передачі (4–5 та 6–7).

Визначимо передаточне відношення багатоступінчастого рядового зубчастого механізму U_{1-9} , як добуток передаточних відношень його окремих ступенів. При цьому не будемо враховувати знаки цих передаточних відношень (оскільки в розглянутому механізмі є ступені з конічними колесами, а, отже, знаки втрачають сенс), а напрямки обертання всіх коліс визначимо за правилом стрілок (рис. 2.3).

За визначенням передаточного відношення $U_{1-9} = \frac{n_1}{n_9}$,

де, як видно зі схеми механізму,

$$U_{1-9} = U_{1-2} \cdot U_{2-3} \cdot U_{4-5} \cdot U_{6-7} \cdot U_{8-9} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_6} \cdot \frac{z_9}{z_8} = \frac{20}{17} \cdot \frac{51}{20} \cdot \frac{50}{25} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{60}{15} = 48$$

Тоді частота обертання вихідного вала 9:

$$n_9 = \frac{n_1}{U_{1-9}} = \frac{1000}{48} = 20,83 \text{ хв}^{-1}.$$

Аналогічно визначимо передаточне відношення від вхідного вала 1-го колеса до вала 5-го зубчастого колеса:

$$U_{1-5} = \frac{n_1}{n_5},$$

$$\text{де } U_{1-5} = U_{1-2} \cdot U_{2-3} \cdot U_{4-5} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_4} = \frac{20}{17} \cdot \frac{51}{20} \cdot \frac{50}{25} = 6.$$

Тоді частота обертання вала 5-го колеса:

$$n_5 = \frac{n_1}{U_{1-5}} = \frac{1000}{6} = 166,7 \text{ хв}^{-1}.$$

Напрямки обертання коліс показано на схемі механізму прямими стрілками (див. рис. 2.3).

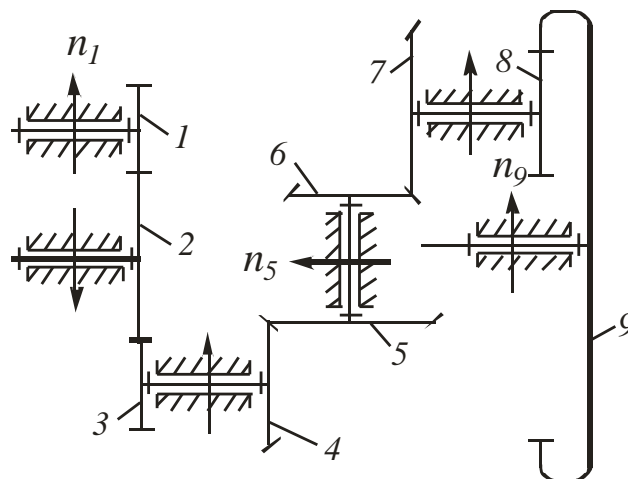


Рисунок 2.3 – Схема багатоступінчастого рядового зубчастого механізму

Визначимо міжосьову відстань a_{w1-2} для циліндричного ступеня зовнішнього зачеплення 1-2:

Основним виконавчим механізмом маніпулятора й ПР є просторовий незамкнутий кінематичний ланцюг, що включає тільки кінематичні пари III, IV і V класів (рис. 3.1):



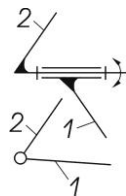
сферичний шарнір III класу



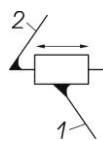
сферичний шарнір з пальцем IV класу



циліндрична пара IV класу



обертова пара V класу



поступальна пара V класу

Рисунок 3.1 – Умовні позначення кінематичних пар

Далі розглянемо основні характеристики маніпулятора, які можна повною мірою віднести й до ПР.

Оскільки основний виконавчий механізм просторовий, то рухомість маніпулятора визначається за формулою Сомова-Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1,$$

де n – кількість рухомих ланок;

p_1, p_2, \dots, p_5 – число кінематичних пар I, II, ... V класів, відповідно.

Оскільки механізм маніпулятора являє собою кінематичний ланцюг, що включає тільки кінематичні пари III, IV і V класів, то $p_2 = p_1 = 0$. Тому ці складові можна з формули W просто виключити, і для визначення рухомості маніпулятора використовувати скорочену формулу:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3.$$

Оскільки, з визначення, маневреність маніпулятора – це його рухомість при закріпленій (нерухомій) вихідній ланці – захваті, то формула для визначення величини маневреності набуває такого вигляду:

$$M = 6(n - 1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3.$$

Якщо відкрити дужки, то можна одержати спрощену формулу для визначення маневреності маніпулятора через його рухомість:

$$M = W - 6.$$

Рухомість (число W) відповідає кількості джерел руху (тобто двигунів або приводів), необхідних для повної визначеності руху всіх ланок маніпулятора.

Маневреність (число M) характеризує можливість обходу маніпулятором перешкод в робочій зоні і його здатність до виконання складних операцій. При цьому, якщо $M \leq 0$, то маніпулятор маневреності не має, а це означає, що в дану точку робочої зони його захват може потрапити тільки при одному взаємному розташуванні всіх ланок даного маніпулятора. Якщо $M = 1$, то маніпулятор має можливість маневру з обходу перешкод у просторі. Якщо ж $M \geq 2$, то маніпулятор має високу маневреність.

При рішенні задачі, у першу чергу, необхідно на схемі маніпулятора пронумерувати арабськими цифрами всі ланки, починаючи від нерухомої (нульової) ланки – стояка 0 , і послідовно рухаючись до останньої вихідної ланки – захвату. Після цього всі кінематичні пари, що з'єднують окремі ланки, позначити великими літерами латинського алфавіту, і поруч із позначенням кожної кінематичної пари указати в дужках її клас (римськими цифрами). Потім проаналізувати пари, вказавши номери ланок, що з'єднуються, клас і назву кожної пари, визначити рухомість W і маневреність M маніпулятора, зробити необхідні висновки.

Для підготовки до розв'язання даного типу задач необхідно вивчити наступні літературні джерела: [1] с. 34–37, 47–52, 611–625; [2] с. 12–20, 263–267; [3] с. 12–17, 25–28, 262–272.

Розв'язання задачі

Накреслимо структурну схему механізму маніпулятора й на ній пронумеруємо всі ланки та позначимо всі кінематичні пари, даючи їм прийняті в ТММ назви й указуючи їх класи (рис. 3.2).

Проаналізуємо кінематичні пари даного маніпулятора:

A (0-1) – циліндрична кінематична пара IV класу (тут і далі поруч із літерним позначенням кінематичної пари, у дужках через дефіс стоять номери ланок, що утворюють дану кінематичну пару);

B (1-2) – сферичний шарнір III класу;

- $C(2-3)$ – поступальна кінематична пара V класу;
 $D(3-4)$ – обертова кінематична пара V класу;
 $E(4-5)$ – обертова кінематична пара V класу;
 $F(5-6)$ – сферичний шарнір з пальцем IV класу.

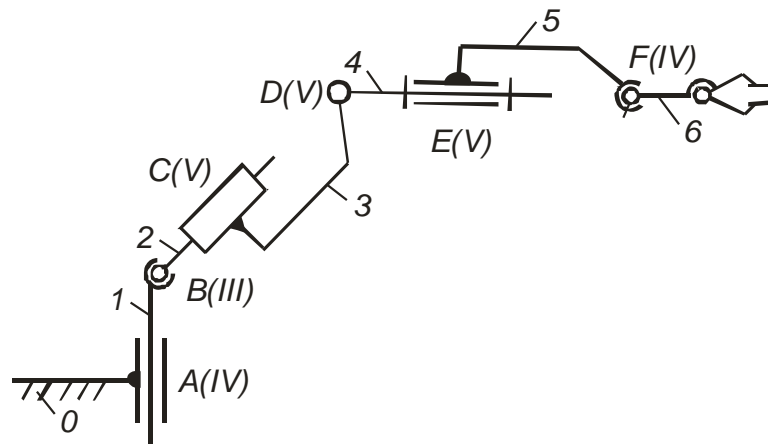


Рисунок 3.2 – Структурна схема механізму маніпулятора

Визначимо рухомість маніпулятора за скороченою формулою Сомова-Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 10,$$

де $n = 6$ – кількість рухомих ланок;

$p_5 = 3$ – кількість кінематичних пар V класу;

$p_4 = 2$ – кількість кінематичних пар IV класу;

$p_3 = 1$ – кількість кінематичних пар III класу.

Визначимо маневреність маніпулятора:

$$M = 6(n - 1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6(6 - 1) - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 4.$$

Відповідь: $W = 10$; $M = 4$. Висновок: для роботи даного маніпулятора необхідно 10 джерел руху й він має високу маневреність.

4 ПЕРЕЛІК ЕКЗАМЕНАЦІЙНИХ ПИТАНЬ

Структура механізмів

1. Основні поняття і визначення: ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, схема механізму, вхідна і вихідна ланка, стояк та ін.
2. Кінематичні пари, їх класифікація та умовні зображення. Привести приклади.
3. Кінематичні ланцюги, їх класифікація. Привести приклади кінематичних ланцюгів.
4. Механізм, як кінематичний ланцюг. Узагальнена координата механізму. Основні типи плоских важільних механізмів.
5. Число ступенів вільності (рухомість) просторового механізму, формула Сомова-Малишева.
6. Число ступенів вільності (рухомість) плоского механізму, формула Чебишева.
7. Двоповідкові (II класу) і триповідкові (III класу) структурні групи Ассура, види груп II класу. Структурна класифікація плоских механізмів.

Кінематика механізмів

1. Завдання кінематичного аналізу: цілі, методи.
2. Графічний метод побудови планів важільних механізмів методом засічок (шарнірного чотириланковика, кривошипно-повзунного і т.п.). Масштаби в ТММ, масштабні коефіцієнти.
3. Функція положення і її похідні (аналогі швидкостей і прискорень). Формули для визначення швидкостей і прискорень через їх аналоги.
4. Аналітичний метод (замкнутого векторного контуру) кінематичного дослідження плоских механізмів (кривошипно-повзунного, кривошипно-кулісного та ін.).
5. Графоаналітичний метод планів швидкостей і прискорень для кінематичного дослідження плоского механізму (кривошипно-повзунного, шарнірного чотириланковика та ін.), слідства з планів швидкостей і прискорень, теорема подібності.
6. Визначення кутових швидкостей і кутових прискорень ланок механізму, а також їх напрямків за допомогою планів швидкостей і прискорень.
7. Призначення, область застосування і види зубчастих механізмів (їх класифікація за різними ознаками).
8. Рядові зубчасті механізми, їх передаточні відношення, правило стрілок.
9. Планетарні (епіциклічні) механізми, їх основні типи, зубчасті диференціали.
10. Кутові швидкості ланок зубчастого диференціала, формула Вілліса.

11. Передаточні відношення зубчастих планетарних механізмів різних типів.

12. Призначення і основні типи кулачкових механізмів, їх переваги і недоліки. Кінематичний цикл і фазові кути плоских кулачкових механізмів.

13. Кінематичний аналіз методом оберненого руху плоских кулачкових механізмів з обертовим кулачком: а) з загостреним, роликковим і тарілочастим штовхачем, що поступально рухається; б) з плоским і роликковим коромисловим штовхачем.

Динаміка механізмів

1. Дві основні задачі динаміки механізмів. Класифікація сил, діючих на ланки механізму.

2. Кінетична енергія плоского механізму, вивід формули.

3. Найпростіша динамічна модель механізму і її основні характеристики.

4. Приведення мас в механізмах. Основна умова приведення, приведений момент інерції механізму.

5. Приведення сил в механізмах. Основна умова приведення, приведений момент сил і пар сил.

6. Загальне рівняння руху механізму. Рівняння руху механізму в інтегральній формі.

7. Рівняння руху механізму в диференціальній формі.

8. Режими руху механізму (машини), усталений рух, коефіцієнт нерівномірності руху. Кінематичний ефект маховика. Дослідження руху механізму за допомогою діаграми енергомас (метод Віттенбауера).

9. Механічний ККД, коефіцієнт втрат, явище самогальмування. ККД при послідовному і паралельному з'єднанні механізмів.

10. Силевий розрахунок механізму, метод кінетостатики, принцип Д'Аламбера, інерційні навантаження, їх визначення в різних випадках руху ланки.

11. Метод планів сил, сили, що діють в різних кінематичних парах, умови статичної визначеності плоских кінематичних ланцюгів.

12. Теорема М.Є. Жуковського про жорсткий важіль для визначення $M_{зр}$.

13. Завдання зрівноваження механізмів і машин. Статичне зрівноваження плоского механізму (шарнірного чотириланковика і кривошипно-повзунного) методом замінюючих мас.

14. Неврівноваженість обертових ланок. Статичне та динамічне балансування ротора.

15. Віброактивність і віброзахист механізмів і машин.

Синтез механізмів

1. Синтез механізмів: завдання, цілі, методи. Вхідні і вихідні параметри, основні і додаткові умови синтезу. Основи синтезу плоских важільних механізмів за заданим коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки K і кутом тиску ϑ .

2. Завдання синтезу планетарних зубчастих механізмів, основне і додаткові умови синтезу.

3. Умови співвісності і сусідства для планетарних зубчастих механізмів.

4. Умови збирання і відсутності інтерференції в планетарних зубчастих механізмах.

5. Основна теорема плоского зачеплення, теорема Вілліса, слідства з теореми.

6. Евольвента кола, її основні властивості і рівняння.

7. Властивості евольвентного зубчастого зачеплення. Рейкове евольвентне зачеплення і його основні властивості.

8. Синтез евольвентного зачеплення. Способи виготовлення зубчастих коліс, метод обкатки (огинання), поняття теоретичного вихідного рейкового контуру (ВК).

9. Верстатне зачеплення, теоретичний вихідний виробляючий рейковий контур (ВВК). Зміщення ВВК, коефіцієнт зміщення, типи зубчастих коліс в залежності від напрямку зміщення ВВК.

10. Загострення і підрізання профілів зубів, визначення Δ_{min} і Δ_{max} . Вибір коефіцієнтів зміщення, блокуючі контури.

11. Ділильний і основний діаметри евольвентного зубчастого колеса і відповідні їм кола, модуль зубчастого колеса.

12. Основні елементи і геометричні розміри нульового зубчастого колеса.

13. Міжосьова відстань, кут і коефіцієнт перекриття прямозубої евольвентної циліндричної зубчастої передачі, кут і лінія зачеплення, початкові кола коліс. Коефіцієнти питомого ковзання, спрацювання профілів зубів.

14. Завдання аналізу та синтезу кулачкових механізмів. Кути тиску і передачі руху в кулачкових механізмах. Основна умова передачі руху в плоскому кулачковому механізмі і її врахування при визначенні основних розмірів механізму.

15. Визначення мінімального радіуса кулачка механізмів з плоским тарілчастим штовхачем, а також з роликівим коромисловим штовхачем і штовхачем, що поступально рухається, основні умови проектування цих механізмів.

16. Профілювання обертового кулачка механізмів із загостреним штовхачем і з роликівим штовхачем (що поступально рухається і коромисла), метод обертання руху.

17. Профілювання обертового кулачка механізму з плоским тарілчастим штовхачем.

18. Вибір радіусу ролика веденої ланки кулачкового механізму і побудова дійсного профілю кулачка.

Основи теорії машин-автоматів (М-А)

1. Класифікація М-А за різними ознаками.

2. Системи управління за часом і циклограми М-А.

3. Системи управління за шляхом і тактограмми М-А.

4. Промислові роботи (ПР) і маніпулятори; три покоління ПР. Основні пристрої маніпулятора і ПР, їх структурні схеми, рухомість і маневреність ПР.

5. Базові системи координат маніпулятора. Робочий простір і робочий об'єм, кут і коефіцієнт сервісу маніпулятора.

5 КРИТЕРІЇ ОЦІНКИ ЕКЗАМЕНАЦІЙНОГО БІЛЕТА

Перелік типових помилок і недоліків відповідей, за які знімаються бали й знижується оцінка за екзамен, наведений в табл. 5.1

Таблиця 5.1 – Перелік типових помилок і недоліків

№ з/п	Опис помилки	Кількість балів, що знімається
1	Відсутність розрахункової схеми	до 10
2	Помилки при виконанні схем і креслень	до 10
3	Непоследовне й нелогічне обґрунтування розв'язання задачі	до 10
4	Відсутні пояснення до написаної формули	до 15
5	Арифметичні помилки	до 10
6	Загальне оформлення екзаменаційної роботи має незадовільний вигляд	до 15

Шкала оцінювання екзаменаційного білета (національна та ECTS):

- оцінки «А» (90 – 100 балів, «відмінно») за екзамен заслуговує студент, що у повному обсязі відповів на всі питання екзаменаційного білета. Логічно й послідовно обґрунтував розв'язання всіх задач, супроводжуючи їх необхідними схемами й ескізами, продемонструвавши при цьому вміння й навички застосовувати вивчені в курсі «Теорія механізмів і машин» (ТММ) правила й методи розрахунку;

- оцінки «В» (81 – 89 балів, «добре») за екзамен заслуговує студент, що правильно й у повному обсязі з мінімальними помилками відповів на всі питання білета. Логічно й послідовно обґрунтував розв'язання задач із деякими незначними неточностями, супроводжуючи їх необхідними схемами й ескізами, продемонструвавши при цьому вміння й навички застосовувати вивчені в курсі ТММ правила й методи розрахунку;

- оцінки «С» (75 – 80 балів, «добре») за екзамен заслуговує студент, що правильно й у повному обсязі відповів на всі питання білета, аргументував розв'язання задач, допустивши при цьому незначні помилки. Одночасно супроводжував свої розв'язання схемами й ескізами, демонструючи при цьому вміння й навички застосовувати вивчені в курсі ТММ правила й методи розрахунку;

- оцінки «D» (65 – 74 бала, «задовільно») за екзамен заслуговує студент, що в основному правильно й у достатньому обсязі відповів на питання білета. При цьому не повною мірою й не завжди послідовно й логічно аргументував розв'язання задач, допустив помилки при виконанні схем і креслень, а застосування вивчених у курсі ТММ правил і методик розрахунку викликало деякі труднощі;

- оцінки «Е» (55 – 64 бала, «задовільно») за екзамен заслуговує студент, що у мінімально припустимому обсязі відповів на питання білета. При цьому не повною мірою й не завжди послідовно й логічно аргументував розв'язання задач, допустив помилки при виконанні схем і ескізів, а застосування вивчених у курсі ТММ правил і методик розрахунку викликало значні труднощі;

- оцінки «FX» (30 – 54 бала, «незадовільно») за екзамен заслуговує студент, що при відповіді на питання білета допустив помилки, вирішені задачі вимагали значної доробки й обґрунтування більшості рішень, розв'язання задач не супроводжувалося схемами й ескізами, застосування вивчених у курсі ТММ правил і методик розрахунку викликало значні труднощі;

- оцінки «F» (1 – 29 балів, «незадовільно») за екзамен заслуговує студент, що при відповіді на питання білета допустив принципові помилки. Виконав розв'язання задач без достатнього обґрунтування більшості рішень, без дотримання логічної послідовності, при цьому, як правило, у нього відсутні спроби аналізувати конкретні розв'язання на основі використання правил і методик, вивчених у курсі ТММ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 **Артоболовский, И. И.** Теория механизмов и машин / И. И. Артоболовский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.

2 **Кіницький, Я. Т.** Короткий курс теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2004. – 272 с.

3 **Левитская, О. Н.** Курс теории механизмов и машин / О. Н. Левитская, Н. И. Левитский. – М. : Высшая школа, 1985. – 280 с.

4 Теория механизмов и машин / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высшая школа, 2001. – 496 с.

5 Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних і контрольних робіт із дисциплін «Теорія механізмів і машин» і «Прикладна механіка» для студентів усіх спеціальностей денного і заочного навчання. Кінематичний аналіз важільних механізмів методом планів / уклад.: В. О. Загудаєв, Н. В. Чоста, В. Є. Шолєнінов. – Краматорськ : ДДМА, 2005. – 64 с.

6 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма : методическое пособие к выполнению курсовой работы по дисциплине «Прикладная механика и основы конструирования» для студентов всех форм обучения / сост. : В. А. Загудаев, С. Н. Зинченко, Н. И. Кинденко, Д. В. Завгородний. – Краматорск : ДГМА, 2009. – 52 с.

Навчальне видання

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**Методичні вказівки
для самостійної підготовки до екзамену
для студентів технічних спеціальностей
заочної форми навчання**

Укладач

ЧОСТА Наталія Вікторівна

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання

О. М. Болкова

10/2019. Формат 60 x 84/16. Умовн. друк. арк. 1,7.
Обл. - вид. арк. 1,32. Тираж ___ прим. Зам. № ___

Видавець і виготівник
Донбаська державна машинобудівна академія
84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК №1633 від 24.12.2003