

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

і контрольні роботи з дисципліни “Прикладна механіка”
для студентів спеціальностей 8.090403, 8.090101, 8.090603, 8.091001,
8.092203, 8.092206 і 7.100403 заочної форми навчання

Методичні вказівки і контрольні роботи з дисципліни “Прикладна механіка” для студентів спеціальностей 8.090403, 8.090101, 8.090603, 8.091001, 8.092203, 8.092206 і 7.100403 заочної форми навчання (Укл.: Б.О. Трескунов, С.М. Борисова, Л.І. Ленкова, - Запоріжжя: ЗНТУ. 2002 - 70 с.

Укладачі: Б.О. Трескунов, доцент, к.т.н.
С.М. Борисова, ст. викладач
Л.І. Ленкова, асистент

Рецензент: В.Г. Шевченко, доцент, к.т.н.,
завідувач кафедри

Відповідальний за випуск:
Б.О. Трескунов

Затверджено:
на засіданні кафедри
“Механіка”
Протокол № 1
від 30 квітня 2002 р.

ЗМІСТ

1 Теорія механізмів і машин	4
2. Опір матеріалів	8
3. Деталі машин	14
4. Правила оформлення контрольних робіт	21
5. Контрольна №1	22
- Задача №1	22
- Задача №2	33
6. Контрольна робота №2	55
- Задача №1	55
- Задача №2	58
- Задача №3	61
Додаток	68
Список літератури	70

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИВЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНОГО КУРСА

“Прикладна механіка” є комплексною загальноінженерною дисципліною, для немеханічних спеціальностей вузів, вона включає до себе основні положення теорії механізмів і машин, опору матеріалів та деталей машин.

Основні задачі дисципліни вивчити загальні основи побудови машин, механізмів і деталей, основи проектування деталей і механізмів машин, вибір матеріалів, основи міцності простих силових елементів конструкцій; придбати початкові конструкторські навички; ознайомитись із основами стандартизації та взаємозамінності.

В результаті вивчення дисципліни студент повинен: знати основні положення опору матеріалів, теорії механізмів і машин; уміти робити необхідні розрахунки і конструктивні розробки для покращення виробничих процесів.

Для цього студенти виконують дві контрольні роботи, які складаються із трьох задач. Для цих задач номер варіанта (схеми) студент приймає за вказівкою викладача, а числові дані приймає із відповідної таблиці за останньою цифрою шифру своєї залікової книжки.

1 ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

В цій частині курсу вивчається структура, кінематика і динаміка механізмів і машин, загальні методи аналізу і синтезу, за допомогою яких досліджуються кінематичні характеристики заданого механізму, або навпаки, по заданим характеристикам визначається схема, основні розміри ланок і інші параметри конструйованого механізму.

1.1 Вступ

Починаючи вивчення теорії механізмів і машин, слід в загальних рисах уявити собі суть теорії, зв'язок з іншими науками, а також застосування механізмів і машин у сучасних умовах.

1.2 Структура механізмів

Вивчити елементи, загальні для усіх механізмів, незалежно від їх цільового призначення, розуміти різницю між абсолютним і відносним рухом ланок кінематичної пари. Ознайомитися із схемами найбільш поширених механізмів і уявити собі характер руху їх ланок.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Визначення ланки, кінематичної пари, кінематичного ланцюга.
2. Пояснити розподіл кінематичних пар на вищі і нижчі, показати можливі і неможливі рухи ланок пар відносно одна одної.
3. Визначення механізму.
4. Фізичний сенс числових коефіцієнтів у структурній формулі. Чому більшість механізмів повинні мати одну степінь рухомості?

1.3 Аналіз механізмів

У цьому розділі слід уявити собі рішення задач кінематичного аналізу методами планів кінематичних діаграм і аналітичним методом.

Для графічного диференціювання необхідно згадати тлумачення похідної і співвідношення між функцією і її похідною у характерних точках: екстремумах, нульових значеннях, точках перегину.

Переходячи до динамічного аналізу механізмів, слід розглянути види сил, діючих на ланки механізмів, і розподіл сил по їх впливу на рух (сили рухомі і сили опору). У систему сил, діючих на рухомі ланки і змінюючи їх швидкість, додають за принципом Д'Аламбера умовні сили інерції. Ці сили необхідно уміти визначати для усіх випадків плоского руху ланки. Першу задачу динамічного аналізу механізмів, яка полягає у визначенні сил по заданому руху ланок (кінематичний аналіз, силове дослідження), слід вивчити на прикладі чотирьохланкового механізму. Слід уміти визначати реакції у кінематичних парах (сили тиску ланок одна на одну), зрівноважений момент і зрівноважуючу силу на вхідній ланці, а також застосувати важіль Жуковського для визначення зрівноваженої сили.

Розглядаючи другу задачу динамічного аналізу механізмів – визначення руху ланок механізмів по прикладеним до них силам, необхідно вивчити методи зведення сил і мас, які дозволяють застосовувати до складних механізмів відомі закони динаміки твердого тіла. Необхідно знати рівняння руху механізму в двох формах: у формі рівняння кінематичної енергії, яке зв'язує роботи рухомих сил і сил опору із зміною кінематичної енергії, і в диференціальній формі, яка зв'язує сили або моменти сил із прискоренням.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Побудуйте план швидкостей і прискорень для шарнірного чотирирохланкового механізму, визначте кутові швидкість і прискорення усіх ланок за величиною і напрямом.
2. Які сили діють на механізм при його русі?
3. Як ставиться задача кінематичного дослідження, що відомо і що треба знайти?
4. На підставі чого у силовому аналізі дорівнюють до нуля суму сил і суму моментів, діючих на ланки рухомого механізму?
5. Як застосувати важіль Жуковського для визначення зрівноваженої сили?
6. Чому зведена маса або зведений момент інерції важільного механізму змінюється із зміною його положення?

1.4 Синтез механізмів

У синтезі плоских механізмів із нижчими парами необхідно знати рішення задачі синтезу для простіших чотирирохланкових механізмів: умови існування кривошипа і визначення розмірів ланок механізму, для якого задані певні положення його ланки. Ознайомитись із видами зубчастих передач, навчитись визначати передаточні відношення і швидкості у різних сполученнях зубчастих коліс із нерухомими вісями обертання і епіциклічних передачах. Слід знати основний закон зачеплення, який встановлює зв'язок між положенням нормалі до профілю і передаточним відношенням.

При вивченні просторових зубчастих передач (конічна і черв'ячна) необхідно звернути увагу на розміщення осей обертання коліс, на основні геометричні параметри коліс, форми і розміщення зубців, а також на перерізи, в яких розміри зубця визначаються стандартним модулем.

Для спрощення побудов під час аналізу та синтезу кулачкових механізмів застосовують метод обертання руху. При вивченні різних законів руху важливо зрозуміти, що при однакових фазах часу максимальні швидкості і прискорення залежать від самого руху. Необхідно знати залежність кута тиску від кінематичних параметрів і геометричних розмірів кулачка.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Спроектуйте кривошипно-коромисловий шарнірний чотирьохланковий механізм за двома заданими крайніми положеннями його коромисла.
2. Як визначається загальне передаточне відношення для складних зубчастих механізмів із нерухомими віссями обертання? Що означають знаки “+” і “-” у передаточних відношеннях? Для чого застосовують складні сполучення зубчастих коліс?
3. Як визначається передаточне відношення планетарної передачі?
4. Які вимоги для положення загальної нормалі до профілів зубців для отримання сталого (постійного) передаточного відношення?
5. По модулю і кількості зубців знайдіть параметри нульового зубчастого колеса: діаметр чотирьох характерних кіл, коловий крок, товщину зубця і ширину западини.
6. Що таке евольвента, як її побудувати, які її властивості?
7. Знайдіть загальні параметри нульових коліс, що знаходяться у зовнішньому зачепленні: початкові кола, полюс зачеплення, міжвісьову відстань, кут зачеплення, робочі ділянки профілів, коефіцієнт перекриття.
8. Чому бажано застосування коліс із невеликою кількістю зубців і що перешкоджає у цьому випадку застосуванню нульових коліс?
9. Мета коригування коліс?
10. Знайдіть передаточне відношення конічної зубчастої передачі?
11. Як визначити передаточне відношення черв'ячної зубчастої передачі?
12. Накреслити схеми розповсюджених типів плоских і просторових кулачкових механізмів?
13. Як побудувати профіль кулачка, якщо будуть відомими закон переміщення веденої ланки і положення центру кулачка відносно веденої ланки?

2 ОПІР МАТЕРІАЛІВ

2.1 Вступ

Основні поняття про міцність, жорсткість, стійкість, довговічність. Дійсний об'єкт і розрахункова модель. Внутрішні силові чинники у брусі. Напряга. Класифікація напружених станів бруса. Основні принципи опору матеріалів.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Які деформації називаються пружними?
2. Які деформації називаються залишковими?
3. Що називається напругою у точці у даному перерізі?
4. Яка напруга називається нормальною?
5. Яка напруга називається дотичною?
6. Розповісти про суть метода перерізів.

2.2 Розтяг і стиск

У цій темі розглядаються прості випадки дії сил на стержень і міститься ряд питань (механічні властивості матеріалів, вибір припустимої напруги, статично невизначені задачі), які зустрічаються у інших розділах курсу.

Дуже важливим є питання: границя міцності, границя текучості, припустима напруга і коефіцієнт запасу міцності, який іноді називають запасом міцності.

Необхідно звернути увагу на те, що механічні характеристики матеріалу (границя пропорційності, границя пружності, границя текучості, границя міцності) знаходять діленням відповідного навантаження на початкову (первинну) площу поперечного перерізу. При цьому визначаються умовні напруження, а не дійсні.

Користуючись формулами, заснованими за законом Гука, необхідно завжди пам'ятати, що цей закон справедливий тільки до границі пропорційності.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Як будується діаграма розтягу?
2. Що називається границею пропорційності?
3. Що називається границею пружності?
4. Що називається границею текучості?
5. Що називається границею міцності?
6. Як формулюється закон Гука?
8. Що називається коефіцієнтом поперечної деформації?
9. У чому різниця між пластичними і крихкими матеріалами?
10. У яких місцях виникає концентрація напружень?
11. Від яких чинників залежить величина запасу міцності?
12. Які задачі називаються статично невизначеними?

2.3 Напружений і деформований стан у точці

Головні напруження відіграють дуже важливу роль при розв'язанні питання стосовно міцності матеріалу: одне із цих напружень є найбільшим, а друге – найменшим із усіх нормальних напружень для даної точки.

Найбільші дотичні напруження виникають у площадках, нахилених під кутом 45° до головних.

При лінійному напруженому стані питання про міцність матеріалу розв'язується легко: необхідно визначити небезпечне напруження σ° із досліду на простий розтяг (або стиск) і прийняти коефіцієнт запасу міцності та порівняти головну напругу σ із припустимою:

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma^0}{S}$$

У випадку плоского та об'ємного напруженого стану задача значно ускладнюється, так як невідомо при якій комбінації чисельних значень головних напружень настає безпечний стан матеріалу. Необхідно, отже, знайти напруження, залежне від головних напружень, при якому виникає безпека руйнування, а потім його числове значення порівняти з припустимою напругою, яка визначена із досліду на простий розтяг (або стиск).

В залежності від того, який чинник по даній теорії міцності є вирішальним і створючим небезпечний стан матеріалу, отримуємо різні розрахункові формули.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Які є види напруженого стану матеріалів?
2. У чому полягає закон парності дотичних напружень?
3. По яким площадкам виникають найбільше і найменше напруження?
4. Як знаходяться головні напруження?
5. Чому дорівнює найбільше дотичне напруження у випадку плоского напруженого стану?
6. Як знаходяться деформації при плоскому і об'ємному напруженому стані?

2.4 Зсув і кручення

Дотичні напруження на двох взаємно перпендикулярних площадках рівні між собою. Цей важливий закон називається законом парності дотичних напружень.

При вивченні деформацій необхідно звернути увагу на те, що одна із діагоналей відокремленого елемента, по граням якого діють дотичні напруження, подовжується, інша – скорочується; таким чином, явище розтягу-стиску і зсуву неможливо розглядати ізольовано одне від одного.

Слід уміти показати на креслені площадки, на яких виникають напруги зсуву і зминання.

Стержень (вал) відчуває кручення, якщо у його поперечних перерізах виникає крутний момент M_k , тобто якщо внутрішні сили зводяться до пари сил у площині перерізу, перпендикулярній до осі стержня (валу).

При розрахунку на зріз звичайно вважають, що дотичні напруги розподіляються у поперечному перерізі стержня рівномірно.

У випадку кручення круглого стержня дотична напруга у поперечному перерізі розподіляється нерівномірно, змінюється за лінійним законом від нуля на осі до найбільшого значення на поверхні стержня.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Як формулюється закон Гука при зсуві?
2. Який модуль пружності більший E або G ?
3. Як знаходиться умовна площа зминання заклепки?
4. Які напруги виникають у поперечному перерізі?
5. Як знаходиться величина напруги при крученні?
6. Чи виникають при крученні нормальні напруги?
7. Чому дорівнює полярний момент інерції круглого стержня?
8. Чому дорівнює полярний момент опору кільцевого перерізу?
9. Як робиться розрахунок вала на міцність?
10. Як робиться розрахунок вала на жорсткість?

2.5 Згин

У теорії згину важливу роль відіграють моменти інерції, тому корисно це питання розглянути окремо, попередньо згадавши мате-

ріали із теоретичної механіки про статичний момент і центр ваги плоских фігур.

Явище прямого згину слід вивчати поступово, звернувши особливу увагу на розв'язок задач. Спочатку треба засвоїти дуже важливі поняття згинаючого моменту M_z і поперечної сили Q_y і навчитись будувати епюри M та Q .

Дуже важливе значення має теорема, яка встановлює залежність між M_z і Q_y , за допомогою якої можливо перевіряти побудову епюр.

Необхідно звернути увагу на нерівномірність розподілу нормальних напруг по висоті балки і на те, що міцність балки залежить від величини осьового моменту опору. Після цього слід переходити до визначення деформації при згині.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. За якими формулами знаходяться координати центра ваги плоскої фігури?
2. Які осі називаються головними?
3. Для яких фігур можливо без обчислення встановити положення головних центральних вісей?
4. Відносно яких центральних осей осьові моменти інерції мають найбільше і найменше значення?
5. Як знаходиться згинаючий момент в окремому перерізі балки?
6. Як знаходиться згинаюча сила в окремому перерізі балки?
7. Яка залежність існує між величинами M_z і Q_y ?
8. Як знаходиться максимальний згинаючий момент?
9. Який випадок згину називається чистим згином?
10. Як змінюються нормальні напруження по висоті балки?
11. Що називається моментом опору при згині?
12. Який переріз має більший момент опору?
13. Як знаходиться величина дотичної напруги при згині?
14. Як визначається деформація при згині за інтегралом Мора, правилом Верещагіна?

2.6 Складний опір

Вивчення складного опору починають із косоного згину. Нейтральна лінія при косому згині не перпендикулярна до площини зовнішніх сил, а площина, в якій розміщені прогини при косому згині, не співпадають із площиною зовнішніх сил.

Явище косого згину особливо небезпечно для перерізів, які набагато відрізняються головними моментами інерції.

Для балок круглого перерізу косий згин неможливий.

У випадку згину із крученням виникають нормальні і дотичні напруження.

При визначенні напруги у випадку позацентрового розтягу або стиску необхідно знати положення головних центральних осей перерізу; тому що від цих осей відраховують відстань точки прикладання сили і точки, в якій визначають напругу.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. В яких точках поперечного перерізу виникають найбільші напруження при косому згині?
2. Чи має балка круглого поперечного перерізу зазнавати косий згин?
3. Як знаходять напругу у довільній точці поперечного перерізу при позацентровому розтягу або стиску?
4. Які напруги виникають у поперечному перерізі стержня при згині із крученням?
5. Як знаходяться небезпечні перерізи стержня при згині із крученням?
6. Як знаходиться величина розрахункового моменту при згині із крученням стержня круглого поперечного перерізу?

2.7 Стійкість стиснутих елементів конструкцій

Небезпечність явища втрати стійкості полягає у тому, що воно може наступити при напруженні значно меншому ніж границя міцності матеріалу. Ця напруга називається критичною; для стержнів великої гнучкості її можливо визначити за формулою Ейлера. Для стержнів малої і середньої гнучкості використовується формула Ясинського.

Припустима напруга при розрахунках на стійкість повинна бути зменшеною у порівнянні із припустимою напругою при звичайному стиску.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. В чому полягає явище втрати стійкості стислого стержня?
2. Яка сила називається критичною?
3. Як знаходиться величина критичної сили?
4. У яких межах застосовується формула Ейлера?

5. Як враховується вплив способу зачеплення кінців стержня?
6. Що називається гнучкістю стержня?
7. Як знаходиться критична напруга для стержнів малої і середньої гнучкості?
8. Як проводиться перевірка стержнів на стійкість за допомогою коефіцієнта ϕ ?
9. Як підбирається переріз стержня при розрахунку на стійкість?

2.8 Концентрація напружень в елементах конструкцій

Концентрація напружень у місцях різкої зміни форми тіла. Необхідно також знати усі чинники, від яких залежить величина коефіцієнту концентрації напружень.

Напруги, які виникають по площадкам контакту двох самодоторканих стислих тіл, називають контактними. Контактні задачі можуть бути розв'язані тільки методами теорії пружності.

2.9 Поняття про втомленість матеріалу

У деталях машин часто виникають змінні напруги. Необхідно добре засвоїти поняття границі втомленості і розібратись у побудові діаграми для несиметричного циклу.

Слід розуміти різницю між теоретичним коефіцієнтом концентрації напружень, який встановлюється при статичному навантаженні, і ефективним коефіцієнтом концентрації напружень, який використовується при змінних напругах і враховує вплив на границю втомленості не тільки геометрії перерізу і концентратора, але й матеріалу. Необхідно знати, як знаходиться коефіцієнт чутливості матеріалу до концентрації напружень.

Особливу увагу слід звернути на практичні міри боротьби із явищами втомленості.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Що називається границею витривалості?
2. Яка емпірична залежність має місце між границею витривалості і границею міцності?
3. Як знаходиться границя витривалості при несиметричному циклі?
4. Які напруження називаються місцевими?

5. Як впливає на величину дійсного коефіцієнту концентрація напружень, характер обробки матеріалу?

6. Як встановлюються припустимі напруги при змінних напруженнях?

3 ДЕТАЛІ МАШИН

3.1 Вступ

Вивчення даної частини курсу необхідно починати із усвідомлення мети, структури і зв'язку цієї дисципліни із іншими загально технічними і спеціальними дисциплінами. Необхідно мати поняття про машину, вузол, деталь, а також уміти давати їх визначення.

3.2 Основи проектування деталей

Слід засвоїти основні критерії працездатності при розрахунку деталей машин. Необхідно знати основні матеріали, які використовуються у машинобудуванні, їх марки, механічні властивості і галузь застосування. З'ясувати основи взаємозамінності, допуски і посадки та їх практичне застосування.

Необхідно знати спосіб виготовлення деталей (кування, штампування, відливка, зварювання і таке інше).

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Перерахуйте основні критерії працездатності деталей.
2. Від яких чинників залежить запас міцності і припустима напруга у машинобудуванні?
3. Які види термічної і хіміко-термічної обробок металів застосовуються у практиці машинобудування?
4. Значення стандартизації у машинобудуванні?
5. Як визначають запас міцності і припустиму напругу при статичних і змінних навантаженнях?
6. Які цілі переслідує стандартизація відхилень і допусків?
7. Як умовно позначити на кресленнях відхилення у системі вала і системі отвору?

3.3 Заклепкові з'єднання

Галузі застосування заклепкових з'єднань. За якими формулами виконуються проектні і перевіірочні розрахунки заклепкових швів (знати розрахункові формули).

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Конструкція заклепок.
2. Як розраховувати міцні заклепкові шви?
3. Що таке коефіцієнт міцності шва?

3.4 Зварні з'єднання

З'ясуйте вплив зварювання на конструкцію деталей машин і економічність зварних з'єднань. Як проводиться розрахунок стикових і кутових зварних з'єднань.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги і недоліки зварних конструкцій у порівнянні із клепа-ними.
2. Типи зварних швів.
3. Як розраховують зварні з'єднання, які виконані у стик і наванта-жені зсуваючим зусиллям і моментом? Теж і для зварювального напу-сткового з'єднання.
4. Як проводиться розрахунок зварного з'єднання навантаженого обертовим моментом?

3.5 Різьбові з'єднання

Треба засвоїти основні геометричні параметри різьбового з'єднання; залежність між обертальним моментом і осьовою силою; методами розрахунку на міцність стержня болта при різних випадках навантаження; розрахунки групових болтів.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Як визначити зусилля по осі болта, якщо відомий скручуваний момент?
2. Як розраховують болт, навантажений тільки осьовою силою (стягування болта відсутнє)?
3. Як враховують обертальний момент при розрахунку болтів, встановлених із попереднім стягуванням?
4. Як розраховують болт, навантажений поперечною силою (болт встановлений в отвір із зазором і без нього)?
5. Як розраховують болти клемових з'єднань і групові болти, які навантаженні моментом у площині з'єднання деталей?

3.6 Шпонкові, зубчасті (шліцові) і штифтові з'єднання

Необхідно засвоїти конструкцію шпонок і шліців, галузі їх застосування; підбір шпонок і шліців; переваги і недоліки; сили, діючі у з'єднанні; припустимі напруження. Необхідно знати перевірочний розрахунок шпонок і шліців.

Необхідно вивчити конструкції і галузь застосування штифтових з'єднань, а також їх розрахунок на міцність.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Як визначаються розміри шпонок?
2. Як виконується перевірочний розрахунок шпонок?
3. Вказати переваги шліцевих з'єднань у порівнянні із шпонковими. Зробити їх розрахунок.
4. Для чого існують штуцери? Як їх розрізняють?

3.7 Фрикційні передачі

Вивчити принцип дії передач, їх застосування у кінематичних ланцюгах приладів і силових передачах. Вивчити основи розрахунку міцності фрикційних катків.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Основні види фрикційних передач.
2. Переваги і недоліки фрикційних передач.
3. Кінематичні залежності фрикційних передач.

3.8 Пасові передачі

Вивчити види передач і галузь застосування: конструкції, матеріали і з'єднання пасів. Вивчить основні критерії працездатності і розрахунку пасової передачі (тягова здатність паса і його довговічність).

У теперішній час розроблена теорія розрахунку пасової передачі тільки за тяговою здатністю, а довговічність паса враховується при розрахунку вибором параметрів передачі, встановлених практично.

При вивченні клинопасової передачі треба засвоїти переваги і недоліки цієї передачі у порівнянні із плоскопасовою; підбір її основних елементів по стандартам.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги і недоліки пасових передач у порівнянні з іншими?
2. Різниця між пружним ковзанням паса по шківі і буксуванням?
3. Як визначається передаточне відношення пасової передачі із врахуванням пружного ковзання паса?
4. Як враховується довговічність паса при його розрахунку?
5. Приведіть методику розрахунку пасів за тяговою здатністю.
6. Який вплив робить кут клинового паса на силу тертя його із шківами?
7. Як визначають тиск паса на вал у пасової передачі?

3.9 Зубчасті передачі

З'ясуйте, які сили діють в зачепленні прямозубої, косозубої і шевронної циліндричної і прямозубої конічної передач; види руйнування; схему навантаження на зубець прямозубого колеса; метод виведення формули розрахунку на згин і контактну міцність при проектних і перевірочних розрахунках зубчастих передач. Треба ознайомитись із рекомендаціями по вибору степені точності зубчастих передач.

Треба засвоїти зв'язок між основними силовими і кінематичними параметрами зубчастих передач.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги і недоліки зубчастих передач.
2. Основні види руйнування зубців коліс і критерії працездатності.
3. В яких випадках застосовують прямозубі, косозубі, шевронні і конічні передачі?
4. Якими міркуваннями керуються у виборі матеріалів для зубчастих коліс?
5. Що називається редуктором?
6. Переваги і недоліки планетарних передач у порівнянні із іншими зубчастими передачами?
7. По яким формулам визначають припустимі контактні напруги і напруги від згину із врахуванням режиму навантаження і строку служби передачі?
8. Які чинники враховують при призначенні ступеню точності передачі?

3.10 Черв'ячні передачі

Треба уявити конструкції черв'ячних передач, їх переваги, недоліки і галузь застосування; кінематику передачі; визначення сил, діючих у зачепленні; виведення формули ККД при ведучому черв'яку; основні критерії працездатності і розрахунку; виведення формул перевірочного і проектного розрахунків робочої поверхні зубців колеса на контактні напруги і на згин для тихохідних черв'ячних передач; як перевіряється тіло черв'яка на міцність і жорсткість; розрахунок черв'ячного редуктора на нагрів; застосування штучного охолодження.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги і недоліки черв'ячної передачі у порівнянні із зубчастотою.
2. Основні види і причини руйнування робочих поверхонь зубців черв'ячного колеса.
3. В яких випадках у черв'ячних передачах застосовується проектний розрахунок зубців на згин?
4. По яким формулам визначають номінальні (базові) припустимі контактні напруги і напруги від згину для бронзових черв'ячних коліс?

3.11 Ланцюгова передача

Треба засвоїти зв'язок між основними параметрами ланцюгової передачі (потужність, швидкість ланцюга, кутова швидкість зірочки, передаточне відношення, ККД, міжосьова відстань та інші); конструкції приводних ланцюгів; сили у ланцюговій передачі; розрахунок ланцюгів на міцність. Треба ознайомитись із способами змашування передач.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Переваги і недоліки різних приводних ланцюгів.
2. Які граничні значення потужності, швидкості і передаточного відношення рекомендуються для ланцюгової передачі?
3. Як визначається розрахункове навантаження на ланцюг?
4. Які деформації виникають в елементах ланцюга?
5. Причини виходу ланцюгових передач із ладу?

3.12 Передача гвинт-гайка

Треба засвоїти основні переваги, недоліки і галузь застосування передачі гвинт-гайка; матеріали гвинтів-гайок; розрахунок гвинта на міцність і стійкість; розрахунок різьби гайки.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Яку особливість має кріпильна різьба, що застосовується у передачі гвинт-гайка?
2. Які різьби застосовуються у передачі гвинт-гайка для створення великих зусиль, для точних і повільних переміщень?
3. Як розраховується різьба гайки та гвинта?

3.13 Осі та вали

Необхідно знати по яким формулам виконують проектний і перевірочний розрахунки валів та осей на міцність. Розрахунки валів та осей слід супроводжувати розрахунковою схемою навантажень у площинах і епіюрами обертальних і згинаючих моментів.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. По яким критеріям міцності розраховують вали?
2. Які деформації виникають у нерухомих і обертаючих віссях та валах?
3. Яка методика проектного і перевірочного розрахунків валів на статичну міцність і витривалість?

3.14 Муфти

Треба уміти зображувати конструкції муфти і знати, в яких випадках застосовують постійні глухі, компенсуючи, рухомі, пружинні, зчіпні, запобіжні і обгінні муфти. Знати переваги і недоліки муфт, їх вибір по обертальному моменту і розрахунок елементів муфти.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Призначення муфт і їх класифікація по конструкції і за призначенням.
2. Будова втулкової муфти, галузь застосування. Методика перевірочного розрахунку.
3. Будова пружинної втулково-пальцевої (МПВП) муфти і перевірочний розрахунок її деталей.

4. Типи фрикційних муфт, їх будова і принцип дії. Методика розрахунку.

5. Конструкція, призначення і розрахунок запобіжних муфт.

3.15 Підшипники ковзання

Зверніть увагу на конструкцію підшипників і матеріали, з яких їх виготовляють, залежність роботи підшипника від матеріалів їх вкладишів, якості і підведення мастила до тертьових поверхонь.

Переваги і недоліки підшипників ковзання. Галузь застосування. Умовний розрахунок підшипників по тиску і добутку тиску у підшипнику на швидкість його ковзання.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. В яких галузях машинобудування підшипники ковзання мають більше застосування ніж підшипники кочення?

2. Конструкція нероз'ємних і роз'ємних підшипників.

3. Вимоги, що ставляться до матеріалів підшипників ковзання.

4. Критерії працездатності і розрахунок підшипників ковзання.

3.16 Підшипники кочення

Роль підшипників кочення у сучасних приводах і машинах; переваги і недоліки шарико- і роликотпідшипників, типи і класифікація підшипників згідно ДЕСТу; підбір підшипників по каталогам за значенням динамічної вантажності і діаметру вала; вибір типу підшипників кочення при різних частотах обертання; підрахунок розрахункового еквівалентного навантаження для радіально-упорних підшипників при різному розміщенні на опорах і різному співвідношенні діючих радіальних зусиль; основні правила конструювання вузлів із підшипниками кочення, їх монтаж і регулювання; вибір посадок і їх позначення по ДЕСТу на підшипникових вузлах.

ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Із яких деталей складається підшипник кочення? Накреслити ескіз підшипника кочення і привести його характеристики.

2. Переваги і недоліки підшипників кочення. Які підшипники більш швидкохідні і які мають більшу вантажопідйомність?

3. Які сили сприймають різні підшипники кочення?

4. Назвіть основні види руйнувань та критерій працездатності підшипників кочення.

5. У чому полягає суть підбору підшипників кочення за динамічною вантажністю?

6. За якими формулами визначають розрахункове еквівалентне навантаження для підшипників різних типів?

7. Від чого залежить вибір посадки підшипників кочення на вали та у гнізда корпусів опор?

8. Які посадки застосовують для сполучення вала із внутрішнім кільцем, а також зовнішнього кільця із корпусом і як вони позначаються на вузловому кресленні?

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ

Контрольну роботу треба оформлювати на стандартних аркушах А4(210х297), писати на одній стороні аркуша і залишати поля: зліва – 20 мм, справа – 15 мм. Аркуші нумерують включаючи і титульний.

Умову кожної задачі слід записувати повністю, необхідні малюнки виконати акуратно. Рішення повинно супроводжуватися стислими, послідовними і грамотними, без скорочення слів, поясненнями і кресленнями. Розрахункові формули приводяться у загальному вигляді, потім в них підставляються числові значення і записується кінцевий результат (із зазначенням одиниць розмірності). Після цього додається послідовна розшифровка і пояснення кожної з величин, яка входить до формули, якщо вона не зустрічалась в попередніх розрахунках.

При розрахунках треба посилатися на використану літературу, список якої приводиться у кінці роботи.

Контрольні роботи, що виконані недбало (зневажливо) і без дотримання пред'явлених вимог, або не свого варіанту, не розглядаються.

Студенти, які не виконали контрольні роботи та не виправили відмічені рецензентом помилки, до іспиту не допускаються.

Контрольна робота № 1

Задача № 1

Для заданої схеми чотирьохланкового механізму необхідно зробити наступне:

- 1) Побудувати план механізму для заданого положення ведучої ланки;
- 2) Визначити швидкості точок ланок і кутові швидкості ланок;
- 3) Визначити прискорення точок ланок і кутові прискорення ланок .

Методичні вказівки до виконання задачі № 1

Числові дані приймаються із відповідної таблиці по останній цифрі номера шифру залікової книжки. Кут $\varphi_1=10x^0$ відкладається від вертикалі (x^0 дорівнює сумі двох останніх цифр номеру залікової книжки). Кінематичне дослідження заданого механізму проводять графоаналітичним методом за допомогою побудови планів швидкостей і прискорень.

Задачу слід розв'язувати у такій послідовності:

- 1) Визначити кут φ_1 і прийняти масштаб довжини;
- 2) Побудувати план заданого механізму;
- 3) Побудувати у масштабі план швидкостей і визначити швидкості точок ланок і кутові швидкості ланок ;
- 4) Побудувати у масштабі план прискорень і визначити прискорення точок ланок і кутові прискорення ланок .

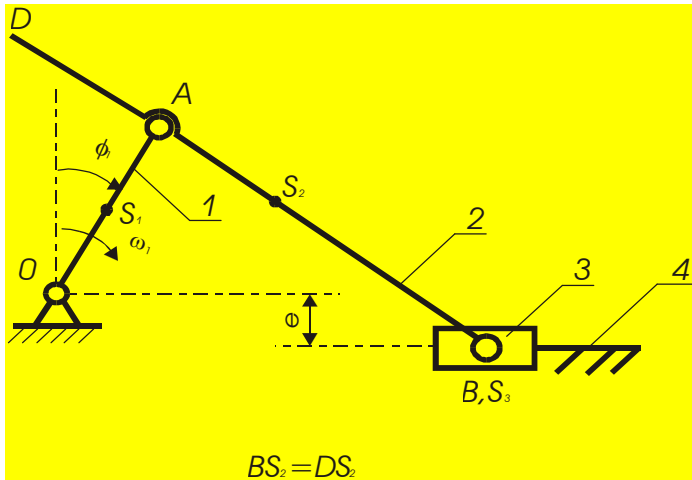


Рисунок 1 – Схема до варіанту 1

Таблиця 1 - Числові дані до варіанту 1

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	80	100	120	140	160	180	240	20	22
e, мм	30	40	30	25	28	0	80	90	14	16
AB, мм	180	240	300	340	365	400	550	900	68	75
AD, мм	80	120	80	180	90	200	250	40	26	35
ω_1, c^{-1}	60	25	30	35	32	18	26	15	80	30

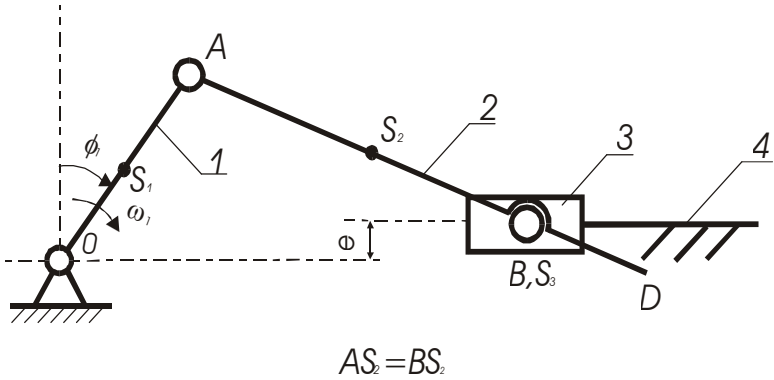


Рисунок 2 – Схема до варіанту 2

Таблиця 2 - Числові дані до варіанту 2

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	65	75	100	120	130	150	170	230	22	24
e, мм	20	25	60	20	30	0	100	80	12	15
AB, мм	200	250	320	300	330	360	500	650	75	86
BD, мм	60	100	150	125	150	140	250	200	20	25
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	28	34	14	25	20	18	12	15	100	30

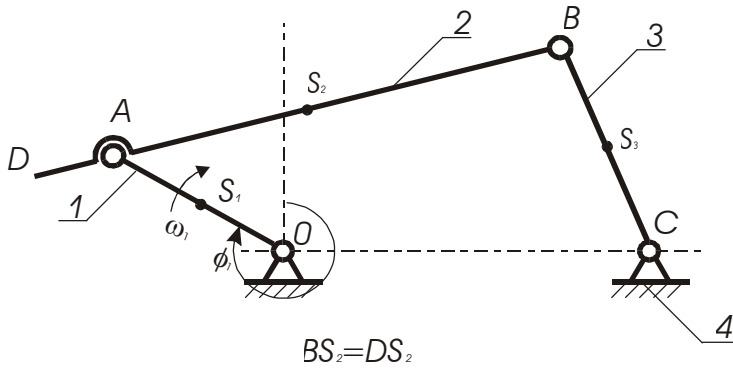


Рисунок 3 – Схема до варіанту 3

Таблиця 3 - Числові дані до варіанту 3

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	55	75	90	115	130	150	170	200	22	24
OC, мм	120	200	240	250	300	400	450	400	45	40
BC, мм	150	160	200	300	350	300	350	500	55	60
AB, мм	180	240	280	350	400	500	540	600	60	64
AD, мм	70	80	75	150	200	100	120	100	28	25
ω_1, c^{-1}	30	35	15	24	20	19	14	25	60	50

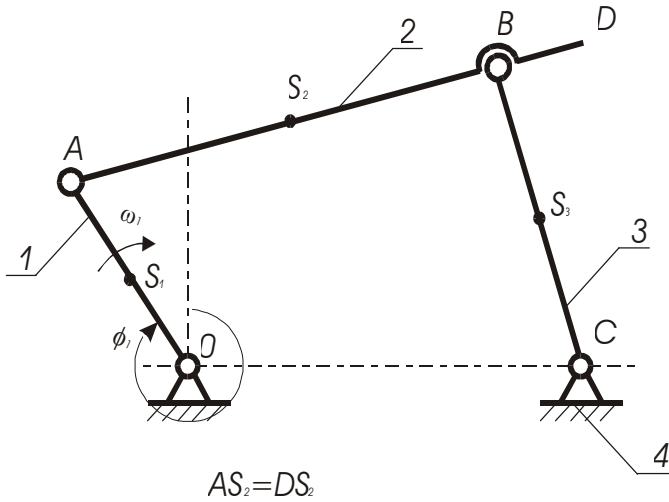
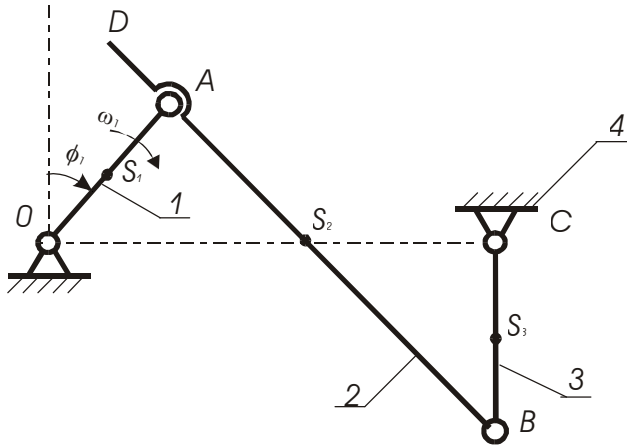


Рисунок 4 – Схема до варіанту 4

Таблиця 4 - Числові дані до варіанту 4

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	58	80	75	100	105	120	125	15	100
OC, мм	120	140	160	200	200	240	245	250	30	300
BC, мм	150	160	200	200	250	200	300	320	40	300
AB, мм	150	180	200	200	250	300	300	360	40	400
BD, мм	150	100	50	75	50	100	75	100	10	50
ω_1, c^{-1}	40	30	16	30	28	25	20	22	60	20



$$BS_2 = DS_2$$

Рисунок 5 – Схема до варіанту 5

Таблиця 5 - Числові дані до варіанту 5

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	50	40	50	60	70	80	100	120	150
OC, мм	140	180	280	240	320	380	400	420	45	300
BC, мм	160	200	180	300	300	320	300	500	50	600
AB, мм	200	200	300	360	400	480	500	600	80	700
AD, мм	100	50	75	50	75	80	90	50	80	230
ω_1, c^{-1}	30	40	25	20	15	20	50	20	50	30

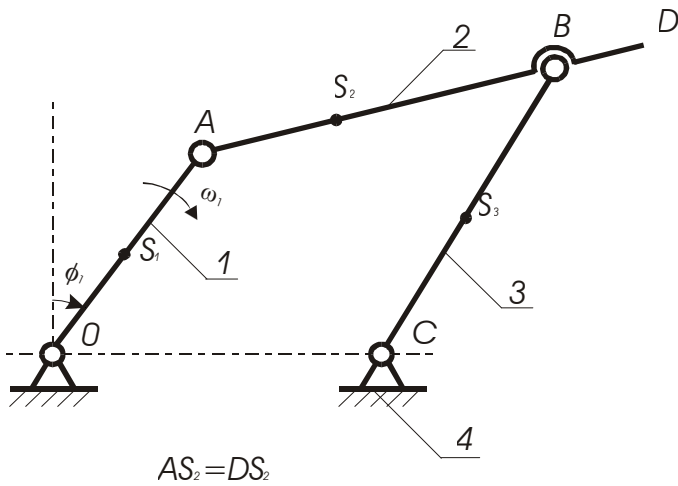
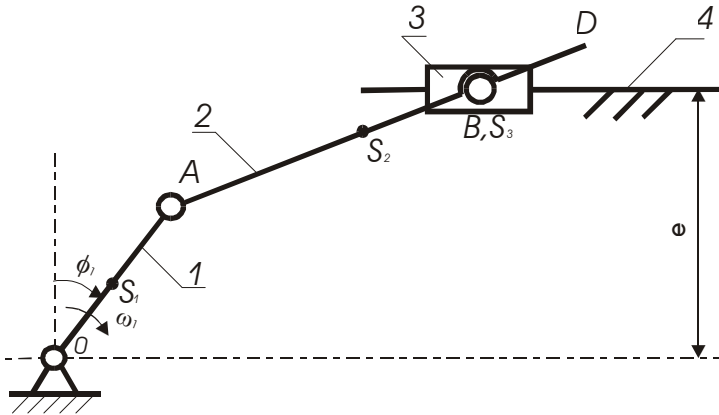


Рисунок 6 – Схема до варіанту 6

Таблиця 6 - Числові дані до варіанту 6

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	150	200	50	240	70	80	35	60	60	50
OC, мм	65	100	20	75	40	50	20	10	24	30
BC, мм	170	240	60	200	80	100	40	80	64	60
AB, мм	120	200	52	160	75	90	37	70	40	55
BD, мм	50	80	30	65	40	60	30	40	20	35
ω_1, c^{-1}	15	12	40	10	15	30	50	40	35	45



$$AS_2 = DS_2$$

Рисунок 7 – Схема до варіанту 7

Таблиця 7 - Числові дані до варіанту 7

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	40	100	200	150	80	60	120	70	110	30
e, мм	60	120	220	210	90	120	150	80	130	40
AB, мм	160	320	650	550	250	280	400	220	360	110
BD, мм	50	80	200	150	60	100	120	60	110	40
ω_1, c^{-1}	60	30	20	15	35	40	12	35	75	80

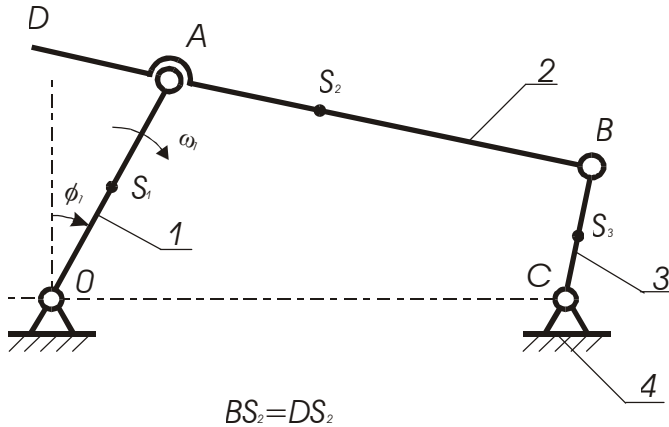
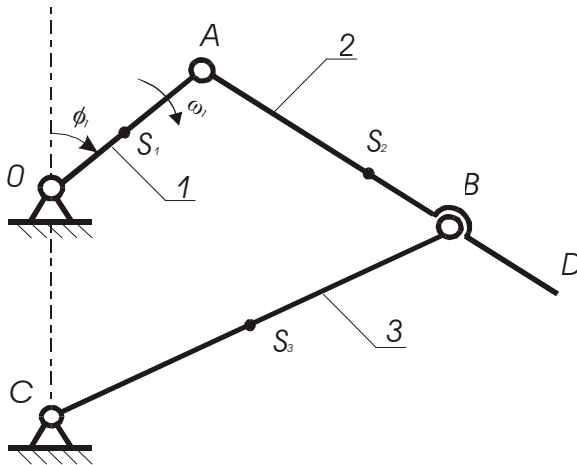


Рисунок 8 – Схема до варіанту 8

Таблиця 8 - Числові дані до варіанту 8

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	80	64	40	100	80	200	60	240	170
OC, мм	25	10	20	20	50	40	75	20	100	60
BC, мм	50	60	60	35	80	70	240	50	200	150
AB, мм	55	70	40	36	90	75	160	52	200	130
AD, мм	30	35	25	26	40	40	70	25	120	60
ω_1, c^{-1}	35	28	30	45	25	30	15	32	12	10



$$AS_2 = DS_2$$

Рисунок 9 – Схема до варіанту 9

Таблиця 9 - Числові дані до варіанту 9

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	40	20	100	60	50	80	25	100	120	90
OC, мм	80	30	180	100	150	200	100	400	300	315
BC, мм	160	60	350	200	250	400	150	550	420	315
AB, мм	140	60	320	190	200	300	90	300	350	250
BD, мм	40	15	50	40	100	100	40	75	100	65
ω_1, c^{-1}	30	35	12	15	20	16	40	20	15	22

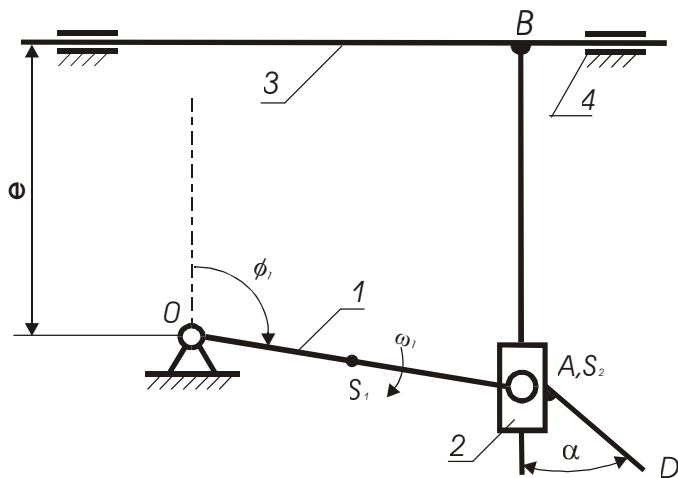


Рисунок 10 – Схема до варіанту 10

Таблиця 10 - Числові дані до варіанту 10

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	50	100	150	25	60	80	120	200	140	175
e, мм	10	30	60	10	30	40	60	80	70	100
AD, мм	20	40	30	10	25	30	50	100	60	80
α , град	$\pi/6$	0	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/2$	$\pi/4$	$\pi/3$	0	$\pi/2$
ω_1 , c^{-1}	20	15	30	50	35	40	25	15	28	18

Задача 2

Для зубчастої передачі зображеної на схемі, визначити:

- 1) передаточне відношення між вхідною і вихідною ланками;
- 2) кутову швидкість вихідної ланки;
- 3) загальний ККД передачі;
- 4) приведений момент рухомих сил за час $t=10\text{с}$, якщо $I_{\text{зв}}=\text{const}$.

Методичні вказівки до задачі 2

Схему механізму слід креслити після запису умови задачі. В зубчастій передачі вхідна ланка має кутову швидкість ω_1 . У таблицях даних величин z - кількість зубців коліс - приведена із індексом, відповідним їх номеру на схемі механізму; $I_{\text{зв}}$ - зведений момент інерції до ведучої ланки; M_0 - зведений момент сил опору.

Для розрахунку прийняти такі значення ККД (враховуючого втрати у зачепленні і у підшипниках): для пари циліндричних коліс $\eta_{\text{п}}=0,97$; для пари конічних коліс $\eta_{\text{к}}=0,95$; для планетарної передачі із зовнішнім зачепленням її коліс $\eta_{\text{п}}=0,95$, а якщо вона має внутрішнє зачеплення однієї із пар, то $\eta_{\text{п}}=0,96$

Для розв'язання задачі необхідно визначити, із яких типів передач складається задане складне сполучення зубчастих коліс, уміти знаходити планетарну передачу із її характерними ланками - водилом і сателітами. Відсутню кількість зубців визначити із умови співвісності планетарної передачі.

Задачу слід розв'язувати у такій послідовності:

- 1) визначити кількість ступенів у передачі;
- 2) із умови співвісності планетарної передачі визначити відсутню кількість зубців;
- 3) знайти передаточне відношення кожної ступені;
- 4) визначити передаточне відношення між вхідною і вихідною ланками;
- 5) визначити кутову швидкість вихідної ланки;
- 6) визначити загальний ККД передачі;
- 7) визначити кутове прискорення ведучої ланки;
- 8) визначити зведений момент рухомих сил.

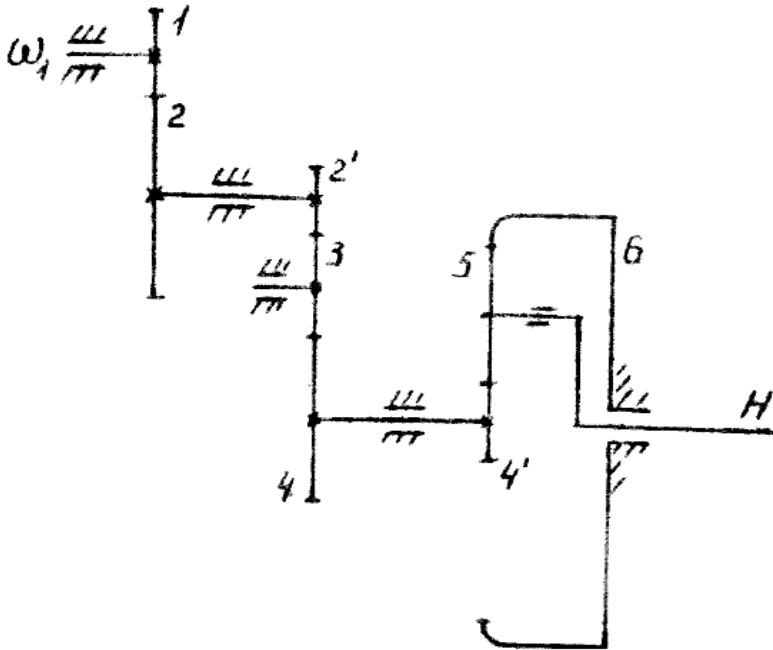


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема до варіанту 1

Таблиця 2.1 - Числові дані до варіанту 1

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	14	16	15	14	18	17	14	14	16	15
z_2	26	28	30	20	24	34	20	24	30	20
z_2'	15	14	14	15	15	17	15	14	15	14
z_4	43	40	38	36	26	24	21	28	20	20
z_4'	-	19	18	14	-	15	16	14	-	15
z_5	40	-	26	-	25	-	22	-	22	-
z_6	100	69	-	58	68	57	-	56	58	57
ω_1, c^{-1}	100	350	200	150	250	300	250	240	180	280
$I_{3B}, \text{кгм}^2$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5
$M_0, \text{Нм}$	2	3	4	5	4	3	2	3	4	5

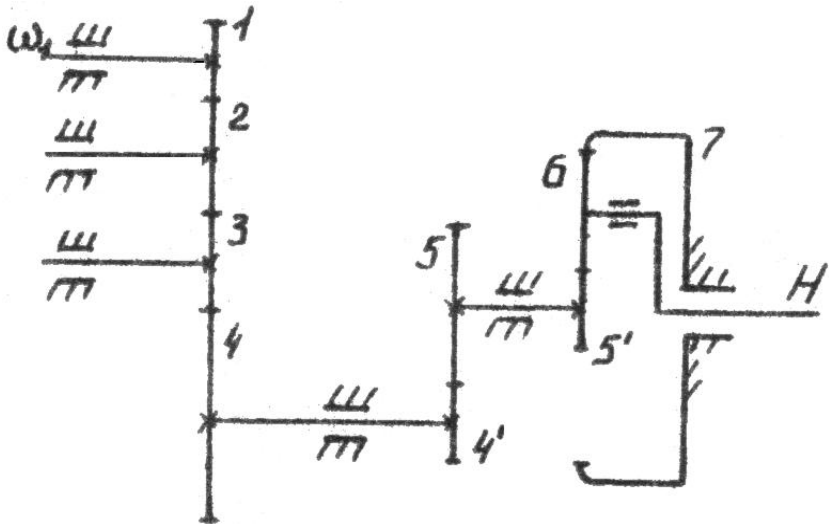


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема до варіанту 2

Таблиця 2.2 - Числові дані до варіанту 2

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	14	15	18	15	14	17	19	15	14	20
z_4	30	21	30	20	21	28	26	25	26	30
$z_{4'}$	14	15	14	16	17	16	18	15	14	18
z_5	26	30	21	23	24	24	30	27	26	24
$z_{5'}$	-	18	14	15	-	15	16	14	-	15
z_6	25	-	22	-	57	60	63	-	30	-
z_7	70	60	-	57	60	63	-	66	75	85
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	150	200	350	250	240	220	180	400	280	210
$I_{зв}, \text{кгм}^2$	5,5	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0
$M_0, \text{Нм}$	2	3	4	5	4	3	2	3	4	5

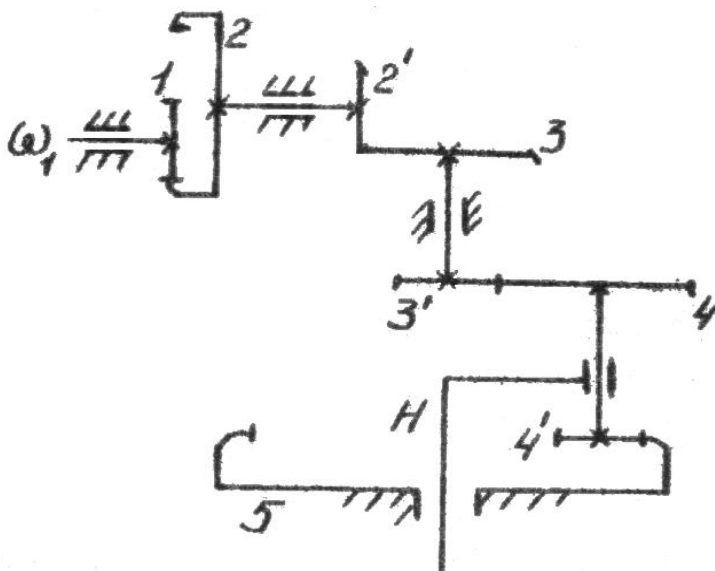


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема до варіанту 3

Таблиця 2.3 - Числові дані до варіанту 3

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	20	22	22	21	25	26	21	21	22	22
z_2	62	60	50	60	38	36	55	60	45	50
z_2'	15	17	16	15	14	16	17	18	14	18
z_3	28	30	24	26	24	30	32	26	29	24
z_3'	-	16	18	15	20	20	-	23	17	16
z_4	25	-	28	26	30	-	38	-	27	40
z_4'	22	21	-	20	-	22	22	21	-	20
z_5	62	61	67	-	70	82	84	74	64	-
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	180	250	200	150	300	350	280	400	320	240
$I_{зв}, \text{кгм}^2$	4,0	4,5	5,0	5,5	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5
$M_0, \text{Нм}$	3	4	5	6	5	4	3	2	3	4

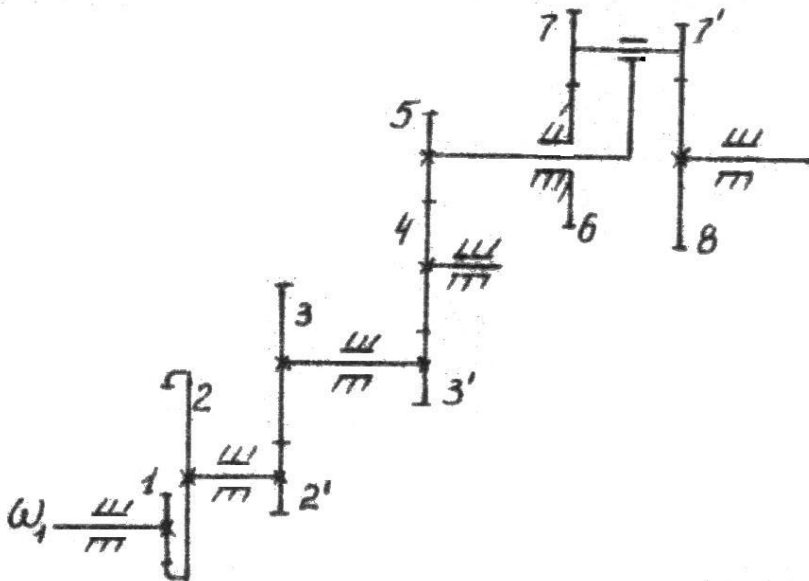


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема до варіанту 4

Таблиця 2.4 - Числові дані до варіанту 4

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	20	21	22	23	24	25	26	27	30	29
z_2	65	56	46	42	40	37	36	40	40	39
z_2'	14	15	17	15	16	17	16	20	15	20
z_3	26	30	26	28	23	25	24	31	32	29
z_3'	15	14	13	16	15	16	15	22	21	19
z_5	25	24	20	22	21	23	22	30	31	29
z_6	20	21	25	-	19	20	17	18	30	-
z_7	21	20	-	25	-	19	18	17	-	30
z_7'	20	-	25	26	19	-	17	-	30	31
z_8	-	20	26	25	20	19	-	17	31	30
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	200	300	150	350	100	225	280	120	260	300
$I_{3B}, \text{кгм}^2$	2,0	4,0	6,0	8,0	6,0	4,0	2,0	4,0	6,0	8,0
$M_0, \text{Нм}$	1	2	3	4	5	6	5	4	3	2

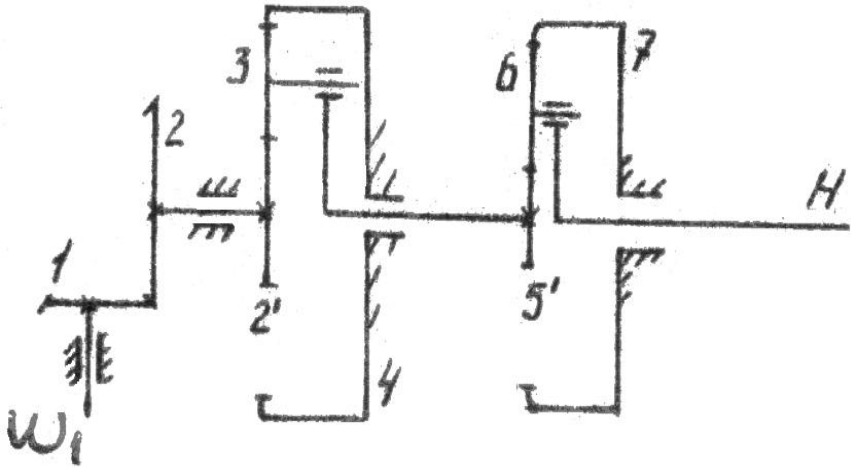


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема до варіанту 5

Таблиця 2.5 - Числові дані до варіанту 5

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	15	16	14	14	13	18	17	16	19	18
z_2	25	30	20	27	24	39	27	31	28	25
z_2', z_5'	-	20	20	25	-	18	30	28	-	40
z_3, z_6	20	-	40	-	36	-	20	-	20	-
z_4, z_7	61	80	-	65	94	66	-	68	75	80
ω_1, c^{-1}	250	300	120	280	320	250	180	400	360	320
$I_{3B}, кгм^2$	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0
$M_0, Нм$	6	5	4	3	2	3	4	5	6	1

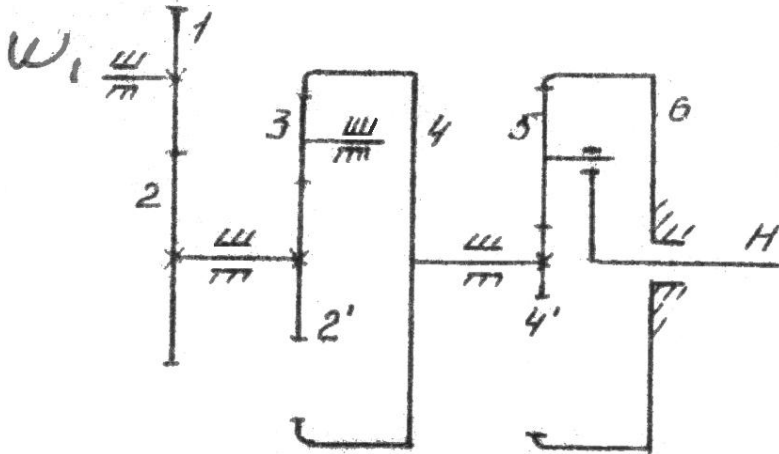


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема до варіанту 6

Таблиця 2.6 - Числові дані до варіанту 6

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	18	14	18	14	18	16	19	14	17	15
z_2	25	19	31	21	27	30	28	24	32	24
z_2, z_4'	-	34	29	30	-	25	20	20	-	30
z_3, z_5	20	-	21	-	20	-	30	-	30	-
z_4, z_6	82	74	-	72	61	67	-	100	35	70
ω_1, c^{-1}	200	300	150	150	220	400	350	240	240	260
$I_{3B}, кгм^2$	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0	3,0	4,0	5,0
$M_0, Нм$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

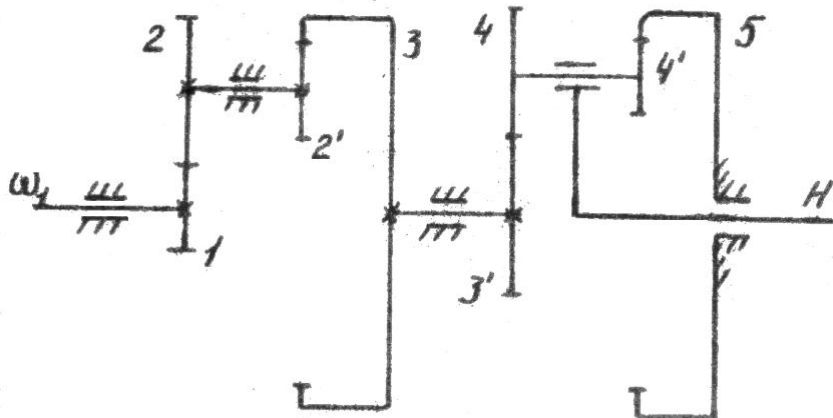


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема до варіанту 7

Таблиця 2.7 - Числові дані до варіанту 7

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1, z_3'	-	18	16	14	19	22	-	24	23	20
z_2, z_4	28	-	40	26	36	-	25	-	30	40
z_2', z_4'	20	22	-	21	-	26	20	22	-	22
z_3, z_5	68	70	76	-	79	84	62	84	74	-
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	280	340	260	300	240	200	180	220	130	320
$I_{зв}, \text{кгм}^2$	10,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0	1,0
$M_0, \text{Нм}$	5	4	3	2	1	2	3	4	5	6

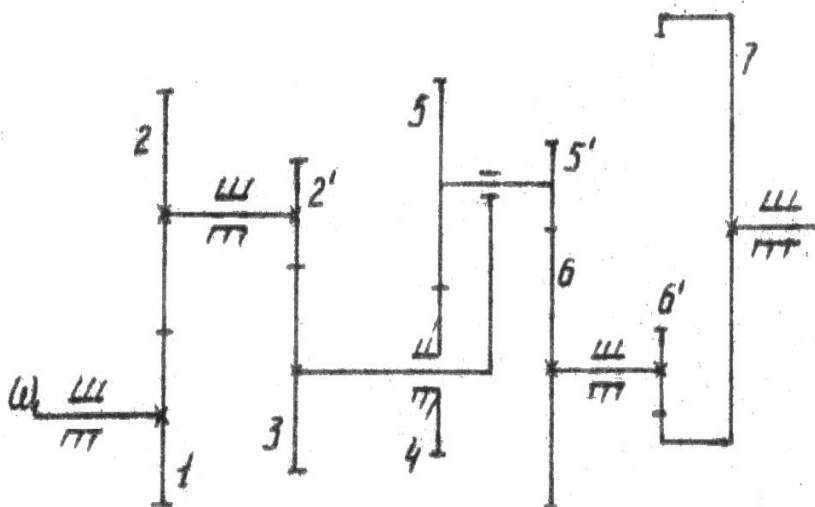


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема до варіанту 8

Таблиця 2.8 - Числові дані до варіанту 8

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	20	16	18	16	20	21	18	25	14	22
z_2	21	24	28	28	30	28	30	26	22	23
$z_{2'}$	20	18	15	16	18	17	16	25	16	22
z_3	21	30	32	24	28	30	26	26	26	23
z_4	-	21	31	29	32	31	-	26	28	22
z_5	21	-	30	30	31	-	25	-	27	23
$z_{5'}$	20	21	-	29	-	31	24	26	-	22
z_6	21	22	30	-	31	32	25	25	27	-
$z_{6'}$	20	24	23	22	25	30	28	26	29	32
z_7	65	40	42	45	37	40	37	38	39	42
$\omega_l, \text{с}^{-1}$	400	250	350	280	300	320	290	320	380	150
$I_{зв}, \text{кгм}^2$	7,0	8,0	9,0	10,0	9,0	8,0	7,0	6,0	5,0	4,0
$M_0, \text{Нм}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0

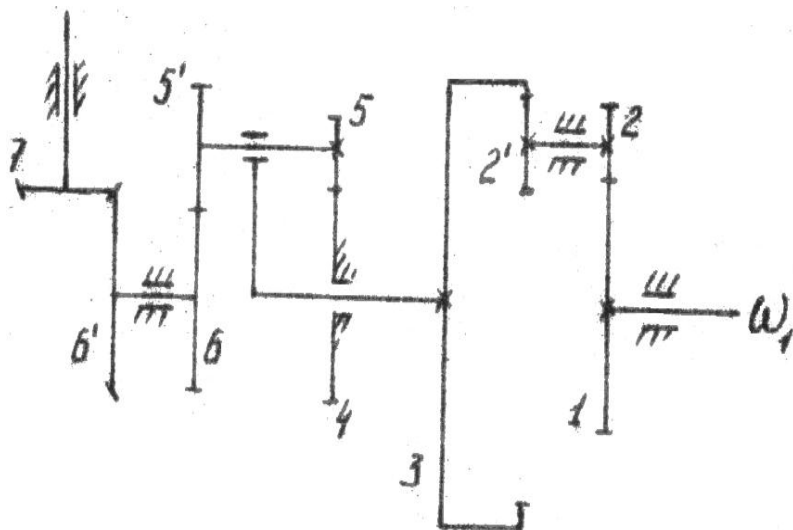


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема до варіанту 9

Таблиця 2.9 - Числові дані до варіанту 9

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
z_2	52	60	70	75	80	65	60	72	74	69
z_2'	17	18	14	15	16	17	16	18	20	17
z_3	51	72	84	75	80	68	64	90	75	85
z_4	-	60	48	49	45	46	-	55	58	65
z_5	17	-	22	19	23	-	16	-	21	23
z_5'	18	20	-	20	-	18	17	20	-	24
z_6	44	59	49	-	46	48	52	56	60	-
z_6'	36	35	38	39	40	41	42	43	45	46
z_7	40	45	50	60	70	65	75	55	56	80
ω_1, c^{-1}	100	120	130	140	150	160	170	180	190	200
$I_{\text{зв}}, \text{кгм}^2$	3,0	2,0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
$M_0, \text{Нм}$	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5

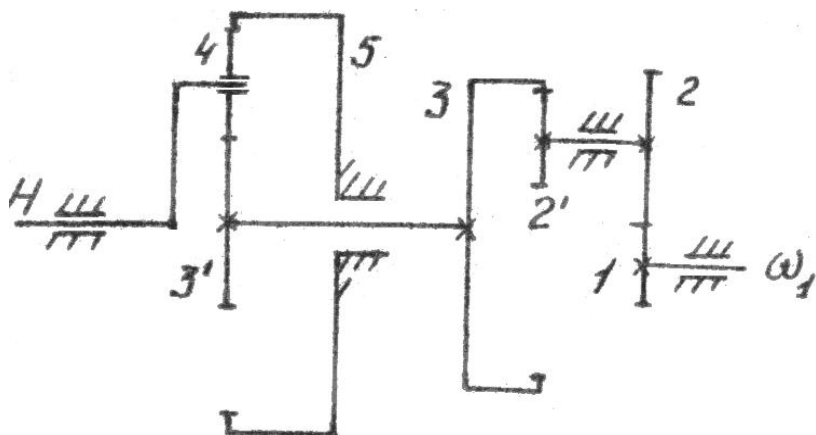


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема до варіанту 10

Таблиця 2.10 - Числові дані до варіанту 10

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
z_1	17	18	19	20	14	15	16	17	21	22
z_2	51	52	53	54	60	70	65	75	68	72
$z_{2'}$	14	15	16	17	20	19	18	14	15	16
z_3	72	74	76	60	62	68	64	70	65	64
$z_{3'}$	-	16	15	14	-	20	19	18	-	17
z_4	22	-	23	-	25	-	26	-	28	-
z_5	60	65	-	62	70	75	-	72	74	80
$\omega_1, \text{с}^{-1}$	100	120	200	250	150	180	220	300	350	175
$I_{3B}, \text{кгм}^2$	4,0	5,0	6,0	7,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0	3,0
$M_0, \text{Нм}$	3	4	5	6	7	8	7	6	5	4

Задача №3

Для механізмів заданих на схемах, необхідно визначити:

- 1) зведений до валу А ланки АВ момент $M_{зв}$;
- 2) зведений до того ж валу момент інерції $I_{зв}$;
- 3) зведену у точку В масу $m_{зв}$;
- 4) зведену у точку В силу $F_{зв}$;

Методичні вказівки до виконання задачі № 3

У всіх задачах ланкою зведення є вхідна ланка АВ, за винятком варіантів 7 і 8, де ланкою зведення є зубчасте колесо 1.

У таблицях даних величин m - модуль зачеплення; m_i - маса відповідної ланки; F_i - сила, що прикладена до відповідної ланки; M_i - зовнішній момент; I_{si} - момент інерції відносно центру ваги ланки.

В усіх схемах зовнішня сила F_i має напрямок паралельний горизонталі.

Зведена сила $F_{зв}$ (зведений момент $M_{зв}$) визначається на підставі рівності потужності, яку має зведена сила $F_{зв}$ (зведеним моментом $M_{зв}$) і суми потужностей, які мають сили і моменти, що діють на ланки механізма.

Зведена маса $m_{зв}$ (момент інерції $I_{зв}$) визначаються на підставі рівності кінетичної енергії ланки зведення і суми кінетичних енергій усіх ланок механізма.

Задачу слід розв'язувати у такій послідовності:

1) визначити сумарну кінетичну енергію усіх ланок механізму, а потім визначити $m_{зв}$ і $I_{зв}$.

2) визначити сумарну потужність усіх ланок механізму, а потім визначити $F_{зв}$ і $M_{зв}$.

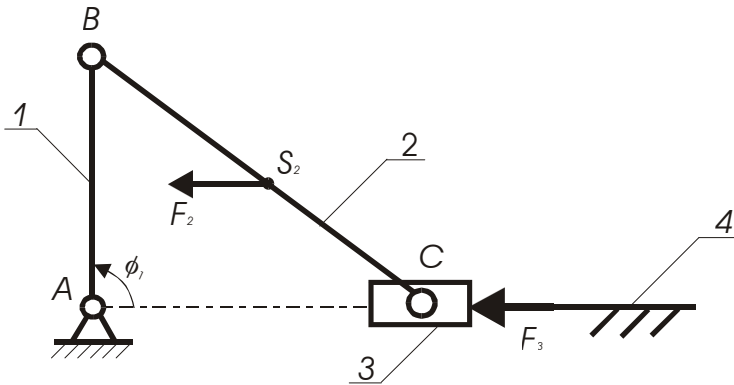


Рисунок 3.1 – Схема до варіанту 1

Таблиця 3.1 - Числові дані до варіанту 1

Величи - на	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F_3 , кН	2,0	2,5	1,2	3,05	1,5	1,8	1,7	4,0	5,0	4,5
m_3 , кг	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	5,5	3,5
l_{AB} , мм	100	110	120	130	140	150	100	150	160	170
l_{BC} , мм	400	500	600	520	450	480	550	420	430	440
ϕ_1 , град	90	0	180	270	90	0	180	270	90	0
F_2 , кН	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
m_2 , кг	1	2	3	4	5	4	3	2	1	5
I_{S_2} , кгм ²	3	4	5	1	2	3	4	5	4	3

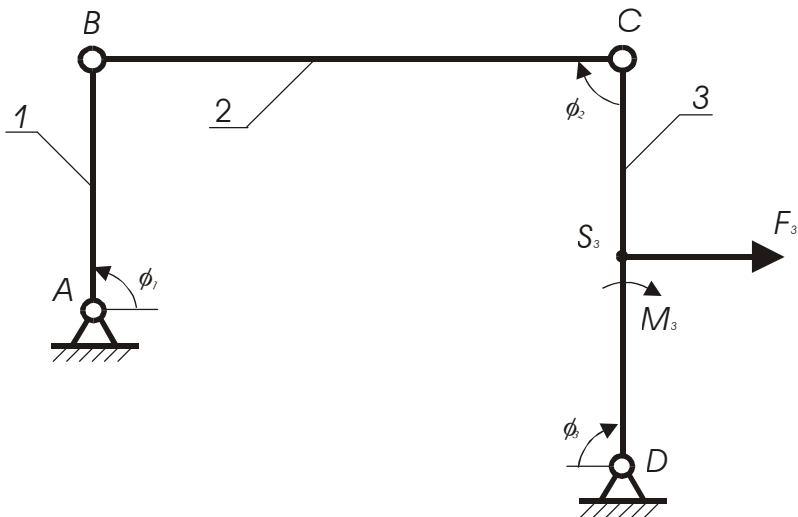


Рисунок 3.2 – Схема до варіанту 2

Таблиця 3.2 - Числові дані до варіанту 2

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$M_3, \text{Н.м}$	40	50	46	48	55	52	62	60	65	56
$I_{S3}, \text{кг.м}^2$	0,03	0,025	0,03	0,016	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
$l_{AB}, \text{мм}$	100	110	190	180	170	160	150	140	130	120
$l_{BC}=l_{CD}, \text{мм}$	400	500	450	300	350	480	600	550	575	700
$\varphi_1=\varphi_2=\varphi_3, \text{гр}$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$F_3, \text{кН}$	5	10	15	20	15	10	5	10	15	20
$m_2, \text{кг}$	2	3	4	5	1	2	3	4	5	2
$m_3, \text{кг}$	4	5	6	7	8	7	6	5	4	3
$I_{S2}, \text{кг.м}^2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,5

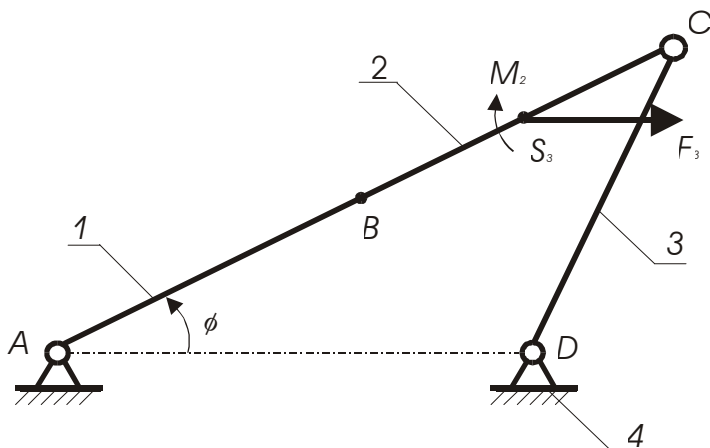


Рисунок 3.3 – Схема до варіанту 3

Таблиця 3.3 - Числові дані до варіанту 3

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_2 , кг	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	2,5	3,5
I_{S_2} , кг·м ²	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,45	0,55	0,65	0,7
l_{AB} , мм	100	110	120	100	110	120	100	110	120	100
l_{BC} , мм	2000	2100	2200	2000	2100	2200	2000	2100	2200	2000
l_{CD} , мм	200	210	220	200	210	220	200	210	220	200
l_{AD} , мм	2000	2100	2200	2000	2100	2200	2000	2100	2200	2000
F_2 , кН	5	4	3	2	1	1	2	3	4	5
M_2 , Н·м	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85

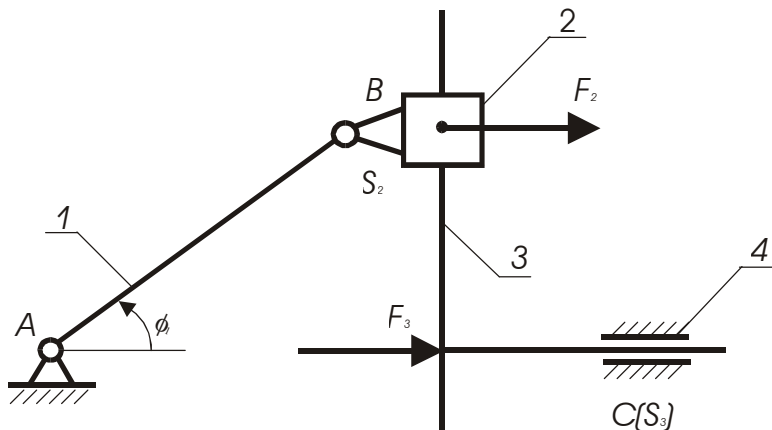


Рисунок 3.4 – Схема до варіанту 4

Таблиця 3.4 - Числові дані до варіанту 4

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
m_2 , кг	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,24
l_{AB} , мм	110	100	120	130	140	150	160	170	180	190
l_{BS_2} , м	25	30	28	25	30	28	26	27	28	30
φ_1 , град	30	45	60	45	30	45	60	45	30	60
m_3 , кг	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0	0,5
F_2 , кН	10	15	20	25	30	35	30	25	20	15
F_3 , кН	2	3	4	5	6	5	4	3	2	1

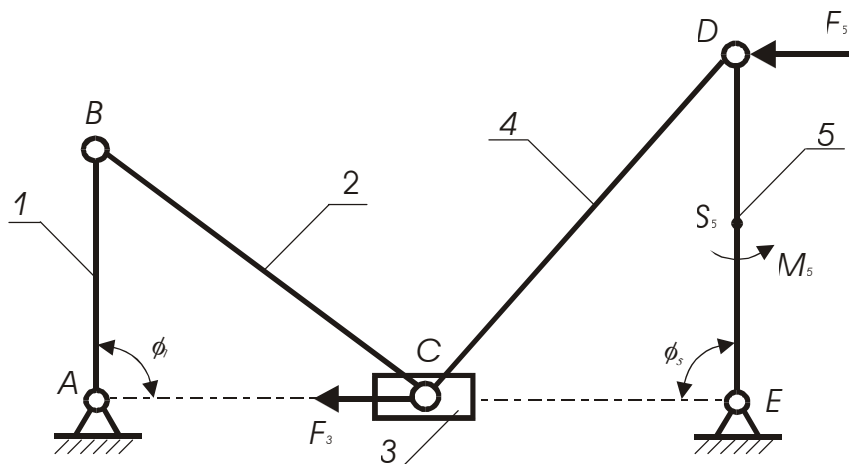


Рисунок 3.5 – Схема до варіанту 5

Таблиця 3.5 - Числові дані до варіанту 5

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$F_5, \text{Н}$	200	300	400	500	100	150	250	350	450	550
$I_{S5}, \text{кг.м}^2$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,1	0,2	0,3	0,4
$m_3, \text{кг}$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	1,0	2,5
$l_{AB}, \text{мм}$	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
$l_{BC}=l_{CD}, \text{мм}$	400	450	480	500	550	520	400	450	500	400
$l_{DE}, \text{мм}$	200	220	240	260	280	200	220	240	260	280
$\phi_1=\phi_5, \text{гр.}$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$m_5, \text{кг}$	4	6	8	10	12	10	8	6	4	2
$F_3, \text{кН}$	1	2	3	4	3	2	1	2	3	1
$M_5, \text{Нм}$	10	20	30	40	30	20	10	20	30	40

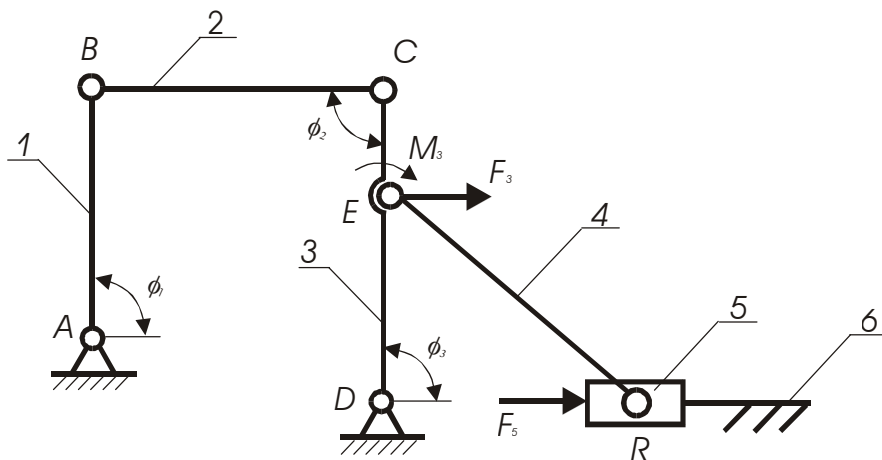


Рисунок 3.6 – Схема до варіанту 6

Таблиця 3.6 - Числові дані до варіанту 6

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$F_5, \text{Н}$	200	100	150	300	300	400	500	600	350	450
$m_5, \text{кг}$	2,5	3,5	4,0	6,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	4,5
$l_{AB}, \text{мм}$	100	110	120	140	140	150	160	170	180	190
$l_{BC} = l_{CD} = l_{ER}, \text{мм}$	200	220	240	280	280	300	320	340	360	380
$l_{ED}, \text{мм}$	100	110	120	140	140	150	160	170	180	190
$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi, \text{град.}$	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
$m_3, \text{кг}$	2	4	6	8	10	12	10	8	6	4
$F_3, \text{Н}$	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
$M_3, \text{Нм}$	5	8	10	12	15	18	20	22	25	28

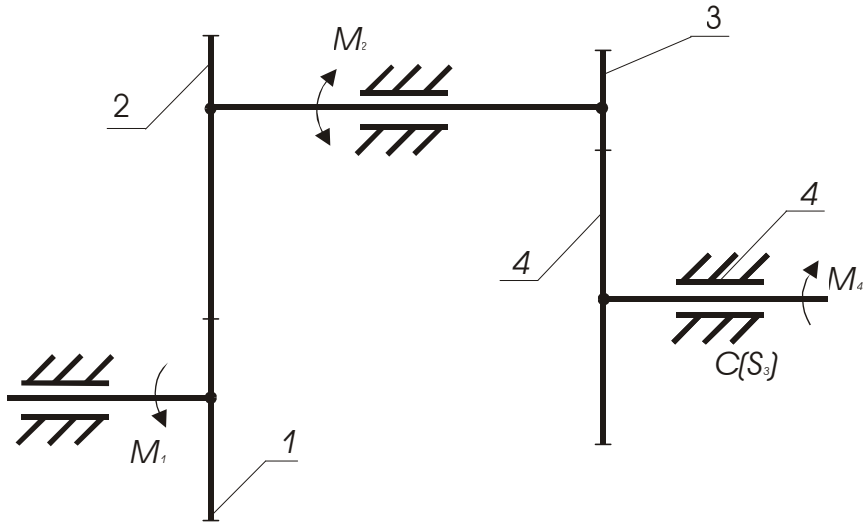


Рисунок 3.7 – Схема до варіанту 7

Таблиця 3.7 - Числові дані до варіанту 7

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$M_4, \text{Нм}$	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10	12	15	20
$I_{S1}, \text{кг.м}^2$	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,1
$I_{S2}, \text{кг.м}^2$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,2
$I_{S3}, \text{кг.м}^2$	0,08	0,09	0,06	0,67	0,04	0,05	0,03	0,02	0,01	0,08
$I_{S4}, \text{кг.м}^2$	0,5	0,6	0,4	0,3	0,2	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
z_1	20	21	22	24	26	28	30	32	34	36
z_2	40	42	44	48	52	56	60	64	68	72
z_3	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
z_4	51	54	57	60	63	66	69	72	75	78
$m, \text{кг}$	2	2,5	3,0	4,0	5,0	4,0	3,0	2,5	2,0	4,0
$M_1, \text{Нм}$	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
$M_2, \text{Нм}$	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46

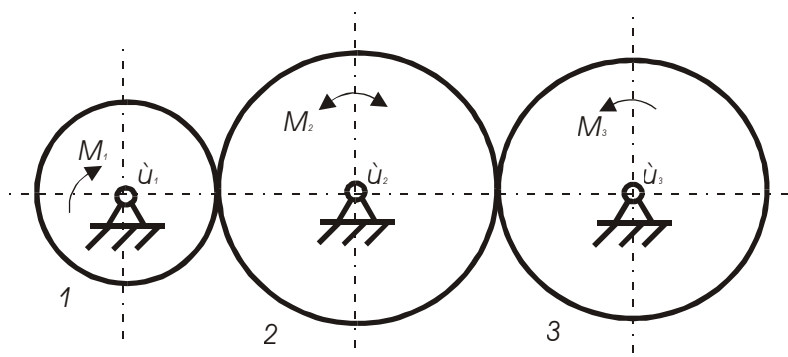


Рисунок 3.8 – Схема до варіанту 8

Таблиця 3.8 - Числові дані до варіанту 8

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$M_1, \text{Нм}$	8	4,0	6	7	5	8	8	6	9	8
$M_3, \text{Нм}$	10	5,0	8	9	7	12	10	9	12	10
$I_1 \text{ кг.м}^2$	0,01	0,02	0,03	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,04	0,01
$I_2 \text{ кг.м}^2$	0,02	0,04	0,05	0,03	0,04	0,02	0,03	0,04	0,05	0,03
$I_3 \text{ кг.м}^2$	0,04	0,06	0,07	0,06	0,05	0,04	0,05	0,05	0,06	0,04
z_1	20	22	18	21	23	18	22	24	25	19
z_2	30	44	26	36	46	32	50	48	52	38
z_3	40	60	52	70	80	58	65	72	96	72
$m, \text{кг}$	5,0	4,0	3,0	2,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	2,0
$M_2, \text{Нм}$	5	10	15	20	15	10	15	20	15	5

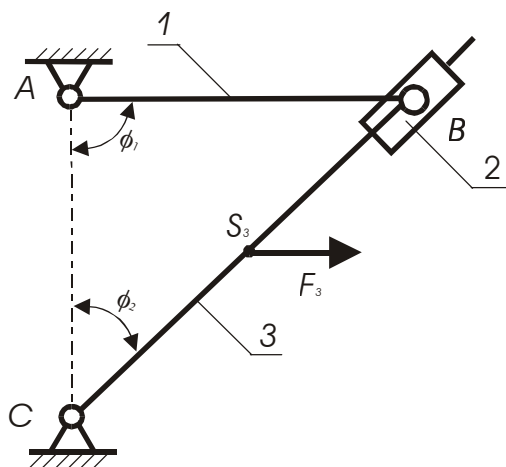


Рисунок 3.9 – Схема до варіанту 9

Таблиця 3.9 - Числові дані до варіанту 9

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
M_3 , Нм	15	14	13	12	10	20	22	24	27	25
I_{S_3} , кгм ²	0,015	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,01
l_{AB} , мм	100	190	180	170	160	150	140	130	120	110
ϕ_1 , град	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
ϕ_2 , град	30	45	60	30	45	60	30	45	60	30
F_3 , кН	1	2	3	4	5	6	5	4	3	2
m_2 , кг	2	4	6	8	10	8	6	4	2	4

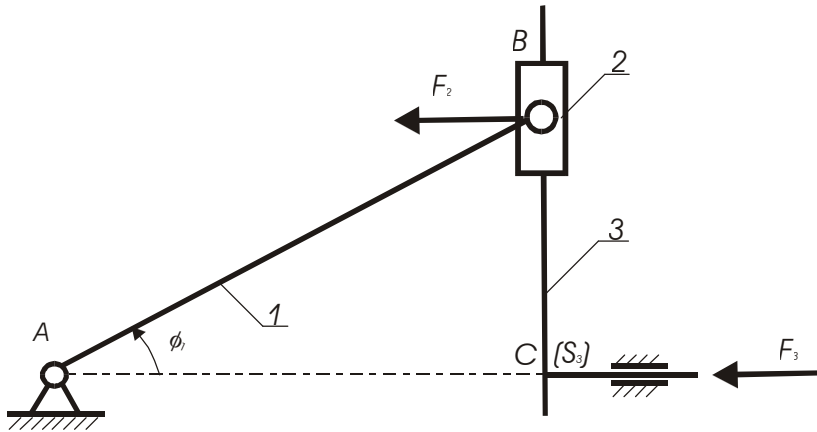


Рисунок 3.10 – Схема до варіанту 10

Таблиця 3.10 - Числові дані до варіанту 10

Величина	Остання цифра шифру									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
F_3 , Н	30	40	50	60	70	80	90	100	20	45
m_3 , кг	0,5	0,6	0,7	0,8	0,4	0,3	0,2	0,6	0,7	0,9
l_{AB} , мм	70	60	50	55	65	60	60	70	55	65
φ_1 , град	60	0	45	30	45	60	0	45	60	30
m_2 , кг	0,2	0,4	0,6	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,4	0,6
F_2 , Н	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100

Контрольна робота № 2

Задача №1

Для заданого сталевий стержня (дивись рис.1) необхідно:

1. Побудувати схему навантаження стержня згідно вихідних (початкових) даних, наведених у таблиці 2.1;
2. Побудувати епюру поздовжніх сил у загальному вигляді;
3. Визначити потрібну площу поперечного перерізу A , використовуючи умову міцності при розтягу (стиску);
4. Побудувати епюру нормальних напружень;
5. Знайти абсолютну деформацію на кожній ділянці стержня і побудувати епюру переміщень .

Прийняти $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ і $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$

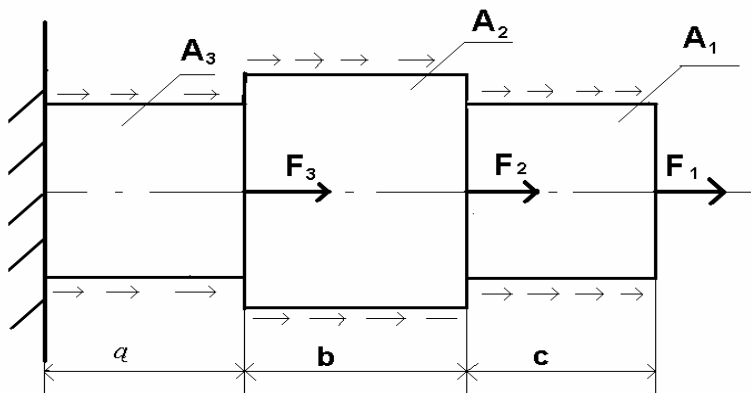


Рисунок 2.1 – Сталевий стержень

Таблиця 2.1- Вихідні данні навантаження стержня

№	A_1	A_2	A_3	q_1	q_2	q_3	F_1	F_2	F_3	a	b	c	$q, \text{кН/м}$	$a, \text{м}$
1	A	$2A$	A	q	-	$-q$	-	$2qa$	-	a	$2a$	a	10	2
2	$2A$	A	A	-	$2q$	-	$3qa$	-	$-qa$	$2a$	a	a	8	3
3	A	$2A$	$2A$	$-2q$	-	q	-	$4qa$	-	a	$3a$	a	7	4
4	$2A$	$2A$	A	-	$2q$	-	$2qa$	-	$-3qa$	$2a$	a	$3a$	12	3
5	A	A	$2A$	$3q$	-	q	-	$6qa$	-	a	$2a$	$3a$	14	2
6	A	$2A$	A	q	$-2q$	-	-	-	$-5qa$	$2a$	a	$3a$	15	1
7	$2A$	A	A	-	-	$-q$	$-5qa$	$3qa$	-	$4a$	$3a$	$2a$	13	3
8	A	$2A$	A	-	$3q$	-	$2qa$	-	$6qa$	$2a$	a	$3a$	12	4
9	$2A$	$2A$	A	q	-	q	-	$4qa$	-	a	$2a$	a	11	5
10	A	$2A$	$2A$	-	-	$2q$	$4qa$	$-qa$	-	$2a$	$2a$	$3a$	10	3
11	A	$2A$	A	q	-	-	$2qa$	$-3qa$	$-qa$	a	$3a$	a	12	4
12	$2A$	A	$2A$	q	-	$2q$	-	$-3qa$	-	$3a$	a	$2a$	13	3
13	A	$2A$	A	$-q$	-	$2q$	-	$-3qa$	-	$2a$	$4a$	a	12	2
14	$2A$	$2A$	A	-	q	-	$-3q$	-	$-2qa$	$3a$	a	$2a$	10	3
15	A	$2A$	$2A$	$2q$	-	$-q$	-	$-5q$	-	$2a$	a	$2a$	11	2

Таблиця 2.1 (продовження)

16	$2A$	$2A$	A	-	$-2q$	-	qa	-	$3qa$	$3a$	a	12
17	A	$2A$	A	$-3q$	-	$2q$	-	$5qa$	-	a	a	13
18	$2A$	$2A$	A	$-q$	$2q$	-	-	-	$5qa$	$3a$	a	14
19	A	A	$2A$	-	-	q	$5qa$	$-2qa$	-	a	$2a$	15
20	A	A	$2A$	-	$-3q$	-	$-2qa$	-	$5qa$	$2a$	$3a$	12
21	$2A$	A	$2A$	$-q$	-	$2q$	-	$-4qa$	-	$2a$	$2a$	11
22	A	A	$2A$	-	-	$-2q$	$5qa$	$2qa$	-	a	a	10
23	A	$2A$	A	$-q$	-	-	$4qa$	$-2qa$	qa	$2a$	a	12
24	A	A	$2A$	$2q$	-	$-q$	-	$2qa$	-	$2a$	a	14
25	$2A$	$2A$	A	q	$-2q$	-	-	-	$4qa$	a	a	15
26	A	A	$2A$	$-q$	-	$-2q$	-	$6qa$	-	$2a$	$2a$	12
27	$2A$	A	$2A$	-	q	-	$4qa$	-	$-5qa$	$2a$	$2a$	14
28	A	A	$2A$	$-2q$	-	-	-	$3qa$	$-2qa$	a	a	15
29	$2A$	$2A$	A	-	$-3q$	q	qa	-	-	$2a$	$4a$	14
30	A	A	$2A$	$3q$	-	-	-	$-qa$	$-3qa$	a	a	12

Задача №2

Для заданого сталюого валу (див рисунок 2.2) необхідно виконати:

1. Побудувати схему навантаження валу згідно вихідних даних (див. табл. 2.2);

2. Побудувати епюру крутних моментів і визначити крутильний момент T ;

3. Використовуючи умову міцності при крученні, знайти потрібний діаметр валу і округлити його до найближчої стандартної величини;

4. Побудувати епюру абсолютних кутів закручення.

Прийняти: $a = 1$ м. $G = 8 \cdot 10^4$ МПа

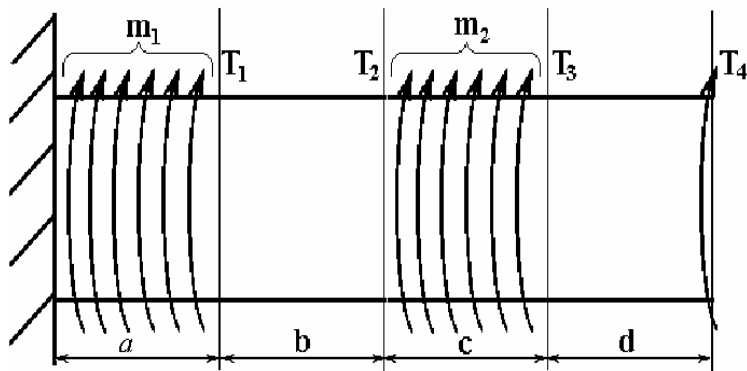


Рисунок 2.2 – Сталевий вал

Таблиця 2.2 – Вихідні данні навантаження сталюого валу

№	T_1	T_2	T_3	T_4	m_1	m_2	a	b	c	D	$P, \text{кв}$ m	$\omega, \text{с}^{-1}$	$[\tau],$ МП a
1	$4T$	$2T$	$-5T$	$3T$	0	$2T/a$	a	$2a$	a	A	2	1	30
2	$-2T$	$8T$	$3T$	$-4T$	0	$-2T/a$	a	a	a	A	4	2	35
3	T	$-3T$	$4T$	$2T$	$2T/a$	0	a	a	$2a$	A	8	4	40
4	$-3T$	$4T$	$-5T$	$3T$	$-2T/a$	0	a	a	a	$2a$	10	5	45
5	$3T$	$-6T$	$-2T$	$4T$	$3T/a$	0	$2a$	a	a	A	12	6	50
6	T	$3T$	$6T$	$-5T$	$-3T/a$	0	$2a$	$2a$	a	A	2	0,5	45
7	$-5T$	$2T$	T	T	0	$3T/a$	$2a$	$2a$	$2a$	A	4	1	40
8	$-5T$	$2T$	$-T$	T	0	$-3T/a$	$2a$	$2a$	a	$2a$	8	2	35
9	$-5T$	$-2T$	T	$-T$	$4T/a$	0	a	$2a$	$2a$	A	10	4	30
10	$-5T$	$3T$	$-2T$	$-T$	$-4T/a$	0	a	$2a$	$2a$	$2a$	12	3	35
11	$6T$	$-2T$	$-T$	$-T$	0	$4T/a$	$2a$	$2a$	$2a$	A	10	5	40
12	$-6T$	$-3T$	$2T$	T	0	$-4T/a$	a	a	$2a$	$2a$	8	4	45
13	$-6T$	$3T$	$-2T$	T	$5T/a$	0	a	$2a$	$2a$	$2a$	4	2	50
14	$6T$	$-3T$	$-2T$	T	$-5T/a$	0	$2a$	a	$2a$	$2a$	2	4	45
15	$-6T$	$4T$	$3T$	$-T$	0	$5T/a$	$2a$	$2a$	$2a$	$2a$	12	4	40

Продовження таблиці 2.2

16	$7T$	$-3T$	$2T$	$-T$	0	$-5T/a$	a	a	a	a	12	4	35
17	$-3T$	$-T$	$4T$	$2T$	$4T/a$	0	a	a	$2a$	a	2	4	30
18	$2T$	$-5T$	$-2T$	$-3T$	$-4T/a$	0	a	$2a$	a	a	4	2	35
19	$-T$	$3T$	$-4T$	$-2T$	0	$4T/a$	$2a$	a	a	a	8	4	40
20	$3T$	$-4T$	$5T$	$-3T$	0	$-4T/a$	a	a	a	$2a$	10	5	45
21	$-3T$	$5T$	T	$-4T$	$3T/a$	0	a	a	a	$2a$	12	3	50
22	$-T$	$-3T$	$-4T$	$5T$	$-3T/a$	0	a	$2a$	$2a$	$2a$	10	4	45
23	T	$2T$	$3T$	$-6T$	0	$3T/a$	$2a$	a	$2a$	$2a$	8	2	40
24	$-4T$	$-T$	$3T$	$-2T$	0	$-3T/a$	a	$2a$	$2a$	a	4	1	35
25	$5T$	$-2T$	$-T$	T	$2T/a$	0	$2a$	$2a$	$2a$	a	2	0,5	30
26	$-6T$	$3T$	$2T$	$-4T$	$-2T/a$	0	a	$2a$	$2a$	$2a$	12	6	35
27	T	$-2T$	$3T$	$-T$	0	$2T/a$	$2a$	$2a$	a	a	10	2	40
28	$6T$	$2T$	$-2T$	T	0	$-2T/a$	$2a$	$2a$	$2a$	a	8	5	45
29	$6T$	$-3T$	$-2T$	$-4T$	T/a	0	$2a$	$2a$	a	$2a$	4	0,5	50
30	T	$-2T$	$-4T$	$5T$	0	$-T/a$	$2a$	$2a$	$2a$	$2a$	2	1	45


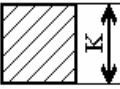
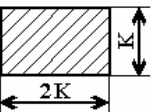
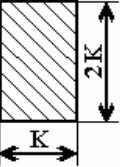
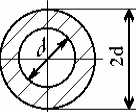
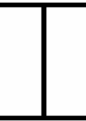
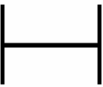

Задача №3

Для заданої балки (див. рис. 2.3) необхідно написати вирази внутрішніх силових чинників Q_y та M_z і побудувати їх епюри. Знайти і підібрати розміри поперечного перерізу балки при $[\sigma] = 160$ МПа. Початкові дані взяти із таблиці 2.3.






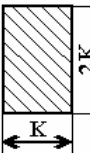





Задачу розв'язувати у такій послідовності:

1. Побудувати схему навантаження балки;
2. Для кожної ділянки балки записати в загальному вигляді вирази для Q_y і M_z ;
3. Побудувати епюри Q_y та M_z і визначити максимальну величину M_z за модулем;
4. Використовуючи умову міцності по нормальним напруженням при згині, визначити потрібний осьовий момент опору W_z ;
5. Знайти необхідні розміри поперечного перерізу балки. Прийняти: $q=10$ кН/м та $a=2$ м




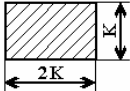
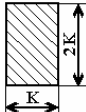
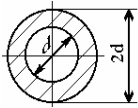





Таблиця 2.3 – Вихідні дані навантаження балок

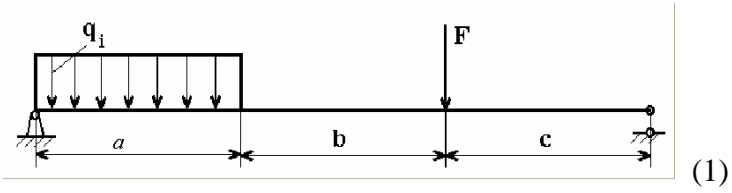
№	a	b	c	F	M	q_i	Форма перерізу
1	a	a	$2a$	qa	–	q	
2	a	$2a$	a	$2qa$	–	q	
3	$2a$	a	a	–	qa^2	$2q$	
4	$2a$	a	$2a$	–	$2qa^2$	$3q$	
5	$2a$	$2a$	a	$-2qa$	qa^2	–	
6	a	a	$2a$	$-qa$	$2qa^2$	–	
7	a	$2a$	a	$-3qa$	–	$2q$	
8	$2a$	a	a	qa	–	$-q$	

Продовження таблиці 2.3

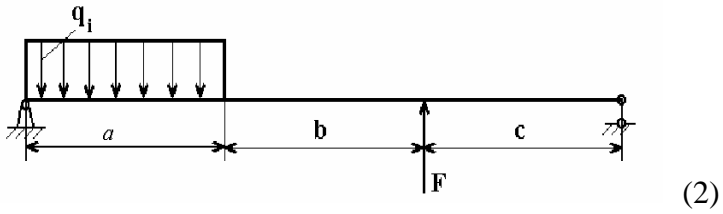
9	$2a$	a	$2a$	–	$3qa^2$	q	
10	$2a$	$2a$	a	–	$2qa^2$	$2q$	
11	a	a	a	$4qa$	–	$-2q$	
12	$2a$	$2a$	$2a$	$3qa$	–	$2qa^2$	
13	a	$3a$	a	–	$5qa^2$	q	
14	$2a$	a	$3a$	–	$-5qa^2$	$2q$	
15	a	$2a$	$3a$	$2qa$	–	$3q$	
16	$2a$	$3a$	$2a$	$-qa$	–	$-2q$	
17	a	a	$4a$	–	$4qa^2$	q	
18	$2a$	$4a$	a	$6qa$	–	$-q$	
19	a	$2,5a$	$1,5a$	$-4qa$	–	q	

Продовження таблиці 2.3

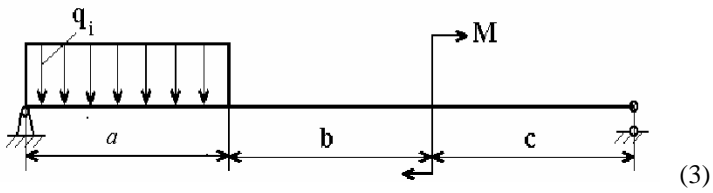
20	$2a$	$2,5a$	$2,5a$	–	qa^2	$2q$	
21	a	a	a	qa	–	$-q$	
22	$2a$	$2a$	$2a$	–	$2qa^2$	$-q$	
23	a	$3a$	a	$2qa$	–	q	
24	$3a$	a	$2a$	–	$3qa^2$	$-2q$	
25	$2a$	$3a$	a	$3qa$	–	q	
26	$3a$	$2a$	$2a$	$-2qa$	–	$-q$	
27	a	$4a$	a	–	$-2qa^2$	q	
28	$4a$	a	$2a$	$-qa$	–	$2q$	
29	$1,5a$	$2,5a$	a	qa	–	$-2q$	
30	$2,5a$	$2,5a$	$2a$	–	$-3qa^2$	q	



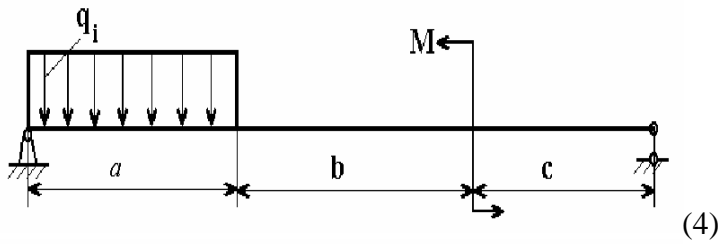
(1)



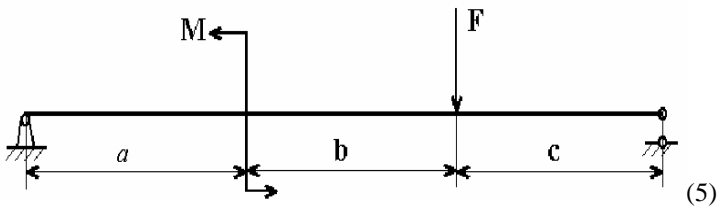
(2)



(3)

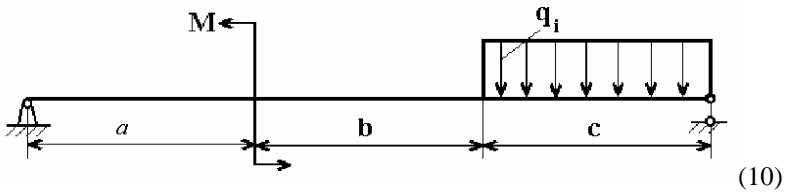
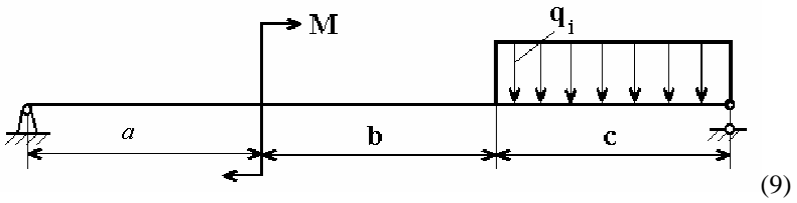
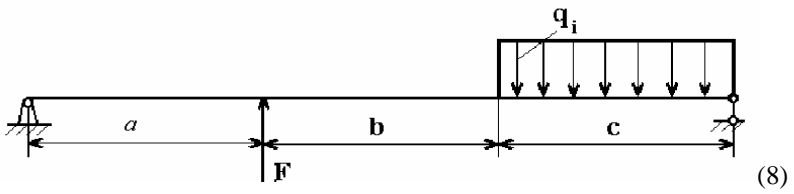
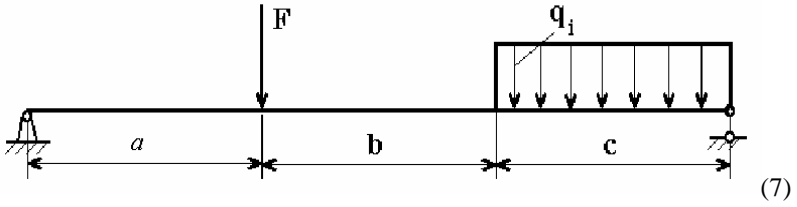
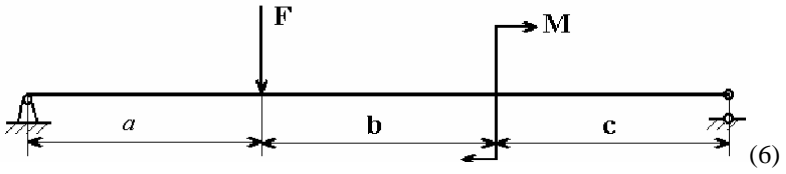


(4)

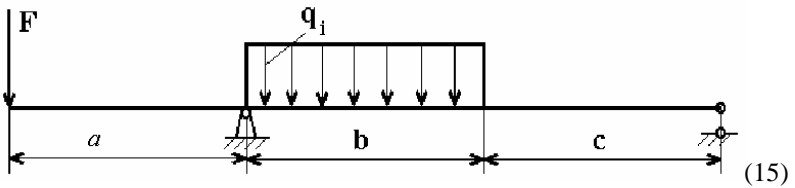
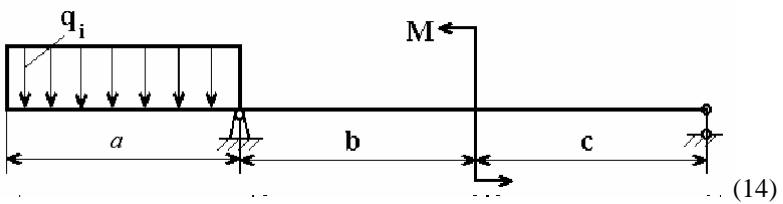
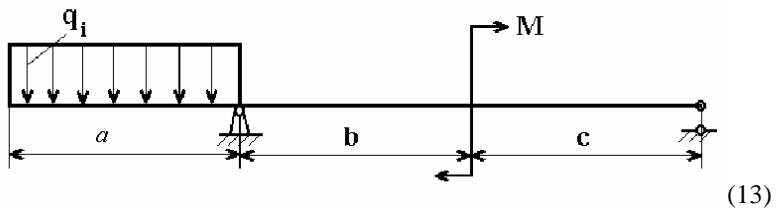
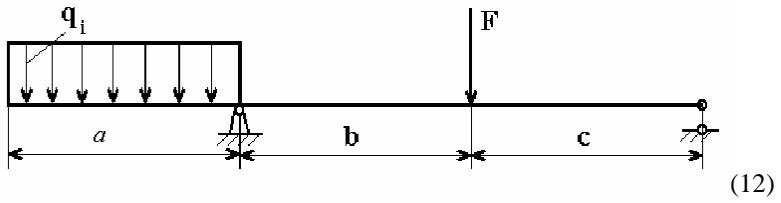
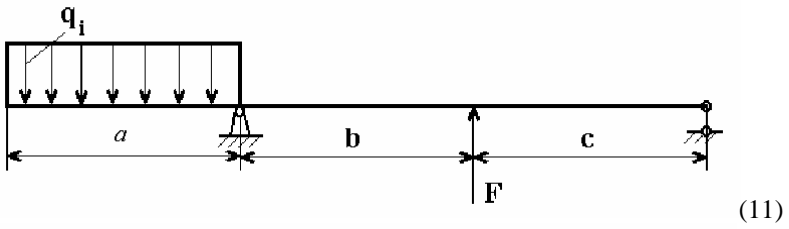


(5)

Рисунок 2.3 – Схеми балок



Продовження рисунку 2.3



Продовження рисунку 2.3

Згідно ДСТУ 8239-72, 8240-72, 8509-72 для стандартних профілів показані розміри на рис. 1, 2 і 3 і в табл.1,2 і 3.

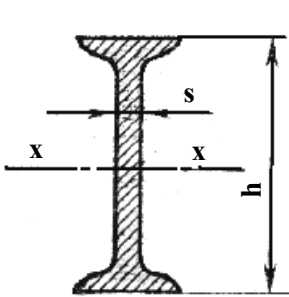


Рисунок 1

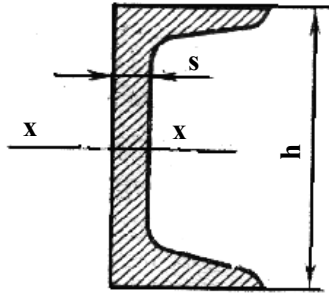


Рисунок 2

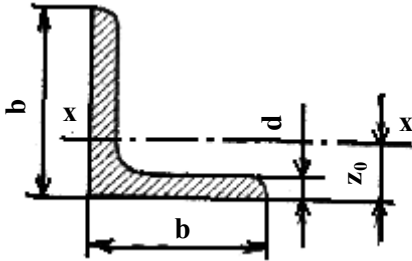


Рисунок 3

Таблиця 1 - Двотаври

Номер балки	Розміри, мм		Площа перерізу, см ²	Момент опору при згині W_x , см ³
	h	s		
10	100	4,5	12	39,7
12	120	4,8	14,7	54,8
14	140	4,9	17,4	81,7
16	160	5	20,2	109
18	180	5,1	23,4	143
20	200	5,2	26,8	184
22	220	5,4	30,6	232
24	240	5,6	34,8	289
27	270	6	40,2	371
30	300	6,5	46,5	472
33	330	7	53,8	597
36	360	7,5	61,9	743
40	400	8,3	72,6	953
45	450	9	84,7	1231
50	500	10	100	1589

Таблиця 2 – Швелери

Номер профіля	Розміри, мм		Площа перерізу, см ²	Момент опору при згині W_x , см ³
	h	s		
5	50	4,4	6,16	9,1
6,5	65	4,4	7,51	15
8	80	4,5	8,98	22,4
10	100	4,5	10,9	34,8
12	120	4,8	13,3	50,6
14	140	4,9	15,6	70,2
16	160	5	18,1	93,4
18	180	5,1	20,7	121
20	200	5,2	23,4	152
22	220	5,4	26,7	192
24	240	5,6	30,6	242
27	270	6	35,2	308
30	300	6,5	40,5	387

Таблиця 3 - Кутки рівнобічні

Номер профіля	Розміри, мм		Площа перерізу, см^2	Момент інерції, $J_x, \text{см}^4$	$z_0, \text{см}$
	b	d			
2	20	3	1,13	0,4	0,6
2,5	25	3	1,43	0,81	0,73
3,2	32	3	1,46	1,77	0,89
4	40	4	3,08	4,58	1,13
5	50	4	3,89	9,21	1,38
6,3	63	5	6,13	23,1	1,74
7	70	6	8,15	37,6	1,94
8	80	6	9,38	57	2,19
9	90	7	12,3	94,3	2,47
10	100	7	13,8	131	2,71
12,5	125	8	19,7	294	3,36
14	140	9	24,7	466	3,78
16	160	10	31,4	774	4,3
18	180	11	38,8	1216	4,85
20	200	12	47,1	1823	5,37

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. М., 1983, ч.П.
2. Теория механизмов и машин /Под ред. К.В.Фролова. М., 1982.
3. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. М., 1985.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М., 1966.