

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«Чернігівський колегіум» імені Т. Г. Шевченка**

Кафедра загальнотехнічних дисциплін та креслення

ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК

ЧАСТИНА 2:

ТЕОРІЯ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ. ДЕТАЛІ МАШИН

для підготовки бакалаврів технологічної та професійної освіти

Чернігів – 2018

УДК 621.8
ББК 30.1
Т 75

Укладачі: *Лаппо І. М., Люлька В. С.*

Відповідальний за випуск: *В.С. Люлька*

Рецензенти: кандидат технічних наук, доцент кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій ЧНТУ *Кайдаш М. Д.*;

доктор педагогічних наук, професор, декан технологічного факультету НУЧК імені Т. Г. Шевченка *Торубара О. М.*

Т 75 **Технічна механіка.** Навчально-методичний посібник. Частина 2: Теорія машин і механізмів. Деталі машин. Для підготовки бакалаврів технологічної та професійної освіти / Лаппо І. М., Люлька В.С. – Чернігів: НУЧК, 2018. – 161 с.

Навчально-методичний посібник містить тематику теоретичного матеріалу, яка включає навчальний матеріал з теорії машин і механізмів, деталей машин. Наведено методичні рекомендації до самостійної роботи з дисципліни. Надані варіанти завдань до виконання контрольної роботи з прикладами розв'язання задач, правила оформлення контрольних робіт, питання для самоконтролю. Наведено методику виконання лабораторних робіт з дисципліни «Технічна механіка». Тематика лабораторних робіт включає навчальний матеріал з теорії машин і механізмів, деталей машин. Надані варіанти завдань, правила оформлення звіту, приклади розрахунків, питання для самоконтролю, додатки з довідниковими матеріалами.

Рекомендовано до друку вченою радою технологічного факультету
Національного університету «Чернігівський колегіум»
імені Т. Г. Шевченка (Протокол № 2 від 12.11.2018 р.)

© Лаппо І. М., Люлька В.С., 2018

ЗМІСТ

| | |
|--|-----|
| Вступ..... | 5 |
| 1. Програма навчальної дисципліни..... | 6 |
| 2. Контрольні завдання та приклади їх розв'язання..... | 10 |
| Задача 1. Структурний аналіз плоского ричажного механізму..... | 10 |
| Задача 2. Визначення загального ККД довільної системи механізмів і потужності приводу..... | 12 |
| Задача 3. Структурний аналіз механізму маніпулятора..... | 14 |
| Задача 4. Проектування редуктора..... | 16 |
| Задача 5. Різьбові з'єднання..... | 25 |
| Задача 6. Зварні з'єднання..... | 42 |
| Вимоги до оформлення контрольних робіт..... | 56 |
| Питання до самоперевірки..... | 56 |
| 3. Лабораторні роботи..... | 57 |
| Лабораторна робота 1. Складання кінематичних схем та структурний аналіз плоских механізмів..... | 57 |
| Лабораторна робота 2. Експериментальне визначення параметрів прямозубих циліндричних зубчастих коліс..... | 65 |
| Лабораторна робота 3. Складання кінематичних схем зубчастих механізмів. Вираження передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів..... | 71 |
| Лабораторна робота 4. Побудова евольвентних профілів зубців методом огинання (обкочування)..... | 75 |
| Лабораторна робота 5. Визначення коефіцієнта корисної дії гвинтової пари..... | 80 |
| Лабораторна робота 6. Статичне й динамічне зрівноваження обертових мас..... | 88 |
| Лабораторна робота 7. Перевірний розрахунок шпонкових з'єднань..... | 94 |
| Лабораторна робота 8. Розрахунок циліндричних фрикційних передач..... | 99 |
| Лабораторна робота 9. Вивчення конструкції нерозчинних і керованих муфт..... | 105 |
| Лабораторна робота 10. Вивчення конструкції зубчастого редуктора та його деталей..... | 117 |
| Лабораторна робота 11. Вивчення конструкції та розрахунок на довговічність підшипників кочення..... | 125 |
| Лабораторна робота 12. Вивчення конструкції та визначення вантажної здатності валів і з'єднань деталей з валом..... | 135 |
| 4. Приклад тестових завдань..... | 143 |
| 5. Приклад комплексної контрольної роботи..... | 147 |
| Перелік рекомендованої літератури..... | 152 |
| Додатки..... | 153 |

| | |
|----------------|-----|
| Додаток А..... | 153 |
| Додаток Б..... | 154 |
| Додаток В..... | 155 |
| Додаток Г..... | 156 |
| Додаток Д..... | 159 |

ВСТУП

Навчальним планом підготовки бакалаврів технологічної та професійної освіти з дисципліни «Технічна механіка» передбачено вивчення навчального матеріалу шляхом відвідування курсу лекцій, виконання та захисту лабораторних робіт, самостійної роботи. Згідно останнім світовим тенденціям сучасної вищої освіти підвищення якості засвоєння навчального матеріалу повинно відбуватися за рахунок збільшення об'єму самостійної роботи студента.

Технічна механіка в системі фахової підготовки спеціалістів технологічної освіти відіграє важливу роль як основа при опануванні в подальшому знань з циклу загальнотехнічних та професійно спрямованих дисциплін. Необхідність у вивченні такого матеріалу визначається вимогами професійно-кваліфікаційної характеристики спеціаліста даного профілю.

Курс «Технічної механіки» традиційно компонується як інтеграція автономних курсів, чільне місце серед яких посідають «Теоретична механіка», «Опір матеріалів», «Теорія машин і механізмів», «Деталі машин».

Частина курсу **«Технічна механіка. Теорія механізмів і машин»** вивчає основи синтезу та аналізу машин і механізмів, що полягає у дослідженні взаємозв'язків геометричних, кінематичних і силових параметрів. Під час вивчення цього розділу студент набуває знань, необхідних для подальшого вивчення дисципліни «Технічна механіка», розділу **«Деталі машин»**, присвяченого основам конструювання та проектування деталей машин.

Вивчення «Технічної механіки» базується на знаннях, що отримані студентами під час вивчення курсів «Загальна фізика», «Вища математика», «Нарисна геометрія та креслення», «Технологія конструкційних матеріалів».

У результаті вивчення навчальної дисципліни студент повинен знати:

- основні закони, принципи теорії механізмів і машин, деталей машин;
- кінематичні залежності для визначення кінематичних параметрів механічних систем;
- методи проведення статичних і динамічних розрахунків;
- принципи утворення й проектування кінематичних схем механізмів;
- основи проектування й розрахунку деталей машин та їх з'єднань.

вміти:

- використовувати механізми, машини за принципами економії енергії, праці, матеріалів, часу;
- використовувати закони механіки відповідно до ситуації виробничих вимог;
- раціонально вибирати метод вирішення конкретних задач механіки;
- використовувати отримані знання під час вивчення спеціальних дисциплін.

1. ПРОГРАМА НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ

Змістовий модуль 3. Теорія машин та механізмів

Тема 1. Основні поняття теорії механізмів і машин

Основні поняття будови механізмів. Класифікація кінематичних пар. Плоскі важільні механізми, кількість ступенів вільності та їх визначення за формулою П. Л. Чебишева. Утворення та класифікація плоских важільних механізмів.

Контрольні запитання

1. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина? 2. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною? 3. За якими ознаками класифікують кінематичні пари? 4. Як класифікують кінематичні ланцюги? 5. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів? 6. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів? 7. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму? 8. Які основні задачі синтезу механізмів?

Тема 2. Структурний і кінематичний аналіз механізмів

Побудова планів положень механізмів та траєкторій точок. Плани швидкостей та прискорень механізмів. Основи проектування важільних механізмів. Сили, що діють на ланки механізмів і машин. Метод кінетостатики. Теорема Жуковського.

Контрольні запитання

1. Яка існує класифікація передач? 2. Назвіть передачі зчепленням. 3. Наведіть приклади застосування зубчастих передач. 4. Що таке передаточне відношення? 5. Як визначається знак передаточного відношення? 6. Які механізми називаються планетарними? 7. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.

Тема 3. Зубчасті механізми

Призначення кулачкових механізмів, їх типи, класифікація. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів.

Призначення та види зубчастих механізмів. Основна теорема зачеплення. Евольвентне зачеплення. Геометричні параметри нормального прямозубого циліндричного колеса.

Косозубі й шевронні колеса, особливості, геометричні параметри. Конічні зубчасті механізми, особливості, геометричні параметри. Черв'ячні механізми, геометричні параметри та кінематика.

Типи складних зубчастих механізмів. Багатоступінчасті передачі, їх передаточне відношення. Планетарні передачі, диференціальні та замкнуті диференціальні механізми.

Контрольні запитання

1. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом. 2. Дати визначення евольвенти. 3. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс. 4. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні з іншими? 5. Перелічити основні геометричні

характеристики зубчастих коліс. 6. Що таке модуль зубчастого зчеплення? 7. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса? 8. Яке зчеплення називають корегованим? 9. Які існують види корегування? 10. З якою метою застосовують корегування зубців? 11. Назвати основні конструктивні елементи зубчастого колеса. 12. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від розташування на зубчастому вінці? 13. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від взаємного розташування осей зубчастих коліс? 14. Які існують конструкції зубчастих коліс? 15. Яким чином обирається виконання шестерні та валу окремо або у вигляді вала-шестерні? 16. Назвати основні геометричні параметри зубчастого зчеплення.

Змістовий модуль 4. Деталі машин

Тема 1. Основні поняття деталей машин. Вимоги до машин та їх деталей. Нероз'ємні та роз'ємні з'єднання

Нероз'ємні з'єднання, класифікація, порівняльна характеристика. Роз'ємні з'єднання. Класифікація. Поняття про розрахунок різьбових та шпонкових з'єднань.

Контрольні запитання

1. Опишіть процес утворення заклепкового з'єднання. Яку форму мають заклепки та з яких матеріалів їх виготовляють? 2. Охарактеризуйте основні переваги та недоліки заклепкових з'єднань. 3. Наведіть характерні приклади заклепкових з'єднань та дайте співвідношення для їх основних розмірів. 4. Які види розрахунків на міцність виконують для заклепок та деталей, що з'єднуються заклепками? 5. Від яких факторів залежать допустимі напруження для деталей заклепкового з'єднання? 6. Назвіть та охарактеризуйте основні способи з'єднання деталей зварюванням. 7. Які переваги та недоліки зварних з'єднань? 8. Які бувають види зварних з'єднань? Назвіть типи зварних швів. Наведіть приклади. 9. Яка основна умова має бути при розрахунках стикових зварних з'єднань? Наведіть приклад розрахунку. 10. За якою умовою міцності розраховують кутові зварні шви? Визначте переріз кутового шва, де проходить його руйнування. 11. Наведіть приклади розрахунку на міцність зварного з'єднання внапусток. 12. Назвіть основні геометричні параметри метричної різьби. 13. Які матеріали застосовуються для виготовлення кріпильних різьбових деталей? Охарактеризуйте їхні класи міцності. 14. Назвіть способи стопоріння різьбових деталей? 15. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення моментів сил тертя в різьбі та на торці гайки. 16. Назвіть причини нерівномірного розподілу навантаження по витках гайки. Які конструктивні заходи використовують для підвищення рівномірності навантаження витків різьби? 17. Запишіть основні умови міцності витків різьби. Чому не розраховують на міцність витки різьби у разі використання стандартних різьбових деталей? 18. Назвіть характерні випадки навантаження різьбових з'єднань. За якими умовами міцність розраховують діаметр болтів для цих випадків навантаження?

Тема 2. Механічні передачі

Призначення передач, їх класифікація. Кінематичні й силові характеристики та співвідношення в передачах. Основні характеристики передач.

Контрольні запитання

1. Типи зубчатих передач, їх призначення і характеристики? Основні геометричні параметри зубчастих передач. 2. Особливості розрахунку косозубих (шевронних) передач. Чим пояснюється підвищення здатності навантаження цих передач в порівнянні з прямозубими? Причини плавності й безшумності роботи. Приведення косозубого колеса до еквівалентного прямозубому. 3. Сили в зачепленні косозубої циліндровій (шевронної) передачі. 4. Які матеріали і види термічної обробки застосовують для підвищення міцності й довговічності зубчастих передач? 5. Від яких характеристик матеріалу переважно залежать контактна витривалість і контактна напруга, що допускається? 6. Як враховують змінність режиму навантаження при визначенні напруги, що допускається. 7. Як записують умову підсумовування пошкоджень і як його пояснюють? 8. Назвіть особливості контактування зубців у передачах із зачепленням Новікова. 9. Як розміщена лінія зачеплення зубців у передачі Новікова щодо площини зубчастих коліс? 10. Чим пояснюється вища несуча здатність передачі Новікова у порівнянні з евольвентною передачею? 11. Як визначаються основні геометричні параметри зубчастих коліс передачі Новікова? 12. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору несучої здатності. 13. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс та запишіть формули їх визначення. 14. З якою метою роблять заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею? 15. Визначте основні геометричні параметри конічної передачі. 16. Які сили діють в зачепленні конічної зубчастої передачі? 17. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть їх основні переваги та недоліки у порівнянні з іншими передачами. 18. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони різняться між собою? 19. Назвіть основні параметри черв'яка та запишіть формули для їхнього визначення. 20. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса. 21. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі. 22. Які сили діють у зачепленні черв'ячної передачі, та запишіть формули для їх визначення. 23. Запишіть та проаналізуйте вирази для визначення ККД черв'ячної передачі у разі передавання обертального руху від черв'яка до колеса й навпаки. 24. Наведіть переваги й недоліки пасових передач порівняно з іншими типами передач. 25. Переваги і недоліки окремих типів пасів. 26. Наведіть класифікацію пасових передач.

Тема 3. Вали, осі, підшипники, муфти. Редуктори

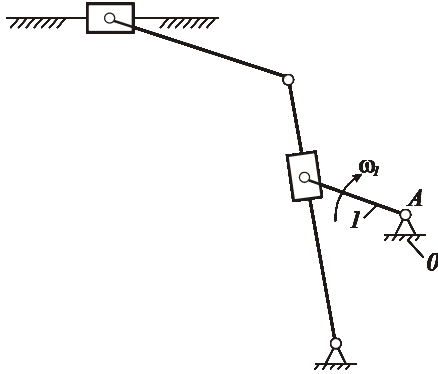
Вали та осі, загальна характеристика, класифікація. Розрахунок валів та осей. Підшипники, загальні відомості. Основи розрахунку на довговічність. Редуктори, загальні відомості й призначення. Основні типи редукторів.

Контрольні запитання

1. Чому розрахунок валу поділяють на два етапи: проектний та перевірний? 2. Які треба проводити перевірні розрахунки валів? 3. Чому вал розраховують на витривалість, навіть коли діє постійне навантаження? 4. Навіщо потрібна перевірка статичної міцності валу й за якими напруженнями її виконують? 5. Які фактори враховуються при визначенні запасу опору витривалості валу й за якими напруженнями його розраховують? 6. Навіщо перевіряти жорсткість валу й які параметри при цьому визначають? 7. Наведіть приклади конструкцій підшипників ковзання, їх переваги і недоліки. 8. Які матеріали використовуються в підшипниках ковзання? 9. Системи змащування підшипників ковзання, наведіть приклад. 10. Назвіть основні критерії працездатності підшипників ковзання. 11. Назвіть переваги та недоліки підшипників кочення. 12. Як класифікуються підшипники кочення? 13. Як умовно позначаються підшипники кочення? 14. Які критерії працездатності підшипників кочення? 15. Кінематичні співвідношення підшипників кочення. 16. Які сили виникають в підшипниках кочення? 17. Як вибирається тип підшипника? 18. Розрахунок підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю. 19. Розрахунок підшипників кочення за статичною вантажопідйомністю.

2. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ ТА ПРИКЛАДИ ЇХ РОЗВ'ЯЗАННЯ

ЗАДАЧА 1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКОГО РИЧАЖНОГО МЕХАНІЗМУ



Пронумеруйте ланки, дайте їм назви і вкажіть вид їх руху. Позначте кінематичні пари (КП), назвіть їх і вкажіть клас. Визначте рухливість W механізму і зробіть висновок про необхідну кількість вхідних ланок.

Вказівки до вирішення завдання

Для вирішення даного завдання необхідно вміти складати і аналізувати структурні схеми плоских важільних механізмів, розуміти по схемі, як працює механізм в цілому, як рухаються його окремі ланки і, відповідно до цього, давати їм назви, знати умовні позначення основних типів кінематичних пар, а також формулу Чебишева для визначення рухливості плоских механізмів:

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

де n – кількість рухомих ланок;

p_5 – кількість кінематичних пар V-го класу;

p_4 – кількість кінематичних пар IV-го класу.

При вирішенні завдання, в першу чергу, необхідно на схемі механізму пронумерувати ланки і позначити кінематичні пари. Ланки нумеруються арабськими цифрами, кінематичні пари позначаються великими літерами латинського алфавіту. Нумерацію всіх ланок механізму треба починати з нерухомої (нульової) ланки, яку прийнято називати стійкою і позначати на схемах цифрою 0, воно штрихується і являє собою раму (корпус, фундамент), на якій кріпиться даний механізм. Потім цифрою 1 позначається вхідна (провідна) ланка механізму, яка, як правило, здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі (в даному випадку навколо осі A), приводиться в рух від зовнішнього джерела (двигуна) і називається **кривошипом** (на ньому прийнято показувати кругову стрілку, спрямовану в бік його обертання).

Далі послідовно нумеруються інші ланки механізму аж до вихідної ланки 5, яка також пов'язана з нерухомою направляючою 0 і тому даний механізм є замкнутим. Ланка, яка здійснює поступальний рух по нерухомій направляючій (або в нерухомих направляючих) називається **повзуном**. Якщо повзун переміщається по рухомій направляючій, яка в свою чергу здійснює

поступальний, плоскопаралельний, обертальний або коливальний рух, то такий повзун називається кулісним каменем, а його рухлива напрямна - кулісою.

Якщо стрижневе ланка здійснює обертальний рух навколо нерухомої осі з обмеженим кутом повороту (коливальний рух) і не є кулісою, то його називають **коромислом**.

Стрижневе ланка, яка входить у обертальні кінематичні пари з двома іншими рухомими ланками і робить плоскопаралельний рух називають **шатуном**. Ланка, що уявляє собою круглий стрижень, що здійснює зворотно-поступальний рух в нерухомих направляючих прийнято називати **штоком**.

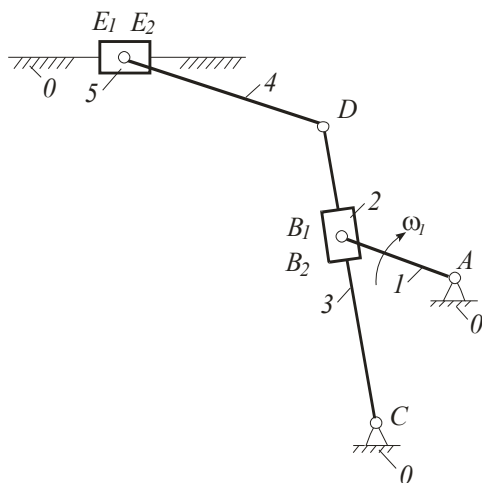
Розв'язання

Накреслимо структурну схему механізму й на ній пронумеруємо всі ланки та позначимо кінематичні пари механізму.

Виконаємо аналіз ланок даного механізму:

- 0 – стійка, нерухома ланка;
- 1 – кривошип, здійснює обертальний рух;
- 2 – кулісний камінь, здійснює плоский рух;
- 3 – куліса, здійснює коливальний рух;
- 4 – шатун, здійснює плоский рух;
- 5 – повзун, здійснює поступальний рух.

Проаналізуємо кінематичні пари. Всі пари даного механізму є нижчими кінематичними парами V-го класу:



A (0-1) - обертальна (тут і далі поруч з літерним позначенням КП, в дужках стоять номери ланок, що утворюють дану КП);

- B₁ (1-2) – обертальна;
- B₂ (2-3) – поступальна;
- C (0-3) – обертальна;
- D (3-4) – обертальна;
- E₁ (4-5) – обертальна;
- E₂ (5-0) – поступальна.

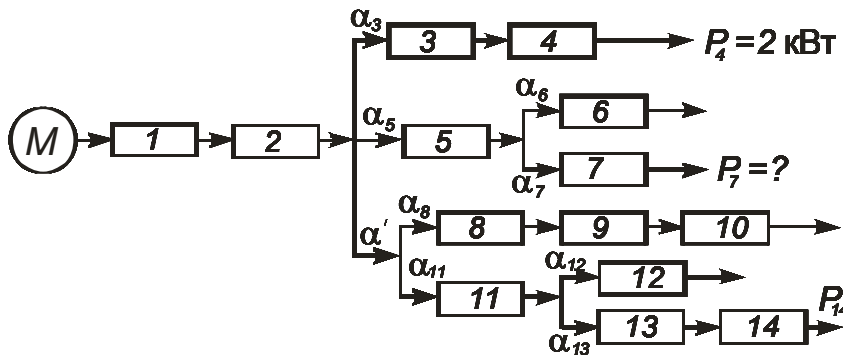
Таким чином, досліджуваний механізм складається з п'яти рухомих ланок і одної нерухомої ланки (стійки), з'єднаних між собою кінематичними парами тільки V-го класу. Оскільки даний механізм плоский, то його рухливість визначаємо за формулою П.Л. Чебишева:

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

де $n=5$ – кількість рухомих ланок механізму; $p_5=7$ – кількість кінематичних пар V класу; $p_4=0$ – кількість кінематичних пар IV класу.

Висновок: так як $W = 1$, то даний механізм має одну вхідну ланку – кривошип 1.

ЗАДАЧА 2. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАГАЛЬНОГО ККД ДОВІЛЬНОЇ СИСТЕМИ МЕХАНІЗМІВ І ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ



Визначити загальний ККД машинного агрегату η_{Σ} при комбінованому способі з'єднання механізмів в ньому, необхідну потужність двигуна $P_{\text{дв}}$ і потужність на вихідних валах 7-го і 14-го механізмів (P_7 і P_{14}).

$$\eta_1 = \eta_5 = \eta_{10} = 0,8; \quad \eta_2 = \eta_4 = \eta_7 = \eta_{12} = 0,7; \quad \eta_3 = \eta_6 = \eta_9 = 0,9;$$

$$\eta_8 = \eta_{13} = 0,6; \quad \eta_{11} = \eta_{14} = 0,85; \quad \alpha_3 = \alpha_6 = 0,2; \quad \alpha_5 = \alpha_8 = 0,3; \quad \alpha_{12} = 0,4.$$

Вказівки до вирішення задачі

Для вирішення даної задачі потрібно знати загальне визначення ККД машини:

$$\eta = \frac{|A_{nc}|}{A_{\partial}} = \frac{P_{nc}}{P_{\partial}}, \quad (2.1)$$

а також правила визначення загального ККД системи механізмів при їх послідовному та паралельному з'єднанні в ній:

$$\eta_{\Sigma}^{\text{посл}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \cdot \eta_n, \quad (2.2)$$

$$\eta_{\Sigma}^{\text{пар}} = \sum_1^n \alpha_i \cdot \eta_i, \quad (2.3)$$

де α_i – коефіцієнт, що визначає яка частка всієї енергії (при розподілі її по декількох паралельних потоків) йде на приведення в рух даного i -го механізму, при цьому $\sum_1^n \alpha_i = 1$ для даного розгалуження енергії.

Окрім того, щоб уникнути помилок при вирішенні подібних завдань, необхідно завжди пам'ятати, що ККД реальної машини знаходиться у межах: $0 \leq \eta < 1$, і не допускати помилок при виборі послідовності виконання арифметичних дій.

Розв'язання

Насамперед, визначимо відсутні коефіцієнти α_i , склавши наступні рівняння:

$$\alpha_3 + \alpha_5 + \alpha' = 1, \text{ звідки } \alpha' = 1 - \alpha_3 - \alpha_5 = 1 - 0,2 - 0,3 = 0,5;$$

$$\alpha_6 + \alpha_7 = 1, \text{ тоді } \alpha_7 = 1 - \alpha_6 = 1 - 0,2 = 0,8;$$

$$\alpha_8 + \alpha_{11} = 1, \text{ звідки } \alpha_{11} = 1 - \alpha_8 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$\alpha_{12} + \alpha_{13} = 1, \text{ тоді } \alpha_{13} = 1 - \alpha_{12} = 1 - 0,4 = 0,6.$$

Визначимо загальний ККД даного машинного агрегату, використовуючи формули (2) і (3):

$$\begin{aligned} \eta_{\Sigma} &= \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot (\alpha_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 + \alpha_5 \cdot \eta_5 (\alpha_6 \cdot \eta_6 + \alpha_7 \cdot \eta_7)) + \alpha' (\alpha_8 \cdot \eta_8 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{10} + \alpha_{11} \cdot \eta_{11} \cdot (\alpha_{12} \cdot \eta_{12} + \alpha_{13} \cdot \eta_{13} \cdot \eta_{14})) = \\ &= 0,8 \cdot 0,7 \cdot (0,2 \cdot 0,9 \cdot 0,7 + 0,3 \cdot 0,8 \cdot (0,2 \cdot 0,9 + 0,8 \cdot 0,7)) + 0,5 \cdot (0,3 \cdot 0,6 \cdot 0,9 \cdot 0,8 + 0,7 \cdot 0,85 \cdot (0,4 \cdot 0,7 + 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,85)) = \\ &= 0,56 \cdot (0,126 + 0,24 \cdot (0,18 + 0,56)) + 0,5 \cdot (0,1296 + 0,595 \cdot (0,28 + 0,306)) = \\ &= 0,56 \cdot (0,126 + 0,1776 + 0,5 \cdot (0,1296 + 0,3487)) = 0,56 \cdot (0,126 + 0,1776 + 0,239) = 0,304 \approx 0,3. \end{aligned}$$

Визначимо необхідну потужність двигуна, використовуючи формулу (1) і потужність на вихідному валу 4-го механізму:

$$\frac{P_4}{P_{\partial\partial}} = \eta' = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \alpha_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,8 \cdot 0,7 \cdot 0,2 \cdot 0,9 \cdot 0,7 = 0,07056 \approx 0,07.$$

З цієї рівності:

$$P_{\partial\partial} = \frac{P_4}{\eta'} = \frac{2}{0,07} = 28,57 \text{ кВт}.$$

Аналогічно до попереднього складемо рівність для визначення P_7 и

P_{14} :

$$\frac{P_7}{P_{\partial\partial}} = \eta'' = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \alpha_5 \cdot \eta_5 \cdot \alpha_7 \cdot \eta_7 = 0,8 \cdot 0,7 \cdot 0,3 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 0,075,$$

Звідки потужність на вихідному валу 7-го механізму

$$P_7 = P_{\partial\partial} \cdot \eta'' = 28,57 \cdot 0,075 = 2,14 \text{ кВт};$$

$$\frac{P_{14}}{P_{\partial\partial}} = \eta''' = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \alpha' \cdot \alpha_{11} \cdot \eta_{11} \cdot \alpha_{13} \cdot \eta_{13} \cdot \eta_{14} = 0,8 \cdot 0,7 \cdot 0,5 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,85 = 0,051$$

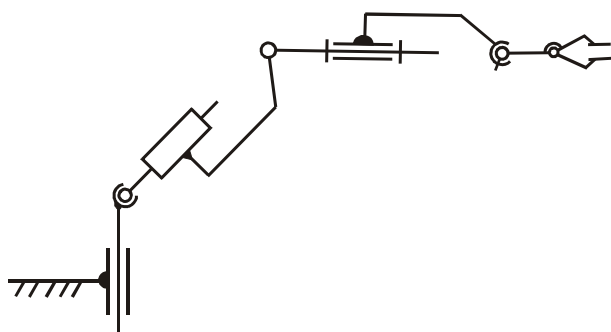
,

Звідки потужність на вихідному валу 14-го механізму

$$P_{14} = P_{\partial\partial} \cdot \eta''' = 28,57 \cdot 0,051 = 1,46 \text{ кВт}.$$

Відповідь: $\eta_{\Sigma} = 0,3$; $P_{\partial\partial} = 28,57 \text{ кВт}$; $P_7 = 2,14 \text{ кВт}$; $P_{14} = 1,46 \text{ кВт}$.

ЗАДАЧА 3. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ МАНІПУЛЯТОРА



Позначити всі ланки й кінематичні пари (КП) маніпулятора, дати назву всіх КП і вказати їх класи. Визначити рухомість W і маневреність M маніпулятора, зробити висновок про необхідну кількість джерел руху й можливостях його маневру.

Вказівки до вирішення задачі

Для вирішення цього завдання необхідно вміти складати і аналізувати структурні схеми механізмів промислових роботів (ПР) і маніпуляторів, знати прийняті в курсі ТММ умовні позначення і класифікацію всіх плоских і просторових КП, а також формулу (1) Сомова-Малишева для визначення рухливості W просторових кінематичних ланцюгів і формулу (2) для визначення маневреності M маніпуляторів і ПР:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \quad (3.1)$$

де n – кількість рухомих ланок;

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

Так як за визначенням **маневреність** – це рухомість маніпулятора при закріпленому (нерухомому) схваті, то формула для визначення величини маневреності має наступний вид:

$$M = 6(n - 1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3. \quad (3.2)$$

Оскільки механізм маніпулятора уявляє собою незамкнений просторовий кінематичний ланцюг, який містить тільки КП III, IV і V класів, то $p_2 = p_1 = 0$ і їх можна із формул (3.1) і (3.2) просто виключити.

Число W відповідає кількості джерел руху (тобто. двигунів або приводів), необхідних для повної визначеності рухів всіх його ланок. При цьому якщо $M \leq 0$, то маніпулятор маневреності не має і це означає, що в дану точку простору центр його схвату (захвата) може потрапити тільки при одному й тому взаємному розташуванні всіх ланок даного маніпулятора.

Якщо $M = 1$, то маніпулятор має можливість маневру в обхід перешкод в просторі; якщо $M \geq 2$, то маніпулятор має високу маневреність.

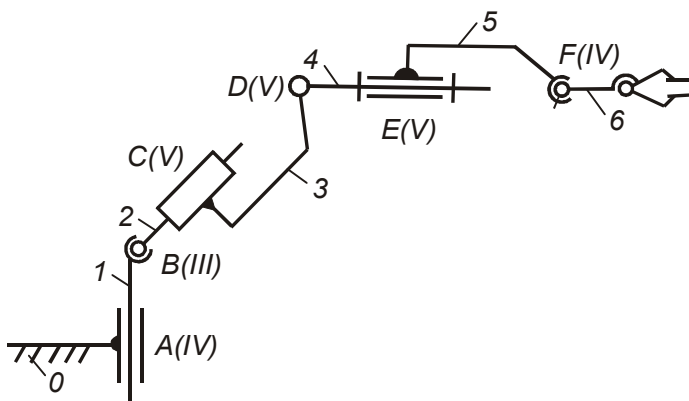
При вирішенні завдання, в першу чергу, необхідно на схемі маніпулятора пронумерувати всі ланки арабськими цифрами, починаючи від нерухомої (нульової) ланки – стійки 0 , і послідовно рухаючись до останньої

ланки – схвату. Після цього позначити всі КП, які з’єднують окремі ланки, великими літерами латинської абетки, й поряд з позначенням кожної КП вказати в дужках її клас (римськими цифрами). Потім визначити рухомість W і маневреність M маніпулятора, зробити необхідні висновки.

Розв’язання

Накреслимо структурну схему механізму маніпулятора, і на ній пронумеруємо всі ланки і позначимо всі кінематичні пари, дамо їм назви і вкажемо їх класи.

Проаналізуємо КП даного маніпулятора:



$A(0-1)$ – циліндрична КП IV класу (тут й далі поряд з буквеним позначенням КП, в дужках стоять номери ланок, що утворили дану КП);

$B(1-2)$ – сферична КП III класу;

$C(2-3)$ – поступальна КП V класу;

$D(3-4)$ – обертова КП V класу;

$E(4-5)$ – обертова КП V класу;

$F(5-6)$ – сферична з пальцем КП IV класу.

Розрахуємо рухомість маніпулятора за формулою Сомова–Малишева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 2 - 3 \cdot 1 = 36 - 26 = 10,$$

де $n=6$ – кількість рухомих ланок;

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

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

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

Визначимо маневреність маніпулятора:

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

Висновок: для роботи даного маніпулятора необхідно 10 джерел руху й він має високу маневреність.

ЗАДАЧА 4. ПРОЕКТУВАННЯ РЕДУКТОРА

Спроекувати редуктор приводу стрічкового конвеєра за наступними даними:

- | | |
|---|-------------------------------|
| 1. Тягове зусилля стрічки | $F = \dots$ кН |
| 2. Швидкість стрічки | $V = \dots$ м/с |
| 3. Діаметр барабана | $D = \dots$ м |
| 4. Термін служби | $C_{сл} = \dots$ роки (років) |
| 5. Добова тривалість роботи | $Z_{см} = \dots$ змін |
| 6. Коефіцієнт використання приводу протягом зміни | $K_{и} = \dots$ |
| 7. Коефіцієнт перевантаження | $K_{п} = \dots$ |
| 8. Вимоги до габаритів приводу | |
| 9. Тип зубчастої передачі | |

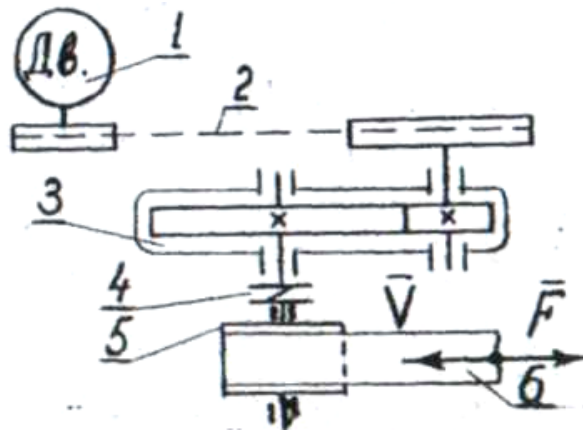


Рисунок 4.1 – Схема приводу: 1- електродвигун; 2 - пасова передача; 3 – редуктор; 4 – муфта; 5 – барабан; 6 – стрічка

Рекомендації по вибору чисельних значень варіантів вихідних даних

Підставою для вибору варіанту вихідних даних є прізвище студента, перші дев'ять букв якого вписуються в один рядок. Якщо в прізвищі налічується менше дев'яти букв, то її пишуть повторно до закінчення рядка з дев'яти букв. В разі, якщо в групі є однофамільці, то заповнення рядка починають з імені, після трьох букв якого слідує прізвище. Букви прізвища нумеруються числами від 1 до 9. Чисельне значення кожного варіанту вихідних даних визначається по таблиці варіантів на пересіченні граfi, відповідній даній цифрі і рядку, що містить відповідну букву прізвища.

Приклад вибору значень вихідних даних для студента Іванова Івана

| Варіант | І | В | А | Н | О | В | І | В | А |
|------------------|---------|----------|-------|---------|---------|-----|-----|------------|-----------|
| Номер граfi | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Числове значення | 23,5 кН | 1,45 м/с | 0,3 м | 5 років | 2 зміни | 0,6 | 1,3 | не жорсткі | прямозуба |

Таблиця 4.1 – Чисельні значення варіантів вихідних даних

| Варіант | Позначення | | | | | | | | Вимоги до габаритів приводу | Тип зубчастої передачі |
|---------|------------|------|------|----------|----------|-------|-------|-----------|-----------------------------|------------------------|
| | F | V | D | $C_{сл}$ | $Z_{см}$ | K_u | K_n | | | |
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | | |
| А К Х | 6 | 1,50 | 0,20 | 2 | 1 | 0,6 | 1,20 | жорсткі | прямозуба | |
| Б Л Ц | 7,5 | 1,65 | 0,25 | 3 | 2 | 0,7 | 1,25 | нежорсткі | косозуба | |
| В М Ч | 9,0 | 1,80 | 0,30 | 4 | 3 | 0,8 | 1,30 | жорсткі | шевронна | |
| Г Н Ш | 10,5 | 1,95 | 0,35 | 5 | 1 | 0,9 | 1,35 | нежорсткі | прямозуба | |
| Д О Щ | 12,0 | 2,10 | 0,40 | 6 | 2 | 1,0 | 1,40 | жорсткі | косозуба | |
| Е П Ъ | 13,5 | 2,25 | 0,45 | 5 | 3 | 0,9 | 1,45 | нежорсткі | шевронна | |
| Е Р Ы | 15,0 | 2,40 | 0,50 | 4 | 1 | 0,8 | 1,50 | жорсткі | прямозуба | |
| Ж С Ь | 16,5 | 2,55 | 0,55 | 3 | 2 | 0,7 | 1,45 | нежорсткі | косозуба | |
| З Т Э | 18,0 | 2,70 | 0,60 | 2 | 3 | 0,6 | 1,40 | жорсткі | шевронна | |
| И У Ю | 19,5 | 2,85 | 0,65 | 3 | 1 | 0,7 | 1,35 | нежорсткі | прямозуба | |
| Й Ф Я | 21,0 | 3,00 | 0,70 | 4 | 2 | 0,8 | 1,30 | жорсткі | косозуба | |

1. Вибір електродвигуна. Розрахунок енергосилових та кінематичних параметрів привода робочої машини.

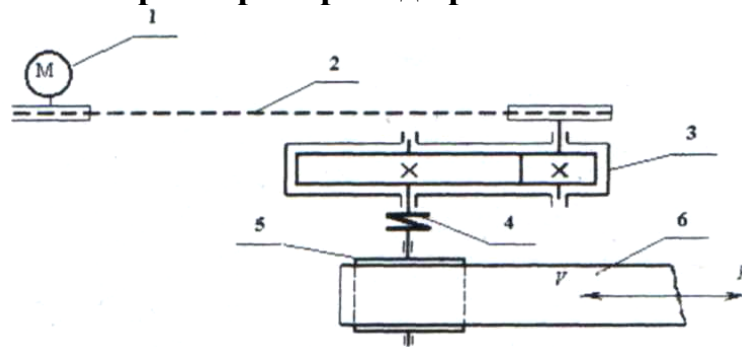


Рисунок 4.2 – Кінематична схема конвеєрної установки
 1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор;
 4 – муфта; 5 – барабан; 6 – стрічка

1.1 Вихідні дані:

1. Тягова сила стрічки конвеєра $F = 6$ кН.
2. Швидкість переміщення стрічки $v = 1,5$ м/с.
3. Діаметр барабану $D = 0,2$ м.
4. Строк служби $c_{сл} = 5$ років.
5. Додова тривалість роботи $K_{дт} = 3$ зміни.
6. Коефіцієнт використання привода машини на протязі зміни $K_{мз} = 0,8$.
7. Вимоги до габаритів привода – не жорсткі.
8. Тип передачі – прямозуба з циліндричними колесами.

1.2 Визначення потужності на приводному валу барабана конвеєра

$$P_{\sigma} = P_{np} = F \cdot v \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 9 \text{ кВт.}$$

Визначення потрібної розрахункової потужності електродвигуна

$$P_{\text{дв.р.}} = \frac{P_{np}}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{9}{0,9} = 10 \text{ кВт,}$$

де $\eta_{\text{заг}}$ – загальний ККД передавального пристрою (муфти і механічних передач), який дорівнює

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пас}} \cdot \eta_{\text{зн}} \cdot \eta_n^k = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,9$$

де $\eta_{\text{пас}} = 0,96$ – ККД пасової передачі, $\eta_{\text{зн}} = 0,97$ – ККД зубчастої передачі; $\eta_n = 0,9$ – ККД однієї пари підшипників кочення; k – кількість пар підшипників кочення.

Кутова швидкість приводного валу конвеєра

$$\omega_{\text{пр}} = \frac{v}{0,5D} = \frac{1,5}{0,5 \cdot 0,2} = 15 \text{ рад/с.}$$

1.3 Визначаємо максимальну кутову швидкість валу двигуна і його частоту обертання, беручи до уваги, що для зубчастого редуктора рекомендується передаточне число $u_{\text{зн}} \geq 4$, а для пасової передачі $u_{\text{пас}} \geq 2$:

$$\omega'_{\text{дв}} < \omega_{\text{пр}} \cdot u_{\text{зн}} \cdot u_{\text{пас}} < 15 \cdot 4 \cdot 2 = 120 \text{ рад/с;}$$

$$n'_{\text{дв}} < 30 \cdot \omega'_{\text{дв}} / \pi = (30 \cdot 120) / \pi = 1146 \text{ хв}^{-1}$$

1.4 Вибираємо із довідника трифазний асинхронний двигун єдиної серії 4А, тобто 4А160М6 з такими параметрами:

- номінальна потужність $P_{\text{дв}} = 11 \text{ кВт}$;

- номінальна частота обертання $n_{\text{дв}} = 975 \text{ хв}^{-1}$.

Кратність максимального обертового моменту $K_T = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,0$.

Кратність пускового обертового моменту $K_{\text{пуск}} = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 1,2$.

1.5 Перевірка двигуна на можливість його запуску при максимальному навантаженні конвеєра за виразом:

$$P_{\text{дв.р.}} \cdot K_{\text{п}} < P_{\text{дв}} \cdot \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}; 10 \cdot 1,2 < 11 \cdot 1,2$$

Оскільки нерівність видержується, двигун 4А160М6 є придатним. Його конструкцію, габаритні розміри, а також монтажні (діаметр вала та його довжина) і приєднувальні розміри показані на рис. 4.2.

1.6 Уточнення загального передаточного числа $U_{\text{заг}}$ механічного пристрою та розподіл його між пасовою та зубчастою передачами

$$\text{Оскільки } \omega_{\text{ДВ}} = \frac{\pi n_{\text{ДВ}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 975}{30} = 102,05 \text{ рад/с, } u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_{\text{Пр}}} = \frac{102,5}{15} = 6,8.$$

Приймаємо $u_{нас}=2$, тоді $u_{зп} = \frac{u_{заг}}{u_{нас}} = \frac{6,8}{2} = 3,4$ що менше $u_{зп}^{max} = 7$.

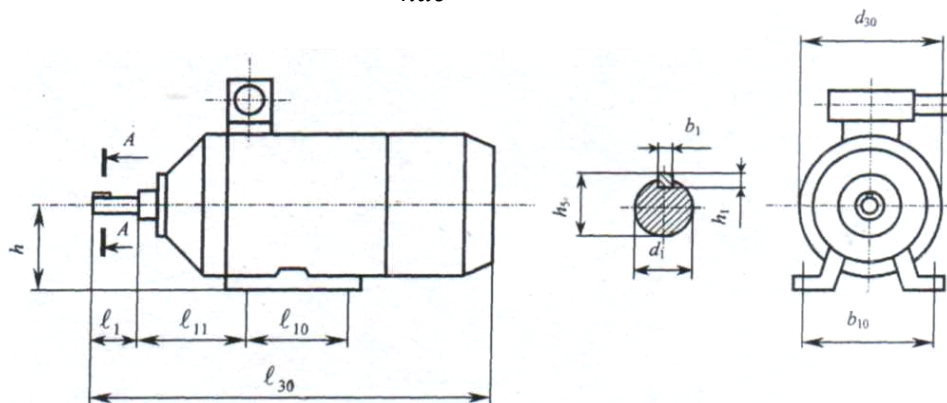


Рисунок 4.3 – Конструкція асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором

Таблиця 4.2 – Основні технічні характеристики електродвигуна

| Тип двигуна | Номінальна потужність $N_{ДВ}$, кВт | Частота обертання $n_{ДВ}$, об/хв | Кутова швидкість $\omega_{ДВ}$, c^{-1} | Відношення пускового (максимального) обертаючого моменту до номінального | |
|-------------|--------------------------------------|------------------------------------|---|--|-------------------------|
| | | | | $\frac{T_{П}}{T_{Н}}$ | $\frac{T_{МАХ}}{T_{Н}}$ |
| 4А160М6 | 11,0 | 975 | 120 | 1,2 | 2 |

1.7 Визначаємо кутові швидкості вала шестерні та колеса

$$\omega_1 = \omega_{ш} = \frac{\omega_{ДВ}}{u_{нас}} = \frac{102,5}{2} = 51,025 \text{ рад/с}; \quad \omega_2 = \omega_{к} = \frac{\omega_1}{u_{зп}} = \frac{51,025}{3,4} = 15 \text{ рад/с.}$$

1.8 Визначаємо потужності на валах шестерні та колесах

$$P_1 = P_{ДВ} \cdot \eta_{ПАС} \cdot \eta_{П} = 10 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,5 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{П} = 9,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,12 \text{ кВт.}$$

1.9 Визначаємо обертові моменти на валах шестерні та колеса

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{9,5 \cdot 10^3}{15,025} = 186,2 \text{ Нм.}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{9,12 \cdot 10^3}{15} = 608 \text{ Нм.}$$

2. Розрахунок та конструювання зубчатих коліс редуктора

(Технічні умови: до розмірів редуктора не пред'являють жорстких вимог)

2.1 Проектний розрахунок

Вибір матеріалів зубчастих коліс та призначення термообробки.

Для виготовлення шестерні та колеса вибираємо леговану сталь 40ХН, з термообробкою – поліпшення (табл.). За даними табл. вибираємо:

для шестерні твердість поверхні зубців $H_1 = 230 \dots 300$ НВ (найбільш

ймовірна твердість $H_1=280$ НВ),

для колеса твердість поверхні зубців $H_2=220\dots262$ НВ (найбільш ймовірна твердість $H_2=245$ НВ).

Визначаємо допустимі напруження для розрахунку коліс передачі

а) Допустимі контактні напруження, границі контактної витривалості зубців шестерні та колеса [2], табл. 4.5. будуть такими:

$$\sigma_{H_{01}} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H_{02}} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження для зубців шестерні та колеса знаходимо за формулами:

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{\sigma_{H_{01}}}{[n_H]} = \frac{630}{1,1} = 573 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{H_2} = \frac{\sigma_{H_{02}}}{[n_H]} = \frac{560}{1,1} = 509 \text{ МПа}.$$

де $[n_H]=1,1$ – коефіцієнт запасу міцності;

б) Допустимі напруження на згинання, границі витривалості зубців при згинанні:

$$\sigma_{F_{01}}=1,8H_1=1,8 \cdot 280=504 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F_{02}}=1,8H_2=1,8 \cdot 245=441 \text{ МПа};$$

в) Допустимі напруження на згинання зубців шестерні та колеса визначаємо за формулою:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F_{01}}}{[n_F]} = \frac{504}{2,2} = 229 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F_{02}}}{[n_F]} = \frac{441}{2,2} = 200 \text{ МПа},$$

де $[n_F]=2,2$ – коефіцієнт запасу міцності.

Визначаємо міжосьову відстань передачі за умови забезпечення контактної витривалості поверхонь зубців за формулою:

$$a \geq K_a (u_{3\Pi} + 1)^3 \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{\psi_{Ba} u_{3n}^2 [\sigma_{H_2}]^2}}.$$

Для цього попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця $\psi_{Ba}=0,3$ і відповідно знаходимо: $\psi_{Bd} = 0,5 \psi_{Ba} (u_{3\Pi} + 1) = 0,5 \cdot 0,3 (3,4+1) = 0,66$.

За даними табл., залежно від ψ_{Ba} (симетричне розміщення зубчастих коліс відносно опор валів та твердість $H < 350$ НВ) визначаємо коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців, $K_{H\beta} = 1,035$.

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 49,5$ МПа, тоді мінімальна міжосьова відстань:

$$a > 49,5(3,4+1) \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 608 \cdot 1,035}{0,3 \cdot 3,4^2 \cdot 509^2}} = 217,8 \sqrt[3]{0,7} = 217,8 \cdot 0,888 = 193,4 \text{ мм}.$$

Вибираємо модуль зубців за виразом:

$$m = a(0,01\dots0,02) = 193,4(0,01\dots0,02) = 1,93\dots3,87 \text{ мм}.$$

Стандартний модуль $m = 2,5$ мм.

$$\text{Сумарна кількість зубців коліс } Z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 193,4}{2,5} = 155.$$

$$\text{Тоді } Z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_{3II} + 1} = \frac{155}{3,4 + 1} = 35,2.$$

Приймаємо $Z_1 = 35$, тоді $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 155 - 35 = 120$.

$$\text{Фактичне передаточне число } u_{3II} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{120}{35} = 3,43.$$

Визначаємо попередні деякі параметри передач. Ділильні діаметри шестерні та колеса будуть такі:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 35 = 87,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 120 = 300 \text{ мм}.$$

$$\text{Міжосьова відстань } a = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (87,5 + 300) = 193,75 \text{ мм}.$$

$$\text{Ширина зубчастих вінців } b_2 = \psi_{ba} \cdot a = 0,3 \cdot 193,75 = 58,125 \text{ мм}.$$

$$\text{Приймаємо } b_2 = 58 \text{ мм}.$$

$$b_1 = b_2 + m = 58 + 2,5 = 60,5 \text{ мм}.$$

$$\text{Приймаємо } b_1 = 60 \text{ мм}.$$

Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = 0,5 \omega_1 d_1 = 0,5 \cdot 51,025 \cdot 87,5 \cdot 10^{-3} = 2,23 \text{ м/с}.$$

За даними табл. 4.2 вибираємо 9-й ступінь точності для всіх показників точності зубчастих коліс та передач.

2.2 Перевірочний розрахунок

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому. Для розрахунку попередньо визначимо необхідні коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 22^\circ}} = 1,76 \text{ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців};$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{E\alpha}} \approx 1,0 \text{ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній};$$

$K_{H\beta} = 1,095$ – див. П.3 розрахунку; $K_{HV} = 1,08$ ([2] табл. 4.10) – коефіцієнт динамічного навантаження.

Тоді розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{a U_{3II}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u_{3II} + 1)^3}{2 b_2}} \leq [\sigma]_{H2}$$

$$\sigma_H = \frac{275 \cdot 1,76 \cdot 1,0}{193,75 \cdot 3,43} \sqrt{\frac{608 \cdot 10^3 \cdot 1,095 \cdot 1,08 (3,43 + 1)^3}{2 \cdot 58}} = 0,728 \cdot 732,4 = 533 \text{ МПа},$$

що $\geq [\sigma]_{H2} = 509 \text{ МПа}$ і складає 4,7%, тобто лежить у допустимих межах.

Розрахунок зубців коліс на втому при згинанні. Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$$Y_{F1} = 3,74; Y_{F2} = 3,6 \text{ – коефіцієнт форми зубців (табл. 4.14.)}$$

$K_{F\beta} = 1,05$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців (табл. 4.8.).

$$K_{FV} = 1,28 \text{ – коефіцієнт динамічного навантаження (табл. 4.11.)}$$

Розрахунок напруження згинання зубців шестерні та колеса визначаємо за формулою:

$$\sigma_{F_1} = \frac{2T_1 K_f Y_{f_1} \cdot 10^3}{b_1 m_2 Z_1} \leq [\sigma]_{F_1};$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{2 \cdot 186,2 \cdot 1,05 \cdot 1,28 \cdot 3,74 \cdot 10^3}{60 \cdot 2,5^2 \cdot 35} = 143 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{2T_2 K_f Y_{f_2} \cdot 10^3}{b_2 m^2 Z_2} = \frac{2 \cdot 608 \cdot 1,05 \cdot 1,28 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{60 \cdot 2,5^2 \cdot 120} = 131 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомленого руйнування при згинанні забезпечується, оскільки розрахункові напруження при згинанні менші від відповідних допустимих напружень $[\sigma]_{F_1} = 229 \text{ МПа}$ та $[\sigma]_{F_2} = 200 \text{ МПа}$.

Розрахунок параметрів зубчастої передачі.

Розміри елементів зубців:

- висота головки зубця $h_a = m = 2,5 \text{ мм}$;
- висота ніжки $h_f = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ мм}$;
- висота зубця $h = 2,25m = 2,25 \cdot 2,5 = 5,625 \text{ мм}$;
- радіальний зазор $C = 0,25m = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ мм}$.

Розміри вінців зубчастих коліс:

- ділильні діаметри $d_1 = 87,5 \text{ мм}$ і $d_2 = 300 \text{ мм}$ (обчислені вище);
- діаметр вершини зубців $d_{a1} = d_1 + 2m = 87,5 + 2 \cdot 2,25 = 92,5 \text{ мм}$;
 $d_{a2} = d_2 + 2m = 300 + 2 \cdot 2,25 = 305 \text{ мм}$;
- діаметр впадин $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 87,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 81,25 \text{ мм}$;
 $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 300 - 2,5 \cdot 2,5 = 293,75 \text{ мм}$;
- міжосьова відстань передачі $a = 193,75 \text{ мм}$ (обчислена вище).

Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі.

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 608 \cdot 10^3}{300} = 4053 \text{ Н}.$$

$$\text{Радіальна сила } F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha = 4053 \cdot 0,364 = 1475 \text{ Н}.$$

Конструктивні елементи колеса визначаються за емпіричними формулами:

- товщина обода $\delta_0 = (3..4)m = (3..4)2,5 = 7,5...10 \text{ мм}$, приймаємо $\delta_0 = 10 \text{ мм}$.
- товщина диска $\delta_d = (0,25..0,35)b_2 = (0,25...0,35)58 = 14,5..20,3 \text{ мм}$,
- приймаємо $\delta_d = 15 \text{ мм}$.
- діаметр центрального отвору визначаємо за формулою при $[\tau] = 25 \text{ МПа}$

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa 2} \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{608 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{121,6 \cdot 10^3} = 49,6 \text{ мм} \text{ Приймаємо } d_{e2} = 50 \text{ мм}.$$

- діаметр маточини $d_m = (1,4...1,6) d_{e2} = (1,4...1,6)50 = 70...80 \text{ мм}$; $d_m = 75 \text{ мм}$.
- довжина маточини $L_m = (1,0..1,2) < d_{e2} = 58 \text{ мм}$.

Для вибору конструкції шестерні визначаємо діаметр валу d_{e1} під шестернею

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{M_{K1} \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{128,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{25,72 \cdot 10^3} = 29,5 \text{ мм} \text{ Приймаємо}$$

$d_{e1} = 30 \text{ мм}$.

Оскільки $d_1 > 2d_{e1}$, то шестерня приймається насадною (див. рис. 4.4)

Тому що діаметр валу значно менше діаметра западин шестерні, останню виконуємо з'ємною у вигляді диску з отвором, як показано на рис.4.4.

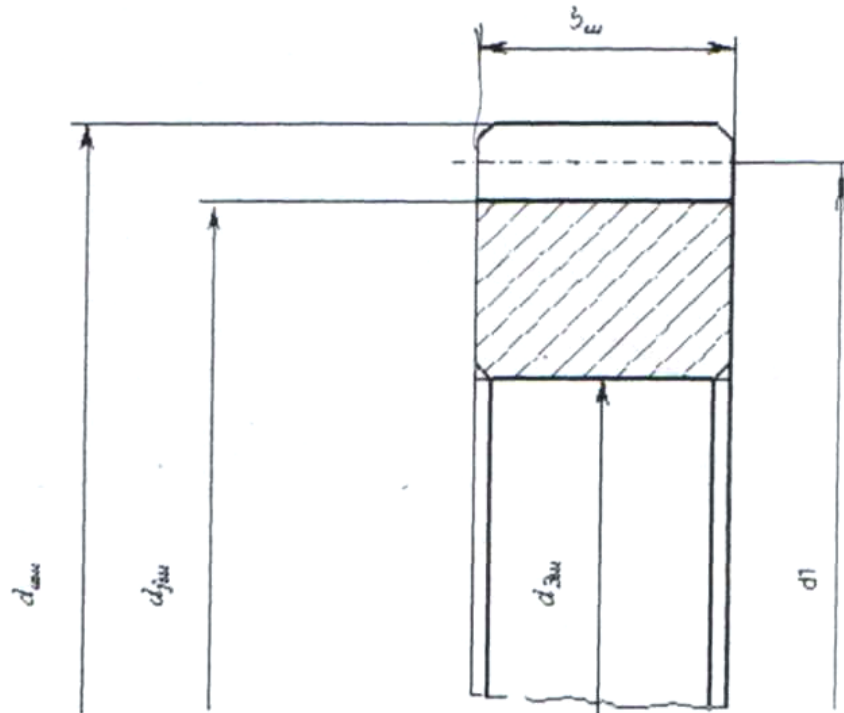


Рисунок 4.4 – Конструкція з'ємної шестерні

Конструювання колеса, заготівка якого отримана вільним куванням, представлено на рис.4.5.

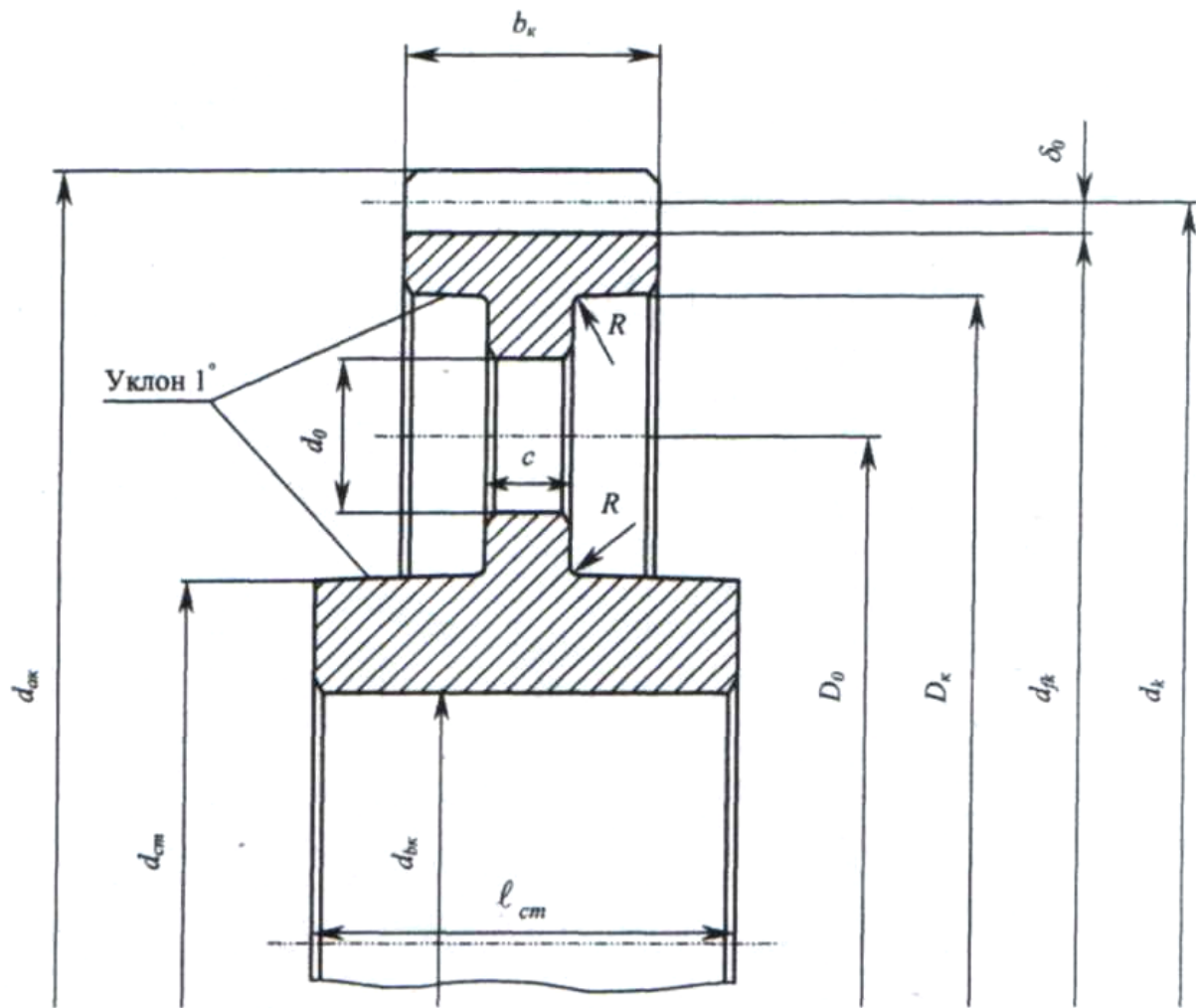


Рисунок 4.5 – Конструкція колеса з заготівки, що отримана вільним куванням

ЗАДАЧА 5. РІЗЬБОВІ З'ЄДНАННЯ

Різьбові з'єднання працюють, як правило, зтягнутими. Зовнішні навантаження на з'єднання можуть бути: осьовими (направленими уздовж вісі гвинта і прагнучими розкрити стик деталей), поперечними (при яких виникає зсув деталей) або комбінованими (розкриття і зсув деталей стику).

Розрахунок таких з'єднань зводиться до визначення положення найбільш навантаженого болту, визначення для нього повної (розрахункової) сили $F_{рас}$ і необхідної для надійної роботи з'єднання сили зтяжки F_3 .

Позначення:

F – зовнішня осьова сила, діюча на один болт і яка розкриває стик деталей;

χ – коефіцієнт зовнішнього навантаження;

($\chi = 0,15 \dots 0,3$ – стик металевий; $\chi = 0,4 \dots 0,5$ – м'яка прокладка в стику); χ – показує частку зовнішнього (робочого) навантаження, яке сприймається болтом у зтягнутому з'єднанні;

K_{cm} – коефіцієнт запасу по нерозкриттю стику, що приймається при постійному навантаженні – $1,25 \dots 2$; при змінному – $2,5 \dots 4$;

$K_3 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує ефект скручування болту при зтяжці;

$F_\delta = \chi F$ – додаткова зовнішня сила, діюча на болт після попередньої зтяжки силою F_3 ;

$F_\phi = (1 - \chi)F$ – частка зовнішньої сили F , що доводиться на розпрямлення стислих деталей стику від попередньої зтяжки силою F_3 ;

$F_3 = K_{cm} F (1 - \chi)$ – сила зтяжки болту, що гарантує нерозкриття стику;

$F_{рас} = F_{зат} + F_\delta = F[K_{cm}(1 - \chi) + \chi]$ – розрахункова сила на болт в зтягнутому з'єднанні;

$\sigma_{екв} = \frac{[1,3K_{cm}(1 - \chi) + \chi]F}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$ – розрахункове напруження в поперечному

перетині болту з урахуванням впливу крутного моменту при його зтяжці;

d_1 – внутрішній діаметр різьби болту.

Задачі розділу 5

Задача 5.1, тип I.

Визначити діаметр болтів фланцевого з'єднання верхньої частини автоклаву з його корпусом (рис. 5.1). Тиск рідини усередині автоклаву по манометру p , внутрішній діаметр верхньої частини автоклава D і кількість болтів z дані в табл. 5.2

Таблиця 5.1 – Допустимі осьові навантаження в kH для затягнутих болтів з метричною різьбою при неконтрольованій затяжці

| Тип різьби | Марка сталі | | | | | Тип різьби | Марка сталі | | | | |
|------------|-------------|------|------|------|-------|------------|-------------|-------|-------|-------|-------|
| | Ст3 | A12 | 45 | 40x | 30xH3 | | Ст3 | A12 | 45 | 40x | 30xH3 |
| M6 | 0,75 | 0,80 | 1,20 | 1,75 | 2,00 | M24 | 23,00 | 25,00 | 40,00 | 56,00 | 64,00 |
| M8 | 1,40 | 1,50 | 2,20 | 3,40 | 3,90 | M27 | 33,00 | 36,00 | 53,00 | 74,00 | 84,00 |
| M10 | 2,40 | 2,60 | 3,80 | 5,60 | 6,40 | M30 | 45,00 | 49,00 | 74,00 | 100,0 | 114,0 |
| M12 | 3,60 | 3,90 | 5,80 | 8,50 | 9,70 | M33 | 56,00 | 61,00 | 92,00 | 124,0 | 141,0 |
| M14 | 5,00 | 5,40 | 8,50 | 13,0 | 15,00 | M36 | 70,00 | 76,00 | 110,0 | 150,0 | 170,0 |
| M16 | 7,50 | 8,00 | 12,0 | 19,0 | 21,00 | M39 | 90,00 | 97,00 | 140,0 | 192,0 | 217,0 |
| M18 | 10,0 | 10,0 | 16,0 | 25,0 | 28,50 | M42 | 100,0 | 109,0 | 159,0 | 210,0 | 240,0 |
| M20 | 14,0 | 15,0 | 24,0 | 35,0 | 40,00 | M45 | 117,0 | 127,0 | 186,0 | 245,0 | 280,0 |
| M22 | 19,0 | 20,5 | 32,0 | 46,0 | 52,00 | M48 | 132,0 | 143,0 | 210,0 | 276,0 | 316,0 |

Примітка: При користуванні таблицею вплив деформації кручення болтів при затяжці враховувати не слід. Класи міцності різьбових з'єднань: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9. Перше число, помножене на 100 – σ_s (МПа); твір чисел, помножений на 10 – σ_T (МПа).

Таблиця 5.2 – Вихідні дані до задачі 5.1

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|----------------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| p, МПа | 2,0 | 1,9 | 1,8 | 1,7 | 1,6 | 1,5 | 1,4 | 1,3 | 1,2 | 1,1 |
| D, мм | 200 | 210 | 220 | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 |
| z | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 6 | 6 | 6 | 6 |

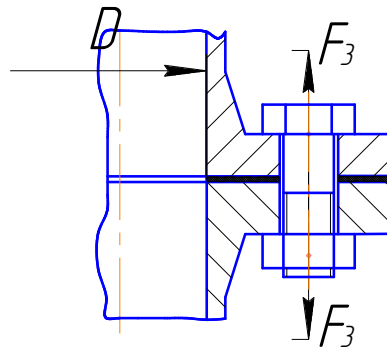


Рисунок 5.1

Задача 5.2, тип II.

Розрахувати болти, якими кріпиться стійка до фундаментної чавунної рами (рис. 5.2). Навантаження статичне. Дані для розрахунку приведені в табл. 5.3. Затяжка болтів не контролюється.

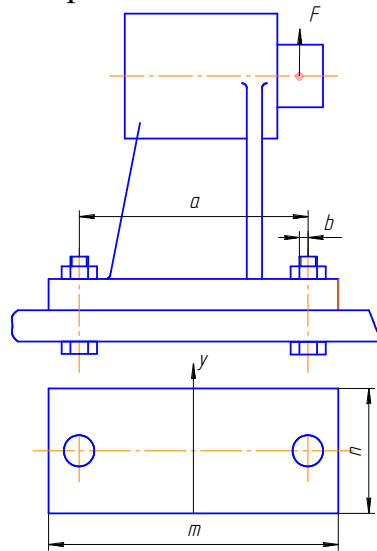


Рисунок 5.2

Таблиця 5.3 – Вихідні дані до задачі 5.2

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|---------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| <i>F</i>, кН | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| <i>a</i>, мм | 210 | 220 | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 |
| <i>b</i>, мм | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 | 65 | 70 | 75 |
| <i>m</i>, мм | 230 | 240 | 250 | 260 | 270 | 280 | 290 | 300 | 310 | 320 |
| <i>n</i>, мм | 30 | 30 | 30 | 30 | 40 | 40 | 40 | 40 | 50 | 50 |

Задача 5.3, тип III.

Навантажена стійка, як показано на рис.5.3, кріпиться до бетонної підстави чотирма болтами із сталі Ст. 3. Визначити необхідний діаметр болтів. Прийняти, що затяжка болтів не контролюється. Коефіцієнт тертя стійки по бетону $f = 0,3$. Для бетону $[\sigma_{зН}] = 3,0$ МПа. Коефіцієнт запасу по відсутності зсуву і нерозкриттю стику прийняти відповідно $K_{ст} = 1,5$; $K_{сд} = 1,2$. Коефіцієнт основного навантаження $\chi = 0,15$. Решту величин прийняти за таблицею 5.4.

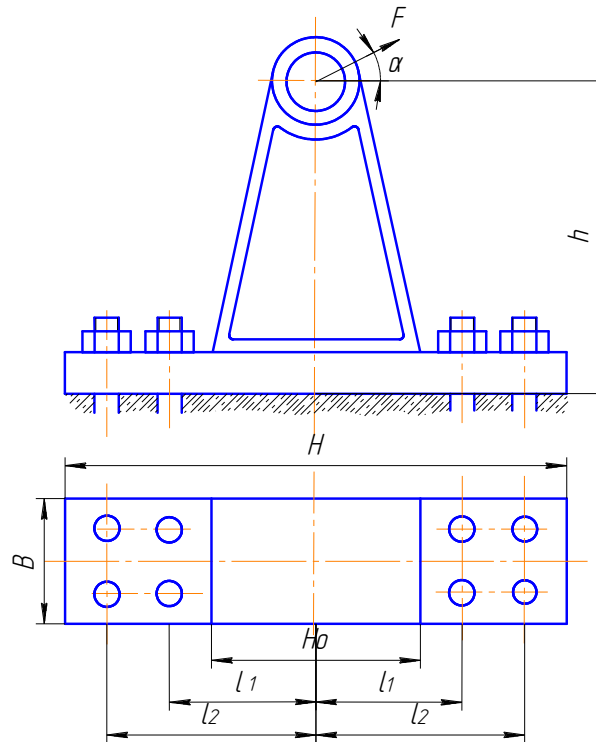


Рисунок 5.3

Таблиця 5.4 – Вихідні дані до задачі 5.3

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|----------------------|----------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $F, \text{кН}$ | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 | 38 |
| $\alpha, \text{рад}$ | $\pi/6$ | $\pi/4$ | $\pi/3$ | $\pi/4$ | $\pi/6$ | $\pi/3$ | $\pi/6$ | $\pi/4$ | $\pi/3$ | $\pi/6$ |
| $n, \text{мм}$ | 400 | 450 | 500 | 550 | 600 | 650 | 700 | 750 | 800 | 850 |
| $l, \text{мм}$ | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 | 150 |
| $B, \text{мм}$ | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 |
| $H, \text{мм}$ | 620 | 620 | 630 | 630 | 640 | 640 | 650 | 650 | 700 | 700 |
| $H_0, \text{мм}$ | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 | 200 |
| $l_2, \text{мм}$ | 260 | 260 | 265 | 265 | 270 | 270 | 285 | 285 | 300 | 300 |

Задача 5.4, тип IV.

Розрахувати клемове болтове з'єднання, яке забезпечує передачу обертового моменту з важеля завдяки прикладеній на його кінці сили F на вал діаметра D (рис. 5.4), за даними табл. 5.5. Коефіцієнт тертя f .

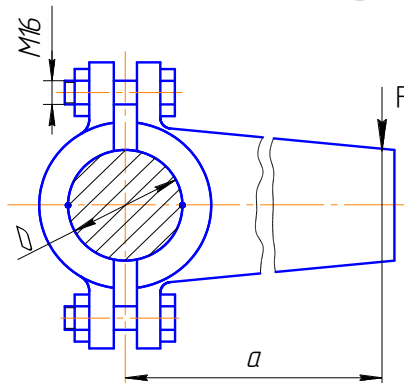


Рисунок 5.4

Таблиця 5.5 – Вихідні дані до задачі 5.4

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|----------------|----------|-----|-----|------|------|------|-----|-----|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $D, \text{мм}$ | 40 | 42 | 45 | 48 | 50 | 52 | 55 | 58 | 60 | 65 |
| f | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,18 | 0,18 | 0,18 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| $F, \text{Н}$ | 600 | 650 | 700 | 750 | 800 | 850 | 900 | 950 | 1000 | 1050 |
| $a, \text{мм}$ | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 520 | 540 | 560 | 580 |

Задача 5.5, тип V.

Розрахувати клемове болтове з'єднання, що забезпечує передачу обертового моменту з важеля завдяки прикладеній на його кінці сили F на вал діаметра D (рис. 5.5) за даними таблиці 5.6. Коефіцієнт тертя f .

Таблиця 5.6 – Вихідні дані до задачі 5.5

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|----------------|----------|-----|-----|------|------|------|-----|-----|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $D, \text{мм}$ | 40 | 42 | 45 | 48 | 50 | 52 | 55 | 58 | 60 | 65 |
| f | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,18 | 0,18 | 0,18 | 0,2 | 0,2 | 0,2 | 0,2 |
| $F, \text{Н}$ | 600 | 650 | 700 | 750 | 800 | 850 | 900 | 950 | 1000 | 1050 |
| $l, \text{мм}$ | 400 | 420 | 440 | 460 | 480 | 500 | 520 | 540 | 560 | 580 |
| $a, \text{мм}$ | 80 | 84 | 90 | 96 | 100 | 104 | 110 | 116 | 120 | 130 |

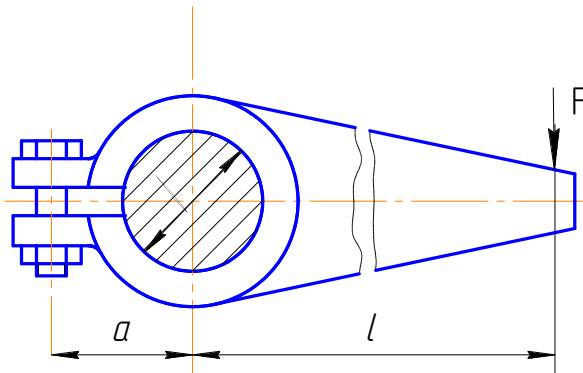


Рисунок 5.5

Задача 5.6, тип VI.

Визначити діаметр нарізної частини валу дискової пили, яка утримується між двома шайбами за допомогою сил тертя, що виникають при затяжці гайки на кінці валу (рис. 5.6). Пила долає опір різанню F . Дані для розрахунку приведені в табл. 5.7.

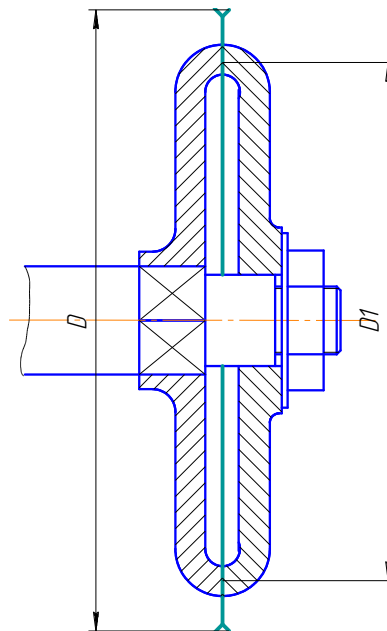


Рисунок 5.6

Таблиця 5.7 – Вихідні дані до задачі 5.6

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|----------|----------|------|------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| F, H | 600 | 625 | 650 | 675 | 700 | 725 | 750 | 775 | 800 | 825 |
| $D, мм$ | 700 | 700 | 650 | 650 | 600 | 600 | 550 | 550 | 500 | 500 |
| $D_1, м$ | 400 | 400 | 350 | 350 | 300 | 300 | 250 | 250 | 200 | 200 |
| f | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |

Задача 5.7, тип VII.

Розрахувати болти, що скріплюють зубчасте колесо з барабаном лебідки за допомогою чорних болтів. Вантажопідйомність лебідки F і діаметри D_1 і D_2 задані в табл. 5.8. Матеріал барабана – чавун, матеріал колеса – сталь 35. Кількістю болтів задатися ($z = 6 \dots 8$).

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|------------------|----------|------|------|-----|-----|-----|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $F, \text{кН}$ | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 |
| $D_1, \text{мм}$ | 250 | 250 | 300 | 300 | 350 | 350 | 400 | 400 | 450 | 450 |
| $D_2, \text{мм}$ | 400 | 400 | 450 | 450 | 500 | 500 | 550 | 550 | 600 | 600 |
| f | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |

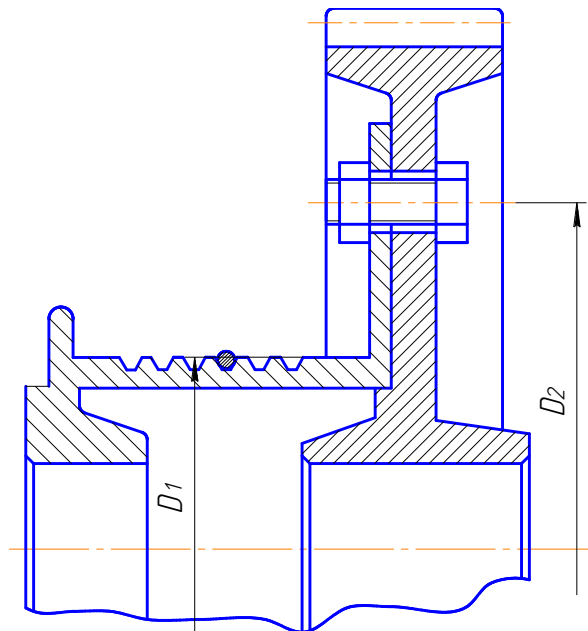


Рисунок 5.7

5.2 Розв'язання задач розділу 5

Задача 5.1.1

Визначити діаметр болтів фланцевого з'єднання верхньої частини автоклава з його корпусом. Тиск рідини усередині автоклава по манометру $p = 2 \text{ МПа}$, внутрішній діаметр верхньої частини автоклава $D = 200 \text{ мм}$ і кількість болтів $z = 8$. Дані, що не надані, прийняти самостійно.

Розв'язання

1) Сумарна зовнішня відриваюча сила, діюча на з'єднання

$$F_{\Sigma} = p \frac{\pi D^2}{4} = 1,5 \frac{3,14 \cdot 0,2^2}{4} \cdot 10^6 = 47100 \text{ Н}.$$

2) Зовнішня відриваюча сила, діюча на один болт

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z} = \frac{47100}{8} = 5887,5 \text{ Н} .$$

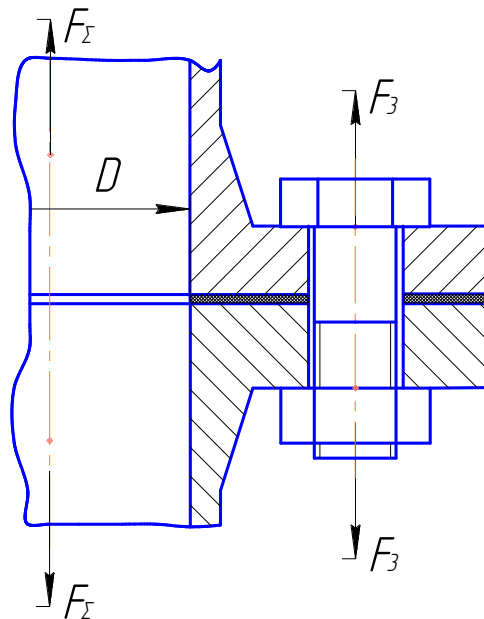


Рисунок 5.1.1

3) Приймавши $K_{cm} = 1,5$ і $\chi = 0,5$ (м'яка прокладка між фланцями), отримаємо розрахункове навантаження

$$F_{рас} = K_{cm}(1 - \chi)F + \chi F = 1,5(1 - 0,5)5887,5 + 0,5 \cdot 5887,5 = 4415,625 + 2943,75 = 7359,4 \text{ Н}$$

При неконтрольованій затяжці приймаємо болти М16 із сталі Ст3.

Задача 5.1.2

Розрахувати болти, якими кріпиться стійка до фундаментної чавунної плити. Навантаження статичне, болти прийняти чорні, якщо $F = 20 \text{ кН}$, $a = 300 \text{ мм}$, $b = 75 \text{ мм}$, $t = 320 \text{ мм}$, $n = 50 \text{ мм}$. Затяжка болтів не контролюється.

Розв'язання

1) Приводимо силу F до центру ваги стику; внаслідок отримуємо силу $F_z = F$, що намагається відірвати стійку від плити та момент $M = F\left(\frac{a}{2} - b\right) = 2,010^3\left(\frac{0,3}{2} - 0,075\right) = 1500 \text{ Нм}$, прагнучий повернути стійку навкруги вісі y .

2) Затяжка болтів повинна гарантувати нерозкриття стику. Від затяжки болтів на стику виникають напруження зминання $\sigma_{cm.zam}$, які можна вважати рівномірно розподіленими за площею стику (див. Рис. 1.2, б)

$$\sigma_{cm.zam} = \frac{zF_{3min}}{A_{cm}} = \frac{2F_{3min}}{0,32 \cdot 0,05} = 125F_{3min} ,$$

де F_{3min} - мінімальна сила затяжки кожного болту;

$z = 2$ – кількість болтів;

$$A_{cm} = mn = 0,32 \cdot 0,05 = 0,016 \text{ м}^2 \text{ – площа стику.}$$

3) Від дії відриваючої сили F_z напруження зминання на стику зменшиться на σ_{cm}^F (рис. 5.1.2, в)

$$\sigma_{cm}^F = \frac{F(1-\chi)}{A_{cm}} = \frac{20 \cdot 10^3 (1-0,15)}{0,016} = 1062500 \text{ Па} = 1,06 \text{ МПа},$$

де $\chi = 0,15$ – коефіцієнт основного навантаження

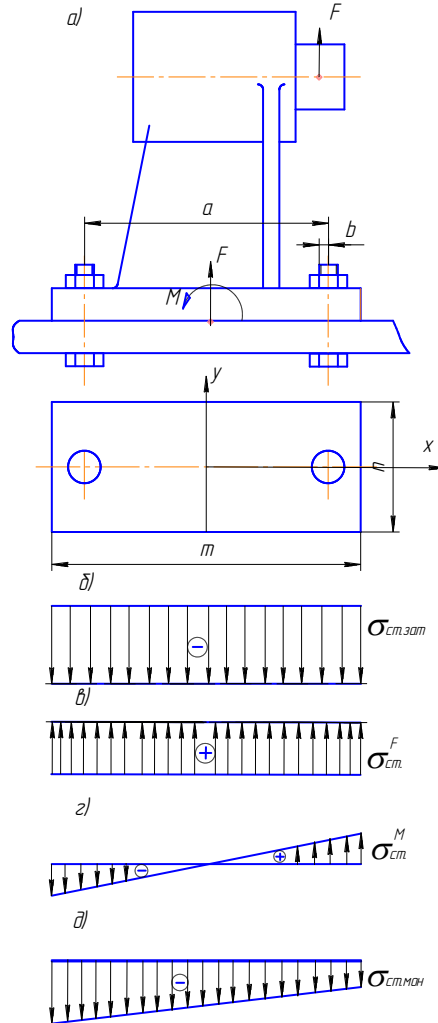


Рисунок 5.1.2

4) Від дії моменту M на лівій половині стику напруження зминання зростають, а на правій – зменшуються. Приймаємо, що напруження зминання на стику від моменту розподілені по лінійному закону (див. рис. 5.1.2, г) аналогічно розподілу напруження згину за нейтральної вісі, співпадаючій з віссю симетрії стику y . Тоді найбільші напруження зминання стику від моменту M буде:

$$\sigma_{cm}^M = \frac{M(1-\chi)}{W_{cm}} = \frac{1500(1-0,15)}{0,853 \cdot 10^{-3}} = 1494724,5 \text{ Па} \approx 1,5 \text{ МПа},$$

де $W_{cm} = \frac{nm^2}{6} = \frac{0,05 \cdot 0,32^2}{6} = 0,853 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ – осьовий момент опору площі стику.

5) Побудувавши результативну епюру напруження зминання на стику, складаємо умову нерозкриття стику, тобто, $\sigma_{cm.min} \geq 0$, або

$$\sigma_{cm.min} = \sigma_{cm}^F - \sigma_{cm.zam} + \sigma_{cm}^M \geq 0, \text{ тобто}$$

$$\sigma_{cm.min} = \frac{F(1-\chi)}{A_{cm}} - \frac{F_{3min}z}{A_{cm}} + \frac{M(1-\chi)}{W_{cm}} \geq 0, \text{ або}$$

$$\sigma_{cm.min} = -125F_{3min} + 1062500 + 1494724,5 = 0, \text{ звідки}$$

$$F_{3min} \cong 20458 \text{ Н}.$$

$$6) \text{ Умова міцності болту } \sigma_{max} = \sigma_{zam} + \sigma_F + \sigma_M \leq [\sigma_p],$$

де $[\sigma_p] = 90 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для болтів із сталі Ст3.

$$\sigma_{max} = \frac{F_{3min}K_{cm}K_3}{A_b} + \frac{F\chi}{zA_b} + \frac{M\chi l_{max}}{A_b \sum_{i=1}^2 l_i^2} \leq [\sigma_p],$$

де $K_{cm} = 1,5$ – коефіцієнт запасу по нерозкриттю стику;

$K_3 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує ефект скручування болту при затяжці;

$l_i = \frac{m}{2}$ – відстань від вісі у до центру ваги поперечного перетину болту;

$$\sigma_{max} = \frac{20458 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{0,15 \cdot 20000}{2 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{1500 \cdot 0,15 \cdot 0,15}{\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 2 \cdot 0,15^2} \leq [\sigma_p]; \text{ або}$$

$$\sigma_{max} = \frac{50819}{d_1^2} + \frac{1910,8}{d_1^2} + \frac{1500}{d_1^2} \leq [\sigma_p], \text{ звідки}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{52873}{90 \cdot 10^6}} = 0,0242 \text{ м} = 24,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо болти М27, у яких $d_1 = 23,752 \text{ мм}$ (внутрішній діаметр різьби).

Задача 5.1.3

Навантажена стійка, як показано на рис. 1.3, кріпиться до бетонного фундаменту чотирма болтами із сталі Ст3. Визначити необхідний діаметр болтів. Прийняти, що затяжка болтів не контролюється. Коефіцієнт тертя стійки по бетону $f = 0,4$. Для бетону $[\sigma_{сн}] = 1,8 \text{ МПа}$. Коефіцієнт запасу по відсутності зсуву і нерозкриттю стику прийняти відповідно $K_{cm} = 1,5$; $K_{сд} = 1,25$. Коефіцієнт основного навантаження $\chi = 0,20$. Решта величин:

$$F = 20 \text{ кН}, \alpha = \frac{\pi}{6}; h = 400 \text{ мм}, l_1 = 150 \text{ мм}, B = 200 \text{ мм}, H = 600 \text{ мм},$$

$$H_0 = 200 \text{ мм}, l_2 = 250 \text{ мм}.$$

Розв'язання

1) Приводимо зовнішню силу F_k до центру ваги стику; внаслідок одержуємо зсовуючу силу $F_x = F \cos \alpha = 20 \cdot \cos 30^\circ = 20 \frac{\sqrt{3}}{2} = 17,3 \text{ кН}$; відриваючу стійку силою $F_z = F \cdot \sin \alpha = 20 \cdot \sin 30^\circ = 10 \text{ кН}$; і момент $M = F_x \cdot h = 17,3 \cdot 0,4 = 6,92 \text{ кНм} = 6920,00 \text{ Нм}$, прагнучий повернути стійку відносно вісі y .

2) Затяжка болтів повинна гарантувати нерозкриття стику та відсутність зсуву стійки по фундаменту. Від затяжки болтів на стику виникають напруження зминання $\sigma_{ст.зат}$, які можна вважати розподіленими рівномірно за площею стику (див. рис. 5.1.3, б):

$$\sigma_{ст.зат} = \frac{F_{3min} \cdot z}{A_{ст}}, \text{ де } A_{ст} = B(H - H_0) = 0,2 \cdot (0,6 - 0,2) = 0,08 \text{ м}^2 \text{ - площа}$$

стику; F_{3min} - мінімальна сила затяжки кожного болту.

$$\sigma_{ст.зат} = \frac{F_{3min} \cdot 8}{0,08} = 100F_{3min} .$$

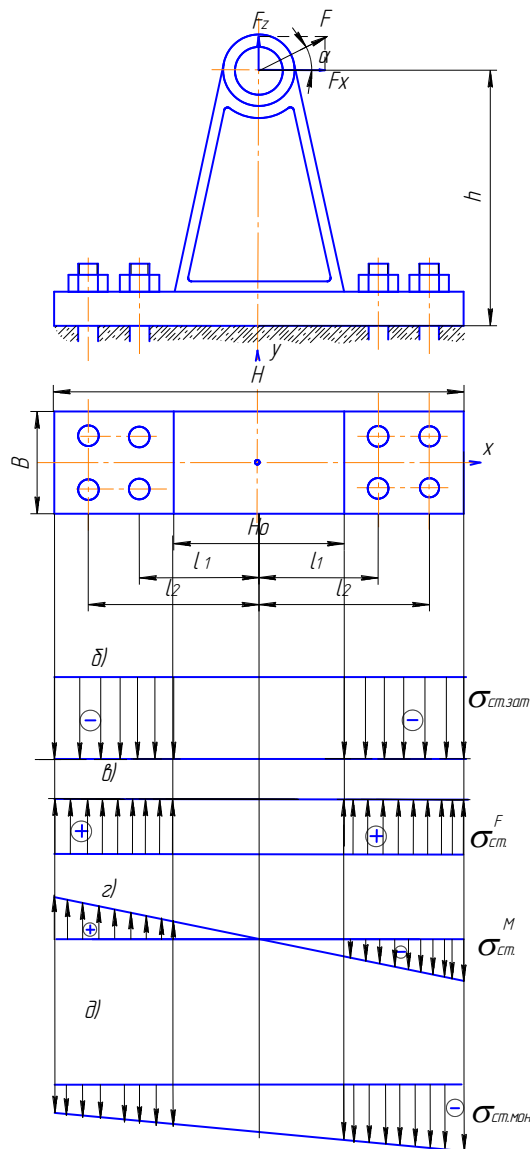


Рисунок 5.1.3

3) Від дії відриваючої сили F_z напруження зминання на стику зменшується на σ_{cm}^F (рис. 5.1.3, в):

$$\sigma_{cm}^F = \frac{F_z(1-\chi)}{A_{cm}} = \frac{10^2 \cdot (1-0,2) \cdot 10^3}{0,08} = 10^5 \text{ Па} = 0,1 \text{ МПа}.$$

4) Від дії моменту M на лівій половині стику напруга зминання зменшується, а на правій – збільшується. Приймаємо, що напруження зминання на стику від моменту розподілені по лінійному закону (рис. 5.1.3, г), аналогічно розподілу напруження згину відносно нейтральній вісі, співпадаючій з віссю симетрії стику «у». Тоді найбільше напруження зминання стику від моменту буде:

$$\sigma_{cm}^M = \frac{M(1-\chi)}{W_{y.cm}} = \frac{6920,0(1-0,2)}{0,011556} = 479058 \text{ Па} = 0,48 \text{ МПа},$$

де $W_{y.cm} = \frac{J_{y.cm}}{\chi_{\max}} = \frac{0,03467}{0,3} = 0,011556 \text{ м}^2$ – осьовий момент опору площі стику.

Тут $J_{y.cm} = \frac{BH^3}{12} - \frac{BH_0^3}{12} = 0,003467 \text{ м}^4$ – осьовий момент інерції площі стику.

5) Побудувавши результуючу епюру напружень зминання на стику, складаємо умову нерозкриття стику, тобто $\sigma_{cm.min} \geq 0$, або

$$\sigma_{cm.min} = \sigma_{cm}^F - \sigma_{cm.zam} + \sigma_{cm}^M \geq 0, \text{ тобто}$$

$$\sigma_{cm.min} = \frac{F_z(1-\chi)}{A_{cm}} - \frac{F_{3min}z}{A_{cm}} + \frac{M(1-\chi)}{W_{y.cm}} \geq 0, \text{ або}$$

$$\sigma_{cm.min} = 10^5 - 100F_{3min} + 479058 = 0,$$

звідки $F_{3min} = 5790 \text{ Н}$.

б) Перевіряємо, чи забезпечується міцність бетонного фундаменту

$$\sigma_{cm.max} = \sigma_{cm}^F - \sigma_{cm.zam} - \sigma_{cm}^M \leq [\sigma_{cm}], \text{ або}$$

$$\sigma_{cm.max} = \frac{F_z(1-\chi)}{A_{cm}} - \frac{F_{3min}K_{cm}z}{A_{cm}} - \frac{M(1-\chi)}{W_{y.cm}} \leq [\sigma_{cm}]$$

$$\sigma_{cm.max} = \frac{10000(1-0,2)}{0,1} - \frac{579,0 \cdot 1,5 \cdot 4}{0,01} - \frac{6920(1-0,2)}{0,011556} \leq [\sigma_{cm}]$$

$$\sigma_{cm.max} = 10^5 - 434250 - 479058,0 \leq [\sigma_{cm}]$$

$$\sigma_{cm.max} = 818308 \text{ Па} \cong 0,82 \text{ МПа}, \text{ що менше } [\sigma_{cm}] = 1,8 \text{ МПа}.$$

7) Складаємо умову міцності для самого навантаженого болту:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зам}} + \sigma^{F_z} + \sigma^M \leq [\sigma_p], \text{ або}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_3 \min K_{cm} K_3}{A_{\text{б}}} + \frac{F_z \cdot \chi}{z \cdot A_{\text{б}}} + \frac{M \cdot \chi \cdot l_{\max}}{A_{\text{б}} \sum_{i=1}^0 l_i^2} \leq [\sigma_p]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{5790 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{10000 \cdot 0,2}{8 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{6920 \cdot 0,2 \cdot 0,25}{\frac{\pi d_1^2}{4} (4 \cdot 0,15^2 + 4 \cdot 0,25^2)}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{14383}{d_1^2} + \frac{318,5}{d_1^2} + \frac{1296,4}{d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

Для болтів з класом міцності 5.6 маємо $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n_\sigma]} = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа}$,

де $[n_\sigma] = 3$ – запас міцності при неконтрольованій затяжці болтів.

$$\text{Тоді } d_1 = \sqrt{\frac{15997,9}{100}} = 12,64 \text{ мм}$$

Приймаємо болти М16, для яких $d_1 = 13,835 \text{ мм}$, крок різьби $p = 2 \text{ мм}$.

8) Перевіряємо достатність затяжки болтів за умовою відсутності зсуву стійки за виразом

$$F_f = f_3 \min K_{cm} z \cdot f \geq F_x K_{cd}$$

$$F_f = 5790 \cdot 1,5 \cdot 8 \cdot 0,4 \geq 17300 \cdot 1,3$$

$27792 > 22490$. Нерівність виконується.

Задача 5.1.4

Розрахувати клекове болтове з'єднання (рис. 5.1.4), що забезпечує передачу обертового моменту з важеля внаслідок прикладеної на його кінці сили $F = 600 \text{ Н}$ на вал діаметра $D = 40 \text{ мм}$, якщо $a = 400 \text{ мм}$, коефіцієнт тертя $f = 0,2$, кількість болтів $z = 2$, затяжка болтів неконтрольована.

Розв'язання

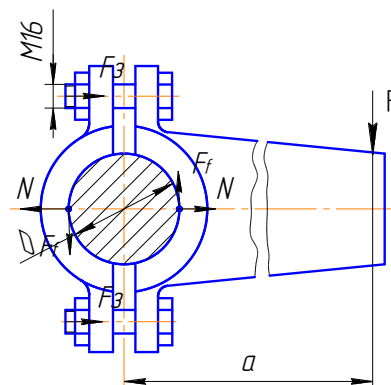


Рисунок 5.1.4

1) За умови рівноваги, вважаючи, що момент сил тертя повинен бути на 20 % більше моменту від сили F , знаходимо силу тертя F_f , прийнявши її умовно зосередженою в точках контакту валу і маточини клеми:

$$1,2F \cdot a = F_f D, \text{ звідки}$$

$$F_f = \frac{1,2F \cdot a}{d} = \frac{1,2 \cdot 600 \cdot 0,4}{0,04} = 7200 \text{ Н.}$$

2) За умови рівноваги знімальної скоби клеми, знаходимо необхідну силу затяжки F_3 кожного болту:

$$zF_3 = N = \frac{F_f}{f}, \text{ звідки}$$

$$F_3 = \frac{F_f}{z \cdot f} = \frac{7200}{2 \cdot 0,2} = 18000 \text{ Н.}$$

3) При неконтрольованій затяжці за табл. 5.1 приймаємо болти М22 із сталі Ст3.

Задача 5.1.5

Розрахувати клемове болтове з'єднання (рис. 5.1.5), що забезпечує передачу обертового моменту з важеля внаслідок прикладеної на його кінці сили $F = 600 \text{ Н}$ на вал діаметра $D = 40 \text{ мм}$, якщо $l = 400 \text{ мм}$, $a = 80 \text{ мм}$, коефіцієнт тертя $f = 0,2$, кількість болтів $Z = 2$, затяжка болтів неконтрольована.

Розв'язання

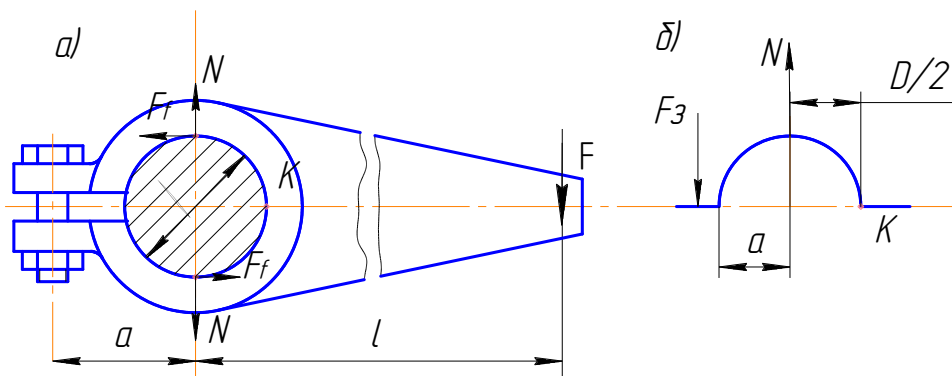


Рисунок 5.1.5

1) Приймаючи, що момент сил тертя $T_f = F_f D$ повинен на 20 % перевищувати передавальний обертовий момент $T = F \cdot l$, одержуємо:

$T_f = F_f D = f \cdot N \cdot D = 1,2 \cdot T$, звідки необхідна величина нормальної сили, діючої між маточиною і валом

$$N = \frac{1,2 \cdot T}{f \cdot D} = \frac{1,2 \cdot F \cdot l}{f \cdot D} = \frac{1,2 \cdot 600 \cdot 0,4}{0,2 \cdot 0,04} = 36000 \text{ Н.}$$

2) Встановлюємо зв'язок між силою N і зусиллям затяжки болту на підставі припущення про те, що половинки маточини клеми шарнірно сполучені з важелем (рис. 5.1.5, б).

$$\sum m_K(F_i) = z \cdot F_3 \left(a + \frac{D}{z} \right) - N \cdot \frac{D}{z} = 0, \text{ звідки}$$

$$F_3 = \frac{N \cdot \frac{D}{z}}{z \left(a + \frac{D}{z} \right)} = \frac{3600 \cdot 0,5 \cdot 0,04}{2(0,08 + 0,50 \cdot 0,04)} = 3600 \text{ Н.}$$

3) За табл. 5.1 приймаємо болти М12 із сталі Ст3 при неконтрольованій затяжці.

Задача 5.1.6

Круглу пилу закріплюють між двома шайбами за рахунок сил тертя, обумовленої затяжкою гайки на нарізаному кінці валу. Визначити необхідний діаметр нарізаної частини валу, приймаючи коефіцієнт тертя між шайбами і пилою $f = 0,15$. Середній діаметр шайб $D_1 = 200 \text{ мм}$, опір різанню $F = 1000 \text{ Н}$, діаметр пили $D = 600 \text{ мм}$. Матеріал валу – сталь 45.

Розв'язання

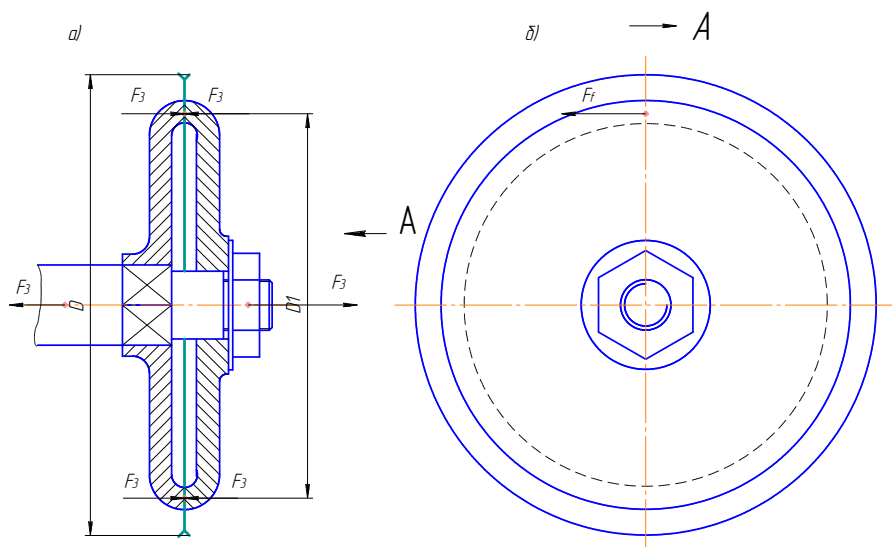


Рисунок 5.1.6

1) Гайка повинна бути затягнута так, щоб момент сил тертя T_f був приблизно на 20 % більше моменту сил опору різання T , який визначиться за рівністю

$$T = F \frac{D}{2} = 1000 \frac{0,600}{2} = 300 \text{ Нм.}$$

2) Момент сил тертя (за умови, що їх рівнодіюча прикладена по дотичній до кола середнього діаметра шайб)

$$T_f = F_3 f \frac{D_1}{2};$$

за умовою $T_f = 1,2T$, отже

$$F_3 f \frac{D_1}{2} = 1,2F \cdot \frac{D}{2};$$

звідси необхідне зусилля затяжки[^]

$$F_3 = \frac{1,2 \cdot F \cdot D}{f \cdot D_1} = \frac{1,2 \cdot 1000 \cdot 600}{0,15 \cdot 200} = 24000 \text{ Н} = 24 \text{ кН}.$$

Вважаючи, що затяжка не контролюється, приймаємо за таблицею різьбу М20.

Задача 5.1.7

Розрахувати чорні болти, що скріплюють зубчасте колесо з барабаном лебідки, якщо вага вантажу, що піднімається $F = 30 \text{ кН}$, діаметр барабана $D_1 = 380 \text{ мм}$, діаметр кола розташування осей болтів $D_2 = 520 \text{ мм}$. Матеріал барабана – чавун, матеріал колеса – сталь 35.

Вказівка: При розрахунку прийняти, що момент сил тертя T_f на 20 % більше моменту від сили в канаті. Затяжка болтів не контролюється.

Розв'язання

1) Оскільки болти поставлені із зазором, то зовнішнє навантаження F сприймається силами тертя F_f на стику колеса і барабана лебідки. Для спрощення розрахунку вважають, сила тертя F_f , викликана затяжкою болту F_3 , проходить через центр ваги його перетину.

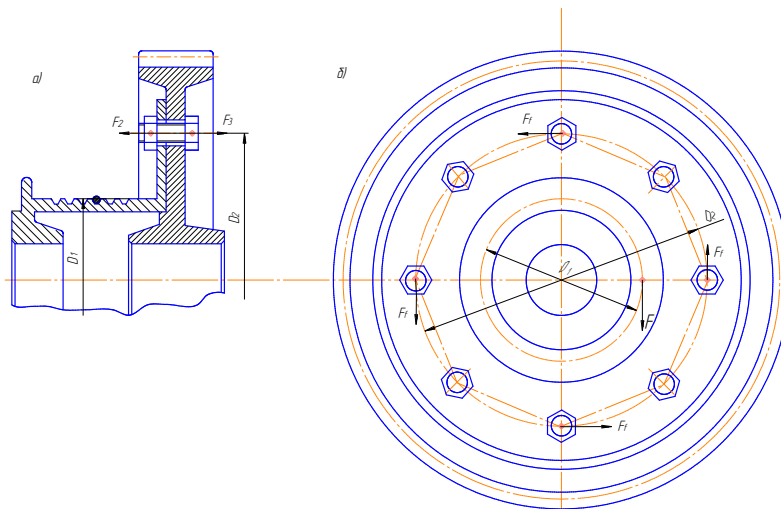


Рисунок 5.1.7

Виходячи з вказівок до задачі, маємо:

$$T_f = T \cdot 1,2, \text{ тобто}$$

$$F_f \cdot z \cdot f \cdot \frac{D_2}{2} = 1,2 \cdot F \cdot \frac{D_1}{2},$$

звідки необхідна затяжка болту

$$F_3 = \frac{1,2 \cdot F \cdot D_1 \cdot 2}{2 \cdot z \cdot f \cdot D_2} = \frac{1,2 \cdot F \cdot D_1}{z \cdot f \cdot D_2}.$$

Прийнявши кількість болтів $z = 8$ і $f = 0,2$, отримаємо

$$F_3 = \frac{1,2 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 0,38}{8 \cdot 0,2 \cdot 0,520} = 16442 \text{ Н.}$$

Прийнявши болти із сталі Ст.3, отримаємо за табл. 5.1 болти М22.

ЗАДАЧА 6.ЗВАРНІ З'ЄДНАННЯ

Розрахунок зварних з'єднань частіше за все виконується як перевірочний, коли вибрана конструкція з'єднання і заздалегідь визначені розміри її основних елементів.

Прийняті позначення і довідкові дані:

$[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтягування основного металу конструкції;

$[\sigma_{p.шв}]$ – допустиме напруження для стикового шва при розтязі;

$[\sigma_{с.шв}]$ – те ж при стиску;

$[\tau_{с.шв}]$ – допустиме напруження при зрізі для валикового (кутового) шва;

$h_p = 0,7K$ – розрахункова висота перетину шва (K – катет шва)

Таблиця 6.1 – Допустимі напруження для зварних швів

| Вид технологічного процесу і тип електроду | Стикові шви | | Валикові (кутові) шви $[\tau_{с.шв}]$ |
|---|-------------------|-------------------|--|
| | $[\sigma_{p.шв}]$ | $[\sigma_{с.шв}]$ | |
| Ручне зварювання, електроди Е-34 | $0,6 [\sigma_p]$ | $0,75 [\sigma_p]$ | $0,5 [\sigma_p]$ |
| Ручне зварювання, електроди Е-42 і Е-50 | $0,9 [\sigma_p]$ | $[\sigma_p]$ | $0,6 [\sigma_p]$ |
| Автоматична і напіваавтоматичне зварювання під шаром флюсу; зварювання в середовищі захисного газу; ручна електродами вищої якості (Е-42 А, Е-50 А) | $[\sigma_p]$ | $[\sigma_p]$ | $0,65 [\sigma_p]$ |

Для основного металу слід приймати наступні допустимі напруження:

для сталі Ст2 – $[\sigma_p] = 140 \text{ МПа}$;

для сталі Ст3 – $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$.

Розрахункові залежності для типових розрахункових схем зварних з'єднань. Розрахунок з'єднань встик ведеться аналогічно розрахунку цілої деталі (рис. 6.1, а):

– за заданою силою F

$$\sigma_{p.шв.}^F = \frac{F}{A_{шв}} = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma_{p.шв.}]; \quad (6.1)$$

– за сумісною дією сили F і моменту M (за сумарним напруженням):

$$\sigma_{\Sigma шв} = \sigma_{p.шв}^F + \sigma_{u.шв}^M = \frac{F}{A_{шв}} + \frac{M}{W_{шв}} = \frac{F}{b\delta} + \frac{M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma_{p.шв}]. \quad (6.2)$$

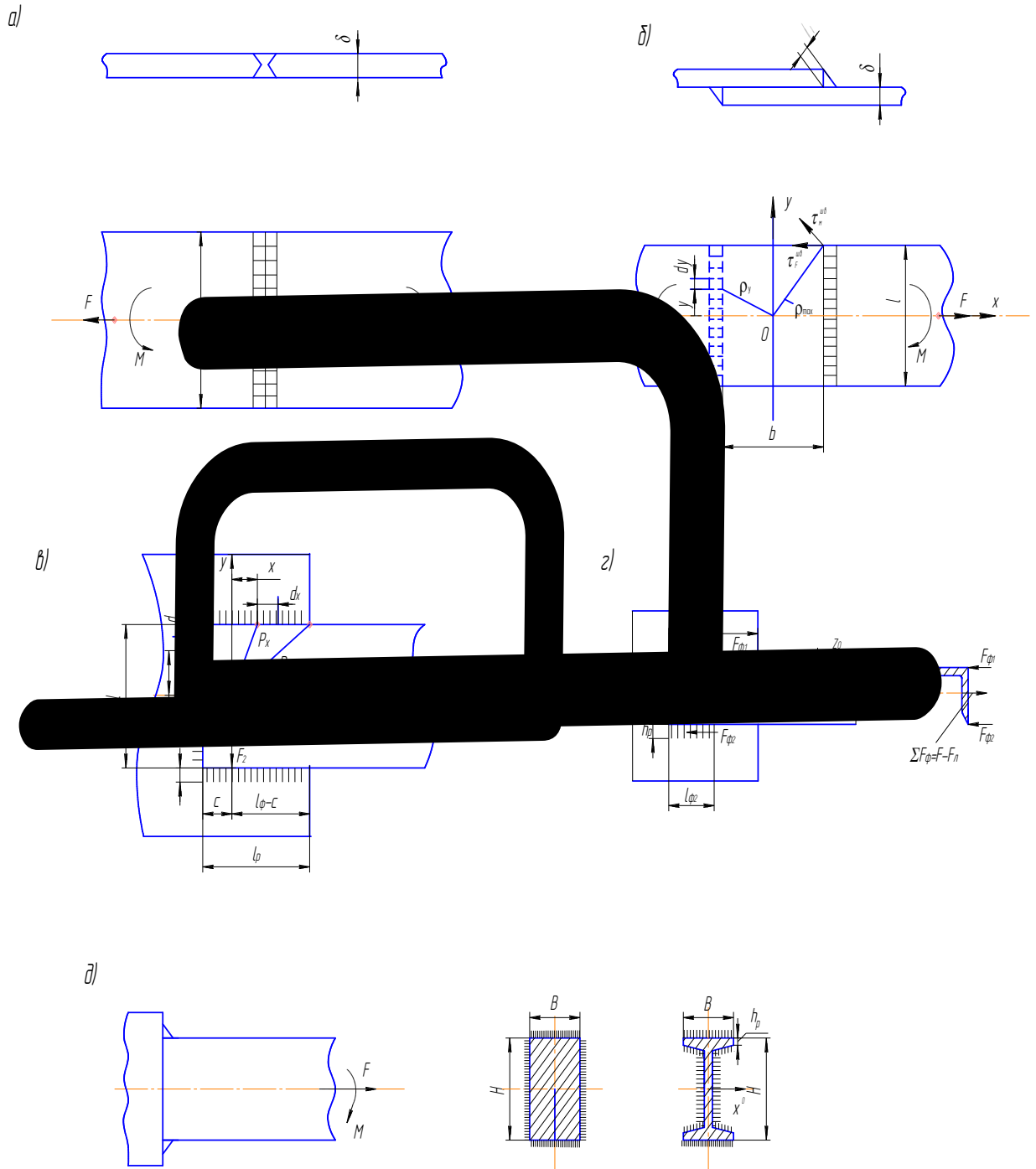


Рисунок 6.1 – Розрахункові схеми типових зварних з'єднань

Розрахунок з'єднання двостороннім лобовим швом (рис. 6.1, б) за заданою силою F або силою F та моментом M

$$\tau_{c.шв}^F = \frac{F}{\sum A_{шв}} = \frac{F}{2 \cdot h_p \cdot l} \leq [\tau_{c.шв}]; \quad (6.3)$$

$$\tau_{c.шв}^{\Sigma} = \tau_{c.шв}^F + \tau_{c.шв}^M = \frac{F}{\sum A_{шв}} + \frac{M}{W_p} = \frac{F}{2 \cdot h_p \cdot l} + \frac{M \sqrt{l^2 + b^2}}{h_p \cdot l \left(\frac{l^2}{3} + b^2 \right)} \leq [\tau_{c.шв}], \quad (6.4)$$

де $W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}} = \frac{h_p \cdot l \left(\frac{l^2}{3} + b^2 \right)}{\sqrt{l^2 + b^2}}$ – полярний момент опору робочого перетину швів відносно їх загального центру ваги (точки O). Тут $J_p = 2 \cdot J_x + 2 \cdot J_y = \frac{l \cdot h_p}{2} \left(\frac{l^2}{3} + b^2 \right)$ – полярний момент інерції робочого перетину швів відносно точки O ; J_x, J_y – осьовий момент інерції робочого перетину швів відносно осей x і y відповідно.

$\rho_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{l^2 + b^2}$ – максимальний радіус робочого перетину шва відносно точки O .

Розрахунок з'єднання фланговим і комбінованим швами (рис. 6.1, в) під дією сили F_1

$$\tau_{c.шв}^{F_1} = \frac{F_1}{\sum A_{шв}} = \frac{F_1}{h_p \sum l} = \frac{F_1}{h_p (l_l + 2 \cdot l_{\phi})} \leq [\tau_{c.шв}], \quad (6.5)$$

звідки потрібна довжина кожного з флангових швів

$$l_{\phi} = \frac{F_1}{2 \cdot h_p [\tau_{c.шв}]} - \frac{l_l}{2}. \quad (6.6)$$

У разі одночасної дії сил F_1 і F_2 можна визначити напруження від кожної сили, а потім знайти геометричним складанням сумарне напруження

$$\Sigma \tau_{c.шв} = \sqrt{\left(\tau_{c.шв}^{F_1} \right)^2 + \left(\tau_{c.шв}^{F_2} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{F_1}{h_p \sum l} \right)^2 + \left(\frac{F_2}{h_p \sum l} \right)^2} = \frac{\sqrt{F_1^2 + F_2^2}}{h_p \sum l} \leq [\tau_{c.шв}]. \quad (6.7)$$

При дії на таке з'єднання моменту M можна припустити, що деформації, а отже, і напруження в елементах швів будуть пропорційними радіусам – векторам ρ_i , проведеним до цих елементів із загального центру ваги перетину всіх швів (точка O), який приймається за вісь повороту однієї

деталі відносно іншої. Тоді максимальне напруження від моменту в загальному випадку

$$\tau_{с.шв}^M = \frac{M}{J_{р.шв}} \rho_{\max} \leq [\tau_{с.шв}] \quad (6.8)$$

де $\rho_{\max} = \sqrt{\frac{l_l^2}{4} + (l_\phi - C)^2}$ – відстань від загального центру ваги до самої віддаленої точки шва;

$$J_p = J_{p.l} + 2 \cdot J_{p.\phi} = h_p \left\{ \left(\frac{l_l^3}{12} + l_l \cdot C^2 \right) + 2 \left[\frac{(l_\phi - C)^3 + C^3}{3} + \frac{l_l^2 \cdot l_\phi}{4} \right] \right\} \quad (6.9)$$

– полярний момент інерції розрахункового перетину одночасно працюючих швів відносно їх загального центру ваги (точки O).

Для даного випадку положення центру ваги визначиться розміром «С»:

$$C = \frac{\sum S_{y.шв}}{\sum A_{шв}} = \frac{2h_p \cdot l_\phi \cdot \frac{l_\phi}{2}}{h_p l_l + 2 \cdot l_\phi h_p} = \frac{l_\phi^2}{l_l + 2l_\phi} \quad (6.10)$$

Тут, $\sum S_{y.шв}$, $\sum A_{шв}$ – сумарний статичний момент бісекторного перетину відносно вісі у і площа перетину швів.

При одночасній дії сил F_1 , F_2 і M , вважаючи, що рівнодіюча напружень $\tau_{с.шв}^{F_1}$ і $\tau_{с.шв}^{F_2}$ приблизно співпадають з напрямом, матимемо

$$\Sigma \tau_{с.шв} = \tau_{с.шв}^M + \sqrt{\left(\tau_{с.шв}^{F_1} \right)^2 + \left(\tau_{с.шв}^{F_2} \right)^2} \leq [\tau_{с.шв}] \quad (6.11)$$

У разі приварювання фланговими або комбінованими швами несиметричних профілей, наприклад з кутового прокату (рис. 6.1, г), сумарна довжина флангових швів повинна бути розподілена не рівномірно, а пропорційно діючим на кожний з них силам F_{ϕ_1} і F_{ϕ_2} .

Сумарна довжина флангових швів:

$$\Sigma l_\phi = \frac{F}{h_p [\tau_{с.шв}]} \cdot l_l \quad (6.12)$$

Довжини флангових швів:

$$l_{\phi_1} = \Sigma l_\phi \frac{l_l - z}{e}, \quad (6.13)$$

$$l_{\phi_2} = \Sigma l_\phi \frac{z}{l_l}. \quad (6.14)$$

Для таврового з'єднання, виконаного кутовими швами (обварювання по контуру) (рис. 6.1, д), умови міцності при дії сили F або моменту M , або при їх сумісній дії наступні:

$$\tau_{шв}^F = \frac{F}{h_p \Sigma l} \leq [\tau_{шв}] \quad \tau_{шв}^M = \frac{M}{J_x} \cdot \frac{H}{2} \leq [\tau_{с.шв}] \quad (6.15)$$

$$\tau_{\Sigma шв} = \tau_{шв}^F + \tau_{шв}^M = \frac{F}{h_p \Sigma l} + \frac{M}{J_x} \cdot \frac{H}{2} \leq [\tau_{шв}], \quad (6.16)$$

де Σl – сумарна довжина швів;

J_x – сумарний момент інерції розрахункового перетину всіх одночасно працюючих швів відносно їх загальної нейтральної вісі x ;

H і b – розміри перетину привареної деталі.

В окремих випадках приварювання деталей з перетинами у вигляді прямокутника або двотавра можна прийняти:

$$\Sigma l_{np.yz} \cong 2(H + B); \quad (6.17)$$

$$\Sigma l_{дв.тавр} \cong 2(H + 2B); \quad (6.18)$$

$$J_{x.np.yz} \cong 2 \frac{h_p H^3}{12} + 2h_p B \frac{H^2}{4} = h_p H^2 \left(\frac{H}{6} + \frac{B}{2} \right); \quad (6.19)$$

$$J_{x.дв.тавр} \cong 2 \frac{h_p H^3}{12} + 4h_p B \frac{H^2}{4} = h_p H^2 \left(\frac{H}{6} + B \right); \quad (6.20)$$

Задачі розділу 6

Задача 6.2.1

Перевірити міцність зварних швів, що сполучають диск із зубчастим ободом і диск з маточиною (рис. 6.2.1). Потужність P , що передається колесом, кутова швидкість якого – ω , катети швів K_1 і K_2 , розміри d_c , D_o , d задані в табл. 6.2.1.

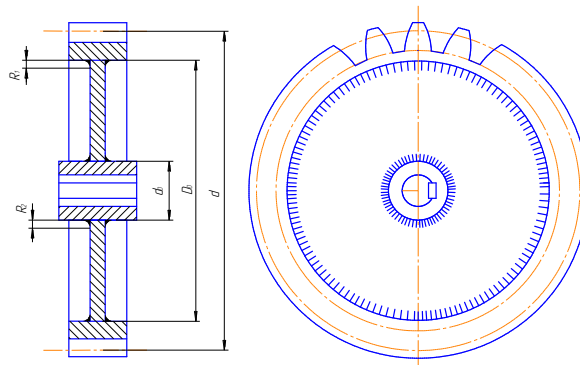


Рисунок 6.2.1

Таблиця 6.2.1

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|------------------------|----------|-----|-----|-----|-----|-------------------|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $P, \text{кВт}$ | 20 | 22 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 | 38 |
| $\omega, \text{рад/с}$ | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| $d_c, \text{мм}$ | 120 | 125 | 130 | 135 | 140 | 145 | 150 | 155 | 160 | 165 |
| $D_o, \text{мм}$ | 450 | 475 | 500 | 525 | 550 | 575 | 600 | 625 | 700 | 750 |
| $d, \text{мм}$ | 500 | 525 | 550 | 575 | 600 | 625 | 650 | 675 | 750 | 800 |
| $K_1, \text{мм}$ | 4 | 4 | 4 | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| $K_2, \text{мм}$ | 6 | 6 | 6 | 8 | 8 | 8 | 10 | 10 | 10 | 10 |
| Тип електроду | Е 34 | | | | | Е 42 | | | | |
| Метод зварювання | Ручний | | | | | Напівавтоматичний | | | | |

Задача 6.2.2, тип VIII

Визначити розміри лобового і флангових швів для приварювання кутового рівнополочного профілю, що несе розтягуюче навантаження F , якщо матеріал кутка – сталь Ст.3 ($[\sigma_p]=160 \text{ МПа}$). Зварювання ручне електродом Е 42. З'єднання повинне бути рівноміцним основному матеріалу кутка (рис. 6.2.2). Дані для розрахунку приведені в табл. 6.2.2.

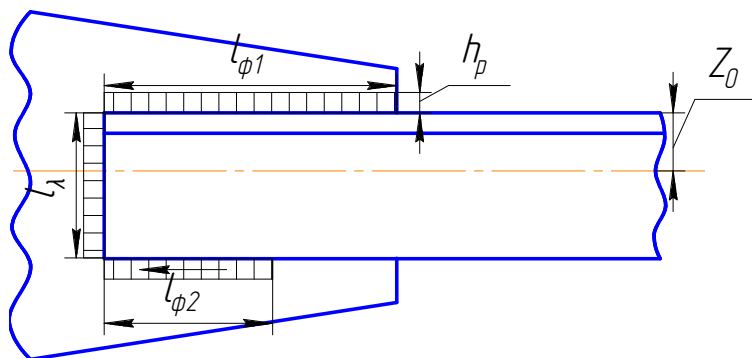


Рисунок 6.2.2

Таблиця 6.2.2

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|-----------|----------|---------|---------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------|------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| № профіля | 70x70x5 | 80x80x6 | 90x90x8 | 100x100x10 | 110x110x9 | 125x125x12 | 140x140x10 | 160x160x16 | 180x180x12 | 200x200x20 |

Задача 6.2.3, тип ІХ

Перевірити міцність зварного з'єднання, що кріпить опорний швеллер № 16а до сталюї плити (рис. 6.2.3). Матеріал електроду і метод зварювання призначити самостійно. Дані для розрахунку приведені в табл. 6.2.3.

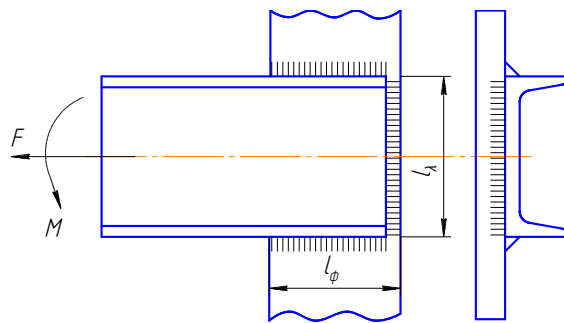


Рисунок 6.2.3

Таблиця 6.2.3

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|-----------------|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| F , кН | 28 | 26 | 24 | 22 | 20 | 18 | 16 | 14 | 12 | 10 |
| M , кНм | 2800 | 2600 | 2400 | 2200 | 2000 | 1800 | 1600 | 1400 | 1200 | 1000 |
| l_{ϕ} , мм | 1200 | 1100 | 1000 | 900 | 800 | 700 | 600 | 500 | 400 | 300 |

Задача 6.2.4, тип Х

Перевірити міцність зварного з'єднання, що кріпить опорний двотавр

($[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$) до сталевій плити (рис. 6.2.4). Матеріал електроду і метод зварювання призначити самостійно. Дані для розрахунку приведені в табл.6.2.4.

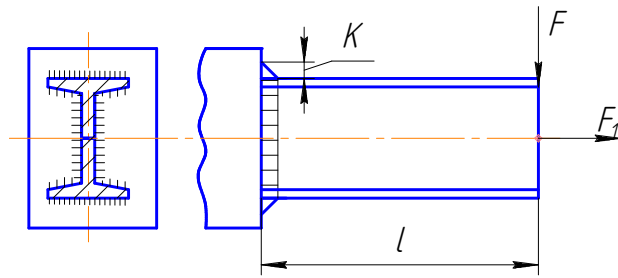


Рисунок 6.2.4

Таблиця 6.2.4

| Величина | Варіанти | | | | | | | | | |
|------------------|----------|------|------|------|------|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| $F, \text{кН}$ | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 |
| $F_1, \text{кН}$ | 32 | 40 | 48 | 56 | 64 | 72 | 80 | 88 | 96 | 104 |
| $l, \text{мм}$ | 1400 | 1300 | 1200 | 1100 | 1000 | 900 | 800 | 700 | 600 | 500 |

Розв'язання задач розділу 6

Задача 6.2.1

Зварне одноступене зубчасте колесо передає потужність $P = 155 \text{ кВт}$ при $n = 145 \text{ об/хв}$. Матеріал диска 2 і ребер 3 – сталь Ст3. Матеріал маточини 1 і обода 4 – сталь 35. Зварювання виконане ручне електродом Е 42. Перевірити міцність швів, що сполучають диск з ободом і диск з маточиною. Катет швів $K = 6 \text{ мм}$, $d_{ст} = 200 \text{ мм}$, $d_0 = 747 \text{ мм}$, $b = 180 \text{ мм}$, $D_0 = 675 \text{ мм}$, $d_6 = 130 \text{ мм}$.

Розв'язання

1) Допустиме напруження на зріз зварних швів вибираємо виходячи з основного допустимого напруження на розтяг для сталі Ст.3:

$$[\tau_{с.шв}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}$$

2) Шви для ободу перевіряємо на зріз (6.3):

$$\tau_{с.шв} = \frac{F_t}{2 \cdot h_p \cdot l_{ш}} \leq [\tau_{с.шв}],$$

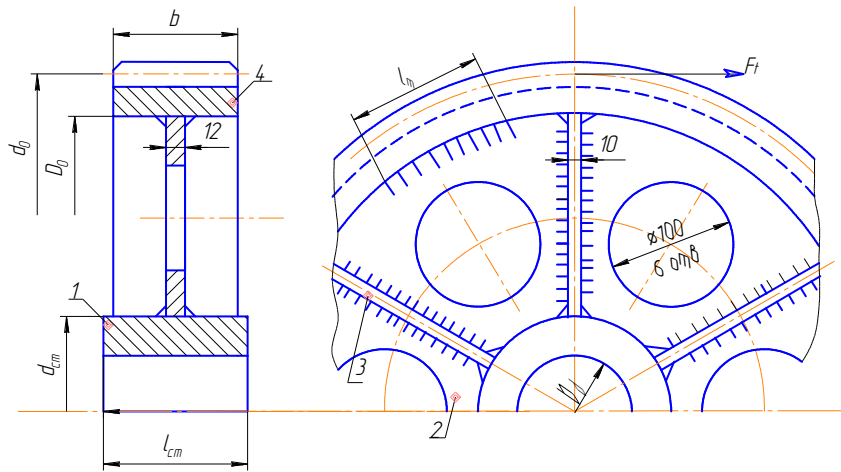


Рисунок 6.2.1

де $F_t = \frac{2T}{d_0}$ – колова сила на колесі;

$l_{шв} = 30\kappa = 30 \cdot 6 = 180 \text{ мм}$ – умовна довжина зварних швів, що сприймають силу F_t .

Момент, який передається колесом

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{\frac{\pi \cdot n}{30}} = \frac{30 \cdot 155 \cdot 10^3}{\pi \cdot 145} = 10213 \text{ Нм.}$$

Колова сила

$$F_t = \frac{2T}{d_0} = \frac{2 \cdot 10213 \cdot 10^3}{747} = 27344 \text{ Н.}$$

Після підстановки числових значень величин, отримаємо:

$$\tau_{с.шв} = \frac{27344}{2 \cdot 0,76 \cdot 180} = 18,1 \text{ МПа.}$$

3) Шви для маточини розраховуємо на сумісну дію кручення та зсуву; при цьому умовно приймаємо, що в передачі сили бере участь $\frac{1}{3}$ периметра швів.

3.1. Напруження зсуву (відповідне поперечній силі $Q = F$)

$$\tau_Q = \frac{F}{\frac{1}{3} A_{шв}} = \frac{F}{\frac{1}{3} 2 \cdot \pi (d_{cm} + \kappa) h_p},$$

де $d_{cm} + \kappa$ - середній діаметр обварювання.

Підставивши значення, що входять у формулу величини, отримаємо

$$\tau_Q = \frac{27344}{\frac{1}{3} 2 \cdot \pi (200 + 6) \cdot 0,7 \cdot 6} = 15,1 \text{ МПа.}$$

3.2. Напруження, які відповідні обертовому моменту ($M_k = T$)

$$\tau_{M_k} = \frac{M_k}{\frac{1}{3}W_{p.шв}} = \frac{M_k}{\frac{1}{3}A_{шв} \cdot \frac{d_{шв}}{Z}} = \frac{M_k}{\frac{1}{3}2 \cdot \pi(d_{cm} + \kappa)h_p \cdot \frac{d_{cm} + \kappa}{2}}$$

Полярний момент опору для тонкостінного кільця з достатньою точністю визначається як твір площі кільця на його середній радіус. Підстановка числових значень дає:

$$\tau_{M_k} = \frac{10213 \cdot 10^3}{\frac{1}{3}2 \cdot \pi(200 + 6)0,7 \cdot 6 \cdot \frac{200 + 6}{2}} = 55 \text{ МПа}$$

В точці A напрями τ_Q і τ_{M_k} співпадають:

$$\tau_A = \tau_Q + \tau_{M_k} = 15,1 + 55 = 70,1 \text{ МПа}$$

Задача 6.2.2

Визначити розміри лобового і флангових швів для приварювання кутового профілю $160 \times 160 \times 11$, несущого розтягуюче навантаження F , якщо матеріал кутка – сталь Ст3 ($[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$). Зварювання ручне електродом $E42$. З'єднання повинне бути рівноміцним основному матеріалу кутка. (Рис. 6.2.2)

Розв'язання

1) Визначаємо допустиму силу за умови міцності кутка на розтяг

$$[F] = [\sigma_p] \cdot A = 160 \cdot 34,4 \cdot 10^2 = 550 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

де $A = 34,4 \text{ см}^2$ – площа поперечного перетину кутка (прийнята за ГОСТ 8509-72).

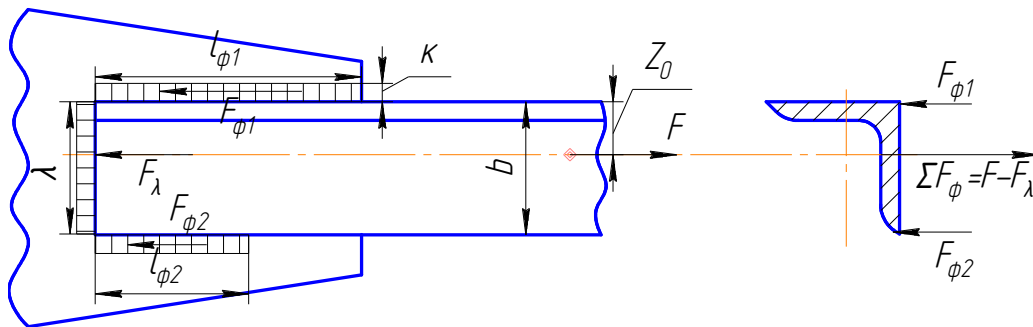


Рисунок 6.2.2

2) Визначаємо допустиме напруження за табл. 2.1.

$$[\tau_{с.шв}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}$$

3) За умови міцності всіх швів визначаємо необхідну сумарну довжину флангових швів, тобто: (див. формулу 6.12)

$$\tau_{ср.шв} = \frac{F}{h_p \sum l} = \frac{F}{h_p (l_l + \sum l_\phi)} \leq [\tau_{шв}], \text{ звідки}$$

$$\sum l_\phi = \frac{A}{h_p [\tau_{шв}]} - l_l = \frac{550 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 11 \cdot 96} - 160 = 744 - 160 = 584 \text{ мм},$$

де $h_p = 0,7k$ – розрахунковий перетин шва.

4) Розподіл сили $\sum F_\phi = F - F_l$ на флангові шви знайдемо з рівняння моментів (див. формули 6.13 і 6.14).

$$\sum m(F_{\phi 2}) = F_{\phi 1} \cdot l_l - \sum F_\phi (l_l - Z) = 0, \text{ звідки}$$

$F_{\phi 1} = \frac{l_l - Z}{l_l} \sum F_\phi$; аналогічно, $F_{\phi 2} = \frac{Z}{l_l} \sum F_\phi$ отже, довжини кожного із флангових швів будуть:

$$l_{\phi 1} = \frac{l_l - Z}{l_l} \sum l_\phi,$$

звідки:

$$l_{\phi 1} = \sum l_\phi \cdot \frac{l_l - Z}{l_l} = 584 \cdot \frac{160 - 43,5}{160} = 425 \text{ мм}$$

аналогічно

$$l_{\phi 2} = \frac{Z}{l_l} \sum l_\phi = \frac{43,5}{160} \cdot 584 = 159 \text{ мм}$$

Задача 6.2.3

Перевірити міцність зварних швів, зображених на рис. 2.3. Матеріал листа – сталь Ст.3. Зварювання ручне електродами E-34. Тут $h_p = 0,7K$ – розрахункова висота перетину шва (K – катет шва).

Розв'язання

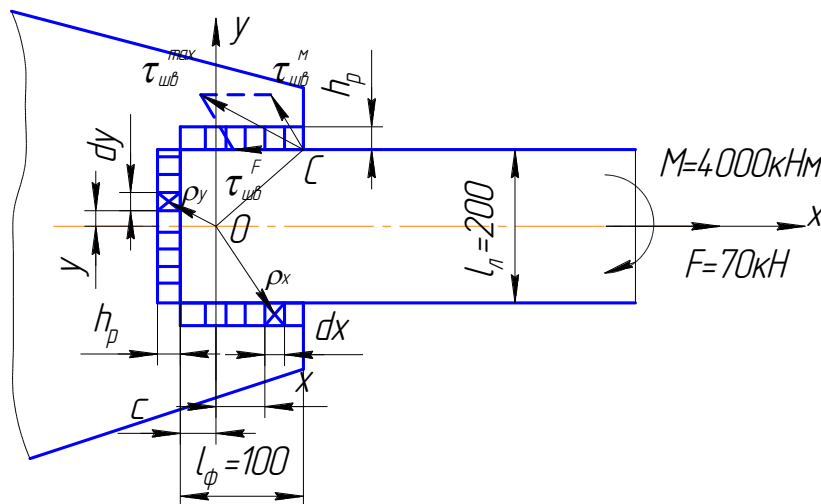


Рисунок 6.2.3

Оскільки на з'єднання діє момент M , можна припустити, що деформації, а, отже, і напруження в елементах швів будуть пропорційні радіус-векторам, проведеним до цих елементів із загального центру ваги перетину всіх швів (точка O), який приймається за вісь повороту однієї деталі відносно іншої. Тому, розрахунок ведемо за способом полярного моменту інерції в такій послідовності:

1) Визначаємо положення центру ваги перетину за допомогою розміру «С» (див. формулу 2.10):

$$C = \frac{\sum S_{шв}}{\sum A_{шв}} = \frac{2 \cdot h_p \cdot l_\phi \cdot \frac{l_\phi}{2} + h_p \cdot l_l \cdot 0}{2 \cdot h_p \cdot l_\phi + h_p \cdot l_l} = \frac{h_p \cdot l_\phi^2}{h_p (l_l + 2 \cdot l_\phi)} = \frac{100^2}{(200 + 2 \cdot 100)} = 25 \text{ мм},$$

де $\sum S_{шв}$ і $\sum A_{шв}$ – сумарний статичний момент і площа бісекторного перетину всіх швів.

2) Визначаємо напруження в шві від дії поздовжньої сили F (формула 6.5):

$$\tau_{шв}^F = \frac{F}{h_p (l_l + 2 \cdot l_\phi)} = \frac{70 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 (200 + 2 \cdot 100)} = 25 \text{ МПа}.$$

3) Визначаємо максимальне напруження в небезпечній точці C від дії моменту M (формула 2.8):

$$\tau_{шв}^M = \frac{M}{J_p} \cdot \rho_{\max},$$

$$J_p = J_{p \cdot l} + 2 \cdot J_{p \cdot \phi} = \int_{-\frac{l_l}{2}}^{\frac{l_l}{2}} h_p dy \cdot \rho_y^2 + 2 \int_{-c}^{l_\phi - c} h_p dx \cdot l_x^2 =$$

$$= h_p \left[\int_{-\frac{l_l}{2}}^{\frac{l_l}{2}} (y^2 + c^2) dy + 2 \int_{-c}^{l_\phi - c} \left(x^2 + \frac{l_l^2}{4} \right) dx \right] =$$

$$= h_p \left\{ \left(\frac{l_l^3}{12} + l_l c^2 \right) + 2 \left[\frac{(l_\phi - c)^3 + c^3}{3} + \frac{l_l^2 l_\phi}{4} \right] \right\} =$$

$$= 0,7 \cdot 10 \left\{ \left(\frac{200^3}{12} + 200 \cdot 25^2 \right) + 2 \left[\frac{(100 - 25)^3 + 25^3}{3} + \frac{200^2 \cdot 100}{4} \right] \right\} = 21583338 \text{ мм}^4$$

полярний момент інерції швів відносно полюсу O (див. формулу 6.9);

$$\rho_{\max} = \sqrt{\frac{l_l^2}{4} + (l_\phi - c)^2} = \sqrt{\frac{200^2}{4} + (100 - 25)^2} = 125 \text{ мм}$$

– відстань від полюса O до самої віддаленої точки зварного шва.

Маємо: $\tau_{шв}^M = \frac{4000 \cdot 10^3}{21583338} \cdot 125 \cong 23 \text{ МПа}$.

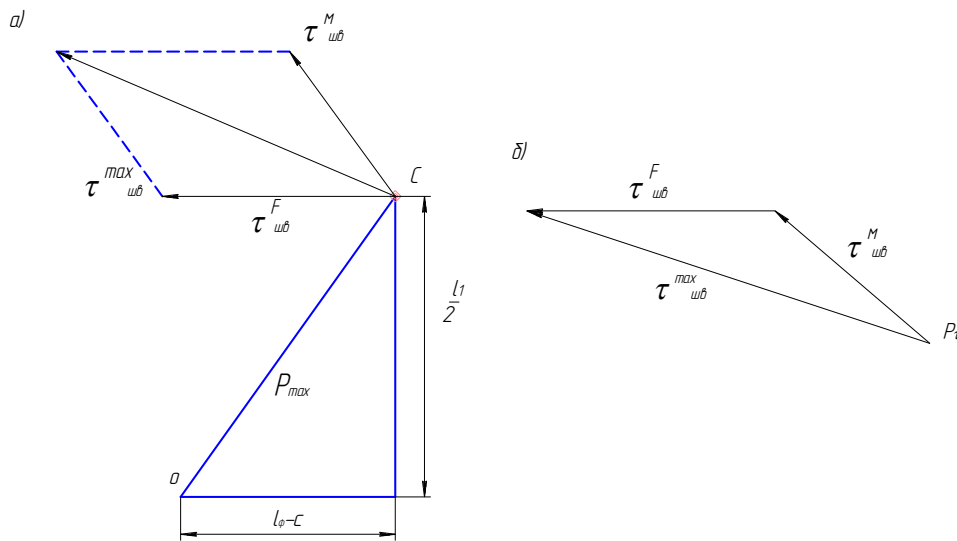


Рисунок 6.2.4

4) Сумарне напруження в точці С визначається як геометрична сума двох напружень $\bar{\tau}_{шв}^F$ і $\bar{\tau}_{шв}^M$, тобто побудовою векторного трикутника (див. рис. 6.2.4, б)

Задача 6.2.4

Перевірити міцності таврового з'єднання, якщо $B = 90 \text{ мм}$, $H = 120 \text{ мм}$, катет шва $K = 6 \text{ мм}$, $l = 640 \text{ мм}$, $F = 8 \text{ кН}$, $F_1 = 30 \text{ кН}$. Зварювання ручне електродом Е-42, матеріал бруса – сталь Ст. 3 ($[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$)

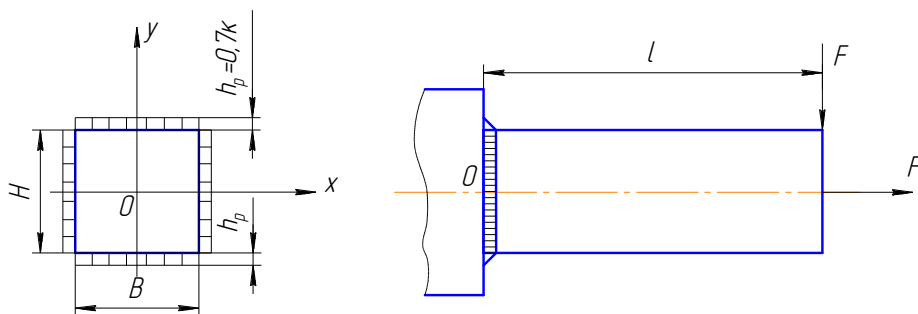


Рисунок 6.2.5

Розв'язання

- 1) Визначаємо допустиму напруження для зварного шва за табл. 6.1. $[\tau_{шв}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}$
- 2) Визначаємо напруження в шві від дії сили F_1 за формулою (6.15):

$$\tau_{шв}^F = \frac{F_1}{h_p \Sigma l} = \frac{F_1}{h_p 2(H+B)} = \frac{15 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 6 \cdot 2(120+90)} = 17 \text{ МПа.}$$

3) Визначаємо максимальне напруження в шві від дії моменту $M = F \cdot l$ за формулою (6.15):

$$\tau_{шв}^M = \frac{M}{J_x} \cdot \frac{H}{2},$$

де $J_x = 2 \frac{h_p H^3}{12} + 2h_p B \frac{H^2}{4} = h_p H^2 \left(\frac{H}{6} + \frac{B}{2} \right)$ - розрахунковий момент інерції зварних швів на бісекторних площинах (див. формулу 6.19).

$$J_x = 0,7 \cdot 6 \cdot 120^2 \left(\frac{120}{6} + \frac{90}{2} \right) = 6350400 \text{ мм}^4$$

Тоді $\tau_{шв}^M = \frac{8 \cdot 10^3}{6350400} \cdot \frac{120}{2} = 48,4 \text{ МПа.}$

4) Визначаємо напруження в швах від дії сили F (за припущенням, що сила F сприймається тільки вертикальними швами):

$$\tau_{шв}^F = \frac{F}{A_{шв}^b} = \frac{F}{2 \cdot h_p \cdot H} = \frac{8 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 120} = 8 \text{ МПа.}$$

5) Сумарне розрахункове напруження в небезпечній точці вертикального шва:

$$\tau_{\Sigma шв} = \sqrt{(\tau_{шв}^{F_1} + \tau_{шв}^M)^2 + (\tau_{шв}^F)^2} \leq [\tau_{шв}], \text{ тобто}$$

$$\tau_{\Sigma шв} = \sqrt{(17 + 48,4)^2 + 8^2} = 66 \text{ МПа, що менше } [\tau_{шв}].$$

ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ

Кожне контрольне завдання по вказаних темах складається з однієї задачі, яка відноситься до одного з десяти типів (типи задач позначені римськими цифрами). Всі задачі кожного типу дані в десяти варіантах. Номер задачі включає дві цифри, розділені крапкою. Перша цифра номера задачі означає номер розділу, а друга – номер варіанту. Наприклад, задача 6.1, тип VII означає, що це задача першого варіанту з другого розділу, що належить до сьомого типу.

Обов'язковий для виконання той тип кожного контрольного завдання, який відповідає останній цифрі шифру студента, і той варіант цього типу, який відповідає передостанній цифрі студента. Наприклад, студент, що має шифр 173573, повинен виконати за кожним контрольним завданням задачі третього типу варіанту 7. Якщо остання цифра шифру студента – нуль, то йому треба виконати задачі десятого типу. Якщо передостання цифра – нуль, студент повинен виконати задачі варіанту 10 свого типу.

В загальному випадку розв'язання задач до контрольних робіт повинно містити наступні відомості:

- тему задачі;
- дослідження заданої схеми з обґрунтуванням всіх прийнятих рішень та посиланнями на літературні джерела, потрібні рисунки;
- висновки по роботі.

ПИТАННЯ ДО САМОПЕРЕВІРКИ З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»

1. Які основні задачі дисципліни «Теорія механізмів і машин»?
2. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина
3. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною?
4. За якими ознаками класифікують кінематичні пари?
5. Як класифікують кінематичні ланцюги?
6. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів.
7. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів?
8. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму?
9. Які основні задачі синтезу механізмів?
10. Яка існує класифікація передач?
11. Назвіть передачі зчепленням.
12. Наведіть приклади застосування зубчастих передач.
13. Що таке передаточне відношення?
14. Як визначається знак передаточного відношення?
15. Які механізми називаються планетарними?

16. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.
17. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом.
18. Дати визначення евольвенти.
19. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс.
20. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні з іншими?
21. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастих коліс.
22. Що таке модуль зубчастого зчеплення?
23. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса?
24. Яке зчеплення називають корегованим?
25. Які існують види корегування?
26. З якою метою застосовують корегування зубців?
27. Назвати основні конструктивні елементи зубчастого колеса.
28. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від розташування на зубчастому вінці?
29. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від взаємного розташування осей зубчастих коліс?
30. Які існують конструкції зубчастих коліс?
31. Яким чином обирається виконання шестерні та валу окремо або у вигляді вала-шестерні?
32. Назвати основні геометричні параметри зубчастого зчеплення.
33. Навести визначення електромеханічного приводу (ЕМП), його призначення.
34. Що таке «коефіцієнт корисної дії»?
35. Яким чином визначається загальний коефіцієнт корисної дії ЕМП при послідовному приєднанні, при паралельному приєднанні?
36. Яка існує залежність між потужністю та крутним моментом ступенів ЕМП.
37. Що таке редуктор?
38. Які існують види редукторів?
39. Призначення підшипників.
40. Класифікація підшипників.
41. Як розшифровується умовне позначення підшипників?
42. Особливості конструкції підшипників ковзання.
43. Конструкція підшипників кочення.
44. Основні критерії розрахунку підшипників.
45. Призначення валів?
46. Які існують типи валів у залежності від призначення?
47. Критерії навантаження вала?
48. Функціональне призначення ділянок вала?
49. Рівняння міцності вала з розрахунку на кручення.
50. Способи з'єднання деталей, які обертаються?

3. ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 1

СКЛАДАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ТА СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ПЛОСКИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: Оволодіння навичками складання кінематичних схем реальних механізмів, або моделей, проведення структурного аналізу отриманих механізмів.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл, називається рухомою ланкою механізму або машини. Рухоме з'єднання двох ланок, які взаємодіють, називається кінематичною парою. Всі механізми за розташуванням ланок у просторі розподіляються на плоскі та просторові. Структурний аналіз механізмів включає в себе: визначення ступеню рухомості механізму та його класу з зазначенням будови механізму.

Число ступенів вільності плоского механізму визначається за структурною формулою для плоских механізмів загального вигляду:

$$W=3n-2p_1-p_2, \quad (1.1)$$

де n – число ланок, які рухаються, p_1 – число однорухомих кінематичних пар, p_2 – число дворухомих кінематичних пар.

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами пар до інших ланок механізму не змінює його ступінь вільності та який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається структурною групою, або групою Ассура. Порядок структурної групи визначається кількістю елементів ланок, якими вони приєднуються до механізму. Клас структурної групи визначається кількістю кінематичних пар, що утворюють замкнений контур групи (табл. 1.1).

Клас механізму визначається найвищим класом структурних груп, які входять до нього, та залежить від вибору початкових механізмів. Початковий механізм (механізм I класу) – це дволанковий механізм, що складається з ведучої (початкової) ланки та стійки.



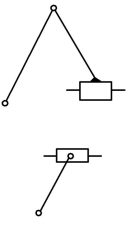
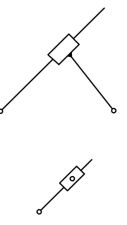
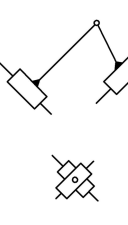
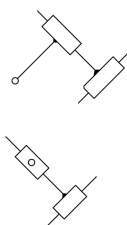
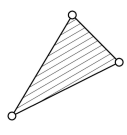

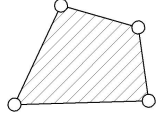
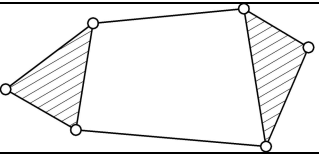
Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

1. Визначають число ступенів вільності механізму (або кінематичного ланцюга).

2. Виділяють початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності механізму (кінематичного ланцюга). Початкова ланка і стояк утворює механізм I класу. Розбивають механізм на структурні групи. Відокремлення структурної групи частіше всього розпочинають з ланок і

пар, найвіддаленіших від початкової ланки. Розпочинають зі спроби від'єднати від механізму групи II класу. Від'єднуючи структурні групи, треба перевірити число ступенів вільності W тієї частини механізму, яка залишилась, при цьому W змінюватися не повинно. Групи відокремлюються до того часу, поки не залишаться одна початкова ланка і стояк (механізм I класу), якщо $W=1$, чи кілька початкових ланок, кількість яких дорівнює одержаному числу ступенів вільності. Якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть такого результату, треба переходити до спроб відокремлення груп III класу, потім IV тощо.

Таблиця 1.1 – Класифікація груп Ассура

| Клас | Ознака | Схеми груп Ассура | | | | | Порядок |
|------|---|--|---|---|--|---|---------|
| I |  |  |  |  |  |  | 2 |
| III |  |  | | | | | 3 |
| IV |  |  | | | | | 2 |

3. Визначають клас і порядок структурних груп і клас механізму.

4. Записують формулу будови механізму.

Порядок приєднання структурних груп (формулу побудови механізму) важливо знати для проведення кінематичного та силового аналізу.

Приклад 1. Виконати структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстату (рис. 1.1, а), якщо початкова ланка – кривошип ОА.

Розв'язання.

1. Наданий механізм складається із п'яти рухомих ланок, тобто ($n = 5$).

2. Надамо характеристику кінематичним парам механізму (табл. 1.2)

3. Число ступенів вільності визначаємо за формулою Чебишева:

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

4. Розкладаємо механізм на групи Ассура, починаючи з останньої ланки.

5. Відокремлюємо кінематичний ланцюг 4-5 (рис. 1.1, б). Розрахуємо ступінь вільності для залишкової частини механізму:

$$W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Враховуючи, що W не змінилось, відокремлений кінематичний ланцюг є групою Ассура II класу II порядку.

Далі відокремлюємо кінематичний ланцюг 2-3, після чого залишається початкова ланка, ступінь вільності якої $W=1$ (рис. 1.1, в). Значить відокремлений кінематичний ланцюг 2-3 є групою Ассура II класу II порядку.

6. Запишемо структурну формулу механізму:

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

Досліджений механізм – II класу.

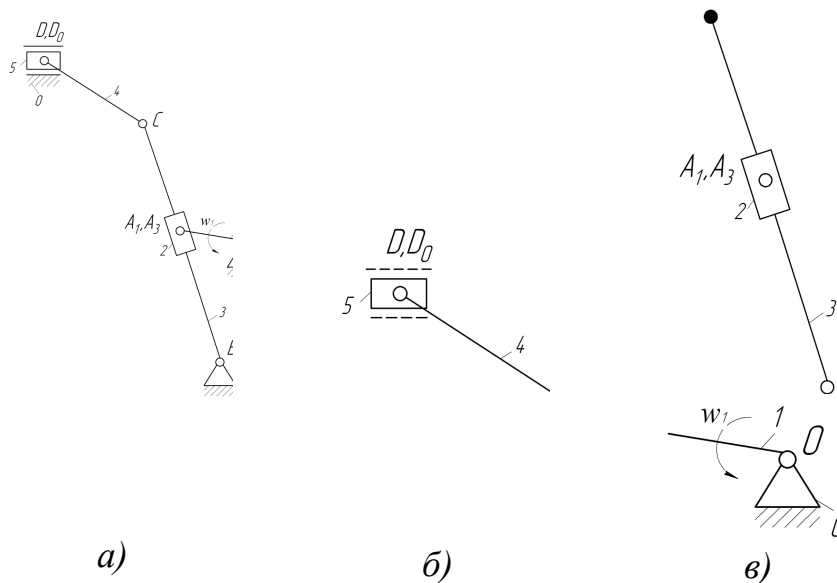


Рисунок 1.1 – Структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстата: а) схема механізму поперечно-стругального верстата; б) відокремлена група Ассура 4-5; в) відокремлена група Ассура 2-3 та вхідна ланка

Таблиця 1.2

| № кінематичної пари | З яких ланок складається | У якій точці утворена | За характером відносного руху | За ступенем вільності |
|---------------------|--------------------------|-----------------------|-------------------------------|-----------------------|
| 1 | 0-1 | O | обертальна | V класу |
| 2 | 1-2 | A ₁ | обертальна | V класу |
| 3 | 2-3 | A ₃ | поступальна | V класу |
| 4 | 0-3 | B | обертальна | V класу |
| 5 | 3-4 | C | обертальна | V класу |
| 6 | 4-5 | D | обертальна | V класу |
| 7 | 0-5 | D ₀ | поступальна | V класу |

Завдання до виконання роботи

1. Побудувати кінематичні схеми реальних механізмів або їх моделей, користуючись наступною послідовністю.

2. З'ясувати, які кінематичні пари утворюють ланки, які взаємодіють (обертальні, поступальні).

3. У заданому масштабі побудувати ведучу ланку у положенні, при якому найбільш ефективно спостерігається відносне положення ланок.

4. Зобразити інші ланки механізму.

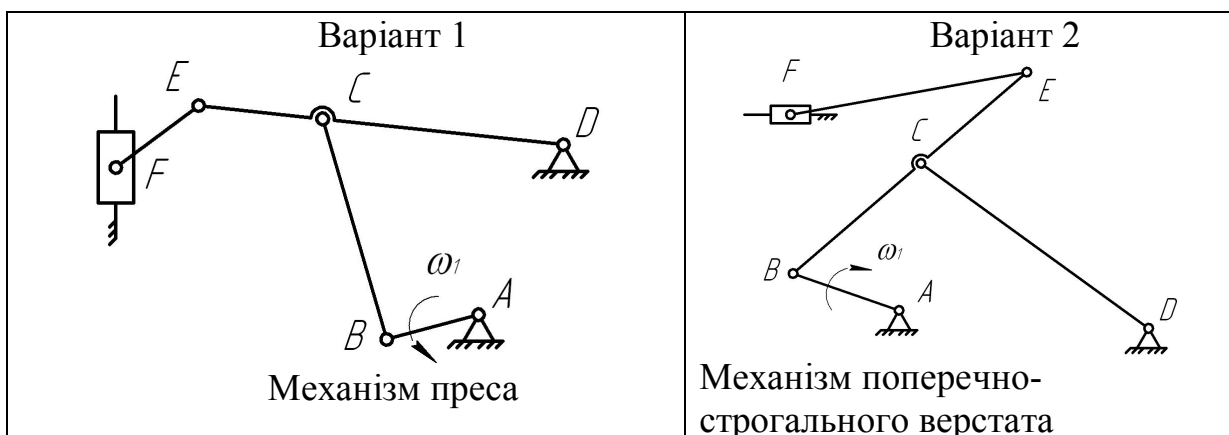
5. Пронумерувати ланки арабськими цифрами (нерухомі ланки рекомендується нумерувати цифрою 0), кінематичні пари позначити буквами.

6. Провести структурний аналіз механізму, за результатами якого скласти звіт.

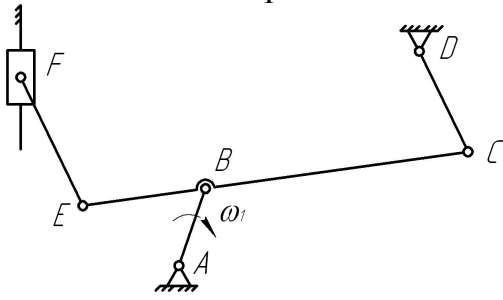
Зміст звіту

1. Назва механізму.
2. Кінематична схема механізму.
3. Визначення ступеню вільності зі складанням таблиці (див. табл. 1.2).
4. Розбивання механізму на групи Ассура (див. рис. 1.1).
5. Складання структурної формули механізму.

Таблиця 1.3 – Схеми механізмів, до складу яких входять тільки нижчі кінематичні пари

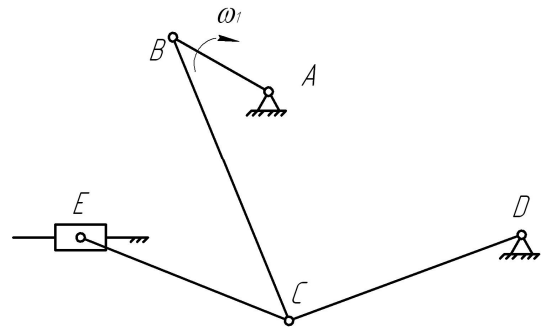


Варіант 3



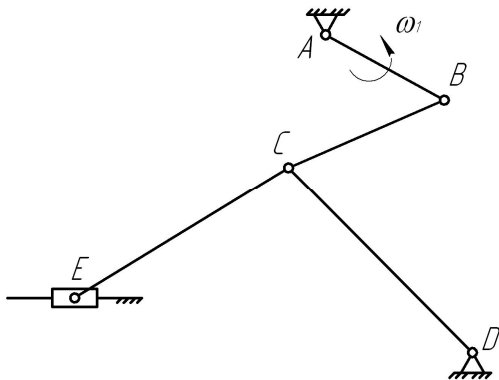
Механізм компресора двобічної дії

Варіант 4



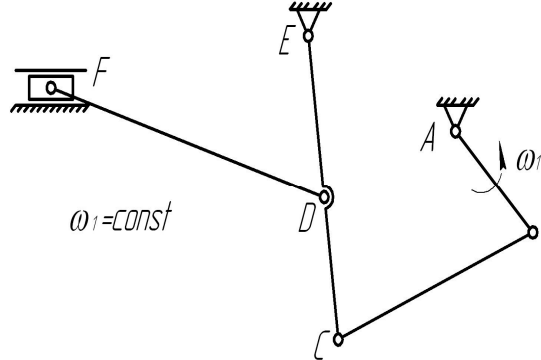
Механізм штемпельного преса

Варіант 5



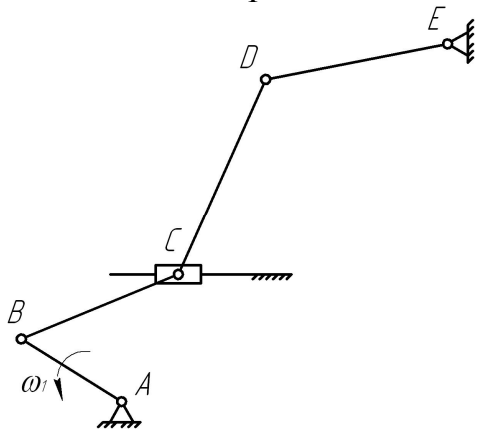
Механізм гойдального конвеєра

Варіант 6



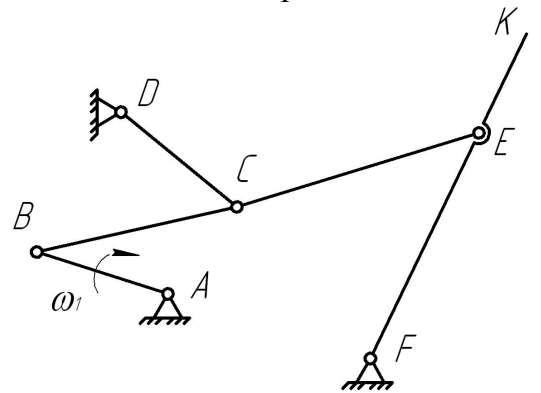
Механізм грохота конвеєра

Варіант 7



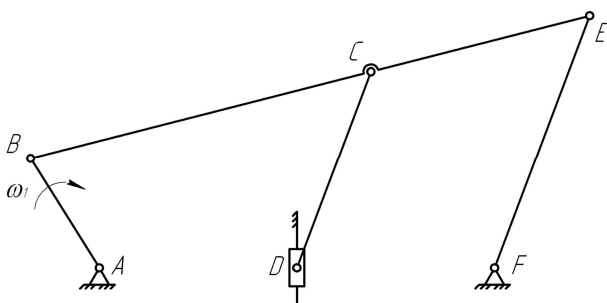
Механізм грохота

Варіант 8



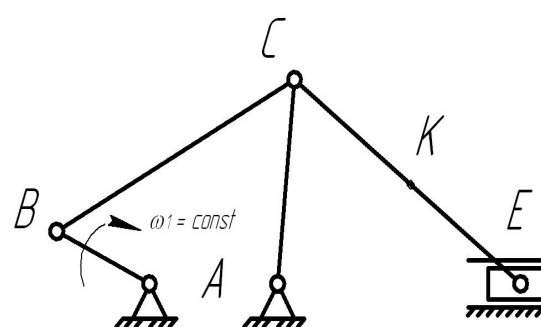
Механізм каменеподрібнювача

Варіант 9



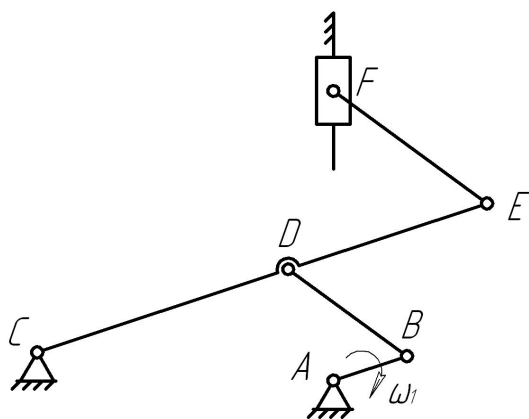
Механізм дозуючого пристрою

Варіант 10

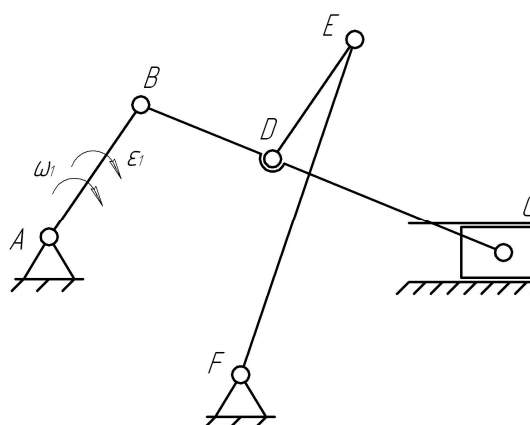


Механізм гойдального конвеєра

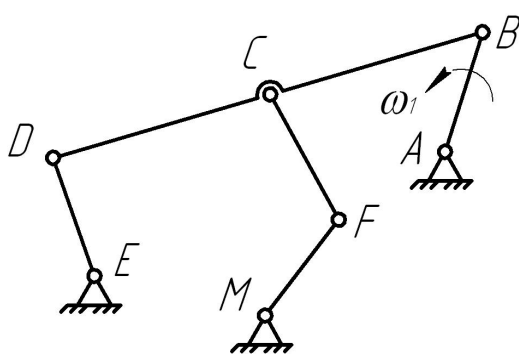
Варіант 11



Варіант 12

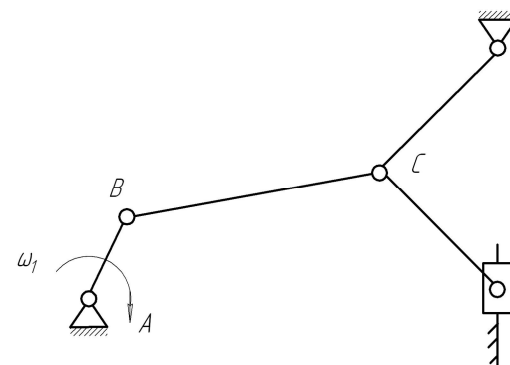


Варіант 13

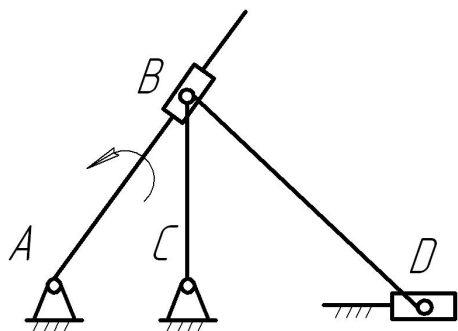


Механізм штовхача

Варіант 14

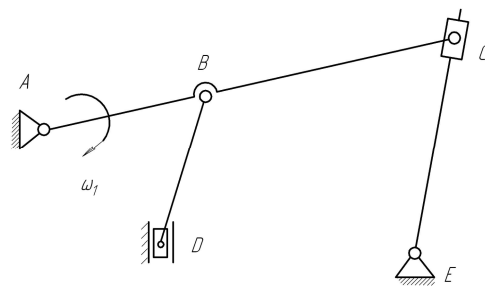


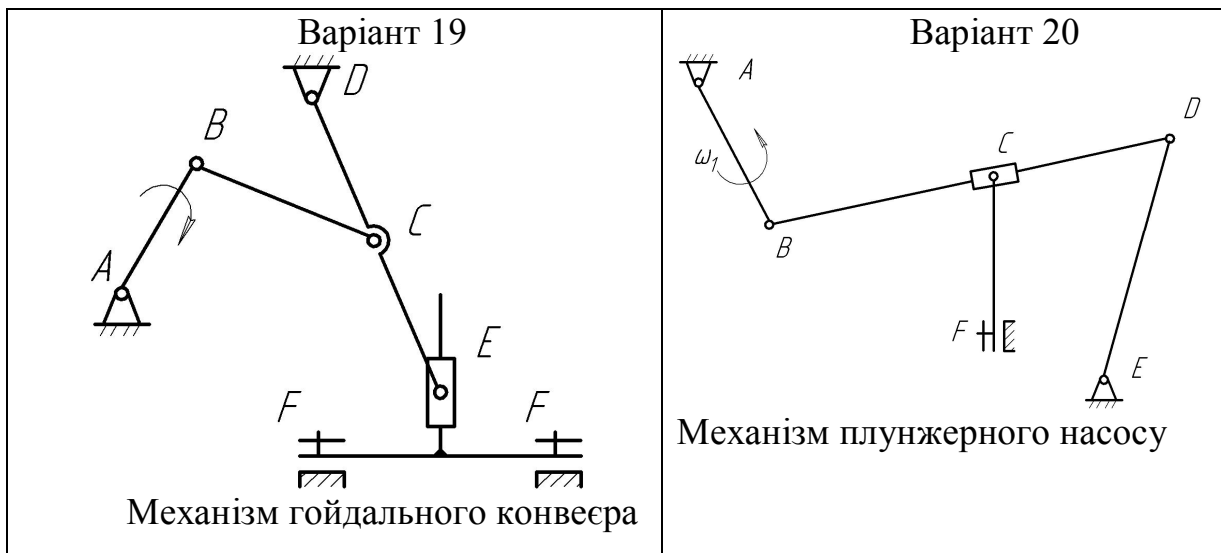
Варіант 17



Механізм грохота конвеєра

Варіант 18





Питання до захисту лабораторної роботи

1. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина?
2. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною?
3. За якими ознаками класифікують кінематичні пари?
4. Як класифікують кінематичні ланцюги?
5. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів.
6. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів?
7. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРЯМОЗУБИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи: Навчитися дослідним шляхом визначати основні геометричні параметри зубчастих коліс евольвентного профілю.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Триланковий механізм, в якому дві рухомі ланки, що є зубчастими колесами, утворюють з нерухомою ланкою обертальну або поступальну пару, називається зубчастою передачею.

Здебільшого зубчаста передача служить для передавання обертального руху. У деяких механізмах цю передачу застосовують для перетворення обертального руху в поступальний або навпаки.

Зубчасті – найбільш розповсюджений тип механічних передач у сучасному машинобудуванні та приладобудуванні; їх застосовують у широких діапазонах колових швидкостей (до 100 м/с), потуг (до десятків тисяч кВт) та передатних відношень.

Основними перевагами зубчастих передач у порівнянні з іншими видами передач є:

- сталість передатного відношення;
- висока навантажувальна здатність;
- високий ККД (0,97...0,99 для однієї пари);
- малі габаритні розміри;
- висока надійність у роботі та довговічність;
- простота обслуговування;
- порівняно малі навантаги на вали та опори.

До вад зубчастих передач слід віднести:

- неможливість безступінчастої зміни передатного відношення;
- високі вимоги до точності виготовлення та монтажу;
- шум у разі роботи на високих частотах обертання зубчастих коліс;
- погані амортизаційні властивості, що негативно впливає на компенсування динамічних навантаж;
- громіздкість у разі великих відстаней між осями ведучого та веденого валів;
- потреба в спеціальному обладнанні та інструменті для нарізування зубців;
- зубчаста передача не уберігає машину від можливих небезпечних перевантажень.

Основними параметрами, що характеризують зубчасте колесо, є (рис. 0.1):

- z – число зубців;
- m – модуль зубців;

d – ділительний діаметр;
 d_b – основний діаметр;
 d_a – діаметр вершин зубців.
 d_f – діаметр западин зубців;
 α_w – початковий кут профілю зубця (у разі збігу початкових та ділительних кіл початковий кут профілю зубця α_w дорівнює ділительному куту профілю α);
 s_t – ділительна колова товщина зубця;
 h_a – висота ділительної головки зубця;
 h_f – висота ділительної ніжки зубця.

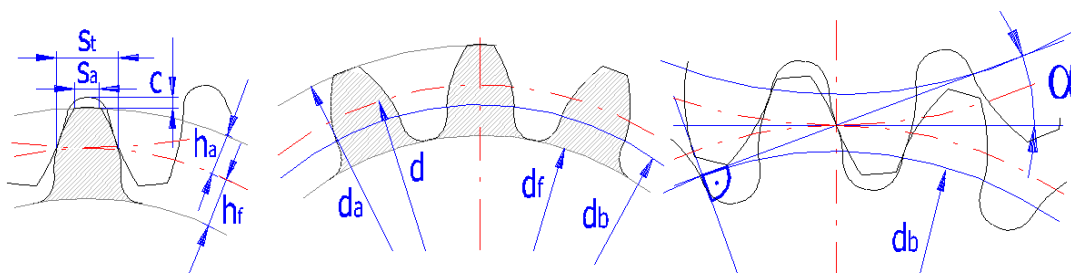


Рисунок 0.1 – Основні геометричні параметри, що характеризують зубчасте колесо

Лабораторне обладнання

Зубчасте колесо з евольвентним профілем зубців.

Штангенциркуль.

Штангенглибиномір.

Штангензубцемір.

Порядок виконання роботи

1. Визначити підрахунком число зубців колеса z .
2. Охоплюючи штангенциркулем певне число зубів n , визначити розмір l_1 (рис. 0.2).
3. Узявши на один зубець більше, визначити розмір l_2 . Для того, щоб губки штангенциркуля в обох випадках торкались евольвентних ділянок профілів зубців, слід брати значення n залежно від числа зубів колеса z згідно з табл. 0.1.

Таблиця 0.1

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

4. Визначити різницю виміряних відрізків l_1 та l_2 , яка буде дорівнювати основному кроку зубців:

$$l_2 - l_1 = \pi m \cos \alpha = p_b, \text{ мм}^1, \quad (0.1)$$

де $\alpha = 20^\circ$.

5. Із записаного виразу (0.1) знайти значення модуля зубців:

$$m' = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha}, \text{ мм.} \quad (0.2)$$

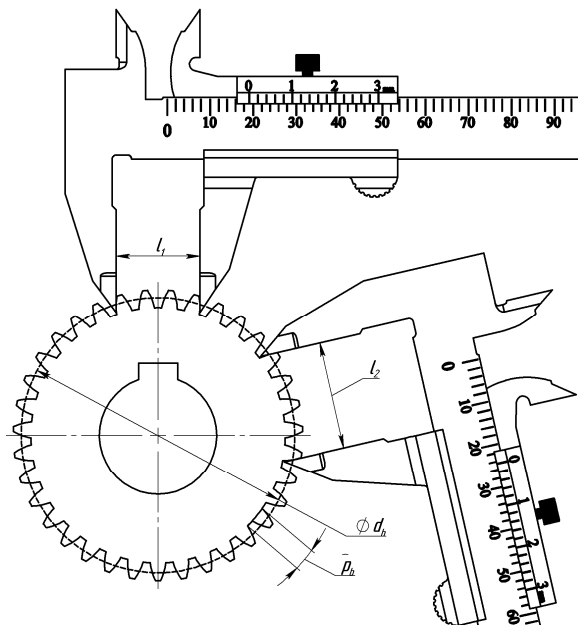


Рисунок 0.2 – Схема визначення розмірів l_1 і l_2 для певного числа зубців n колеса

6. Обчислене значення модуля слід звірити зі стандартним значенням (ГОСТ 9563-60) за табл. 0.2.

Таблиця 0.2

| Ряд переваги | Модуль m , мм |
|--------------|---|
| 1-ий | 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20 |
| 2-ий | 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22 |

7. Визначити діаметри d_a й d_f . Для коліс із **парним числом зубців** з розміри d_a й d_f вимірюються штангенциркулем згідно зі схемою, поданою на рис. 0.3.

8. У разі **непарного числа зубців** колеса з діаметри d_a й d_f знайти у відповідності зі схемою, поданою на рис. 0.4, за формулами (0.3) та (0.4):

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2H', \text{ мм;} \quad (0.3)$$

$$d_f = d_{\text{отв}} + 2H'', \text{ мм.} \quad (0.4)$$

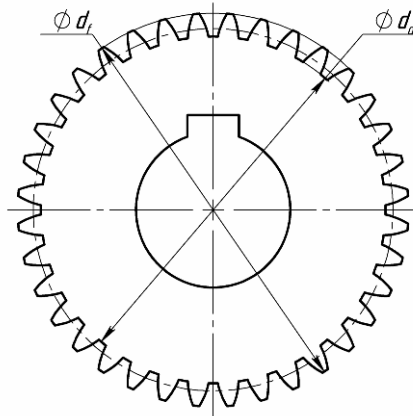


Рисунок 0.3 – Схема вимірювання діаметрів d_a й d_f коліс із парним числом зубців z

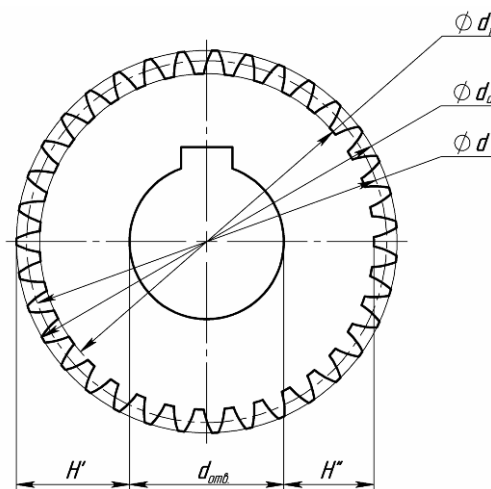


Рисунок 0.4 – Схема до визначення діаметрів d_a й d_f коліс із непарним числом зубців z

9. Для контролю правильності визначення в п. 4.5 вирахувати модуль зубців за формулою:

$$m'' = \frac{d_a}{z + 2}, \text{ мм.} \quad (0.5)$$

10. Обчислити усереднене значення модуля користуючись (0.2) та (0.5) й зіставити його зі стандартними (табл. 0.2):

$$\bar{m} = \frac{m' + m''}{2}, \text{ мм.}$$

11. Визначити діаметр ділильного кола: $d = m \cdot z$, мм.

12. Визначити висоту головки та ніжки зубця за формулами:

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}, \text{ мм; } h_f = \frac{d - d_f}{2}, \text{ мм,}$$

і висоту зубця:

$$h = h_a + h_f, \text{ мм.}$$

13. Вирахувати діаметр основного кола: $d_b = d \cos \alpha$, мм.

14. Знайти товщину зубця по хорді ділительного кола (рис. 0.1): $s_t = d \sin \psi$, мм, де $\psi = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z}$ – центральний кут, що відповідає половині шуканої хорди.

15. Величину s_t можна виміряти безпосередньо штангензубоміром згідно зі схемою, поданою на рис. 2.4, який має дві шкали 1 і 2. Шкала 1 служить для заміру товщини зуба по хорді, шкала 2 – для заміру радіальної відстані h_x цієї хорди по колу головок колеса. По шкалі 1 переміщується пластина 3. Ця висота декілька більше розрахункової висоти головки зуба h та її можна визначити за формулою:

$$h_x = m \cdot H, \text{ мм,}$$

де h_x – висота зуба для вимірювання товщини (розрахувати з точністю 0.02); m – модуль, визначений розрахунком; H – коефіцієнт, який приймаємо з табл. 0.3 в залежності від кількості зубів.

У тому разі, коли дані табл. 0.3 не охоплюють всі значення z , h_x визначається за формулою:

$$h_x = h + \frac{m \cdot z}{2} (1 - \cos \psi), \text{ мм,}$$

де m – модуль, визначений розрахунком; $h = m$, мм – висота головки зуба; z – кількість зубів на колесі.

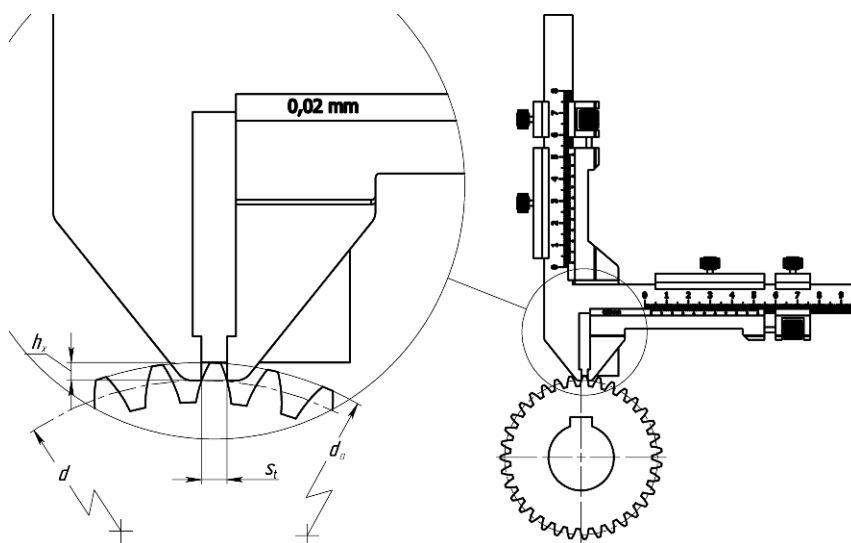


Рисунок 0.5 – Схема вимірювання товщини зубця штангензубоміром

Форма та зміст звіту

1. Звіт виконується в учнівському зошиті в клітинку або на аркушах білого паперу формату А4, які потім мають бути зшиті. Поля обов'язкові.

2. Розрахувати й записи до роботи мають бути виконані в обсязі пунктів 1..14.

3. Виконати (олівцем) ескіз зубчастого колеса й нанести основні геометричні параметри, що його характеризують (рис. 0.1).

4. Виписати в табл. 0.4 основні параметри зубчастих.

Таблиця 0.3 – Значення коефіцієнтів H у залежності від кількості зубів z колеса

| z | H | z | H | z | H | z | H |
|-----|--------|-----|--------|-----|--------|-----|--------|
| 10 | 1,0615 | 19 | 1,0324 | 28 | 1,0221 | 37 | 1,0167 |
| 11 | 1,0559 | 20 | 1,0308 | 29 | 1,0212 | 38 | 1,0162 |
| 12 | 1,0514 | 21 | 1,0293 | 30 | 1,0206 | 39 | 1,0158 |
| 13 | 1,0474 | 22 | 1,0280 | 31 | 1,0199 | 40 | 1,0154 |
| 14 | 1,0440 | 23 | 1,0268 | 32 | 1,0192 | 41 | 1,0150 |
| 15 | 1,0410 | 24 | 1,0256 | 33 | 1,0187 | 42 | 1,0146 |
| 16 | 1,0385 | 25 | 1,0245 | 34 | 1,0182 | 43 | 1,0144 |
| 17 | 1,0362 | 26 | 1,0237 | 35 | 1,0176 | 44 | 1,0141 |
| 18 | 1,0342 | 27 | 1,0228 | 36 | 1,0171 | 45 | 1,0137 |

Таблиця 0.4 – Геометричні параметри зубчастих коліс

| Позначення | Вимірюванні | | | Розрахункові | | |
|-----------------------------------|-------------|---|---|--------------|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 1 | 2 | 3 |
| Число зубців z | | | | | | |
| Діаметр кола вершин d_a , мм | | | | | | |
| Діаметр кола западин d_f , мм | | | | | | |
| Модуль нормальний m | | | | | | |
| Ділильний діаметр d , мм | | | | | | |
| Діаметр основного кола d_b , мм | | | | | | |
| Коловий крок p_t , мм | | | | | | |
| Ширина вінця b , мм | | | | | | |
| Товщина зуба s_t , мм | | | | | | |

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Дати визначення зубчастої передачі; пояснити її призначення; перелічити переваги та вади.
2. Опишіть методи визначення основних параметрів зубчастого колеса.
3. Перелічіть основні геометричні параметри зубчастого колеса.
4. З яких співвідношень можна визначити модуль зубчастого колеса?
5. За якими формулами визначають діаметр вершин та діаметр западин зубчастого колеса?
6. Як визначають крок зачеплення по ділильному колі?
7. Як розрахувати хоральну товщину зуба?
8. Назвати основні параметри, що характеризують зубчасте колесо.
9. Які геометричні параметри зубчастого колеса вимірюються штангенциркулем, штангензубоміром і штангенглибиноміром?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 3

СКЛАДАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ВІДНОШЕННЯ БАГАТОЛАНКОВИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: Оволодіння навичками складання кінематичних схем зубчастих механізмів за реальними механізмами, або їх моделями; закріплення знань стосовно визначення передавального відношення багатоланкових зубчастих механізмів.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Передавальним відношенням U_{A-B} від ланки «А» до ланки «В» називається відношення кутової швидкості ланки «А» до кутової швидкості ланки «В»: $U_{A-B} = \omega_A / \omega_B$.

Можливих напрямів кутових швидкостей два, тому їх можна представити знаками «+» і «-». Позитивною звичайно вважається кутова швидкість, направлена проти ходу годинникової стрілки. В просторових передачах кутові швидкості ланок можуть мати незліченну безліч напрямів, тому двома знаками їх представити неможливо.

Передавальне відношення зубчастих передач можна виразити також через відносини чисел зубчатих коліс, початкових радіусів, частот обертання.

Наприклад:

$$U_{1-2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} = \pm \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (3.1)$$

де U_{1-2} – передавальне відношення від колеса 1 до колеса 2;

Z – число зубів;

r_{ω} – радіус початкового кола;

n – частота обертання.

Розглянемо розрахунок передавальних відносин для деяких простих зубчастих механізмів.

1) Для передачі, що складається з двох циліндрових коліс (рис. 3.1 і рис. 3.2) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (3.2)$$

знак «плюс» відноситься до внутрішньої передачі.

Для східчастого ряду коліс (рис. 3.3) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = U_{1-2} \cdot U_{3-4} \cdot U_{(n-1)'n} = \frac{Z_2 \cdot Z_4 \dots Z_n}{Z_1 \cdot Z_3 \dots Z_{(n-1)'}} (-1)^p. \quad (3.3)$$

3) Для послідовного (паразитного) ряду коліс (рис. 3.5) передавальне відношення визначається за формулою:

$$U_{1-n} = \frac{Z_n}{Z_1} (-1)^p, \quad (3.4)$$

де p – число зубчастих пар із зовнішнім зчепленням; n – число зубчастих коліс (або осей).

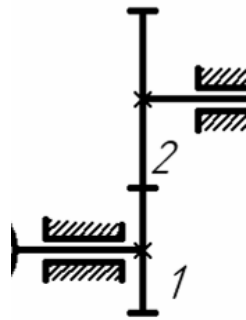


Рисунок 3.1

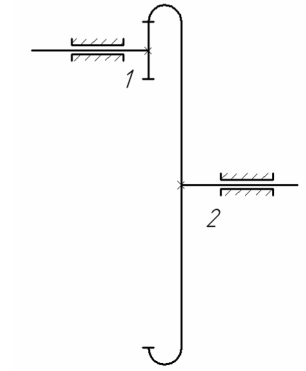


Рисунок 3.2

З формули (3.3) видно, що передавальне відношення послідовного ряду не залежить від числа зубів «паразитного колеса».

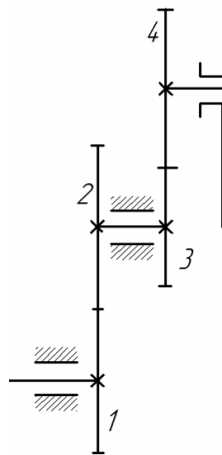


Рисунок 3.3

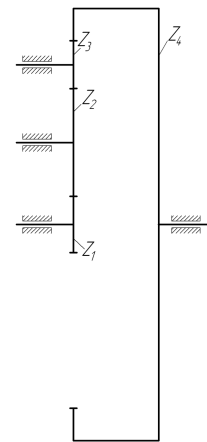


Рисунок 3.4

4) Передавальне відношення черв'ячної передачі (рис. 3.5) визначається за формулою:

$$U_{2-k} = \frac{Z_k}{Z_2} \quad (3.5)$$

де U_{2-k} – передавальне відношення від черв'яка до колеса;

Z_k – число зубів черв'ячного колеса;

Z_2 – число заходів черв'яка.

5) Передавальне відношення зовнішньої конічної передачі (рис.8.6) визначається за формулою:

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.6)$$

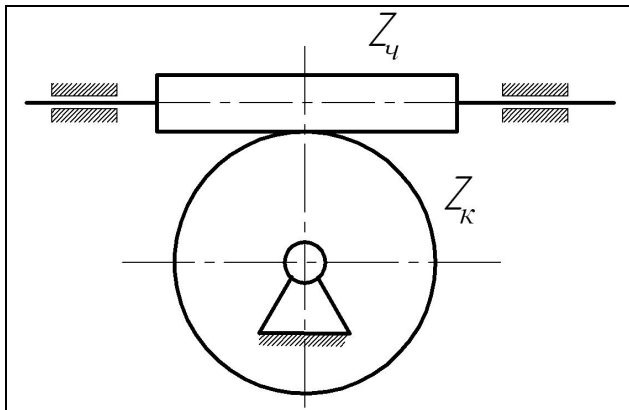


Рисунок 3.5

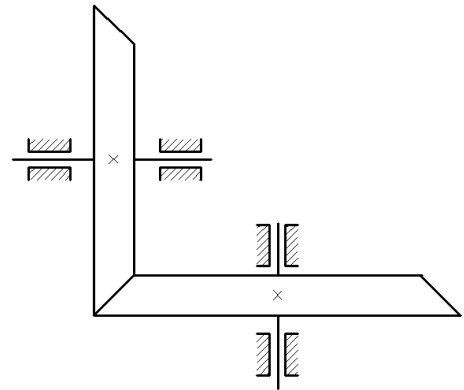


Рисунок 3.6

б) Передавальне відношення U_{1-n} простої планетарної передачі (рис.3.7) від ведучого колеса 1 до водила H визначається за формулою:

$$U_{1-H} = 1 - U_{1-3}^{(H)} \quad (3.7)$$

Символ $U_{1-3}^{(H)}$ позначає передавальне відношення від першого колеса до закріпленого третього колеса в їх відносному русі по відношенню до водила H . Для підрахунку передавального відношення $U_{1-3}^{(H)}$ потрібно припустити, що водило нерухомо, а колесо 3 отримало можливість обертатися навкруги своєї осі.

Тоді колеса утворюють звичайний східчастий ряд коліс, тобто такий східчастий ряд, в якому осі обертання першого і останнього коліс лежать на одній прямій. Для цього ряду передавальне відношення визначається за формулою (3.4). Застосовуючи цю формулу до даного механізму (рис. 3.7) маємо:

$$U_{1-3}^{(H)} = \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} (-1)^p, \quad p = 2 \quad (3.8)$$

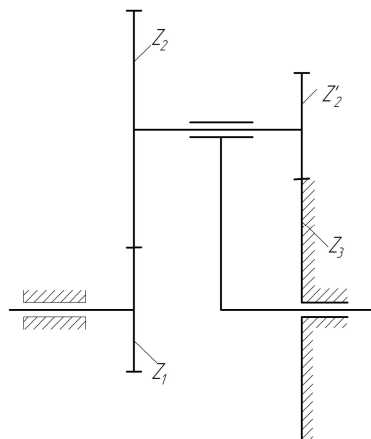


Рисунок 3.7

Передавальне відношення $U_{1-3}^{(H)}$ в даному випадку позитивно, оскільки колеса східчастого ряду утворюють два зовнішніх зачеплення, і тому при нерухомому водилі H колеса 1 і 3 обертаються в одному напрямі.

$$U_{1-n} = 1 - \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_1 \cdot Z_2} \quad (3.9)$$

Якщо багатоланкова зубчаста передача складається з декількох послідовно сполучених простих зубчастих передач, то загальне передавальне відношення багатоланкової передачі виходить перемножуванням передавальних відносин передач, що входять до її складу.

Завдання до виконання роботи

1. Ознайомитись зі структурою отриманих моделей зубчастих механізмів.
2. Накреслити кінематичну схему багатоланкового зубчастого механізму.
3. Пронумерувати всі зубчасті колеса.
4. Підрахувати числа зубів всіх коліс і числа заходів черв'яків.
5. Розчленувати багатоланковий зубчастий механізм на прості механізми, розглянуті вище, встановити розрахункові формули передавального відношення для кожного з них, а потім підрахувати передавальні відношення простих механізмів і всього багатоланкового механізму.

Зміст звіту

1. Кінематична схема багатоланкового зубчастого механізму.
2. Схеми простих зубчастих механізмів, які входять до складу багатоланкового зубчастого механізму.
3. Визначення передавальних відношень простих механізмів.
4. Визначення передавального відношення всього багатоланкового механізму.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Яка існує класифікація передач?
2. Назвіть передачі зчепленням.
3. Наведіть приклади застосування зубчастих передач.
4. Що таке передаточне відношення?
5. Як визначається знак передаточного відношення?
6. Які механізми називаються планетарними?
7. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.
8. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 4

ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ МЕТОДОМ ОГИНАННЯ (ОБКочУВАННЯ)

Мета роботи: Побудова методом обкочування евольвентних профілів зубців нульових та позитивних коліс з числом зубців меншим 17.

Методичні рекомендації до виконання роботи

У техніці широко застосовується нарізування зубців зубчастих коліс інструментом рейкового типу (інструментальною рейкою, черв'ячної фрезою) за методом обкатки.

Процес виготовлення зубчастих коліс інструментальною рейкою (рис. 4.1) за методом обкатки полягає в тому, що рейка, перекочуючись без ковзання середньої (модульної) прямої або однієї з ділильних прямих, паралельних модульній, по ділильному колу ($d = m \cdot z$) колеса (рух обкатки), здійснює одночасно швидкі зворотно-поступальні рухи уздовж осі колеса, знімаючи при цьому стружку. Ділильне коло колеса й ділильна пряма рейки, яка перекочується без ковзання по ділильному колу, є початковими колом та прямою при зачепленні оброблюваного колеса та інструментальної рейки.

Колесо називається нульовим, якщо в процесі його виготовлення по ділильному колу котиться середня (модульна) пряма рейки. Якщо ж рейка відсунута від центру колеса (позитивний зсув) на деяку відстань b , то по ділильному колу котитиметься ділильна пряма рейки, розташована ближче до прямої виступів рейки. Зсув b рейки виражається через модуль m зачеплення за допомогою коефіцієнта зсуву ξ :

$$b = \xi m \quad (4.1)$$

Зубчасті колеса, виготовлені при позитивному зсуві рейки, називаються позитивними. Слід зауважити, що позитивне зміщення збільшує товщину зуба на ділильному колі і величини діаметрів кіл западин і виступів, але зменшує товщину зуба на колі виступів. З курсу відомо, що у нульових коліс, що мають число зубців менше 17, зубці виявляються підрізаними біля основи, що зменшує їх міцність. Для усунення підрізання потрібно відсунути (змістити) рейку від центру колеса на відстань (зсув), яке визначається за допомогою коефіцієнта зсуву $\xi_{подр}$, який розраховується за формулою

$$\xi_{подр} = \frac{17 - z}{17} \quad (4.2)$$

де z – число зубців колеса, що нарізується.

Після цього необхідне зміщення визначається за формулою (3.1).

Опис приладу ТММ-42. Основними частинами приладу є жорстко з'єднані диски 1 та 2 і зубчаста рейка 3 (рис. 4.2), змонтовані на загальній плиті 12. Диски 1 і 2 можуть обертатися в процесі креслення зубців навколо нерухомої осі. Діаметр нижнього диска дорівнює діаметру ділильного кола колеса, що нарізується. Зубчаста рейка 3 розташована з невеликим зазором над верхнім диском 1 і закріплена гвинтами 6 на каретці 5, яка може переміщатися вліво і вправо в направляючих плити 12. На рейці нанесена риска 13, що зображає середню лінію (модульну пряму) рейки, а також вигравірувані значення модуля зачеплення m , профільного кута (кута зачеплення) $\alpha=20^\circ$ рейки і діаметра d_0 ділильного кола колеса, що «нарізується». Кінематичний зв'язок між рейкою й заготівкою, необхідний для здійснення руху обкатки під час креслення зубів, забезпечується струною 4, охоплює диск 2 по всьому колу. Струна правим кінцем прикріплена до каретки, а лівим – до захвату, з'єднаного з кареткою, який за допомогою ексцентрикового механізму з рукояткою 11 може створювати натягнення цієї струни. Прямолінійна ланка струни розташована уздовж горизонтального ребра планки 16, з'єднаної з кареткою.

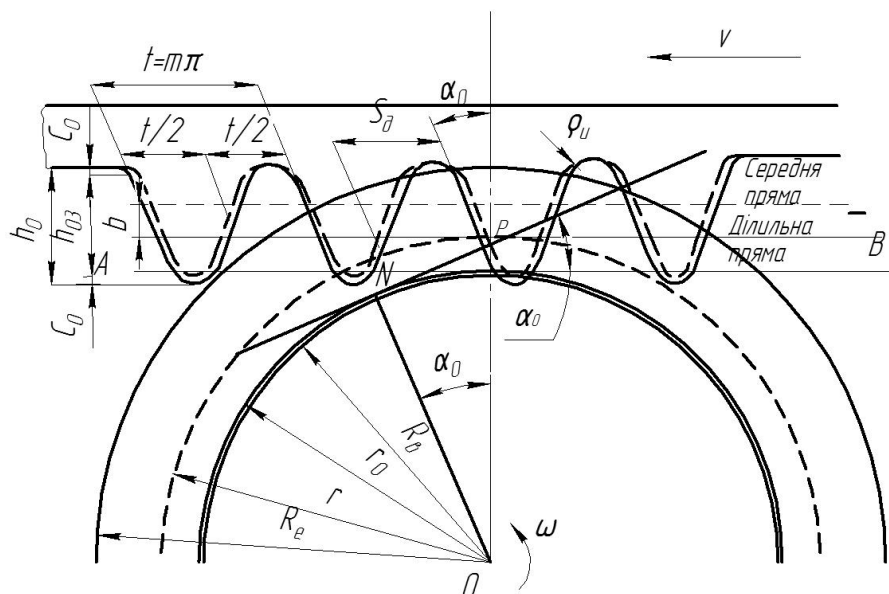


Рисунок 4.1 – Виготовлення зубчастих коліс інструментальною рейкою

Рейка і диски приводяться до руху вручну шляхом натискання на важіль 8 храпового механізму. При кожному натисканні на важіль 8, робоча собачка храпового механізму пересуває рейку на 4-5 мм вліво. При цьому, завдяки наявності натягнутої струни 4, здійснюється перекошування без ковзання кола диска 2 (що збігається з ділильним колом) по горизонтальному ребру планки 16, збігається з ділильної прямої рейки. При звільненні важеля замикаюча собачка надійно фіксує рейку.

У приладі передбачена можливість переміщення рейки вліво і вправо. Для цього необхідно натиснути плоску пружину 7, яка виведе з зачеплення з кареткою обидві собачки. Послабивши гвинти 6, можна змінити відстань рейки від центру заготовки, а потім закріпити її тими ж гвинтами в положенні, визначеному зміщенням b , яке відраховується за шкалами 10.

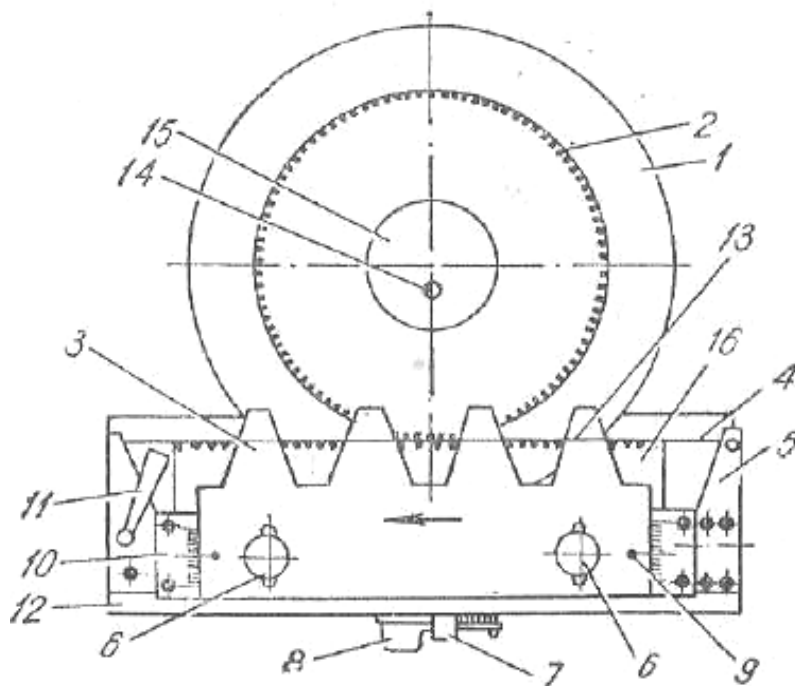


Рисунок 4.2 - Прилад ТММ-42

Завдання до виконання роботи

1. Ознайомитися з пристроєм і принципом дії приладу ТММ-42.
2. Накласти на верхній диск паперову заготовку, діаметр якої зазначений на прозорому диску приладу, і закріпити його накладкою 15 за допомогою гвинта 14.
3. Встановити рейку так, щоб її індекси 9 знаходилися проти нульових поділок шкал 10.
4. Натиснути пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
5. Плавнo натиснути вниз до упору важіль 8 і, після переміщення рейки вліво до зупинки, окреслити на заготівлі контур зубців рейки. Так повторювати до тих пір, поки рейка займе крайнє ліве положення, а на заготівці вийде 2-3 зуба нульового колеса.
6. Послабити рукояткою 9 натяг струни 4 і повернути диск із заготівкою на 180°, після чого знову створити необхідний натяг струни тієї ж рукояткою.
7. Визначити число зубців колеса, що «нарізується», за формулою:

$$z = \frac{d_{\partial}}{m}$$

8. Визначити за формулою (4.2) величину мінімального коефіцієнта зсуву рейки $\xi_{подр}$, що забезпечує усунення підрізання зубів.
9. Визначити за формулою (4.1) величину зсуву b рейки.
10. Змістити рейку від осі заготовки колеса на величину b , користуючись шкалами 10 , та закріпити її гвинтами 6 .
11. Натиснути на пружину 7 і відвести каретку з рейкою в крайнє праве положення.
12. Викреслити два-три зубця позитивного колеса, користуючись вказівками в пункті 5.
13. Зняти паперову заготовку з диска.
14. Обчислити за формулами, зазначеними у бланку протоколу, параметри нульового і позитивного коліс.
15. Нанести на заготовку за обчисленими в п. 14 значеннями діаметрів ділительного, основного кола, кола западин і виступів нульового і позитивного коліс.
16. Порівняти на заготовці за допомогою вимірювача товщини зубів по хорді ділительного кола, а також діаметри кіл западин і виступів нульового і позитивного коліс.
17. Оформити виконану роботу протоколом і прикласти до нього заготовку з накресленими профілями зубців коліс (рис. 3.3).

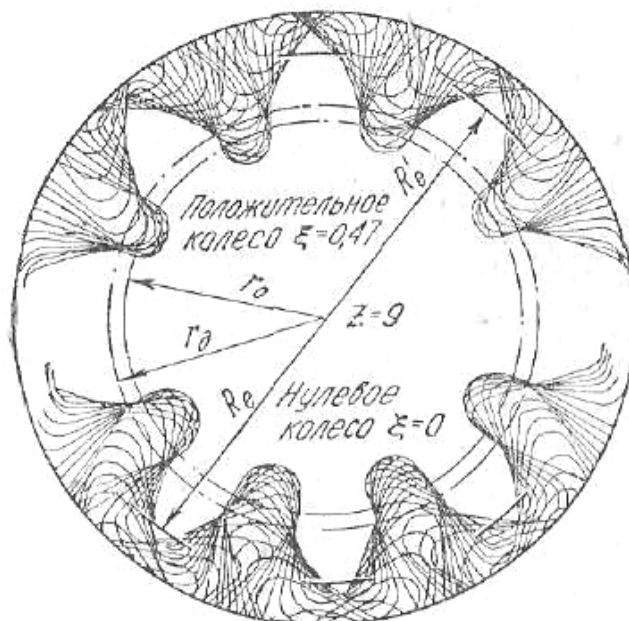


Рисунок 4.3

Зміст звіту

1. Вихідні дані приладу:

1.1 Модуль рейки $m =$ мм.

1.2 Кут профілю рейки $\alpha = 20^{\circ}$

1.3 Діаметр ділительного кола $d_g =$ мм

2. Розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс (табл..4.1)

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Дати визначення евольвенти.
2. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс.
3. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні з іншими?
4. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастих коліс.
5. Що таке модуль зубчастого зчеплення?
6. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса?
7. Яке зчеплення називають корегованим?
8. Які існують види корегування?
9. З якою метою застосовують корегування зубців?

Таблиця 4.1 – Розрахунок геометричних параметрів коліс

| Найменування | Нульове колесо | | Кореговане колесо | |
|----------------------------------|--------------------------------|------------|---|------------|
| | розрахункова формула | розмір, мм | розрахункова формула | розмір, мм |
| Число зубців колеса | $z = \frac{d_e}{m}$ | | $z = \frac{d_e}{m}$ | |
| Діаметр основного кола | $d_0 = d_0 \cos \alpha_0$ | | $d_0 = d_0 \cos \alpha_0$ | |
| Діаметр кола западин | $d_f = m(z - 2,5)$ | | $d_f = m(z - 2,5) \pm 2x$ | |
| Діаметр кола виступів | $d_a = m(z + 2)$ | | $d_a = m(z + 2) \pm 2x$ | |
| Крок зчеплення | $t = \pi m$ | | $t = \pi m$ | |
| Товщина зубця по ділильному колу | $S_\partial = \frac{\pi m}{2}$ | | $S_\partial = \frac{\pi m}{2} + 2xtg\alpha_0$ | |

Висновки.

$$P = \frac{2M}{d_2}, \quad (5.1)$$

де M – прикладений до гайки момент рушійних сил.

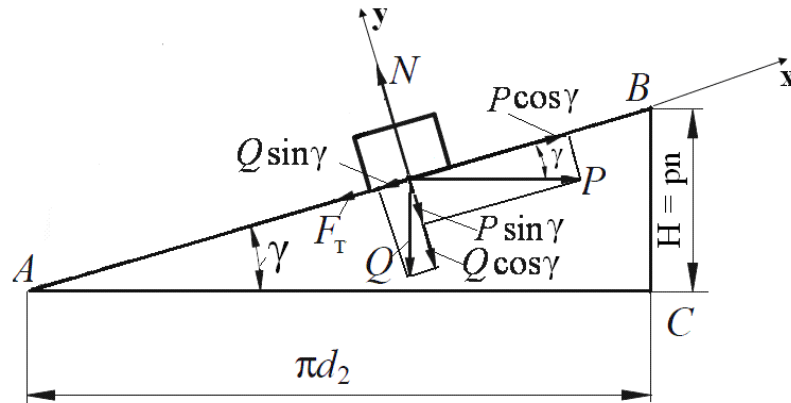


Рисунок 5.2 – Дія сил на тіло, що рухається на похилій площині

Крім того, при аналізі руху гайки приймається допущення, що її просторовий рух по витку гвинта можна розглядати, як підняття вантажу Q по похилій площині AB під дією сили P (рис. 5.2). Площина AB є розгорткою гвинтової лінії і утворює з катетом AC кут γ – кут підйому середньої гвинтової лінії (кут підйому різьби). Величина кута γ визначається за формулою:

$$\gamma = \arctg \frac{p \cdot n}{\pi \cdot d_2}, \quad (5.2)$$

де n – кількість заходів (ниток) різьби; p – крок гвинтової лінії.

Для гвинтових ліній слід розрізняти такі поняття, як крок і хід. Крок гвинтової лінії – це відстань, виміряна по твірній між однойменними точками сусідніх витків різьби. Хід гвинтової лінії H – це відстань, виміряна по твірній між однойменними точками одного і того ж витка різьби: $H = p \cdot n$. В кінематичній парі «гвинт – гайка» ходом гвинта є осьове переміщення гайки за її один повний оберт. Для одноходового гвинта ($n=1$) висота похилої площини BC відповідає одному кроку гвинтової лінії p , тобто $H=p$.

Окрім сил Q і P на тіло, що рухається вздовж лінії AB , діють нормальна реакція з боку похилої площини N та сила тертя F_T :

$$N = P \cdot \sin \gamma + Q \cdot \cos \gamma, \quad (5.3)$$

$$F_T = f \cdot N = N \cdot \operatorname{tg} \rho, \quad (5.4)$$

де ρ – кут тертя (рис. 5.1); f – коефіцієнт тертя тіла по похилій площині:

$$f = \operatorname{tg} \rho.$$

В сукупності сили Q , P , T і F_T утворюють плоску систему збіжних сил. Запишемо рівняння рівноваги цієї системи в проекції на вісь x :

$$\Sigma X_i = P \cdot \sin \gamma - Q \cdot \cos \gamma - F_T = 0. \quad (5.5)$$

Після підстановки (5.3) та (5.4) до (5.5) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 P &= Q \frac{\sin \gamma + f \cdot \cos \gamma}{\cos \gamma - f \cdot \sin \gamma} = Q \frac{\operatorname{tg} \gamma + f}{1 - f \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \\
 &= Q \frac{\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \rho \cdot \operatorname{tg} \gamma} = Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho).
 \end{aligned}
 \tag{5.6}$$

Зауважимо, що отримане співвідношення (5.6) справедливо для випадку підйому тіла по похилій площині або гайки по гвинту (для ведучого обертального руху). В разі переміщення тіла в зворотному напрямку від В до А, тобто при опусканні гайки вниз (коли ведучим є поступальний рух), рівняння рівноваги (5.5) зміниться, внаслідок чого формула (5.6) набуває вигляду:

$$P = Q \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho). \tag{5.7}$$

На підставі формул (5.1), (5.6) та (5.7) визначимо момент в гвинтовій парі:

$$M = P \frac{d_2}{2} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho). \tag{5.8}$$

Знак плюс в дужках формули (5.8) слід брати за умови, коли напрями руху гайки і сили Q є протилежними, тобто при підйомі гайки. При опусканні гайки в дужках береться знак мінус.

Якщо $\gamma < \rho$, то під час руху гайки вниз в гвинтовому механізмі має місце самогальмування. Сутність самогальмування полягає в неможливості самочинного відносного руху гвинта і гайки шляхом перетворення поступального руху в обертальний.

Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари η визначається, як відношення роботи сил корисного опору A_K до роботи рушійних сил A_P :

$$\eta = \frac{A_K}{A_P}. \tag{5.9}$$

Взагалі ККД є одним з критеріїв, що характеризують ступінь досконалості механізму. ККД показує, яку частину корисна робота становить від повної (затраченої) роботи.

При підйомі гайки рушійною силою P на висоту $BC = H = p \cdot n$:

$$\eta = \frac{A_K}{A_P} = \frac{Q \cdot p \cdot n}{2 \cdot \pi \cdot M} = \frac{p \cdot n}{\pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}. \tag{5.10}$$

При опусканні гайки вниз рушійною силою виступає сила Q :

$$\eta = \frac{A_K}{A_P} = \frac{2 \cdot \pi \cdot M}{Q \cdot p \cdot n} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{p \cdot n} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg}(\gamma)}. \tag{5.11}$$

Вочевидь, що при самогальмуванні, коли $\gamma < \rho$, значення ККД, обчислене за формулою (5.11), буде від'ємним.

Отримані рівняння справедливі для прямокутної різьби (рис. 5.3) з кутом профілю $\alpha = 0$, яка застосовується в деяких з'єднаннях для забезпечення самогвинчування: в ручних лещатах, малонавантажених

гвинтових підйомних пристроях тощо. Прямокутна різьба не регламентована стандартом, її використання обмежено внаслідок складності виготовлення та меншої міцності порівняно з іншими видами різьб.

Якщо профільний кут різьби α є відмінним від нуля, то замість кута тертя ρ до розгляду вводиться зведений кут тертя ρ^* , що визначається з умови:

$$\operatorname{tg} \rho^* = f^* = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}, \quad (5.12)$$

де f^* – зведений коефіцієнт тертя.

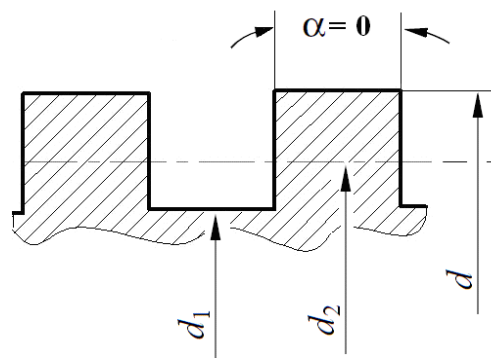


Рисунок 5.3 – Переріз гвинта з прямокутною різьбою

Такий підхід ґрунтується на допущенні, що рух гайки є аналогічним до руху клинчастого повзуна по жолобу, у якого кут між вертикальною віссю і стінками дорівнює $60^\circ - \alpha$.

Оскільки тільки у прямокутній різьбі $\alpha=0$, то $\rho^*=\rho$ або $f^*=f$. Отже, серед інших видів різьби прямокутна має найвищий коефіцієнт корисної дії. Наприклад, для метричної різьби з трикутним профілем: $\alpha=60^\circ$, $f^*=1,155 \cdot f$. Оскільки $f^*>f$, то ККД у метричній різьбі є меншим, ніж у прямокутній. Незважаючи на це, метрична різьба має поширене застосування – переважно, як кріпильна різьба.

Крім прямокутної та метричної різьби, поширеними є також трапецеїдальна та упорна різьби. Порівняно з прямокутною різьбою вони мають більш високу міцність і жорсткість, завдяки чому використовуються в гвинтових механізмах із знакозмінними та ударними навантаженнями.

Найвищу міцність з усіх вищезазначених різьб має метрична різьба.

Лабораторне обладнання

Лабораторна робота виконується на установках типу ТММ–33М для визначення коефіцієнту корисної дії гвинтових пар. Для проведення роботи необхідні: індикатор годинникового типу; набори гвинтів, вкладишів гайок та вантажів; тарувальний графік установки.

Опис установки ТММ–33М

Основною частиною експериментальної установки ТММ–33М (рис. 5.4) є гвинтовий механізм, що складається з гвинта 1 та гайки 2 із

змінними вкладишами. Установка монтується стаціонарно на вертикально розташованому корпусі, в верхній частині якого закріплено кронштейн 3 з підшипниковим вузлом для кріплення електропривода (мотор-редуктора) 4. В процесі роботи обертання гвинта здійснюється через муфту від вихідного вала редуктора, при цьому гайка рухається поступально вгору або вниз. Для запобігання обертанню гайки служить круглий повзун, що пересувається в пазу корпуса. Нижньою опорою гвинта є шарикопідшипниковий підп'ятник 5. Осьове навантаження на гайку здійснюється через підвіску 6 змінними вантажами 7.

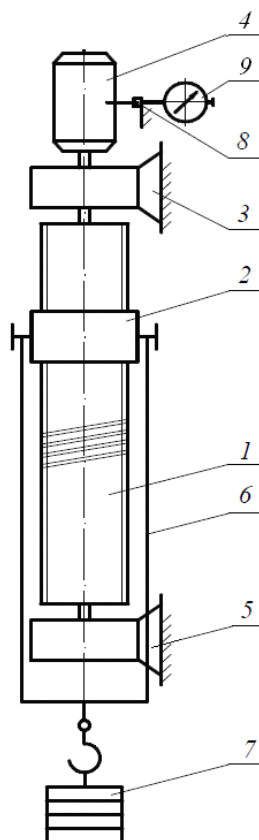


Рисунок 5.4 – Схема експериментальної установки ТММ – 33М

Середній момент в гвинтовій парі визначається за принципом виміру реактивного моменту. Для цього жорстко з'єднана система мотор-редуктор не закріплена на корпусі, а має можливість обертання навколо власної осі.

При обертанні гвинта реактивний момент повертає статор мотор-редуктора, який натискає на плоску пружину 8. Величина деформації пружини, що пропорційна моменту, вимірюється індикатором годинникового типу 9.

Управління установкою є автоматизованим. При натисканні кнопки на спеціальному щитку, що праворуч, виконується повний робочий цикл: хід гайки вгору – реверс двигуна – хід гайки вниз – повертання в початкове положення – вимкання двигуна.

Швидкість обертання гвинта – 60 об/хв., максимальний робочий хід гайки по гвинту – 300 мм.

Установку ТММ–33М оснащено змінними комплектами гвинтових пар (матеріал всіх гвинтів – сталь 45 ГОСТ 1050–88):

№1 – різьба М42х4,5; $d_2 = 39$ мм, $\alpha = 30^\circ$, $p = 4,5$;

№2 – різьба прямокутна однозахідна 42х4,5; $d_2 = 40$ мм, $\alpha = 0^\circ$, $p = 4,5$;

№3 – різьба прямокутна трьохзахідна 42х24; $d_2 = 38$ мм, $\alpha = 0^\circ$, $p = 24$.

Матеріали змінних вкладишів гайок:

№1 – Сталь 45 ГОСТ 1050–88;

№2 – Бронза БрО5Ц5С5 ГОСТ 613–79.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією експериментальної установки ТММ–33М.

2. Вибрати гвинт і вкладиш для гайки, визначити їх матеріал і геометричні параметри (табл. 5.1). Закріпити гвинт і вкладиш в установку.

3. Гайку опустити в нижнє положення і навантажити силою 20 Н (вагою підвіски).

4. Тумблером увімкнути живлення і натисканням кнопки "Пуск" включити двигун. Під час руху гайки вгору тричі зняти показання індикатора і занести значення n_1 , n_2 , n_3 до табл. 5.2. Підрахувати середнє значення n_c .

5. Повторити експеримент для вантажів вагою 40, 70 та 90 Н.

6. Замінити вкладиш гайки на інший і провести ті ж випробування, що і для першого вкладишу. Результати всіх вимірювань внести до табл. 5.2.

7. Для кожної величини навантаження Q (табл. 5.2) визначити момент M в гвинтовій парі за тарувальним графіком установки в залежності від середнього значення показань індикатора n_c .

8. Визначити роботу рушійних сил за один оберт гвинта:

$$A_p = 2 \cdot \pi \cdot M. \quad (5.13)$$

9. Визначити корисну роботу за один оберт гвинта:

$$A_k = Q \cdot H. \quad (5.14)$$

10. Визначити експериментальне значення коефіцієнта корисної дії гвинтової пари за формулою (5.9) користуючись (5.13) та (5.14).

11. Побудувати графіки зміни коефіцієнта корисної дії гвинтової пари η в залежності від осьового навантаження гайки (дві криві, кожна з яких відповідає вибраній різьбі гвинта та матеріалу вкладишу).

12. Для кожного з випробувань (табл. 5.2) за формулою (5.10) визначити теоретичне значення ККД гвинтової пари. Для гвинта з прямокутною різьбою прийняти $\rho = \arctg f$. Величину коефіцієнту тертя f вибрати з табл. 5.3. Для гвинта з метричною різьбою замість кута тертя ρ прийняти зведений кут тертя ρ^* (формула 5.12).

Таблиця 5.1 – Параметри гвинта

| Назва параметра | Числове значення |
|--|------------------|
| Тип різьби | |
| Число заходів, n | |
| Крок, p | |
| Хід, $H=pn$ | |
| Зовнішній діаметр, d | |
| Внутрішній діаметр, d_1 | |
| Середній діаметр, d_2 | |
| Кут підйому різьби, γ | |
| Кут при вершині різьби (кут профілю), α | |

Таблиця 5.2 – Результати вимірів та розрахунків для руху гайки вгору

| № з/п | Навантаження гайки $Q, Н$ | Показання індикатора | | | | Момент в гвинтовій парі $M, Нм$ | Робота рушійних сил $A_p, Дж$ | Корисна робота $A_k, Дж$ | ККД, η |
|--|---------------------------|----------------------|-------|-------|-------|---------------------------------|-------------------------------|--------------------------|-------------|
| | | n_1 | n_2 | n_3 | n_c | | | | |
| Гвинт з прямокутною різьбою, матеріал змінного вкладиша – сталь 45 ГОСТ 1050–88 | | | | | | | | | |
| 1 | 20 | | | | | | | | |
| 2 | 40 | | | | | | | | |
| 3 | 70 | | | | | | | | |
| 4 | 90 | | | | | | | | |
| Гвинт з прямокутною різьбою, матеріал змінного вкладиша – бронза БрО5Ц5С5 ГОСТ 613–79. | | | | | | | | | |
| 1 | 20 | | | | | | | | |
| 2 | 40 | | | | | | | | |
| 3 | 70 | | | | | | | | |
| 4 | 90 | | | | | | | | |

Таблиця 5.3 – Орієнтовні значення коефіцієнтів тертя

| Пари матеріалів | Тертя спокою | | Тертя ковзання | |
|------------------|--------------|--------------|----------------|--------------|
| | Без змащення | Зі змащенням | Без змащення | Зі змащенням |
| Сталь – сталь | 0,15 | 0,10 – 0,12 | 0,15 | 0,50 – 0,10 |
| Сталь – чавун | 0,30 | – | 0,18 | 0,05 – 0,15 |
| Сталь – бронза | 0,12 | 0,08 – 0,12 | 0,10 – 0,12 | 0,07 – 0,10 |
| Чавун – бронза | – | – | 0,15 – 0,20 | 0,07 – 0,15 |
| Метал – деревина | 0,50 – 0,60 | 0,10 – 0,20 | 0,30 – 0,20 | 0,10 – 0,20 |
| Гума – чавун | – | | 0,80 | 0,50 |

Форма та зміст звіту

При оформленні звіту по лабораторній роботі слід дотримуватися такої послідовності складових:

1. Назва лабораторної роботи.
2. Мета роботи.
3. Теоретичні відомості. В цьому розділі звіту доцільно навести рис. 5.2, формули (5.1), (5.2); записати визначення кута підйому різьби, кроку і ходу гвинтової лінії, кута тертя, самогальмування; навести формули (5.9) – (5.12).
4. Обладнання та інструмент.
5. Опис експериментальної установки. Сюди слід внести рис. 5.4 з позначеннями основних елементів.
6. Порядок виконання роботи. Цей розділ виконується за вказівками пп. 1–12 розділу «Порядок виконання роботи».
7. Висновки по роботі.

В цій частині необхідно зробити висновки щодо залежності ККД гвинтової пари від осьового навантаження гайки, виду різьби та матеріалу вкладиша.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Що називається коефіцієнтом корисної дії механізму ?
2. Що таку крок і хід гвинтової лінії ?
3. Як визначається кут підйому гвинтової лінії ?
4. Що таке кут тертя, як визначається коефіцієнт тертя ?
5. Що таке самогальмування в гвинтовому механізмі ?
6. Для яких видів різьби визначається зведений кут тертя ?
7. Як відрізняються коефіцієнти корисної дії гвинтового механізму при підйомі і при опусканні гайки ?
8. Чим характерний профіль прямокутної різьби ?
9. Який вид різьби має найвищу міцність ?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 6

СТАТИЧНЕ І ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ОБЕРТОВИХ МАС

Мета роботи: Ознайомитися і вивчити практичні прийоми зрівноваження ланок, що обертаються; знаходження мас і точок встановлення противаг; закріплення знань з теорії зрівноваження.

Методичні рекомендації до виконання роботи

У сучасних швидкохідних машинах використовується велика кількість обертових ланок (ротори електродвигунів, турбін, барабани тощо). Наприклад, в турбінах і гіроскопах частота обертання ланок досягає 30000 об/хв. і вище. На деяких валах разом з деталями симетричної форми знаходяться кулачки, ексцентрики і інші тіла, що мають несиметричну форму і викликають зміщення з осі обертання спільного центра мас обертової системи. При підвищених швидкостях від незначного зміщення спільного центра мас системи з осі обертання виникають значні сили інерції.

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

Заходи, що направлені на ліквідацію незрівноваженості обертових ланок, називаються балансуванням.

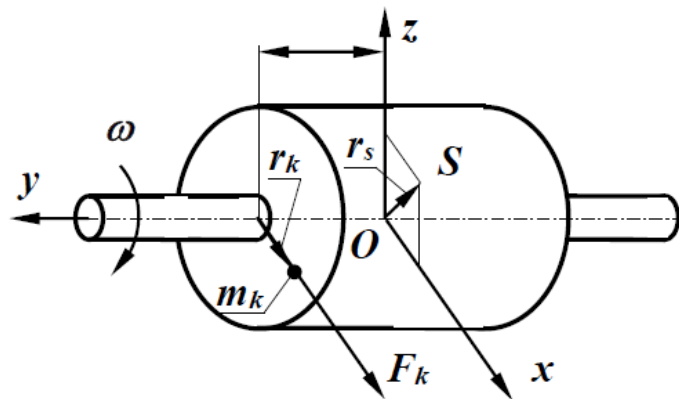


Рисунок 6.1 – Зрівноважування сил інерції

В роботі приводиться приклад зрівноважування сил інерції ротора, який обертається з постійною кутовою швидкістю ω навколо своєї осі (рис. 6.1). На рисунку позначено: m_K – маса ротора; r_S – зміщення центра мас S відносно осі обертання. Сила інерції елементарної маси m_K дорівнює F_K . Результуюча сила інерції ротора:

$$\overline{F_{in}} = \omega^2 \sum_{K=1}^n m_K \cdot \overline{r_K}, \quad (6.1)$$

а результуючий момент від сил інерції

$$\overline{M_{in}} = \omega^2 \sum_{K=1}^n m_K \cdot \overline{r_K} \cdot l_K, \quad (6.2)$$

де l_K – відстань від елементарної маси m_K до площини зрівноважування.

При повному зрівноважуванні обертових мас необхідно, щоб головний вектор сил інерції M_{in} дорівнював нулю. Оскільки із умови задачі $\omega \neq 0$, то з рівнянь (6.1) і (6.2) випливає, що умовою статичної зрівноваженості ланки є рівність нулю *статичних моментів* мас, тобто:

$$\sum_{K=1}^n m_K \cdot \overline{r_K} = 0, \quad (6.3)$$

а умовою *динамічного* зрівноважування – рівність нулю відцентрових моментів, тобто:

$$\sum_{K=1}^n m_K \cdot \overline{r_K} \cdot l_K = 0. \quad (6.4)$$

Переходимо до розв'язування поставленої задачі. Розглянемо обертовий ротор (рис. 6.2), на трьох проміжних дисках 1, 2, 3 якого встановлені незрівноважені маси m_1, m_2, m_3 . Положення їх на дисках задані радіусами-векторами r_1, r_2 і r_3 та кутами α_1, α_2 і α_3 .

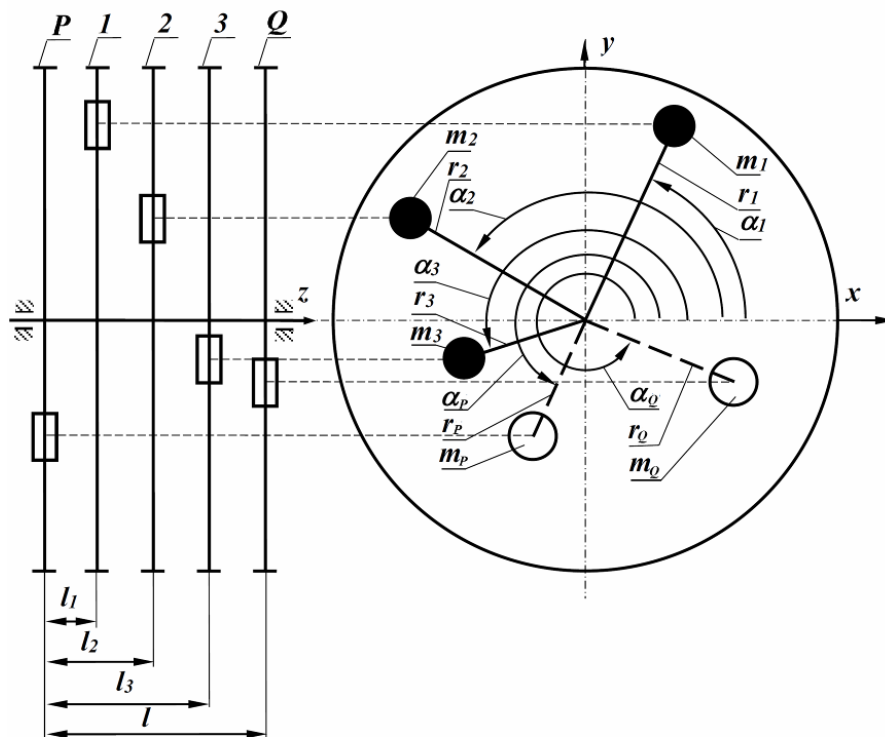


Рисунок 6.2 – Схема ротора з розташуванням незрівноважених мас та мас противаг

Позначимо крайні диски, на яких будуть встановлені противаги (лівий і правий), відповідно P і Q , вважаючи, що це площини зрівноважування. Відстань між крайніми дисками позначимо через l , а відстань від дисків 1, 2, 3 до площини зрівноваження P – l_1, l_2, l_3 . Маса противаги при статичному

зрівноваженні позначимо m_n , а радіус-вектор, який позначає положення центра мас (ваги), через r_n . Тоді умова зрівноваження ротора записується:

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i + m_n \cdot \bar{r}_n = 0, \quad (6.5)$$

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

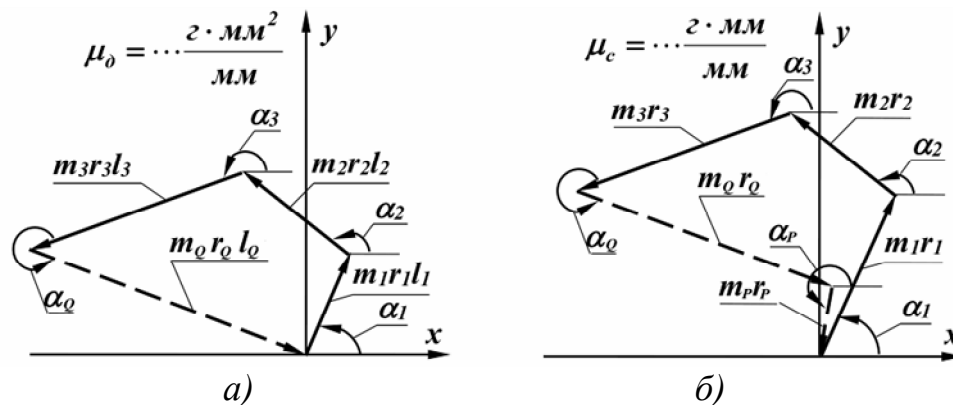


Рисунок 6.3 – Плани динамічних (а) і статичних (б) дисбалансів

Як відомо із теоретичного курсу, для повного зрівноваження ротора необхідно встановити дві противаги, які розміщують у двох площинах (дисках P і Q). Позначимо маси цих противаг m_p і m_Q , а положення їх на дисках – радіусами-векторами r_p і r_Q та кутами α_p і α_Q . Тоді умови повного (динамічного) зрівноваження можна записати у такому вигляді:

$$m_1 \cdot r_1 + m_2 \cdot r_2 + m_3 \cdot r_3 + m_p \cdot r_p + m_Q \cdot r_Q = 0, \quad (6.6)$$

$$m_1 \cdot r_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot r_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot r_3 \cdot l_3 + m_p \cdot r_p \cdot l + m_Q \cdot r_Q \cdot l = 0. \quad (6.7)$$

У рівнянні (6.7) добуток маси на радіус і на відповідну координату вздовж осі Z ($m \cdot r \cdot l$) називають *динамічним дисбалансом*.

Зручним і наочним є графічний метод розв'язання цих рівнянь. При динамічному зрівноваженні спочатку будують векторний багатокутник (план) відцентрових моментів інерції (динамічних дисбалансів – див. рис. 6.3, а) за рівнянням (6.7), задавшись попередньо масштабним

коефіцієнтом $\mu_\delta = \dots \frac{z \cdot \text{мм}^2}{\text{мм}}$. При цьому вектори відцентрових моментів інерції зручно повернути на 90° так, щоб вони збігалися з напрямками відповідних сил інерції. Модуль замикального вектора багатокутника динамічних дисбалансів (рис. 6.3, а) дорівнює добутку $m_Q \cdot r_Q \cdot l$, де l – відома відстань між площинами зрівноваження (крайними дисками P і Q). З цього добутку легко визначити радіус r_Q , враховуючи, що в даній роботі використовуються тільки наявні противаги з масами: 40, 50, 60, 70 г. Тоді, вибравши одну з цих мас як m_Q , знайдемо r_Q , мм:

$$r_Q = \frac{(m_Q \cdot \bar{r}_Q \cdot l) \mu_\delta}{m_Q \cdot l},$$

де $(m_Q \cdot r_Q \cdot l)$ – модуль вектора в мм із плану динамічних дисбалансів, а m_Q , l і r_Q – дійсні їх значення.

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

Далі за рівнянням (6.6), визначивши значення статичних моментів (статичних дисбалансів): $m_1 \cdot r_1$, $m_2 \cdot r_2$, $m_3 \cdot r_3$, і $m_Q \cdot r_Q$, будемо в масштабі

$\mu_c = \dots \frac{z \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$ векторний багатокутник (план) статичних дисбалансів (рис. 6.3,б). У цьому багатокутнику невідомою величиною буде замикальний вектор, зображений на кресленні пунктиром, модуль якого дорівнює добутку $m_p \cdot r_p$. Задаючись значенням маси противаги m_p , знаходимо

$$r_p = \frac{(m_p \cdot \overline{r_p} \cdot l) \mu_c}{m_p \cdot l},$$

де $m_p \cdot \overline{r_p}$, мм – модуль вектора в мм із плану статичних дисбалансів, а m_p , l – дійсні значення. Кут α_p і радіус r_p визначають положення маси противаги m_p на диску P і на схемі установки.

Лабораторне обладнання

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

Опис приладу ТММ-35

Пристрій ТММ-35 (рис. 6.4) складається з трьох головних частин: зрівноважувальної ланки, фрикційного приводу 5 і станини 4 з опорами. Зрівноважувальна ланка – це вал, на якому закріплені 6 дисків на відстані 80 мм один від одного. Крайній лівий диск 7 служить для розгону ланки і не містить незрівноважених мас. На дисках 1, 2, 3 закріплені тягарці, що моделюють незрівноваженість ланки. На дисках P і Q – противаги, знайдені при виконанні роботи. Під час роботи машини зрівноважувальна ланка обертається з значною кутовою швидкістю навколо власної осі. Ланки такого типу називають роторами.

Диски зафіксовані на валу за допомогою гвинтів. Якщо гвинти відпустити, диски можуть провертатись навколо осі вала. Кутове положення дисків відносно вала визначається за допомогою кутових шкал (лімбів), з'єднаних з валом. На кожному диску виконано радіальні пази 11, у яких закріплюють незрівноважені маси і противаги. Пази мають відмітки для визначення відстані r_i від осі обертання. Значення r_i може змінюватися від 40 до 90 мм. Лівий кінець вала закріплено у сферичному шарикопідшипнику 6,

який дозволяє ротору не тільки обертатись навколо осі, але і коливатися у горизонтальній площині. Правий кінець вала при цьому переміщується вздовж опорної планки 8. У середньому положенні ротор утримують пружини 10. Амплітуда коливань ротора характеризує значення його незрівноваженості.

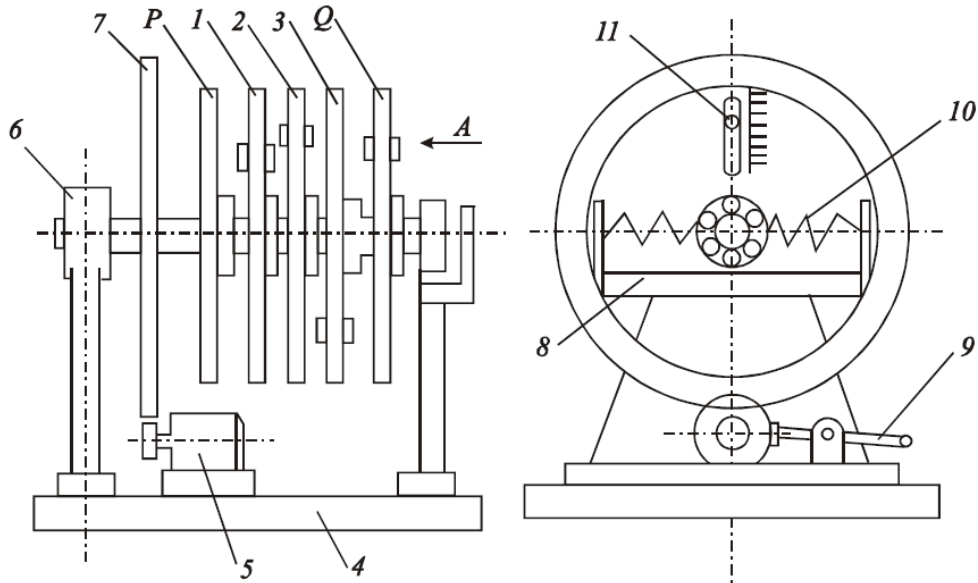


Рисунок 6.4 – Схема лабораторної установки ТММ-35М

Ротор приводиться у рух за допомогою електродвигуна 5 і фрикційної передачі. Електродвигун розміщений біля лівої опори на важелі, який дозволяє здійснити поворот відносно станини. Якщо опустити рукоятку 9 цього важеля, то фрикційний диск двигуна притиснеться до диску 7 і одночасно включиться двигун.

У комплекті пристрою маємо тягарці масою 40, 50, 60, 70 г, які використовуються для завдання незрівноваженості, а також як противаги.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з методикою виконання роботи.
2. Одержати завдання у викладача та записати вихідні дані: значення незрівноважених мас (m_1, m_2, m_3); радіусів (r_1, r_2, r_3); кутів ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) в рис. 6.1 змісту звіту.

3. Обчислити значення динамічних дисбалансів ($m_i \cdot r_i \cdot l_i$) і статичних дисбалансів ($m_i \cdot r_i$) та побудувати в масштабі замкнені векторні багатокутники (див. рис. 6.3 а, б), звідки визначити величини добутоків $m_Q \cdot r_Q$ і $m_P \cdot r_P$, вимірявши відповідні відрізки. Задавшись масами m_Q і m_P , знайти величини радіус-векторів r_Q і r_P . Кути α_Q і α_P виміряти безпосередньо з побудови планів динамічних і статичних дисбалансів.

4. Встановити в пазах відповідних дисків задані незрівноважені маси (m_1, m_2, m_3) на радіусах (r_1, r_2, r_3) та маси противаг (m_Q, m_P).

5. Встановити диски згідно з заданими ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$) та визначеними (α_Q, α_P) кутами.

6. Прокручуючи вал з дисками вручну, слід переконатися, що ротор статично зрівноважений.

7. Ввімкнути установку і розкрутити ротор та переконатися, що він динамічно зрівноважений – правий кінець ротора не повинен коливатися.

8. Оформити звіт про роботу.

Форма та зміст звіту

1. Назва та мета роботи.

2. Таблиця вихідних даних

Таблиця 6.1 – Вихідні дані

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

3. Схема ротора з розташуванням незрівноважених мас та мас противаг (див. рис. 6.2).

4. Обчислення значень динамічних дисбалансів ($m_i \cdot r_i \cdot l_i$) і статичних дисбалансів ($m_i \cdot r_i$).

Таблиця 6.2 – Результати розрахунків та вимірювань

| Маса, г | | Радіус, м | | Кути, рад | | Відстані, мм | | | |
|---------|-------|-----------|-------|------------|------------|--------------|-------|-------|-----|
| m_Q | m_P | r_Q | r_P | α_Q | α_P | l_1 | l_2 | l_3 | l |
| | | | | | | | | | |

5. Плани динамічних і статичних дисбалансів (див. рис. 6.3).

6. Визначення значень результатів розрахунку та занесення їх в табл. 6.2.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Що таке сила інерції ланок, за якою формулою визначається сила інерції?

2. Що таке момент сил інерції, за якою формулою він визначається, його напрямок?

3. Коли система вважається статично зрівноваженою?

4. Коли система вважається динамічно зрівноваженою?

5. Як записується умова статичної рівноваги системи?

6. Як записується умова динамічної рівноваги системи?

7. Скільки зрівноважуючих мас достатньо для повного зрівноваження системи?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

ПЕРЕВІРНИЙ РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ З'ЄДНАНЬ

Мета роботи: ознайомитись з видами шпонкових з'єднань та їх призначенням; виконати перевірний розрахунок шпонкового з'єднання.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Методика розрахунку шпонкових з'єднань

Призматичні та сегментні шпонки. З'єднання, які утворюються за допомогою призматичних та сегментних шпонок, перевіряють на зминання робочих поверхонь шпонки і деталей, що з'єднуються за формулою:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{S_{зм}} = \frac{2T}{d \cdot l_0 \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (7.1)$$

де $F = \frac{2T}{d}$ – кругова сила (T – обертовий момент, d – діаметр валу);

$S_{зм} = l \cdot (h - t_1)$ – розрахункова площа зминання валу;

l_0 – розрахункова довжина призматичної шпонки;

h – висота перерізу шпонки; t_1 – глибина пазу вала;

$[\sigma_{зм}]$ – допустимі напруження зминання: при чавунних маточинах $[\sigma_{зм}] = 60-130$ МПа; при сталевих маточинах $[\sigma_{зм}] = 100-180$ МПа.

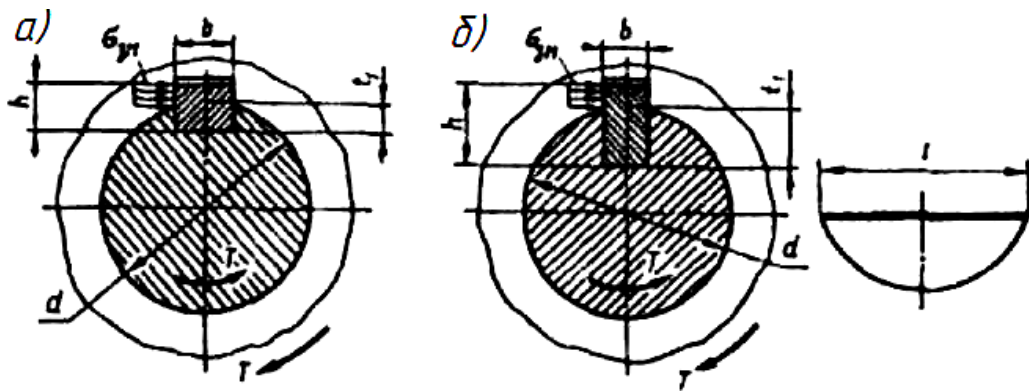


Рисунок 7.1 – Призматичні та сегментні шпонки

Менші значення допустимих напружень зминання приймають при передачі нерівномірних або ударних навантажень.

Призматичну та сегментну шпонку також перевіряють на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{S_{зр}} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_0} \leq [\tau_{зр}], \quad (7.2)$$

де $S_{зр} = b \cdot l_0$ – площа зрізу шпонки; b – ширина шпонки; $[\tau_{зр}] = 60 \dots 100$ МПа – допустиме напруження зрізу.

Інкони виконують проектний розрахунок з'єднання призматичною шпонкою. Тоді визначають потрібну робочу довжину шпонки:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d(h-t_1) \cdot [\sigma_{зм}]} \quad (7.3)$$

За значенням l_0 знаходять повну довжину шпонки $l=l_0+b$, яку приводять у відповідності із стандартним рядом довжин.

Довжина шпонки повинна бути на 3...10 мм менше довжини маточини деталі, яка насаджена на вал.

Фрикційна шпонка. Напруження зминання залишаються рівномірно розподіленими на робочих гранях шпонки (рис. 7.2). Тому обертовий момент T , що навантажує з'єднання, врівноважується тільки моментом від сил тертя:

$$T = F_3 \cdot d = F \cdot f \cdot d = \sigma_{зм} \cdot b \cdot l \cdot f \cdot d \quad (7.4)$$

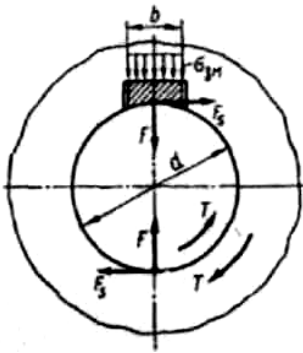


Рисунок 7.2

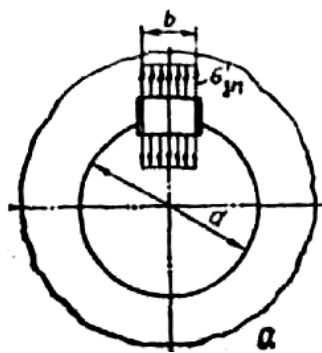
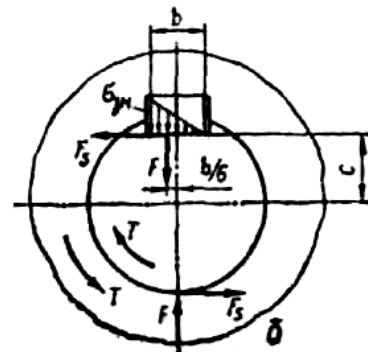


Рисунок 7.3



Звідси дістанемо умову міцності з'єднання фрикційною шпонкою:

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{b \cdot l \cdot f \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (7.5)$$

де допустиме напруження $[\sigma_{зм}] = 70 \div 80$ МПа.

Циліндрична шпонка. З'єднання розраховують за умови обмеження напружень зминання в навантаженому контакті шпонки з валом і маточиною. Для позначень на рис. 10.1 умова міцності з'єднання матиме вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d \cdot l \cdot d_{ш}} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (7.6)$$

Допустиме напруження: $[\sigma_{зм}] = 100 \div 120$ МПа.

Клинова врізна та на лисці. Після навантаження обертовим моментом T (рис. 7.3,б) епюра напружень зминання перетвориться в трикутну. Умова міцності матиме вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{12T}{b \cdot l \cdot (b + 6fd)} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (7.7)$$

Допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 80 \div 100$ МПа.

Вибір шпонок

Згідно зі стандартом ширину призматичної шпонки b і висоту h вибирають залежно від діаметра вала d (табл. 7.1). Довжину шпонки l вибирають за шириною деталі, розміщеної на валу. Робоча довжина призматичної шпонки з округленими торцями $l_0 = l - b$.

Таблиця 7.1 – Шпонки призматичні

| Діаметр вала, мм | Переріз шпонки | | Глибина пазів | | Гранична довжина | |
|------------------|----------------|----------|---------------|------------|------------------|-----|
| | b , мм | h , мм | t_1 , мм | t_2 , мм | min | max |
| від 12 до 17 | 5 | 5 | 3,0 | 2,3 | 10 | 56 |
| від 17 до 22 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | 14 | 70 |
| від 22 до 30 | 8 | 7 | 4,0 | 3,3 | 18 | 90 |
| від 30 до 38 | 10 | 8 | 5,0 | 3,3 | 22 | 110 |
| від 38 до 44 | 12 | 8 | 5,0 | 3,3 | 28 | 140 |
| від 44 до 50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | 36 | 160 |
| від 50 до 58 | 16 | 10 | 6,0 | 4,3 | 45 | 180 |
| від 58 до 65 | 18 | 11 | 7,0 | 4,4 | 50 | 200 |
| від 65 до 75 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 | 56 | 220 |
| від 75 до 85 | 22 | 14 | 9,0 | 5,4 | 63 | 250 |
| від 85 до 95 | 25 | 14 | 9,0 | 5,4 | 70 | 280 |
| від 95 до 110 | 28 | 16 | 10,2 | 6,4 | 80 | 320 |
| від 110 до 130 | 32 | 18 | 11,0 | 7,4 | 90 | 360 |

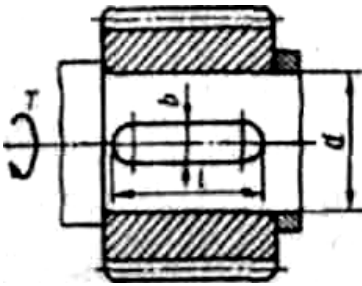
Примітка. Ряд довжин шпонок, мм: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360.

Сегментні шпонки стандартизовані (ГОСТ 24071–80). Розміри сегментних шпонок та пазів для них вибирають в залежності від діаметра вала d (табл. 7.2).

Таблиця 7.2 – Шпонки сегментні

| Діаметр вала для шпонок, що передають момент сили | | Розміри шпонки $b \times h \times d \times l$, мм | Глибина пазів | |
|---|--------------|--|---------------|---------------|
| фіксують елементи | | | вал, t_1 | втулка, t_2 |
| від 8 до 10 | від 12 до 15 | 3×5×13×12,6 | 3,8 | 1,4 |
| від 10 до 12 | від 15 до 18 | 3×6,5×16×15,7 | 5,3 | 1,4 |
| від 12 до 14 | від 18 до 20 | 4×6,5×16×15,7 | 5,0 | 1,8 |
| від 14 до 16 | від 20 до 22 | 4×7,5×19×18,6 | 6,0 | 1,8 |
| від 16 до 18 | від 22 до 25 | 5×6,5×16×15,7 | 4,5 | 2,3 |
| від 18 до 20 | від 25 до 28 | 5×7,5×19×18,6 | 5,5 | 2,3 |
| від 20 до 22 | від 28 до 32 | 5×9×22×21,6 | 7,0 | 2,3 |
| від 22 до 25 | від 32 до 36 | 6×9×22×21,6 | 6,5 | 2,8 |
| від 25 до 28 | від 36 до 40 | 6×10×25×24,5 | 7,5 | 2,8 |

Приклади розрахунку шпонкових з'єднань



Приклад 1. Сталеве зубчасте колесо з'єднується з валом за допомогою призматичної шпонки з округленими торцями (рис. 7.4). Визначити розміри шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання, $T=180 \text{ Н}\cdot\text{м}$; діаметр вала, на якому встановлене зубчасте колесо, $d=36 \text{ мм}$:

навантаження на з'єднання з різкими змінами.

Розв'язання

За діаметром вала $d=36 \text{ мм}$ згідно зі стандартом вибираємо такі розміри з'єднання (таблиця 7.1): ширина шпонки $b=10 \text{ мм}$, висота $h=8 \text{ мм}$, глибина паза на валу $t_1=5 \text{ мм}$ і у маточині колеса $t_2=3,3 \text{ мм}$.

Для сталевго колеса та різкозмінного навантаження беремо допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}]=100 \text{ МПа}$.

За формулою (1.3) обчислюємо робочу довжину шпонки:

$$l_0 \geq \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}]} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 10^3}{36 \cdot (8 - 5) \cdot 100} = 33,3 \text{ мм}.$$

Повна довжина шпонки: $l = l_0 + b = 33,3 + 10 = 43,3 \text{ мм}$.

За стандартом беремо $l=45 \text{ мм}$ (примітка таблиці 7.1).

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з загальними відомостями шпонкових з'єднань.
2. Накреслити шпонкове з'єднання з призматичною шпонкою.
3. Накреслити шпонкове з'єднання з сегментною шпонкою.
3. Записати методику розрахунку шпонкових з'єднань.
4. Виконати перевіряючий розрахунок шпонкового з'єднання.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Що таке шпонкове з'єднання?
2. Яке призначення шпонок?
3. Класифікація шпонкових з'єднань.
4. Які є види призматичних шпонок?
5. Як підбираються призматичні шпонки?
6. На який вид деформації перевіряють шпонкові з'єднання?
7. Яка умова міцності з'єднання фрикційною шпонкою?
8. Переваги та недоліки шпонкових з'єднань.

Задачі

Задача 7.1. Чавунний шків закріплено на валу за допомогою сегментної шпонки (рис. 7.5). Вибрати розміри шпонки та перевірити міцність шпонкового з'єднання за такими даними: номінальний обертовий момент, що передає з'єднання, $T=52 \text{ Н}\cdot\text{м}$; діаметр вала $d=24 \text{ мм}$; навантаження постійне.

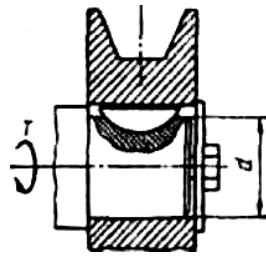


Рисунок 7.5

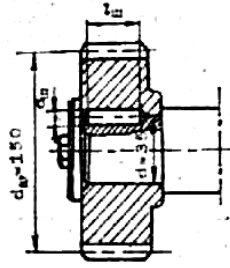


Рисунок 7.6

Задача 7.2. Чавунний шків клинопасової передачі передає від електродвигуна до вентилятора потужність $P=14 \text{ кВт}$, при частоті обертання $n=1460 \text{ об/хв}$. Підібрати і перевірити на міцність призматичну шпонку, якщо діаметр вала $d=45 \text{ мм}$; довжина маточини $l_c=80 \text{ мм}$.

Задача 7.3. Стальне зубчасте колесо, що закріплено на валу діаметром $d=25 \text{ мм}$, передає потужність $P=7 \text{ кВт}$, при частоті обертання вала $n=980 \text{ об/хв}$. Підібрати сегментну шпонку і перевірити з'єднання на міцність, якщо навантаження передається з легкими поштовхами.

Задача 7.4. Стальне зубчасте колесо, що закріплено на валу діаметром $d=16 \text{ мм}$, передає потужність $P=4 \text{ кВт}$, при частоті обертання вала $n=1470 \text{ об/хв}$. Підібрати сегментну шпонку і перевірити з'єднання на міцність, якщо навантаження передається з легкими поштовхами.

Задача 7.5. Визначити допустиму величину обертового моменту на валу барабана (навантаження з ударами), яку може передати призматична шпонка (шпонка $24 \times 14 \times 100$), виготовлена зі сталі Ст.5. Діаметр вала $d=80 \text{ мм}$. Матеріал вала – сталь 45. Матеріал барабана – чавун.

Задача 7.6. Визначити обертовий момент, який може передати фрикційна шпонка $18 \times 7 \times 100$ при діаметрі вала $d=65 \text{ мм}$ і коефіцієнті тертя $f=0,15$. Напруження зминання, що виникає в з'єднанні при забиванні шпонки, складає $\sigma_{зм} = 50 \text{ МПа}$.

Задача 7.7. Зубчасте колесо закріплено на валу $d=35 \text{ мм}$ за допомогою циліндричної шпонки діаметром $d_{ш}=10 \text{ мм}$ і довжиною $l_{ш}=50 \text{ мм}$. При перевантаженні передачі шпонка виявилась зрізаною. Визначити колову силу на колесі діаметром $d_1=d_2=150 \text{ мм}$, при якій відбувся зріз. Границя міцності на зріз матеріалу шпонки $\tau_{зр}=350 \text{ МПа}$.

Задача 7.8. Зубчасте колесо, яке розраховане для передачі колової сили $F_t=4 \text{ кН}$ з'єднано з валом $d=35 \text{ мм}$ за допомогою призматичної шпонки. Визначити необхідну довжину шпонки, якщо діаметр діляльного кола $d_1=d_2=150 \text{ мм}$, матеріал шестерні і вала – сталь 40Х, матеріал шпонки – сталь Ст6, навантаження – незначні поштовхи.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8

РОЗРАХУНОК ЦИЛІНДРИЧНИХ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

Мета роботи: засвоєння методики та набуття практичних навиків розрахунку фрикційних передач з гладкими котками. Під час виконання роботи передбачається проведення досліджень залежності габаритів передачі та розподіл сил в залежності від вибраних матеріалів, умов та режимів роботи фрикційних передач. Метою розрахунку фрикційних передач є визначення геометричних, кінематичних та силових параметрів передачі на основі критеріїв працездатності.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Загальні відомості та класифікація фрикційних передач. Фрикційна передача в її найпростішому вигляді складається з двох котків (роликів), які притиснуті один до одного деякою силою (рис. 8.1). Обертання від одного з котків до іншого передається за рахунок сили тертя між котками. Потрібна сила тертя між котками фрикційної передачі досягається примусовим притисканням котків відповідною силою Q . Якщо сила притискання котків недостатня, то між котками може виникнути проковзування (буксування), що порушує нормальну роботу передачі.

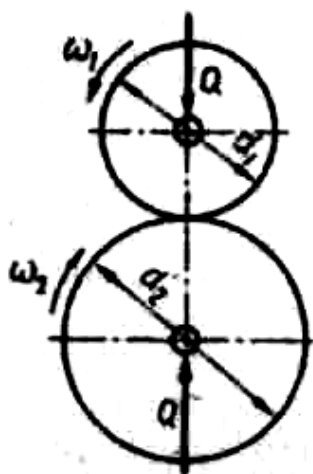


Рисунок 8.1 – Схема циліндричної фрикційної передачі

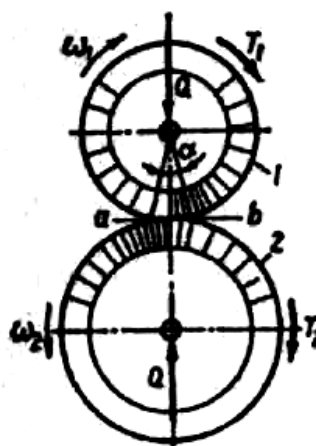


Рисунок 8.2 – Пружне ковзання у фрикційній передачі

За допомогою фрикційної передачі можна забезпечити достатньо велике передаточне число, але через обмеження габаритних розмірів передачі рекомендують брати $u \leq 10$. Значення ККД фрикційних передач коливається в межах $\eta = 0,90 \dots 0,95$.

Переваги фрикційних передач:

- простота та дешевизна виготовлення деталей передачі;
- плавність та безшумність роботи при високих швидкостях;
- передача запобігає поломкам деталей приводного пристрою за рахунок можливого проковзування котків при перевантаженнях;

– існує можливість здійснення безступеневого регулювання передаточного числа.

До **недоліків** фрикційних передач належать:

– несталість передаточного числа через можливе проковзування котків;

– потреба застосування спеціальних натискних пристроїв;

– високі навантаження на вали та опори валів передачі;

– небезпека пошкодження котків при їхньому буксуванні.

Залежно від призначення фрикційні передачі поділяють на дві групи: передачі з умовно постійним передаточним числом та передачі зі змінним передаточним числом (варіатори). Передачі з умовно постійним передаточним числом *класифікуються* так:

1. Між валами з паралельними осями: циліндричні.
2. Між валами осі яких перетинаються: конічні.

Явища ковзання у контактні котків фрикційної передачі

Робота навантаженої фрикційної передачі супроводжується явищами ковзання в контактні котків (рис. 8.2). Ковзання є причиною спрацьовування котків, зменшення ККД та зміни передаточного числа. Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне та геометричне ковзання.

Буксування виникає під час перевантажень передачі.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні їхнього контакту. У межах *ab* площинки контакту котків відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка *1* і пружне стискання поверхні веденого котка *2*, що спричинює пружне ковзання і відставання веденого котка від ведучого.

Величина $\varepsilon = \frac{(V_1 - V_2)}{V_1}$ називається *коефіцієнтом пружного ковзання*

котків.

Матеріали фрикційних передач. Матеріали фрикційних котків повинні задовольняти такі вимоги: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекочування котків; високий коефіцієнт тертя ковзання; висока контактна міцність та стійкість проти спрацьовування для забезпечення потрібної довговічності передачі.

Найчастіше використовують такі поєднання матеріалів для виготовлення ведучого та веденого котків:

загартована сталь – загартована сталь;

чавун – чавун;

текстоліт, фібра – сталь;

шкіра, деревина, гума – сталь, чавун.

Фрикційні передачі з металевими котками можна проектувати для роботи в умовах змащування або без змащування.

Котки фрикційних передач із неметалевих матеріалів завжди повинні працювати без змащування.

Розрахунок циліндричних фрикційних передач

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 та d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю: $a=0,5 \cdot (d_1 \pm d_2)$.

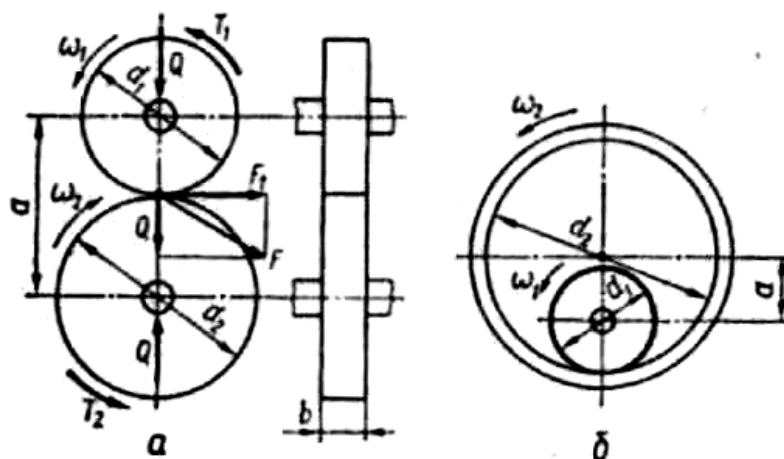


Рисунок 8.3 – Параметри та навантаження елементів фрикційної передачі

Ширину котків b вибирають залежно від міжосьової відстані, для чого беруть $b = \psi_a \cdot a$, де $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$ – коефіцієнт ширини котків.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків ω_1 і ω_2 , а також передаточне число u :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)},$$

де $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$ – коефіцієнт ковзання.

Зусилля у циліндричній фрикційній передачі. Щоб запобігти буксуванню котків при передаванні зовнішнього навантаження, у фрикційній передачі слід забезпечити умову $F_S > F_t$, де F_S – сила тертя у контакті котків; F_t – колова сила на котках.

Враховуючи те, що $F_S = Q \cdot f$ і $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, та беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K , умову запишемо у вигляді:

$$Q \cdot f = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1}, \quad Q = \frac{2T_1 \cdot K}{d_1 \cdot f},$$

де T_1 – обертовий момент на ведучому валу передачі; K – коефіцієнт запасу зчеплення приймають: $K = 1,2 \dots 1,5$; Q – сила стиску; f – коефіцієнт тертя ковзання (табл. 8.1).

Розрахунок котків на міцність. Розрахунок металевих котків (підлягають закону Гуку) виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{K \cdot T_1 \cdot (i+1)^3 \frac{E_{np}}{b \cdot f \cdot i}} \leq [\sigma_H];$$

а неметалевих котків (не підлягають закону Гуку) – за умови обмеження тиску у контактї для забезпечення стійкості проти прискореного спрацьовування:

$$q \leq \frac{Q}{b} = \frac{2 \cdot K \cdot T_1}{b \cdot f \cdot D_1} \leq [q],$$

де [q] – допустиме навантаження (табл. 8.2).

Таблиця 8.1 – Значення коефіцієнта тертя ковзання f

| Матеріал поверхонь тертя і умови змащення | f |
|---|-------------|
| Сталь по сталі або чавуну: | |
| – зі змащенням | 0,04...0,10 |
| – без змащення | 0,11...0,18 |
| Сталь по: | |
| – бронзі на суху | 0,10...0,15 |
| – текстоліту або фібри на суху | 0,15...0,25 |
| Сталь або чавун по: | |
| – цегляній кладці на суху | 0,35...0,50 |
| – шкірі на суху | 0,20...0,50 |
| – гумі на суху | 0,35...0,70 |
| – дереві на суху | 0,35...0,60 |
| Дерево по дереву на суху | 0,20...7,0 |

Таблиця 8.2 – Допустиме навантаження [q] на одиницю довжини контактної лінії

| Матеріал фрикційних котків | [q]·10 ³ , Н/м |
|----------------------------|---------------------------|
| Фібра по сталі або чавуну | 34...49 |
| Гума по сталі або чавуну | 9,8...29,5 |
| Шкіра по сталі або чавуну | 15,5...24,5 |
| Дерево по сталі або чавуну | 2,4...4,9 |

При проектному розрахунку циліндричної фрикційної передачі, котки якої виготовлені з матеріалів, що підлягають закону Гуку, визначають міжосьову відстань з умови контактної витривалості:

$$a \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{E_{np} \cdot K \cdot T_1}{f \cdot \psi \cdot i}},$$

де E_{np} – приведений модуль пружності:

$$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}.$$

Модуль пружності E приймається з табл. 8.3.

При проектному розрахунку циліндричної фрикційної передачі, котки якої виготовлені з матеріалів, що не підлягають закону Гуку, визначають міжосьову відстань за формулою:

$$a \geq \sqrt{\frac{K \cdot T_1 \cdot (1+i)}{f \cdot \psi \cdot [q]}}$$

Таблиця 8.3 – Значення E для деяких матеріалів

| Матеріал | Модуль повздовжньої пружності E , МПа |
|--------------------|---|
| Сталь | $(1,90 \dots 2,15) \cdot 10^5$ |
| Сірий чавун | $(0,78 \dots 1,47) \cdot 10^5$ |
| Бронза олов'яна | $(0,74 \dots 1,22) \cdot 10^5$ |
| Бронза безолов'яна | $(1,03 \dots 1,18) \cdot 10^5$ |
| Латунь алюмінієва | $(0,98 \dots 1,08) \cdot 10^5$ |
| Алюмінієві сплави | $(6,87 \dots 7,07) \cdot 10^4$ |
| Текстоліт | $(5,88 \dots 9,81) \cdot 10^3$ |
| Капрон | $(1,37 \dots 1,96) \cdot 10^3$ |

Порядок виконання роботи

1. Вивчити теоретичну частину цієї роботи.
2. Накреслити кінематичні схеми фрикційних передач.
3. Розрахувати фрикційну передачу за вказівкою викладача.
4. Оформити звіт про виконану роботу.

Завдання до лабораторної роботи

Задача 8.1. Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань $a=300$ мм; частота обертання ведучого вала передачі $n_1=980$ об/хв.; веденого вала $n_2=300$ об/хв.

Задача 8.2. Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність $P=2$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1=102$ рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю $\omega_2=34$ рад/с. Матеріали коліс: ведучого – текстоліт, веденого – сталь 45.

Задача 8.3. Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань $a=200$ мм; частота обертання ведучого вала передачі $n_1=1000$ об/хв.; веденого вала $n_2=250$ об/хв.

Задача 8.4. Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність

$P=5$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1=112$ рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю $\omega_2=40$ рад/с. Матеріали коліс: ведучого – гума, веденого – сталь 45.

Задача 8.5. Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань $a=350$ мм; частота обертання ведучого вала передачі $n_1=736$ об/хв.; веденого вала $n_2=250$ об/хв.

Задача 8.6. Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність $P=3,5$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1=80$ рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю $\omega_2=40$ рад/с. Матеріали коліс: ведучого – чавун, веденого – сталь 45.

Задача 8.7. Визначити передаточне відношення циліндричної фрикційної передачі, визначити діаметри котків і їх колову швидкість, якщо міжосьова відстань $a=100$ мм; частота обертання ведучого вала передачі $n_1=680$ об/хв.; веденого вала $n_2=160$ об/хв.

Задача 8.8. Розрахувати циліндричну фрикційну передачу для приводу стрічкового транспортера за умови, що ведуче колесо передає потужність $P=2$ кВт при кутовій швидкості $\omega_1=98$ рад/с ведучому колесу, що обертається з кутовою швидкістю $\omega_2=34$ рад/с. Матеріали коліс: ведучого – сталь 45, веденого – сталь 45.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Класифікація фрикційних передач.
2. Матеріали фрикційних котків.
3. Конструкції котків фрикційних передач.
4. Геометрія та кінематика фрикційних передач.
5. Переваги фрикційних передач.
6. Недоліки фрикційних передач.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 9

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ НЕРОЗЧІПНИХ І КЕРОВАНИХ МУФТ

Мета роботи: набуття навичок самостійного аналізу конструкції муфт і засвоєння методів їх розрахунку.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Муфти – пристрої для з'єднання кінців валів або з'єднання валів з вільно сидячими на них деталями (зубчастими колесами, зірочками, шківками, та інше). Муфти передають обертаючий момент без зміни його величини і напрямку.

Застосовують муфти при необхідності одержання довгих валів, виготовлених з окремих частин, компенсації шкідливого впливу неспіввісності валів (рис. 9.1), зменшення динамічних навантажень, вмикання і вимикання одного з валів при постійному обертанні другого валу, з'єднуванні валів з зубчастими колесами, шківками та ін.

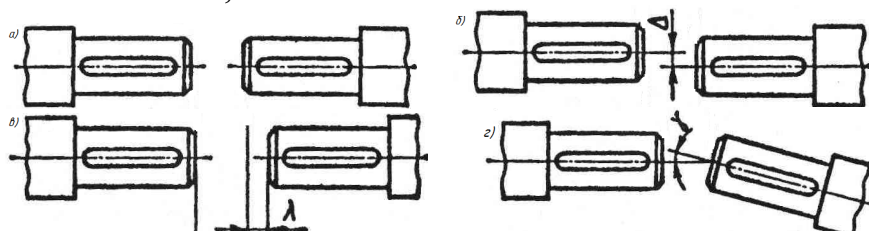


Рисунок 9.1 – Похибки монтажу валів:

а – співвісне розміщення валів; б – радіальне зміщення валів на величину Δ ; в – осьове зміщення валів на величину λ ; г – кутове зміщення валів на величину γ .

В сучасному машинобудуванні використовують велику кількість муфт, які відрізняються за принципом дії і керування, за призначенням і конструкцією (рис. 9. 2).

Основною характеристикою для вибору муфти є допустимий обертаючий момент $[T]$, встановлений стандартом. Муфти вибирають по більшому діаметру кінців з'єднаних валів і розрахунковому моменту T_p . При цьому повинна виконуватись умова:

$$T_p = K_p \cdot T \leq [T],$$

де T – обертаючий момент на валах, які з'єднуються; K_p – коефіцієнт режиму навантаження (табл. 9. 1).



Рисунок 9.2 – Класифікація муфт

Таблиця 9. 1 – Значення коефіцієнта режиму навантаження

| Тип машини | K_p |
|-------------------------------|-------------|
| Конвеєри стрічкові | 1,25...1,50 |
| Конвеєри гвинтові і ланцюгові | 1,50...2,00 |
| Крани, лебідки, елеватори | 2,00...3,00 |

Після вибору муфт виконують перевірний розрахунок (при необхідності) їх елементів. Розглянемо деякі види найбільш розповсюджених муфт.

Глухі муфти. До цієї групи відносяться втулкові, фланцеві, повздовжньо-рознімні.

Втулкові муфти бувають штифтові (рис. 9. 3, а), шпонкові (рис. 9.3, б) і шліцьові (рис. 9. 3, в).

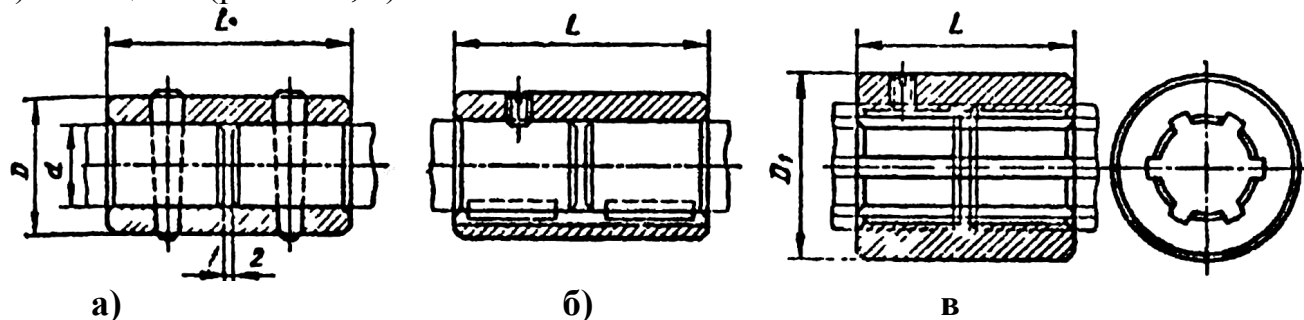


Рисунок 9.3 - Муфти втулкові: а – з штифтами; б – на шпонках; в – шліцьові

Являють собою втулку насаджено на кінці валів і закріплену на валах штифтами, шпонками, шліцьовими з'єднаннями. Застосовуються при з'єднанні валів діаметром до 100 мм. При цьому $D = (1,5 \dots 1,6)d$, загальна довжина $L = (2,5 \dots 4)d$. Матеріал Сталь 35, 40, 45; при великих діаметрах можна застосовувати чавуни СЧ 21-40, СЧ 24-44 та інші.

Переваги – простота конструкції, недоліки – при монтажі й демонтажі муфт необхідно розсувати вали в осьовому напрямку. Ці муфти вимагають точного співпадання осей валів.

Міцність втулки перевіряють на кручення по формулі:

$$\tau_K = \frac{T_{роз}}{W_K} = \frac{T_{роз} \cdot D}{0,2(D^4 - d^4)} \leq [\tau]_K \quad (9.1)$$

де d, D – розміри втулки; $T_{роз}$ – розрахунковий момент;

$\tau_K, [\tau]_K$ – розрахункове і допустиме напруження на кручення, для сталі 45 $[\tau]_K = 22 \dots 25$ МПа.

Фланцеві муфти (рис. 6.4) складаються з двох півмуфт, з'єднаних між собою болтами, які встановлені в отвори із зазором або без зазору.

При встановленні болтів в отвори із зазором обертаючий момент передається силами тертя між фланцями, а при встановленні болтів без зазору (під розвертку) – силами опору на зсув болтів.

При встановленні болтів із зазором їх розраховують по силі затяжки $F_{зат}$, яка необхідна для передачі обертаючого моменту T силами тертя на поверхні контакту фланців:

$$F_{зат} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \cdot K}{d_c \cdot z \cdot f}, \quad (9.2)$$

де K – коефіцієнт запасу зчеплення, $K = 1,2 \dots 1,5$; d_c – середній діаметр кола тертя (приймається рівним діаметру кола розташування болтів); z – кількість болтів; f – коефіцієнт тертя, $f = 0,15 \dots 0,2$.

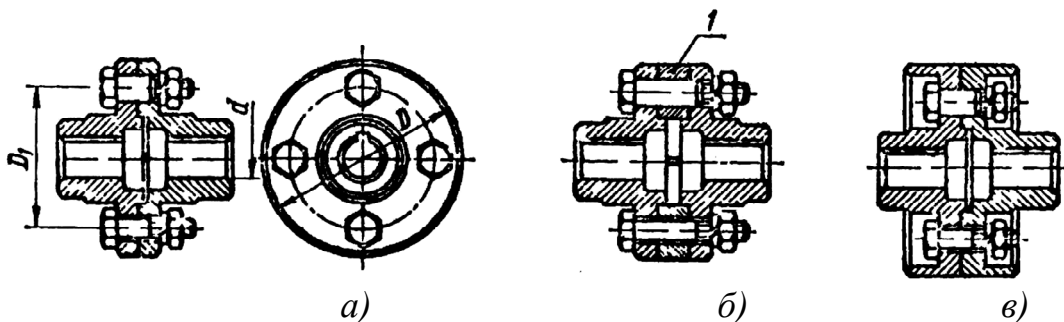


Рисунок 9.4 – Фланцева муфта

При встановленні без зазору їх розраховують на зріз силою $F_{зр}$:

$$F_{зр} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{z \cdot d_c}. \quad (9.3)$$

Компенсуючі муфти. Призначені для з'єднання валів із взаємним зміщенням осей, пов'язаним з неточністю виготовлення, монтажу і пружними деформаціями.

Зубчаста муфта (рис. 9.5) застосовується для з'єднання валів з діаметром $d = 40 \div 500$ мм, швидкістю $V=25$ м/с.

Складаються з двох півмуфт 2 із зовнішніми зубчастими вінцями евольвентного профілю і двох половин обойми 1 з внутрішніми зубцями, що зчіплюються з зубцями півмуфт і з'єднуються між собою болтами. Така муфта компенсує осьові, радіальні і кутові зміщення (за рахунок зазору в зчепленні зубів і їх бочкоподібної форми). Муфту заливають маслом.

Зубчасті муфти підбирають по стандартам, виходячи з найбільшого діаметра кінців валів, що з'єднуються і перевіряють за формулою:

$$[T] \geq K_1 \cdot K_2 \cdot T, \quad (9.4)$$

де T – номінальний обертаючий момент на валах; $[T]$ – максимально-допустимий обертаючий момент за стандартом; K_1 – коефіцієнт безпеки; K_2 – коефіцієнт умов праці.

Ланцюгова муфта (рис. 9.6). Складається з півмуфт – зірочок 1 і ланцюга 2 і захисного кожуху 3, заповненого пластичним мастилом. Допускають кутове і радіальне зміщення валів ($\gamma \leq 1; \Delta = 0,15 \dots 0,6$ мм). Підбирається за ГОСТ 20742–75.

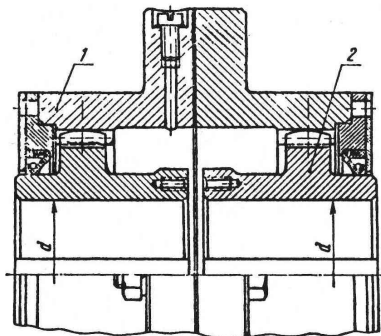


Рисунок 9.5 – Зубчаста муфта: 1 – обойма; 2 – пів муфта

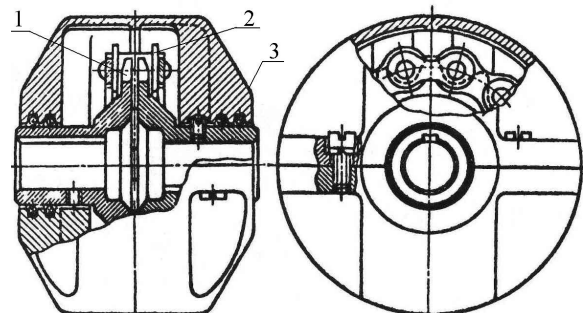


Рисунок 9.6 – Ланцюгова муфта: 1 – зірочка; 2 – ланцюг; 3 – кожух

Муфта розширювальна кулачкова (рис. 6.7). Застосовується тільки для компенсації впливу осьового зміщення.

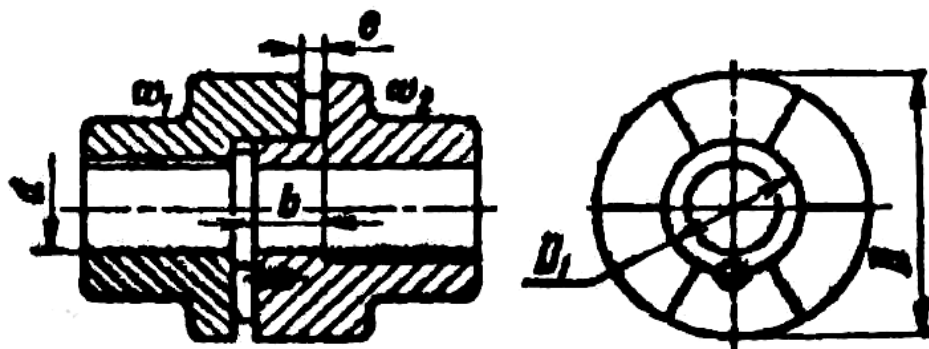


Рисунок 9.7 – Муфта розширювальна кулачкова

Хрестові муфти (кулачково-дискові (рис. 9.8) і хрестова з ковзаючим вкладишем (рис.9.9) в основному призначені для з'єднання валів з радіальним зміщенням, але допускають також осьове і кутове зміщення валів. Кулачково-дискова (її називають муфтою Ольдгема) (рис. 9.9) складається з двох півмуфт 1 і 2 і проміжного плаваючого диску 3.

Взаємо-перпендикулярно розташовані виступи диску при з'єднанні входять в пази півмуфт. Застосовують для з'єднання валів діаметром до 100мм при $n=250\text{об/хв.}$, а при більшому діаметрі при $n=100\text{об/хв.}$

Хрестова муфта з ковзаючим вкладишем (рис. 9.9) складається з двох півмуфт 1 і 2 і вкладиша 3, який має форму паралелепіпеда. Півмуфти мають по 2 виступи, призначені для направлення вкладиша. Ця муфта допускає значно більшу швидкість, ніж кулачково-дискова за рахунок менших інерційних сил.

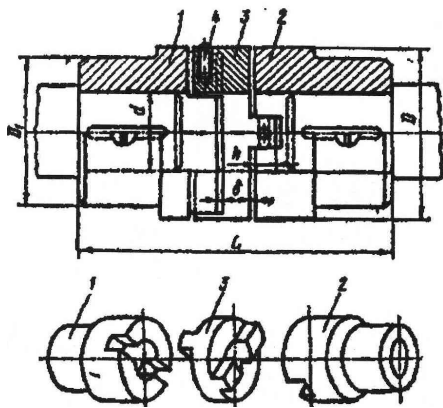


Рисунок 9.8

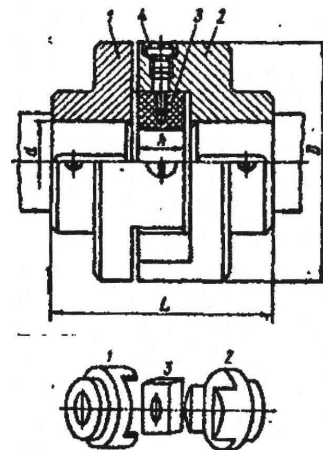


Рисунок 9.9

Півмуфти та диск виготовляють з сталі Ст.3, Ст.4, Ст.5, сталюого лиття 25Л, 30Л і чавунного лиття СЧ15-32, СЧ18-36. Вкладиш виготовляється з текстоліту. Для зниження втрат на тертя робочі поверхні кулачків змащуються.

Перевірний розрахунок на міцність хрестових муфт виконують за формулами:

$$\text{для кулачково-дискових: } p_{\max} = \frac{8T}{D^2 h} \leq [p], \quad (9.5)$$

$$\text{з ковзаючим вкладишем: } p_{\max} = \frac{8T}{b^2 h} \leq [p], \quad (9.6)$$

де p_{\max} – максимальний тиск на робочі поверхні сполучених деталей муфти;

$[p]$ – допустимий тиск для цих деталей. Для сталей $[p]=15,0 \dots 25,0 \text{ Н/мм}^2$, для текстолітів $[p]=8,0 \dots 10,0 \text{ Н/мм}^2$;

T – обертаючий момент на валах; D – зовнішній діаметр муфти;

h – робоча висота виступів диску (вкладишу); b – ширина вкладишу.

Шарнірні муфти (рис. 9.10). Застосовуються для з'єднання валів з взаємним нахилом до 45° . Бувають одинарні (рис. 9.10, а) і здвоєні (рис. 9.10, б, в). Складаються з півмуфт – вилок 1 і 2, розташованих під прямим кутом і

хрестовини 3, шарнірно з'єднаної з вилками. Недолік одинарної муфти – нерівномірне обертання веденого валу.

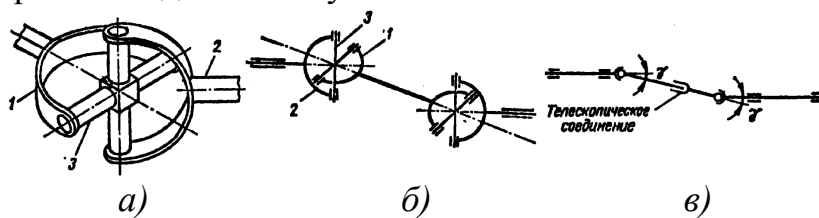


Рисунок 9.10 – Шарнірні муфти

Для забезпечення рівномірного обертання веденого валу для передачі обертового руху між зміщеними паралельними валами і при куті нахилу між валами більше 45° застосовують здвоєну шарнірну муфту. При цьому необхідно, щоб вісі ведучого і веденого валів утворювали однакові кути нахилу з проміжним валом і щоб вилки на обох кінцях проміжного валу були встановлені в одній площині.

Пружні муфти. Служать в основному для зменшення динамічних навантажень, що передаються через вали, які з'єднує муфта. Вони також зберігають вали від резонансних коливань і допускають компенсацію неточностей взаємного розташування валів. Основні характеристики цих муфт – жорсткість, демпферна здатність.

По матеріалу пружних елементів вони поділяються на муфти з металевими пружними елементами (рис. 9.11) і муфти з неметалевими пружними елементами (звичайно гума) (рис. 9.12).

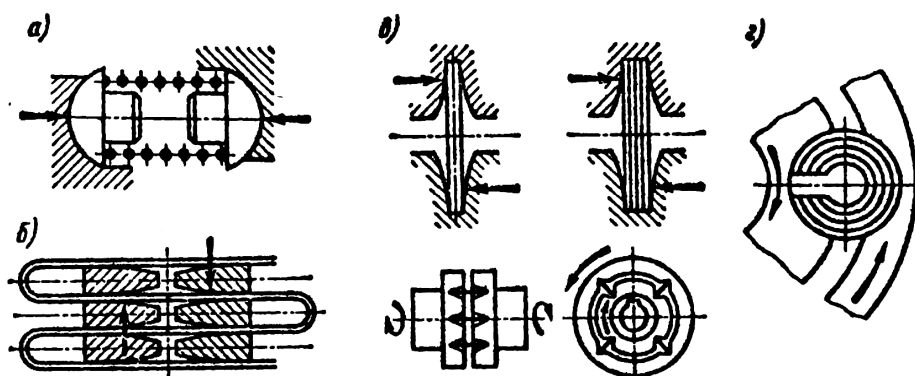


Рисунок 9.11 – Основні типи металевих (сталевих) пружних елементів муфт:

а – циліндричні пружини; б – змієподібні пластинчасті пружини; в – стержні, пластини і пакети пластин, розташовані по твірній і по радіусу; г – пакети розрізних гільзових пружин

Найбільш поширені: муфта пружна втулкова-пальцева (МПВП), муфта з гумовою зірочкою, муфта з торовидною оболонкою, муфти з циліндричними і змієподібними пружинами.

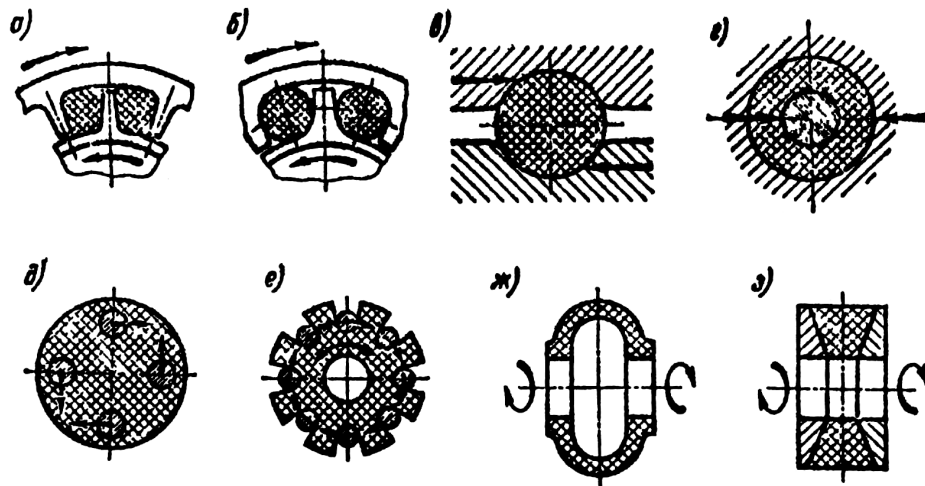


Рисунок 9.12 – Основні типи гумових пружних елементів муфт

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) (рис. 9.13, а) складається з двох дискових півмуфт (чавун СЧ-20, сталь 30, 35), в одній з яких в конічних отворах закріплені з'єднувальні пальці (сталь 45), з насадженими на них гумовими кільцями. Ці пальці в деякій мірі компенсують погрішності зборки (радіальне зміщення осей валів до 0,3 мм, перекид до 30'), пом'якшують поштовхи і удари при передачі моменту. Підбирають по ГОСТ 21424-75 для діаметрів валів $d=16...150\text{ мм}$. Широко застосовується в машинобудуванні, в особливості в приводах електродвигунів.

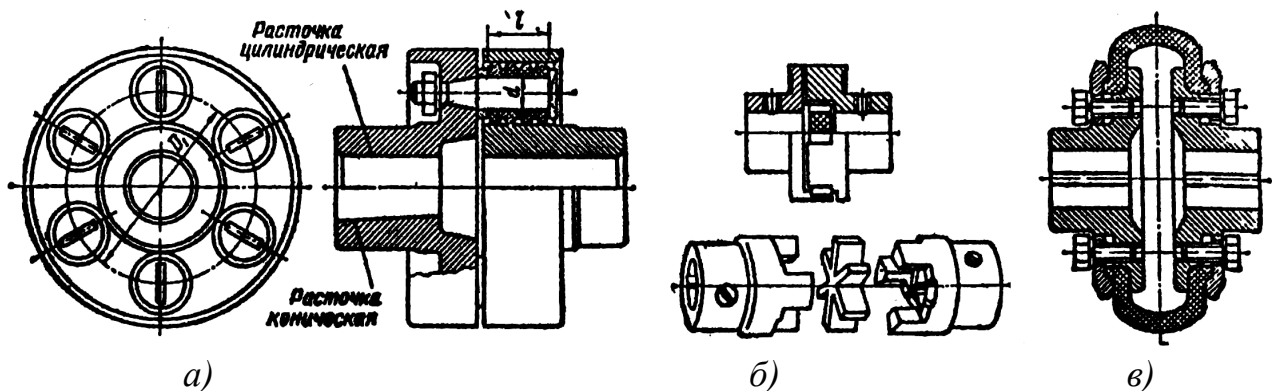


Рисунок 9.13

а – муфта пружна втулково-пальцева (МПВП); б – муфта з гумовою зірочкою; в – муфта пружна з тороподібною оболонкою

Розрахунок муфт МПВП складається з перевірного розрахунку пальців на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{T_{роз} \cdot \ell}{0,1d^3 \cdot D_1 \cdot z} \leq [\sigma_{зг}], \quad (9.7)$$

і пружних елементів на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T_{роз}}{z \cdot D_1 \cdot \ell \cdot d} \leq [\sigma_{зм}], \quad (9.8)$$

де $T_{роз}$ – розрахунковий момент муфти; D_1 – діаметр кола розташування центрів пальців; d – діаметр пальця; l – довжина втулки; z – число пальців; $\sigma_{зм}$ – розрахункова напруга зминання; $[\sigma_{зм}]$ – допустима напруга зминання; для гуми $[\sigma_{зм}] = 2,0 \dots 4,0 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{зг}$, $[\sigma_{зг}]$ – розрахункова і допустима напруга згину в пальцях.

Муфта з гумовою зірочкою (рис. 9.13, б) складається з двох півмуфт з торосовими кулачками і гумовою зірочкою, зубці якої розташовані між кулачками. При передачі моменту в кожному сторону працює половина зубців. Поверхню зірочок перевіряють на зминання. Допускає зміщення валів: $\Delta \leq 0,2 \text{ мм}$; $\gamma = 1^\circ 30'$.

Муфта пружна з тороподібною оболонкою (рис. 9.13, в) складається з двох півмуфт, пружної оболонки і двох кілець, які затискають з допомогою гвинтів оболонку. Має високі пружні властивості, забезпечує шумо- і електроізоляцію вузлів і приладів.

Допускає зміщення валів: $\Delta \leq 1,6 \dots 5 \text{ мм}$; $\lambda = 5 \dots 11 \text{ мм}$; $\gamma = 1^\circ 30'$.

Муфта з циліндричними пружинами (рис. 9.14). Ведуча і ведена півмуфти з'єднані між собою попередньо стиснутими циліндричними гвинтовими пружинами. Під навантаженням пружини додатково стискаються. Кількість пружин $z = 6 \dots 12$.

Розрахунок проводять на стискаючу силу
$$F = \frac{T_{роз}}{R \cdot z},$$

де R – радіус розташування пружин;
$$R = \frac{D_0}{2}.$$

Такі муфти застосовуються як пружні ланки в з'єднанні валів з зубчастими колесами і зірочками.

Муфта із змієподібною пружиною (рис. 9.15). Складається з двох півмуфт з зубцями, між якими вставляються секції стрічкової змієподібною пружини прямокутного перерізу. Кожух утримує пружину від вискакування під дією відцентрових сил і слугує резервуаром для змащення. Застосовується при передачі великих моментів.

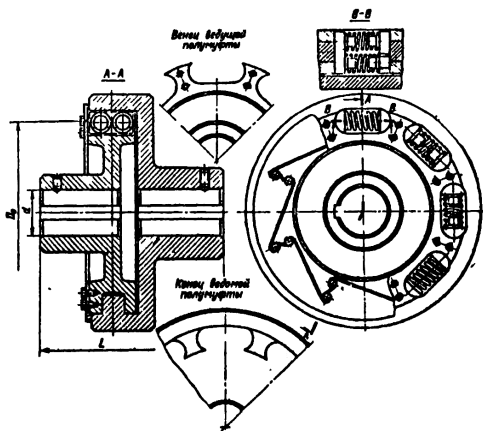


Рисунок 9.14

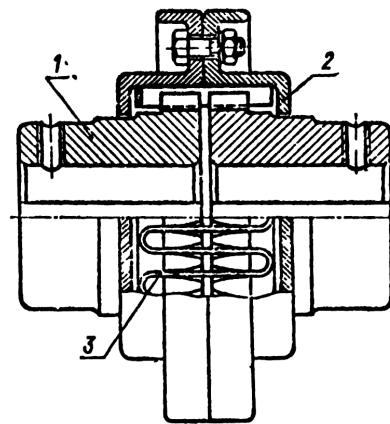


Рисунок 9.15

Керовані (зчипні) муфти. Ці муфти призначені для з'єднання або роз'єднання валів при їх обертанні або в стані спокою. Їх поділяють на *синхронні (кулачкові і зубчасті) і асинхронні (фрикційні).*

Кулачкові муфти (рис. 9.16) складаються із двох півмуфт з кулачками на торцевих поверхнях. Кулачки виготовляють різних профілів для середніх і малих навантажень.

Несиметричний профіль кулачків застосовують в механізмах для полегшення вмикання муфти.

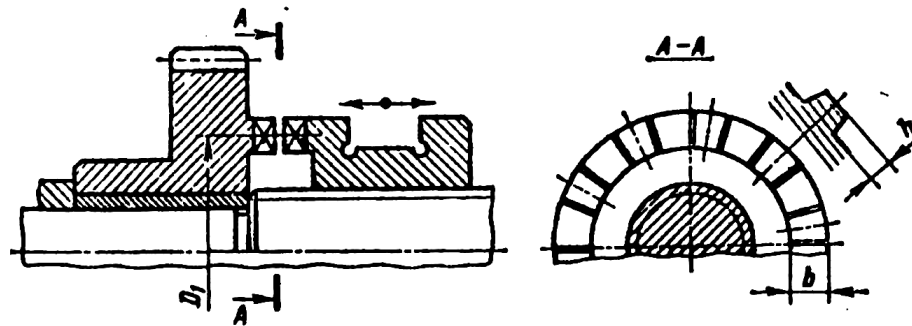


Рисунок 9.16 – Принципова конструкційна схема кулачкової муфти

Число кулачків приймають $z = 3-60$. При перемиканні муфти одна півмуфта переміщується вздовж валу. Вмикання муфти відбувається без навантаження при різниці колових швидкостей на кулачках $V=0,8$ м/с. Вимикають муфту при будь-яких швидкостях.

Кулачки муфти перевіряють:

1. На зносостійкість по середньому тиску на робочих поверхнях:

$$p = \frac{2T_{роз}}{0,75D_1 z b h} \leq [p], \quad (9.9)$$

де 0,75 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по кулачкам; D_1, b, h – розміри муфти (рис. 9.16).

2. На міцність – по напруженню згину в основі кулачків (в положенні неповного вмикання) – сила прикладена до вершини:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{F_{роз} \cdot h}{W} = \frac{2T_{роз}}{0,75D_1 \cdot z \cdot W} \leq [\sigma_{зг}], \quad (9.10)$$

де $W = \frac{a^2 \cdot b}{h}$ – осьовий момент опору перерізу кулачка; a – середня ширина кулачка.

Найпростіша *зубчаста* муфта показана на рис 9.17, а. Півмуфти її являють собою зубчасті колеса з зубцями евольвентного профілю й однаковим числом зубів; одна з пів муфт – із зовнішніми зубцями, інша – із внутрішніми. Одна з півмуфт з'єднана з валом нерухомо, а інша напівмуфта за допомогою відводки може переміщатися уздовж валу, у результаті чого півмуфти і відповідні вали зчіплюються або розчіплюються.

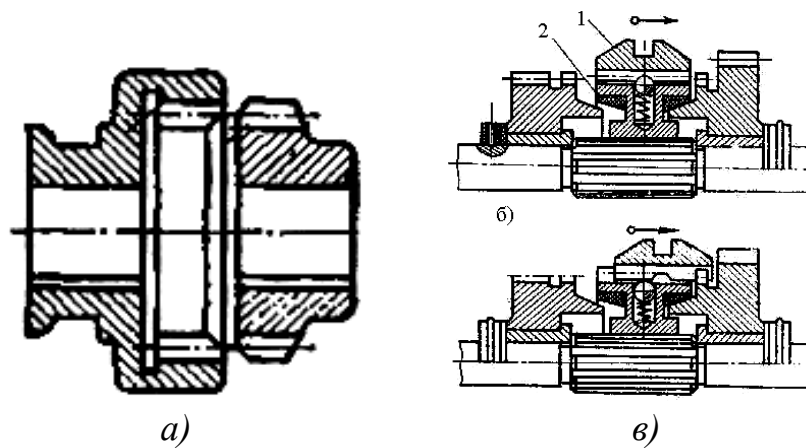


Рисунок 9.17 – Зубчаста муфта

Для усунення ударів при вмиканні в зубчастих муфтах використовують синхронізатори (коробки швидкостей автомобілів). Синхронізатори вирівнюють швидкості валів перед їх з'єднанням.

Принцип роботи синхронізатора можна усвідомити за допомогою рис. 9.17, б, в. Конструкція зубчастої муфти, призначеної для переключення швидкостей у коробці передач, тут доповнена двосторонньою конічною фрикційною муфтою 2 (рис. 9.17, б), що і є синхронізатором.

При переміщенні обойми 1 із внутрішніми зубцями вправо або уліво вона через кульку передає осьову силу конусній півмуфті синхронізатора і зчіплює її з конусною півмуфтою однієї із шестерень (рис. 9.17, в).

При включенні синхронізатора відбувається вирівнювання кутових швидкостей ведучого вала і веденої шестерні.

Подальшим переміщенням обойми включається зубчаста муфта (рис. 9.17, в). Розгін ведених елементів відбувається, як правило, на холостому ході. Тому фрикційні муфти синхронізаторів розраховують на передачу моменту, необхідного тільки для подолання інерційних навантажень, що виникають при розгоні. Ці навантаження звичайно значно менше робочих.

Для того щоб швидкості встигли вирівнятися в процесі безперервного переміщення обойми, це переміщення роблять повільно.

Фрикційні муфти (рис. 9.18) служать для плавного зчеплення валів під навантаженням на ходу при будь-яких швидкостях, передача крутного моменту відбувається за рахунок сил тертя між тертьовими поверхнями деталей муфти.

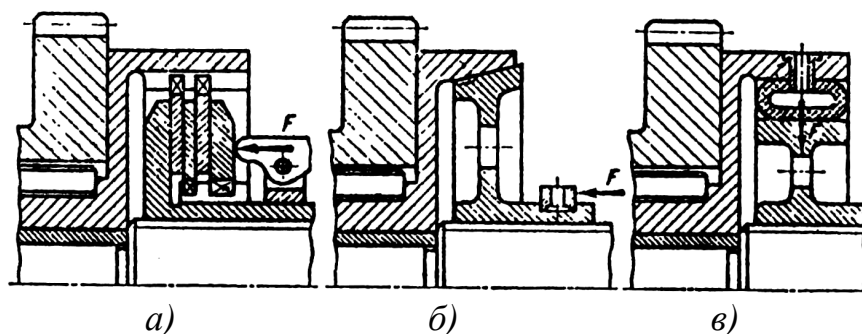


Рисунок 9.18 – Схеми фрикційних муфт

В момент навантаження фрикційні муфти пробуксовують, запобігають машині від поломок. Муфти поділяють на дискові (рис. 9.18,а), конусні (рис. 9.18, б) і циліндричні (рис. 9.18, в). Бувають масляні і сухі.

В теперішній час широкого застосування знайшли багатодискові фрикційні муфти (рис. 9.19). Вони складаються з двох півмуфт в вигляді кожуху і втулки, ведучих і ведених дисків і натискаючого механізму.

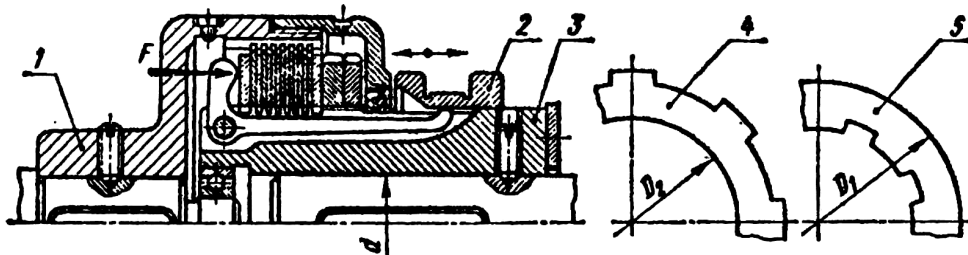


Рисунок 9.19 – Багатодискові фрикційні муфти

1 – корпус; 2 – відводка; 3 – втулка; 4 – ведучий диск; 5 – ведений диск

В повздовжні пази на внутрішній поверхні корпусу входять шліці ведучих дисків, а в пази на зовнішній поверхні втулки – шліці ведених дисків, між якими при взаємному натисканні виникають сили тертя, які обумовлюють передачу обертаючого моменту. Кількість ведучих дисків не більше 2, так як натискаюча сила на останньому диску зменшується в наслідок тертя шліців дисків у пазах півмуфт. Поверхню тертя дисків перевіряють на зносостійкість по величині тиску:

$$P = \frac{F_a}{S} = \frac{4F_a}{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)} \leq [P], \quad (9.11)$$

перевірочний розрахунок муфти виконують по моменту сил тертя:

$$T_{TP} = T_{роз} \cdot f \cdot R_{CP} \cdot z, \quad (9.12)$$

де f – коефіцієнт тертя; F_a – сила стиску дисків;

$R_{CP} = \frac{D_1 - D_2}{2}$ – середній діаметр поверхні тертя дисків; D_1, D_2 – діаметри дисків; $z = z_1 + z_2$ – кількість пар поверхонь тертя; z_1, z_2 – кількість ведучих і ведених дисків.

Порядок виконання роботи

1. Опрацювати теоретичну частину інструкції.
2. За вказівкою викладача вибрати один з натурних зразків муфт.
3. Визначити тип і ескіз досліджуваної муфти.
4. Виконати опис будови і принципу дії муфти.
5. Скориставшись довідковою літературою провести перевірочний розрахунок муфти з метою визначення максимальної величини

обертаючого моменту, який вона повинна передавати.

6. Зробити оцінку і визначити область застосування муфти.,

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Які розрізняють види муфт по принципу їх дії?
 2. На які види поділяють нерозчіпні муфти?
 3. Які будова, принцип роботи, область застосування і розрахунок глухих муфт?
 4. Як побудовані зубчаста і ланцюгова муфти, яка область їх застосування?
 5. Які будова, принцип роботи і область застосування шарнірних муфт?
 6. Які будова, принцип роботи, розрахунок і область застосування пружної втулково-пальцевої муфти?
 7. Які будова, принцип роботи, область застосування керованої кулачкової муфти?
 8. Які будова і принцип роботи керованої зубчастої муфти?
- Які види керованих фрикційних муфт, їх будова, принцип роботи, область застосування?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 10

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА І ЙОГО ДЕТАЛЕЙ

Мета роботи: ознайомитись з конструкцією циліндричного зубчастого редуктора та призначенням його деталей; вимірюванням та розрахунковим шляхом визначити геометричні, кінематичні та силові параметри; скласти кінематичну схему.

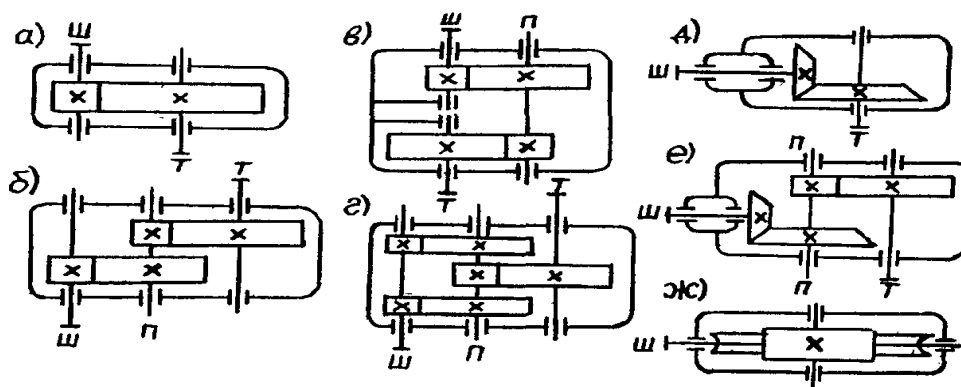
Методичні рекомендації до виконання роботи

Редуктором називається механічний пристрій, виконаний як окремий агрегат, що містить у собі зубчасті або черв'ячні передачі і використовується для зменшення кутової швидкості і відповідно підвищення обертаючого моменту, що передається від ведучого валу до веденого.

Подібний пристрій, що використовується для підвищення кутової швидкості називається **мультиплікатором** (прискорювачем). Редуктори і прискорювачі мають стале передаточне число.

Редуктори поділяються на зубчасті, черв'ячні, планетарні, хвильові і комбіновані. На рис. 10.1 наведено схеми найбільш уживаних одно та двоступінчастих редукторів:

- одноступінчастого зубчастого з циліндричними колесами (а);
- двоступінчастого з послідовно розміщеними колесами (б);
- двоступінчастого співвісного (в);
- двоступінчастого із роздвоєною швидкохідною ступенню (г);
- одноступінчастого з конічною зубчастою передачею (д);
- комбінованого двоступінчастого конічно-циліндричного (е);
- одноступінчастого черв'ячного (ж).



Основні параметри зубчастих і черв'ячних редукторів стандартизовано. На рис. 10.2 зображено конструкцію горизонтального одноступінчастого редуктора з циліндричною зубчастою передачею. Ведучий (швидкохідний)

вал 2 і ведений (тихохідний) вал 3 спираються на шарикові однорядні радіальні підшипники 13. Корпус 1 редуктора є основою для встановлення опор валів і повинен забезпечити правильне розміщення зубчастих коліс.

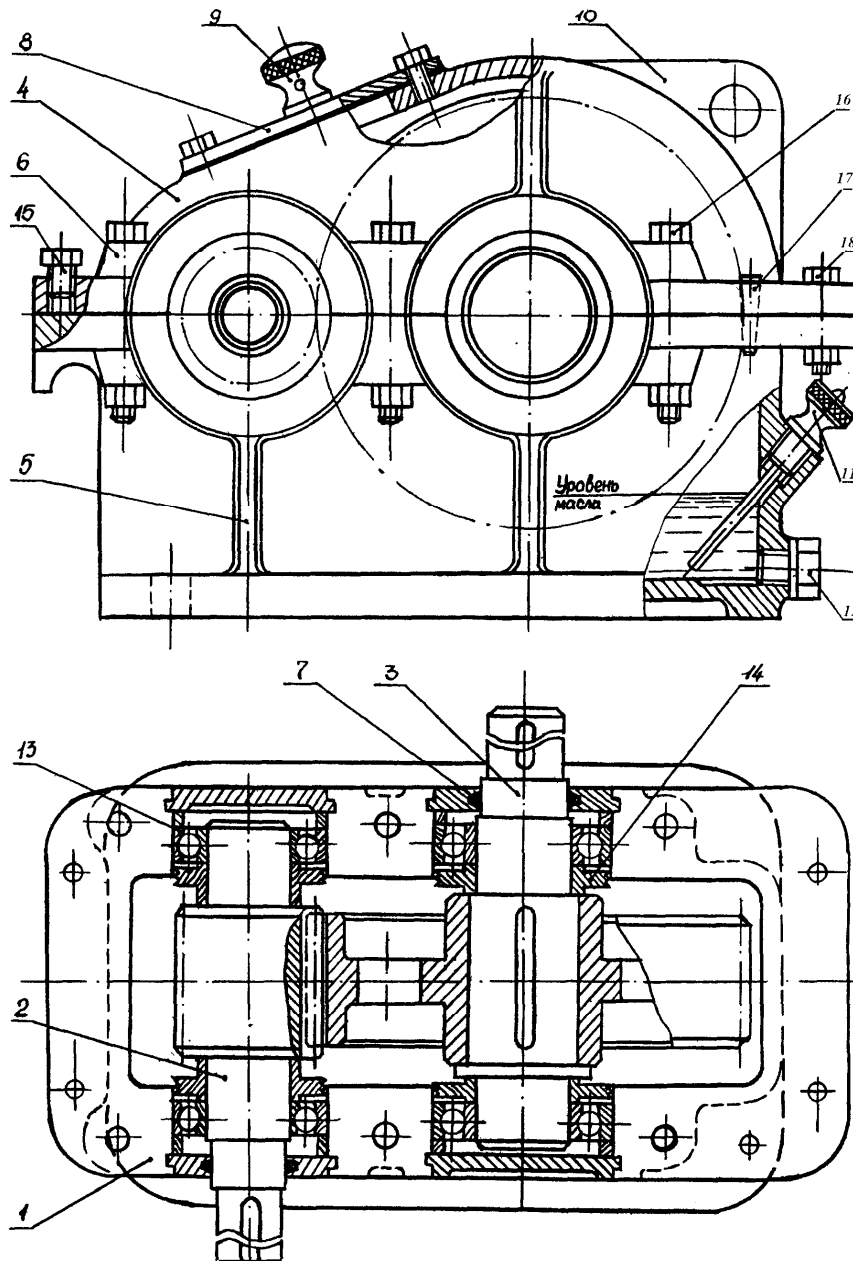


Рисунок 10.2

Кришка 4 з'єднується з корпусом болтами 16 і 18. Болти бажано розміщувати як найближче до осей валів. Щоб мати таку можливість у виливках корпусу і кришки передбачають спеціальні приливи 6 для головок болтів і гайок. Болти входять в отвори кришки та корпусу з зазором.

У площині роз'язття кришки і корпусу прокладку **не ставлять**, щоб не порушити посадок підшипників. Площини роз'язття часто пришабрують або змащують густим мастилом чи лаком. Щоб можна було відокремлювати кришку від корпусу при розбиранні редуктора, у кришці передбачено два різьбових отвори для відтискних гвинтів 15.

Для точного фіксування кришки корпусу на основі редуктора передбачено два конічних штифти 17. Для заливання масла в корпус та для огляду в кришці редуктора передбачено оглядовий отвір, закритий кришкою 8. Масла в корпусі має бути не менш як 0,3...0,8 літра на кожен кіловат потужності, що передається. Рівень масла контролюється маслопоказчиком 11. Для випускання масла з корпусу передбачено пробку 12. У кришці корпусу або оглядовому вікні встановлюють душник 9, що має ряд отворів для сполучення з зовнішнім повітрям внутрішньої порожнини редуктора. Душник виконує роль запобіжника проти підвищення тиску в корпусі внаслідок розширення повітря при нагріванні під час роботи редуктора. У верхній частині кришки редуктора встановлюють вантажні болти (рим-болти), або роблять вушки 10, якими піднімають кришку при складанні і розбиранні, а також транспортують весь редуктор.

Мащення редукторів. Зубці коліс закритих передач змащуються рідким маслом, занурюючись у масляну ванну, або масло в зону зачеплення подається через спеціальні сопла. Змащування занурюванням можливе при колівій швидкості колеса до 12 м/с, оскільки при великих швидкостях масло відкидається з зубців відцентровою силою, крім цього підвищуються витрати на розмішування та розбризування масла і на його нагрівання.

У черв'ячних редукторах для забезпечення змащування зачеплення нижнє розміщення черв'яка допускається при колівій швидкості до 4 м/с.

Колеса рекомендується занурювати в масло на глибину, яка приблизно дорівнює висоті зуба, а черв'яка – на глибину, що дорівнює висоті витка, при цьому рівень масла не повинен бути вищим центру нижнього тіла кочення підшипника. Якщо при такому рівні колеса (черв'як) не занурюються на величину яка дорівнює висоті зубів (витків), то для змащення зачеплення використовують **розбризувачі** (рис. 10.3).

При швидкості коліс до 4 м/с підшипники кочення змащують *консистентними мазями*. При цьому, для попередження видавлювання консистентних мастил із підшипникового вузла в корпус застосовують **мастилозатримуючі кільця** 14 (рис. 10.2), які обертаються разом з валом.

При швидкості коліс більше за 4 м/с підшипники кочення змащують рідким маслом із спільної масляної ванни. Масло із ванни попадає у підшипники у вигляді бризок. Для захисту підшипників від попадання в них продуктів зносу застосовують обертові **масловідбивні** шайби 6 (рис. 10.3).

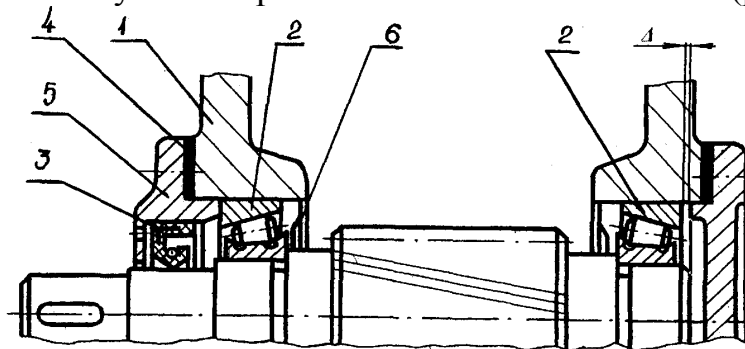


Рисунок 10.3

У редукторах із косозубими колесами і в черв'ячних масловідбивні шайби також обмежують потік масла у підшипник.

Для запобігання витікання мастил з редуктора в кришках підшипників, через які виходять кінці валів, встановлюють **ущільнення (сальники)**, якими служать кільця із фетру (азбесту) 7 (рис. 10.2) і гумові манжети 3 (рис. 10.3). Надійне ущільнення з мінімальними втратами на тертя утворюють лабіринтні і щілинні ущільнення (рис. 10.4).

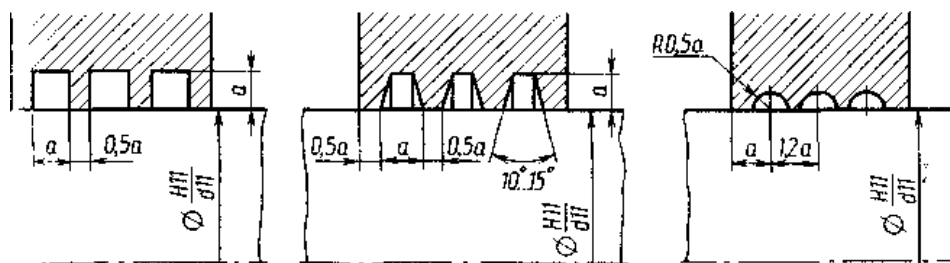


Рисунок 10.4 – Форми щілинних канавок

Вони ефективно працюють при будь-якому способі змазування підшипників, практично при будь-якій швидкості, тому що не роблять опору обертанню вала. Щілинні ущільнення надійно утримують мастильний матеріал від витікання під дією відцентрової сили. Форми проточок щілинних ущільнень показані на рис. 10.4.

Розмір щілинних проточок a визначається при виборі відповідної кришки підшипника. Зазори щілинних ущільнень доцільно заповнювати пластичним мастильним матеріалом, що створює додатковий жировий заслін для попаданню ззовні пилу і вологи.

Дуже ефективні контактні торцеві ущільнення сталеву шайбою (рис. 10.5).

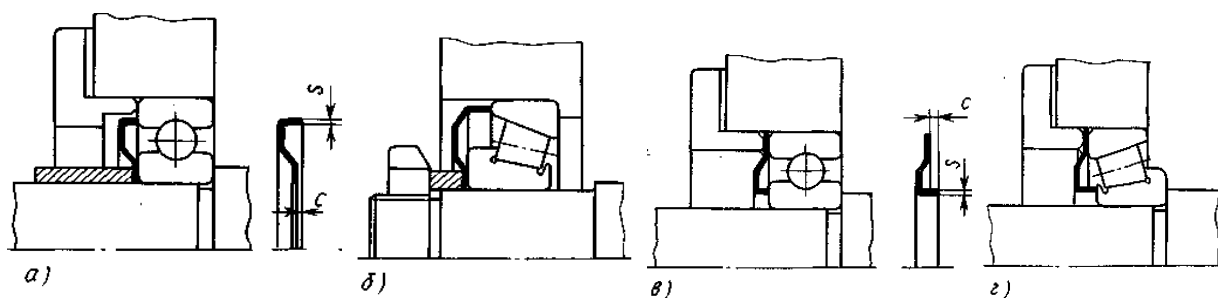


Рисунок 10.5

Правильне встановлення підшипників кочення в підшипникових вузлах має велике значення для працездатності та довговічності підшипників.

У підшипників, за допомогою яких здійснюється осьова фіксація валів, має бути залишено зазор « Δ » (осьовий люфт валів) (рис. 10.3), щоб забезпечити можливість осьового переміщення підшипників з валом при

його нагріванні або охолодженні. На рис. 10.7 наведена конструкція горизонтального одноступінчастого редуктора з конічною передачею, а на рис. 10.6 зображена конструкція вертикального одноступінчастого редуктора з циліндричною зубчастою передачею. Їх будова аналогічна редуктору, показаному на рис. 10.2.

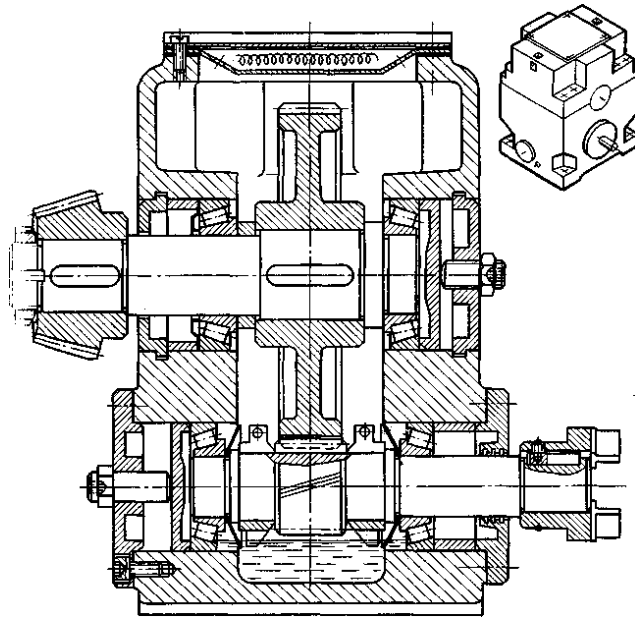


Рисунок 10.6

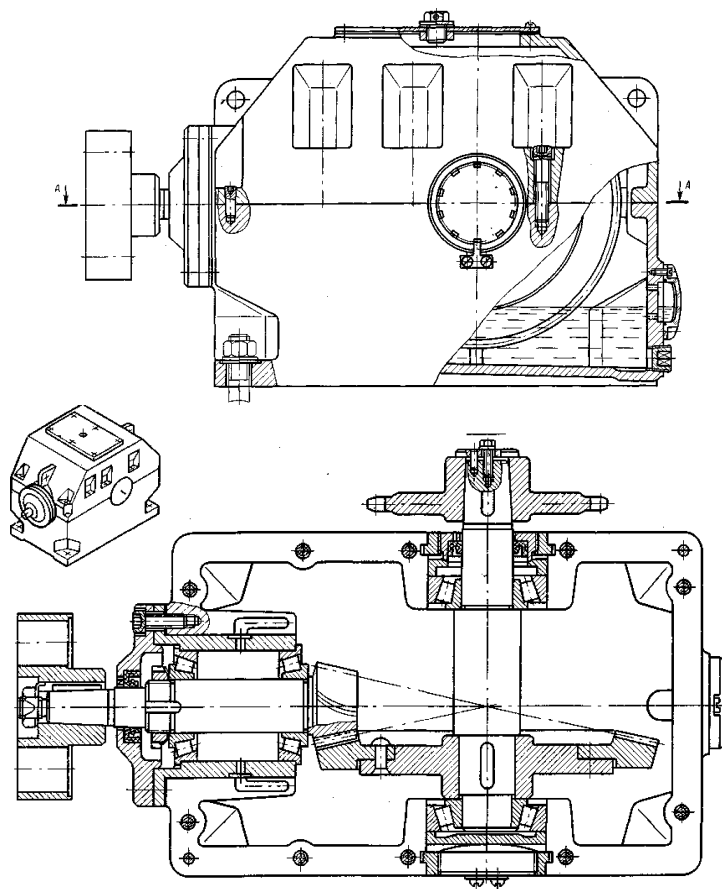


Рисунок 10.7

Величина зазору приймається для радіальних підшипників шарикових 0,2...0,5 мм, роликівих 0,5...1,0 мм, радіально-упорних згідно табл. 10.1.

Зазор «Δ» встановлюють при складанні редуктора шляхом підбору комплекту регулювальних металевих прокладок 4 між торцями бобишек корпусу і фланцевими кришками 5 (рис. 10.3), або за рахунок переміщення регулювальним гвинтом зовнішнього кільця підшипника через самовстановлювальне кільце (рис. 10.6).

Таблиця 10.1 – Величина зазору радіально-упорних підшипників

| Діаметр отвору підшипника d , мм | Межа осьового зазору конічних підшипників, мм | | Межа осьового зазору шарикопідшипників, мм | |
|------------------------------------|---|---------------|--|---------------|
| | легка серія | середня серія | легка серія | середня серія |
| до 30 | 0,03...0,09 | 0,04...0,10 | 0,02...0,06 | 0,03...0,09 |
| 30-50 | 0,04...0,10 | 0,05...0,12 | 0,03...0,09 | 0,04...0,10 |
| 50-80 | 0,05...0,12 | 0,06...0,14 | 0,04...0,10 | 0,05...0,12 |
| 80-120 | 0,06...0,14 | 0,07...0,17 | 0,05...0,12 | 0,06...0,15 |

Порядок виконання роботи

1. Провести зовнішній огляд редуктора.
2. Скласти кінематичну схему редуктора.
3. Ознайомитись з внутрішньою будовою редуктора, звернути увагу на спосіб мащення зачеплення і підшипників, конструкцію ущільнень, масловідбивних шайб або кілець, на вид опор (плаваючі, фіксуючі), тип підшипників і спосіб їх регулювання.

4. Шляхом замірів і розрахунків визначити основні розміри і параметри зубчастого редуктора і занести в таблицю звіту.

5. Відрегулювати зазор у підшипниках одного з валів:

– вибрати необхідний зазор Δ у підшипниках в залежності від їх типу і серії (табл. 10.1);

– закрученням регулювального гвинта до кінця усунути зазор в підшипниках;

– відвернути регулювальний гвинт на кут Θ , який слід визначити за формулою $\Theta = \frac{\Delta \cdot 360^\circ}{p}$, де Δ – прийнятний зазор, мм; p – крок гвинта, мм.

Порядок звіту

1. Тип редуктора:
2. Кінематична схема:
3. Характеристика редуктора

| Найменування параметрів | Позначення | Перший ступінь (швидкохідний) | Другий ступінь (тихохідний) | Операція |
|-----------------------------|------------|--|--|--|
| Число зубів шестерень | z | $z_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $z_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ | підрахувати |
| Число зубів коліс | z | $z_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $z_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ | |
| Кут нахилу зубів, градус | β | $\beta_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $\beta_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ | виміряти кутоміром |
| Передаточне число | u | $u_{III} = \frac{z_2}{z_1} = \underline{\hspace{2cm}}$ | $u_T = \frac{z_4}{z_3} = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати |
| Ширина вінців коліс, мм | b | $b_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $b_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ | виміряти |
| Ширина вінців шестерень, мм | b | $b_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $b_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ | |
| Модуль нормальний, мм | m_n | $m_{nIII} = \underline{\hspace{2cm}}$ | $m_{nT} = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати $m_n = \frac{2a}{Z_c^* \cdot \cos \beta}$ |
| Модуль торцевий, мм | m_t | $m_{tIII} = \underline{\hspace{2cm}}$ | $m_{tT} = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ |
| Діаметр ділильного кола, мм | d | $d_1 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $d_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ | розрахувати $d = m_t \cdot z$ |
| | | $d_2 = \underline{\hspace{2cm}}$ | $d_4 = \underline{\hspace{2cm}}$ | |

Примітка: z_c^* - сума зубів; $z_{cIII} = z_1 + z_2$; $z_{cT} = z_3 + z_4$.

4. Характеристика опор:

| Вали | Тип опори | Підшипники | Тип кришок | Спосіб регулювання підшипників |
|-----------|-----------|------------|------------|--------------------------------|
| | | номер | тип | |
| ведучий | | | | |
| проміжний | | | | |
| ведений | | | | |

Дані для регулювання підшипників

| Підшипник | | | Зазор, мм | | |
|-----------|-----------------------------|-------|-----------------|-----------------|--------------------|
| № | внутрішній діаметр d , мм | серія | Δ_{\min} | Δ_{\max} | прийнятий Δ |
| | | | | | |

5. Опис регулювання підшипників.
6. Характеристика ущільнення вихідних кінців валів.
7. Характеристика пристроїв для захисту підшипників від попадання абразивних частин і попередження видавлювання мастила.
8. Спосіб мащення зачеплення коліс.
9. Спосіб мащення підшипників.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Яке призначення редукторів?
2. Як класифікуються редуктори?
3. Які будова і принцип роботи редуктора?
4. Які існують способи мащення зачеплення і підшипників редуктора?
5. Для чого роблять ущільнення підшипникових вузлів, їх види?
6. Яке призначення масловідбивних шайб?
7. З якою метою регулюють підшипники? Який порядок проведення регулювання підшипників?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 11

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета роботи: Вивчити конструкцію характеристики та умовні позначення підшипників кочення. Виконати розрахунок підшипників на довговічність.

Методичні рекомендації до виконання роботи

1. Основні відомості про підшипники кочення та їх параметри

Основні розміри найбільш розповсюджених типів підшипників наведено на рис. 11.1. До таких розмірів належать внутрішній діаметр d , зовнішній діаметр D і ширина підшипника B . В упорних кулькових підшипниках (рис. 11.1, а) ширину характеризує розмір H (рис. 11.1, б), а в радіально-упорних роликкових підшипниках (рис. 11.1, в) найбільшу ширину визначає розмір T .

Базова динамічна вантажопідйомність – це постійне радіальне навантаження (для упорних і упорно-радіальних підшипників – осьове навантаження), яке підшипник може умовно сприймати протягом одного мільйона обертів при ймовірності безвідмовної роботи 90 %.

Базова статична вантажопідйомність – це таке статичне навантаження на підшипник (радіальне – для радіальних і радіально-упорних підшипників або центральне осьове – для упорних і упорно-радіальних), якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці їхнього контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

З метою забезпечення надійної роботи для підшипників кочення встановлені граничні значення частоти обертання $n_{гран}$ з урахуванням виду мастила (рідке чи пластичне).

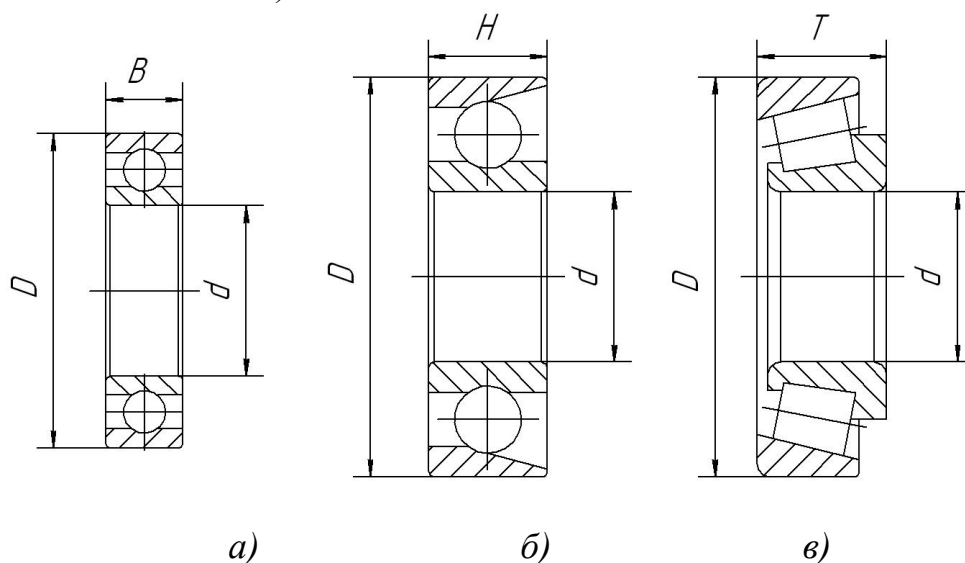


Рисунок 11.1 – Основні розміри підшипників

Основними розрахунковими параметрами підшипників кочення є базова динамічна вантажопідйомність C_1 , базова статична вантажопідйомність C_0 .

2. Умовні позначення підшипників кочення

Умовні позначення підшипників кочення складаються із основного умовного позначення і додаткових умовних позначень, які можуть розташовуватись праворуч і ліворуч від основного умовного позначення. Умовні позначення наносяться на торцях кілець підшипників.

Основні умовні позначення підшипників відповідно до ГОСТ 3189-75 складаються з ряду цифр.

Дві перші цифри, рахуючи справа, означають умовно внутрішній діаметр d підшипників:

- для підшипників з внутрішнім діаметром $d \geq 20$ мм цифри зазначають частку від ділення діаметра на 5 (в мм);
- для підшипників з внутрішнім діаметром $d \leq 9$ мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра в мм;
- внутрішні діаметри 10, 12, 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00, 01, 02 03 відповідно.

Третя цифра праворуч в основному умовному позначенні разом із сьомою свідчать про серію підшипників всіх діаметрів ($d \geq 20$ мм):

- особливо легка серія позначається цифрою 1,
- легка – 2,
- середня – 3,
- важка – 4,
- легка широка – 5,
- середня широка – 6.

Четверта цифра праворуч показує на тип підшипника:

- 0 — радіальний кульковий однорядний;
- 1 — радіальний кульковий дворядний сферичний;
- 2 — радіальний із короткими циліндричними роликами;
- 3 — радіальний роликовий дворядний сферичний;
- 4 — роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий;
- 5 — роликовий із витими роликами;
- 6 — радіально-упорний кульковий;
- 7 — роликовий конічний;
- 8 — упорний кульковий;
- 9 — упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Додаткове умовне позначення ліворуч від основного вказує на клас точності підшипника, радіальний чи осьовий зазори в підшипнику, величину моменту тертя. Цифри 0, 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед основним умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка в деяких випадках не проставляється.

Додаткове умовне позначення праворуч від основного характеризує матеріал і конструкцію сепаратора, конструктивні зміни, спеціальні вимоги щодо шуму та інше.

3. Характеристика та параметри підшипників

3.1 Кулькові підшипники радіальні однорядні

Кулькові підшипники радіальні однорядні (рис. 11.2) виготовляють таких типів: 0000, 60000 і 80000. Підшипники цих типів можуть сприймати не тільки радіальні, але й осьові навантаження, що діють в обох напрямках вздовж осі вала і не перевищують 70 % невикористаного допустимого радіального навантаження.

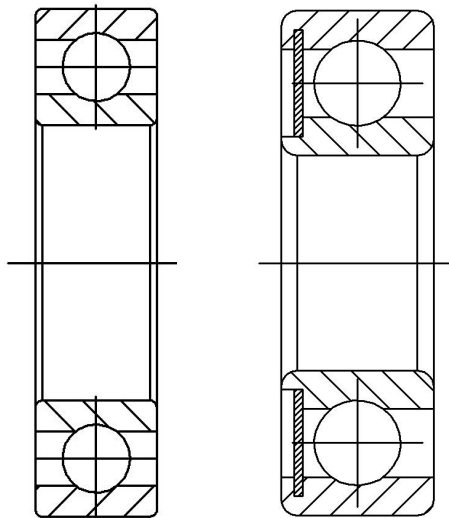


Рисунок 11.2 – Кулькові підшипники радіальні однорядні

Порівняно з іншими типами кулькові радіальні однорядні підшипники працюють з мінімальними втратами на тертя і допускають найбільшу частоту обертання. Співвісність посадочних гнізд під такі підшипники повинна бути в таких межах, щоб перекіс зовнішніх кілець відносно внутрішніх не перевищував 10... 15'.

Підшипники встановлюють на жорстких двоопорних валах, прогин яких під дією зовнішніх сил не викликає надмірного кутового зміщення осі вала відносно осі посадочного отвору, тобто на валах з відстанню між опорами $L \leq 10 d_v$ (d_v – діаметр вала).

Підшипники типів 60000 і 80000 відповідно з однією і двома захисними шайбами застосовують в таких випадках, коли через обмеження габаритів або незручності в обслуговуванні небажане використання спеціальних ущільнювальних пристроїв для захисту підшипників від забруднення або утримування мастила.

Сепаратори в радіальних однорядних кулькових підшипниках в основному штамповані з центруванням на тілах кочення. В підшипниках, що працюють в особливих умовах, а також в деяких великогабаритних

підшипниках застосовують масивні сепаратори з антифрикційних матеріалів: бронзи, латуні, текстоліту, алюмінієвих сплавів та інші.

3.2 Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні

Кулькові підшипники радіальні дворядні сферичні (рис. 11.3) виготовляють таких типів: 1000, 11000 і 111000. Підшипники призначені для сприйняття радіальних навантажень, але вони можуть сприймати одночасно і двостороннє осьове навантаження (до 20 % величини невикористаного допустимого радіального). Доріжка кочення на зовнішньому кільці виготовлена сферичною.

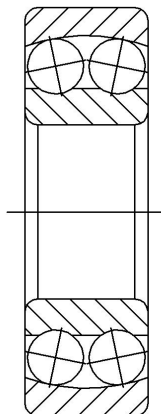


Рисунок 11.3 – Кульковий підшипник радіальний дворядний сферичний

Така її форма забезпечує нормальну роботу підшипника навіть при значному (до $2...3^\circ$) перекосі внутрішнього кільця відносно зовнішнього. Підшипники встановлюють в опорах: багатоопорних валів трансмісійного типу; двоопорних валів, що мають значні прогини під дією зовнішніх сил; в конструкціях, де технологічно неможливо забезпечити строгую співвісність посадочних гнізд (при розточуванні отворів в корпусах опор не за один прохід, при встановленні підшипників в окремо розташованих корпусах опор тощо).

Сепаратори у більшості дворядних сферичних кулькових підшипників штамповані. Підшипники великих розмірів виготовляють з масивними латунними сепараторами.

3.3 Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні

Кулькові підшипники радіально-упорні однорядні (рис. 11.4) виготовляють таких типів: 36000, 46000 і 66000. Підшипники цих типів призначені для сприйняття радіальних і односторонніх осьових навантажень. Їхня здатність сприймати осьове навантаження визначається значенням кута контакту α (кут між площиною центрів кульок і прямою, яка проходить через центр кульки і точку дотику кульки з доріжкою кочення на зовнішньому кільці). Із збільшенням кута контакту зростає здатність підшипника сприймати осьове навантаження за рахунок зменшення радіального. Підшипники встановлюють переважно попарно на двох опорах

жорстких коротких валів навіть при умові односторонньої дії осьового навантаження.

Особливістю підшипників є те, що вони вимагають регулювання осьового зазору в процесі їхнього монтажу або в процесі експлуатації.

Сепаратори у радіально-упорних кулькових підшипниках бувають штамповані з центруванням на тілах кочення або масивні зі сплавів кольорових металів з центруванням по внутрішньому кільцю.

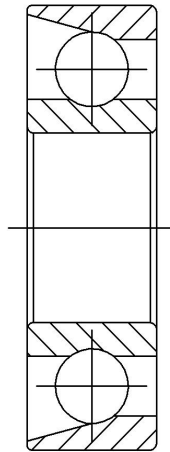


Рисунок 11.4 – Кульковий підшипник радіально-упорний

3.4 Кулькові підшипники упорні

Кулькові підшипники упорні (рис. 11.5) виготовляють двох типів: 8000 і 38000. Упорні підшипники призначені для сприйняття тільки осьових навантажень. Вони допускають значно меншу частоту обертання порівняно з іншими типами кулькових підшипників, оскільки відцентрові сили, що діють на кульки, значно навантажують сепаратори і доріжки кочення кілець підшипників.

Одинарні упорні підшипники типу 8000 призначені для сприйняття осьових навантажень, що діють в одному напрямку. Вони мають два кільця: одне туге, яке встановлюється на валу, а друге зовнішнє, що розташовується в корпусі опори. Таке розміщення кілець необхідне для самоцентрування упорного підшипника.

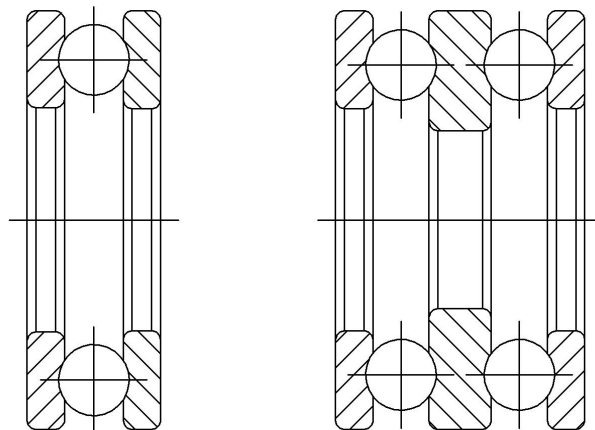


Рисунок 11.5 – Кулькові підшипники упорні

Здвоєні упорні підшипники типу 38000 призначені для сприйняття осьових навантажень, що діють у двох напрямках. Ці підшипники мають три кільця: середнє – туге, яке встановлюється на вали, а крайні – вільні для встановлення у гнізді корпусу опори. Сепаратори кулькових упорних підшипників штамповані або масивні зі сталі або сплавів кольорових металів.

3.5. Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами

Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами основної номенклатури (рис. 11.6) виготовляють таких типів: 2000, 12000, 32000 і 42000. Підшипники призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Вони мають значно більшу радіальну навантажувальну здатність, ніж рівногабаритні радіальні кулькові підшипники, але допускають менші частоти обертання. Підшипники дуже чутливі до перекосів внутрішніх кілець відносно зовнішніх. Тому ці підшипники вимагають високої точності щодо співвісності посадочних гнізд в опорах і можуть застосовуватись тільки для досить жорстких і коротких двоопорних валів.

Однорядні роликові підшипники основного типу (2000) мають такі конструктивні різновидності:

- 2000 — без бортів на зовнішньому кільці;
- 12000 — з однобортним зовнішнім кільцем;
- 32000 — без бортів на внутрішньому кільці;
- 42000 — з однобортним внутрішнім кільцем.

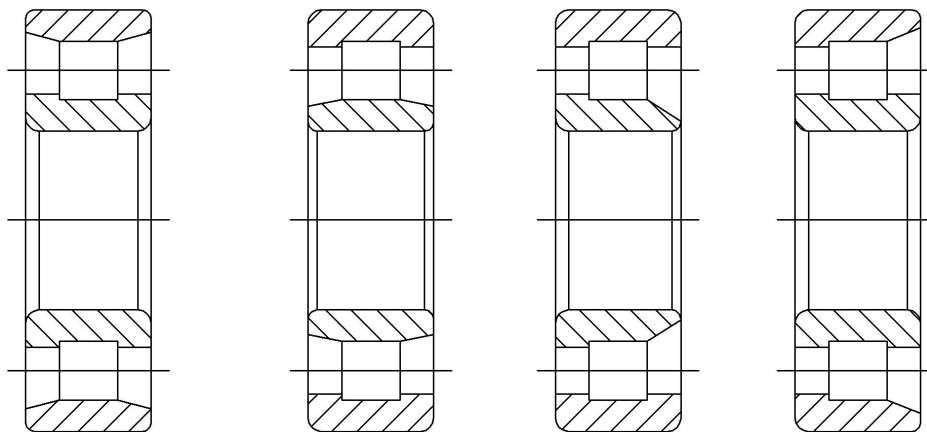


Рисунок 11.6 – Роликові підшипники радіальні з короткими циліндричними роликами

Підшипники типів 2000 і 32000 допускають у процесі монтажу й експлуатації двостороннє осьове переміщення внутрішнього кільця відносно зовнішнього, а підшипники типів 12000 і 42000 – тільки одностороннє, причому останні можуть забезпечувати односторонню фіксацію вала тільки при незначних осьових зусиллях. Сепаратори в радіальних роликових

підшипниках штамповані або масивні зі сталі або сплавів кольорових металів. Центруються масивні сепаратори переважно по двобортовому кільцю.

3.6. Роликові підшипники радіальні голчасті

Роликові підшипники радіальні голчасті (рис. 11.7) виготовляють таких типів: 24000 і 74000. Дані підшипники призначені для сприйняття тільки радіальних навантажень. Вони мають відносно менші радіальні габарити порівняно з підшипниками інших типів за умови рівності внутрішніх діаметрів та вантажопідйомності. Через відсутність сепаратора підшипники мають відносно високі втрати на тертя між голками (роликами). Тому гранична частота обертання значно нижча, ніж у підшипниках із сепараторами.

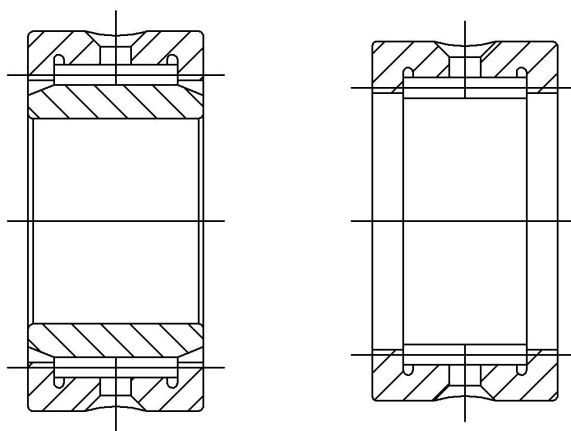


Рисунок 11.7 – Підшипники радіальні голчасті

Підшипники типу 24000 не мають внутрішнього кільця. Тому поверхня доріжки кочення утворюється безпосередньо на поверхні вала і повинна мати високу твердість, точність і низьку шорсткість поверхні підшипникових кілець. Підшипники типу 74000 мають внутрішнє і зовнішнє кільця, причому внутрішнє без бортів, що забезпечує відносну рухомість кілець в осьовому напрямі.

За формою і розмірами до голчастих підшипників подібні підшипники типу 5000, що мають виті циліндричні ролики.

3.7. Роликові підшипники радіально-упорні конічні

Роликові підшипники радіально-упорні конічні (рис. 11.8) виготовляють таких типів:

- 7000 — основна номенклатура;
- 27000 — з великим кутом конусності;
- 97000 — дворядні;
- 77000 — чотирьохрядні.

Підшипники цих типів призначені для одночасного сприйняття радіальних і осьових навантажень. Їх допустима частота обертання значно нижча, ніж у підшипників з циліндричними роликами, а здатність сприймати осьові навантаження визначається кутом конусності α зовнішнього кільця. Зі

збільшенням кута конусності (тип 27000) осьове навантаження збільшується за рахунок зменшення радіального. Підшипники не допускають відносного перекосу осей валів і гнізд опор під підшипники.

Однорядні підшипники типів 7000 і 27000 призначені для сприйняття радіальних односторонніх осьових навантажень. Вони допускають роздільний монтаж зовнішніх кілець і вимагають регулювання осьових зазорів як під час встановлення, так і в процесі експлуатації. Підшипники можна монтувати з попереднім натягом, який створюється при умові розташування вала на двох конічних підшипниках.

Дворядні підшипники типу 97000 призначені для одночасного сприйняття радіальних і двосторонніх осьових навантажень. Необхідний радіальний чи осьовий зазор в підшипнику забезпечуються відшліфовуванням дистанційного кільця, яке встановлюється між внутрішніми кільцями. Сепаратори конічних підшипників виготовляють із сталі штампуванням або точінням. Центрування сепараторів здійснюється по тілах кочення, які мають форму конічних роликів.

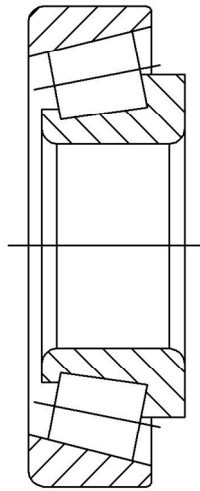


Рисунок 11.8 – Роликовий підшипник радіально-упорний конічний

4. Розрахунок підшипників кочення на динамічну вантажопідйомність та довговічність

Надано: Діаметр шипа вала редуктора під підшипник $d_n = 40$ мм, обраний роликовий радіальний сферичний однорядний підшипник середньої серії № 308.

З довідника за ГОСТ 8338-75 для підшипника маємо:

| d , мм | D , мм | B , мм | r , мм | C , кН | C_o , кН |
|----------|----------|----------|----------|----------|------------|
| 40 | 90 | 23 | 2,5 | 31,3 | 22,3 |

Колове навантаження $F_t = 3750$ Н,

Радіальне навантаження $F_r = 1400$ Н,

Осьове навантаження $F_a = 830$ Н.

Сумарні реакції опор вала $R_1 = 2060$ Н, $R_2 = 1960$ Н.

Розраховуємо підшипник по більш навантажений опорі.
Визначаємо еквівалентне навантаження:

$$P_{екв} = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\sigma \cdot K_t.$$

З врахуванням умов експлуатації підшипника визначаємо коефіцієнти:
 $V = 1,0$ – кінематичний коефіцієнт, який враховує котре із кілець підшипника обертається (обертається внутрішнє кільце підшипника);

$K_t = 1,0$ – температурний коефіцієнт робочої температури підшипнику (до 100°C); $K_\sigma = 1,0$ – коефіцієнт безпеки при короткочасних навантаженнях до 130 %.

Виразуємо співвідношення:

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{830}{22300} = 0,037, \text{ цьому значенню відповідає коефіцієнт } e \approx 0,23$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{830}{1400} = 0,59 > e, \text{ де } F_r \text{ – радіальне навантаження на опорі } F_r = R_l.$$

Визначаємо коефіцієнти $X = 0,56$, $Y = 1,88$.

$$\text{Тоді } P_{екв} = (1,0 \cdot 0,56 \cdot 2060 + 1,88 \cdot 830) \cdot 1 \cdot 1 = 2700\text{Н}.$$

Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність:

$$C_{тр} = P_{екв} \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}},$$

де L_h – потрібна витривалість підшипника в годинах, $L_h = 15360$ годин (термін роботи редуктора); n – частота обертання проміжного вала, $n = 970$ об/хв.

$$C_{тр} = 2700 \sqrt{\frac{60 \cdot 970 \cdot 15360}{10^6}} = 80,73\text{кН}.$$

$$C_{тр} > C. 80,735\text{кН} > 31,3\text{кН}. \text{ Умова виконується.}$$

Розрахункова довговічність підшипника № 308:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{31300}{2700}\right)^3 = 1557,45 \text{ млн.об.}$$

Розрахункова довговічність підшипника в годинах

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{1557,45 \cdot 10^6}{60 \cdot 970} = 26760 \text{ годин.}$$

Отримане значення розрахункової довговічності підшипника більше терміну служби редуктора, тому підшипник № 308 вважається придатним.

Завдання до виконання роботи

1. Вивчити по заданим зразках конструкцію підшипників кочення, опис яких наданий вище.

2. Для кулькового радіального однорядного підшипника, роликового радіального підшипника з циліндричними роликами і роликового радіально-упорного конічного підшипника (підшипники видаються викладачем) необхідно:

- визначити тип і виконати ескіз з зазначенням розмірів;
- виконати розшифровку умовних позначень;
- надати коротку характеристику конструктивних та експлуатаційних якостей.

3. Для вала одноступінчатого редуктора розрахувати задані підшипники (тип підшипника, розрахункова схема вала і кутова частота обертання надаються викладачем) на довговічність та динамічну вантажопідйомність.

Зміст звіту

1. Ескізи підшипника з позначенням основних розмірів.
2. Тип підшипника з розшифруванням його умовного позначення.
3. Коротка характеристика конструктивних та експлуатаційних якостей.
4. Розрахункова схема вала з розмірами.
5. Розрахунок опорних реакцій.
6. Розрахунок еквівалентного навантаження і ресурсу роботи підшипника в годинах (у разі використання радіально - упорних підшипників виконується розрахунок осьової складової сили від радіального навантаження).
7. Висновок про працездатність підшипника в даних умовах експлуатації.
8. У разі незадовільного ресурсу роботи підшипника проводиться перерахунок потрібної динамічної вантажопідйомності і вибір підшипника по каталогу.

Питання до захисту лабораторної роботи

1. Призначення підшипників.
2. Класифікація підшипників.
3. Як розшифровується умовне позначення підшипників?
4. Особливості конструкції підшипників ковзання.
5. Конструкція підшипників кочення.
6. Основні критерії розрахунку підшипників.
7. Особливості розрахунку за статичною вантажопідйомністю.
8. Яким чином та в яких одиницях вимірювання визначається ресурс роботи підшипників?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 12

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВАНТАЖНОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛІВ І З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ З ВАЛОМ

Мета роботи: Вивчити конструкцію валів. Визначити функціональне призначення ділянок валу. Визначити вантажну здатність вала з розрахунку на кручення. Визначити вантажну здатність з'єднань деталей, що обертаються з валом.

Методичні рекомендації до виконання роботи

Вали призначені для утримання деталей, що обертаються і передачі крутильного моменту. За конструкцією вали приводів машин поділяють на прямі гладкі (трансмісійні) (рис. 12.1), ступінчаті (рис. 12.2), колінчаті (рис. 12.3) і гнучкі (рис. 12.4). Опорні частини валів називаються *цапфами*, кінцеві цапфи називаються *шипками*, проміжні цапфи – *шійками*.

Для передачі крутильного моменту від вала до насаджених на них деталей (зубчасті колеса, шків) застосовують шпонкові та шліцьові з'єднання або посадки з гарантованим натягом (рис. 12.5, в). Осьова фіксація насаджених деталей здійснюється за рахунок упорних кільцевих виступів – буртиків, на кінцівках посадочних ділянок; розпірних втулок; шляхом застосування клинових шпонок (рис. 12.5, г).

Попередній розрахунок валів проводять з розрахунку на кручення по заниженим допустимим напруженням, в зв'язку з відсутністю врахування дії згинального моменту. Граничне значення допустимих напружень при крученні для вуглецевих та легованих сталей становить $[\tau] = 10 \div 20$ МПа.

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]. \quad (12.1)$$

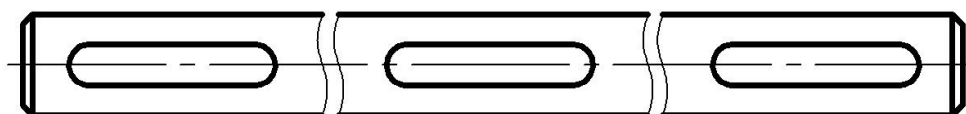


Рисунок 12.1 – Приклад гладкого (трансмісійного) валу

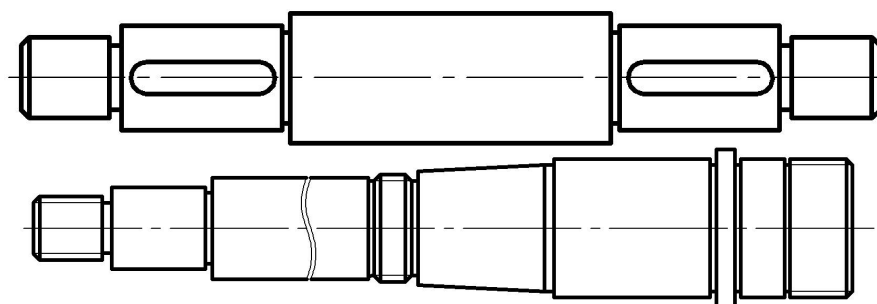


Рисунок 12.2 – Приклад ступінчастих валів

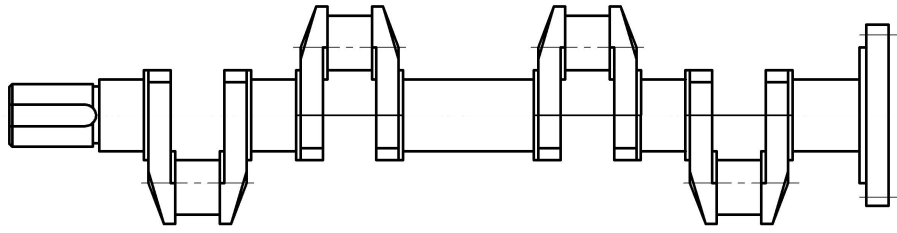


Рисунок 12.3 – Схема колінчатого валу

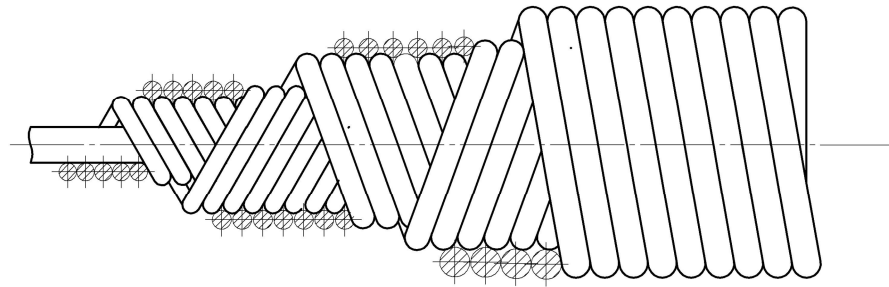


Рисунок 12.4 – Схема гнучкого валу

Уточнений розрахунок валів виконується після розробки розрахункової схеми вала по еквівалентним напруженням в перерізі, де діють згин та кручення, по 3-й теорії міцності:

$$\sigma_{ек} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma], \quad (12.2)$$

де $\sigma_{32} = \frac{|M_{зг тах}|}{W_y}$ – напруження згину в обраному перерізі, МПа;

$$W_y = \frac{\pi d^3}{32} \text{ – момент опору перерізу, м}^3.$$

Шпонкові з'єднання з призматичною шпонкою, після вибору перерізу шпонки, розраховують по напруженням зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} \leq [\sigma_{зм}]$$

та по напруженням зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A_{зр}} \leq [\tau_{зр}],$$

де F – сила, що діє на шпонку, визначається з умови передачі крутильного моменту (рис. 9.6, б): $F = \frac{2T}{d_B}$, Н; $A_{зм}$ – площа зминання, $A_{зм} = \frac{h}{2} \cdot l_p$;

$l_p = l_{ун} - 2r = l_{ун} - b_{ун}$; h – висота шпонки; l_p – розрахункова довжина шпонки (рис. 9.6, б); $l_{ун}$ – довжина шпонки; $b_{ун}$ – ширина шпонки; r –

радіус закруглень торців шпонки, $r = \frac{b_{шпн}}{2}$; $A_{зр}$ – площа зрізу шпонки, $A_{зр} = b_{шпн} \cdot l_{шпн}$.

Шліцьове з'єднання перевіряється по напруженням зминання (рис. 12.7). При цьому замість діаметра вала беруть середній діаметр шліцьового з'єднання $d_{cp} = \frac{D+d}{2}$.

Тоді площа зминання для шліцьового з'єднання обчислюється по формулі:

$$A = \frac{D+d}{2} \cdot l_M \cdot Z \cdot \psi, \quad (12.3)$$

де l_M – довжина маточини зубчастого колеса, з'єданого з валом; Z – число зубців шліцьового з'єднання; ψ - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями, $\psi = 0,75$. Допустимі напруження для сталевих шпонок та шліців приймають $[\sigma_{зм}] = 100$ МПа, $[\tau_{зм}] = 60$ МПа.

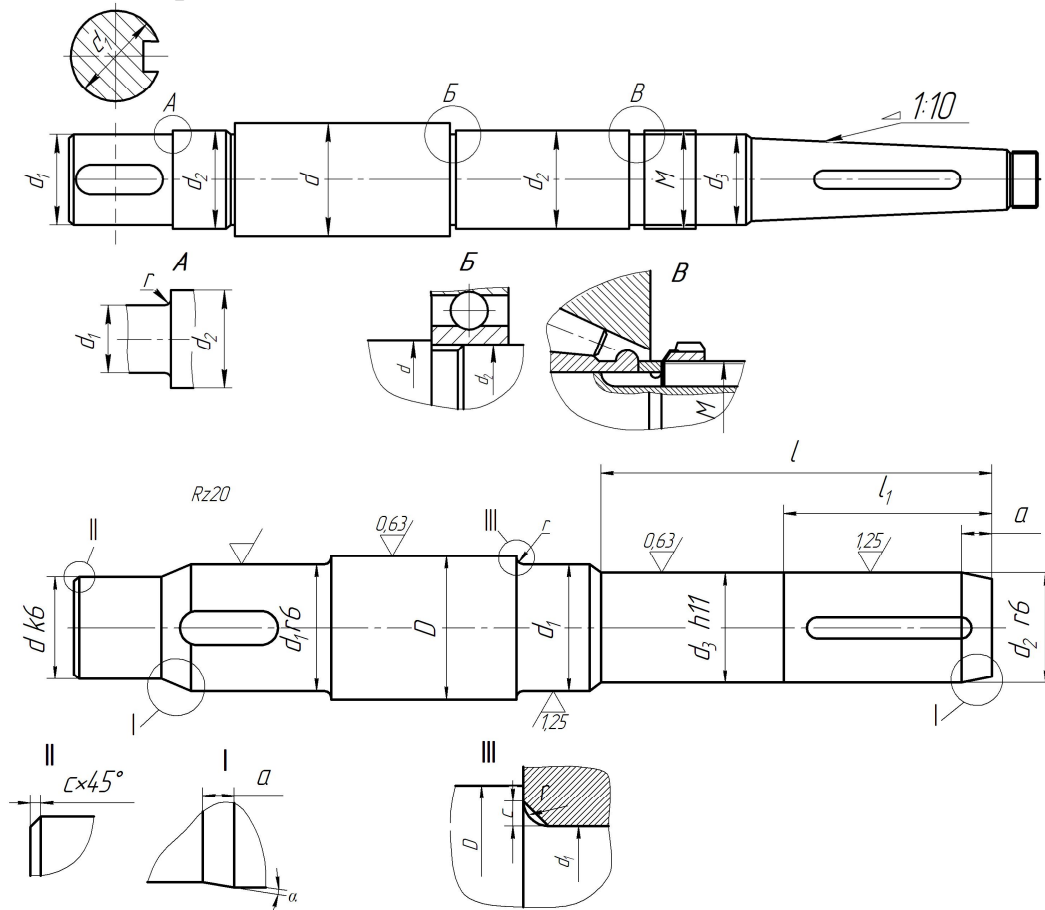
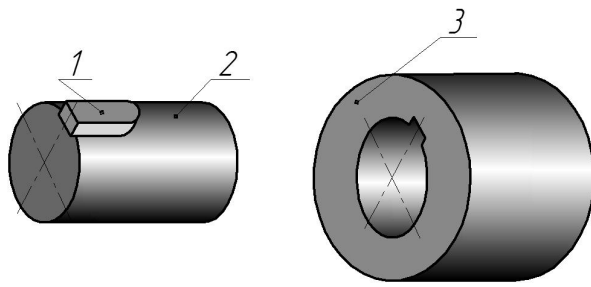
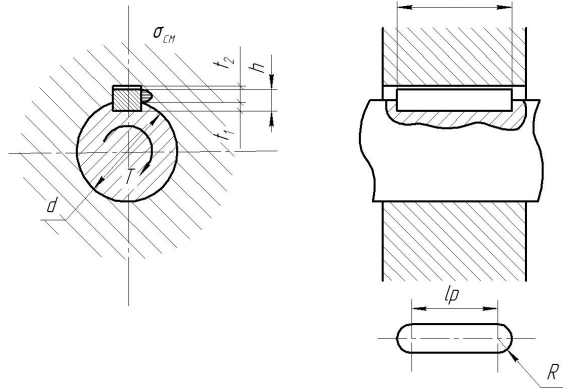


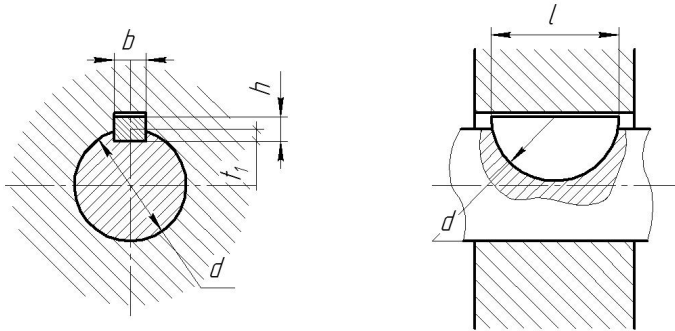
Рисунок 12.5 – Конструкції валів



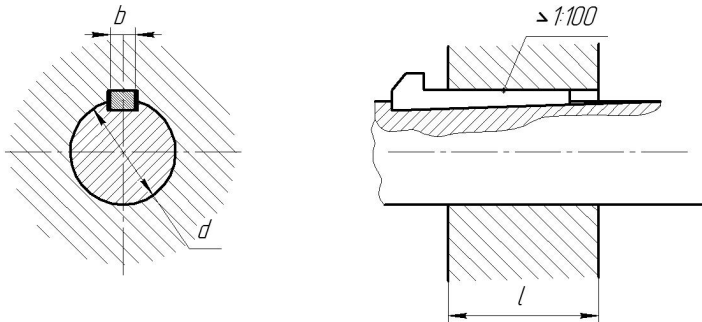
а) з'єднання з призматичною шпонкою



б) з'єднання з призматичною шпонкою



в) з'єднання з сегментною шпонкою



г) з'єднання з клинвою шпонкою

Рисунок 12.6 – Типи шпонкових з'єднань

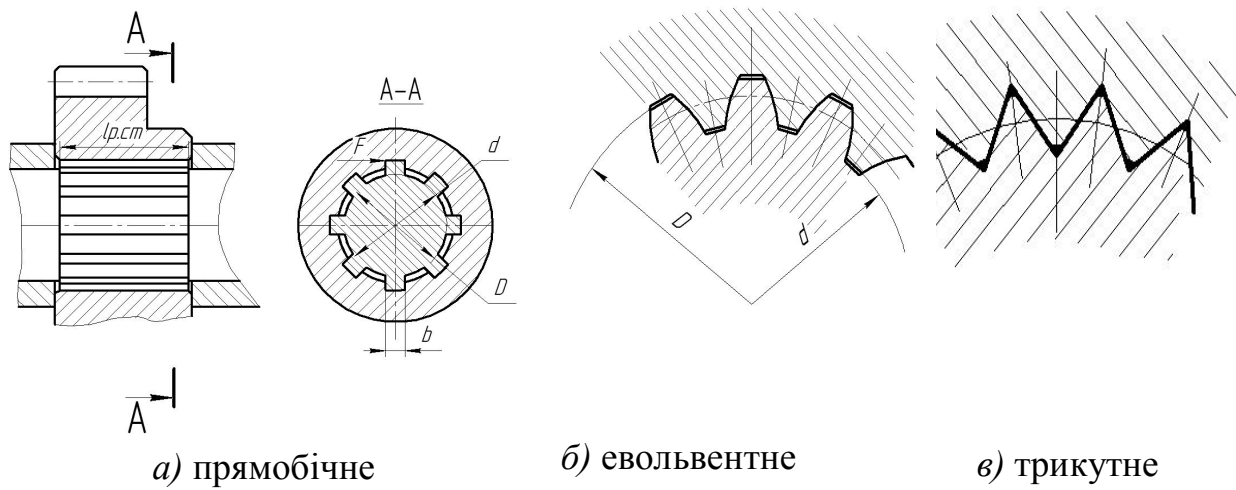


Рисунок 12.7 – Типи шліцьових з'єднань

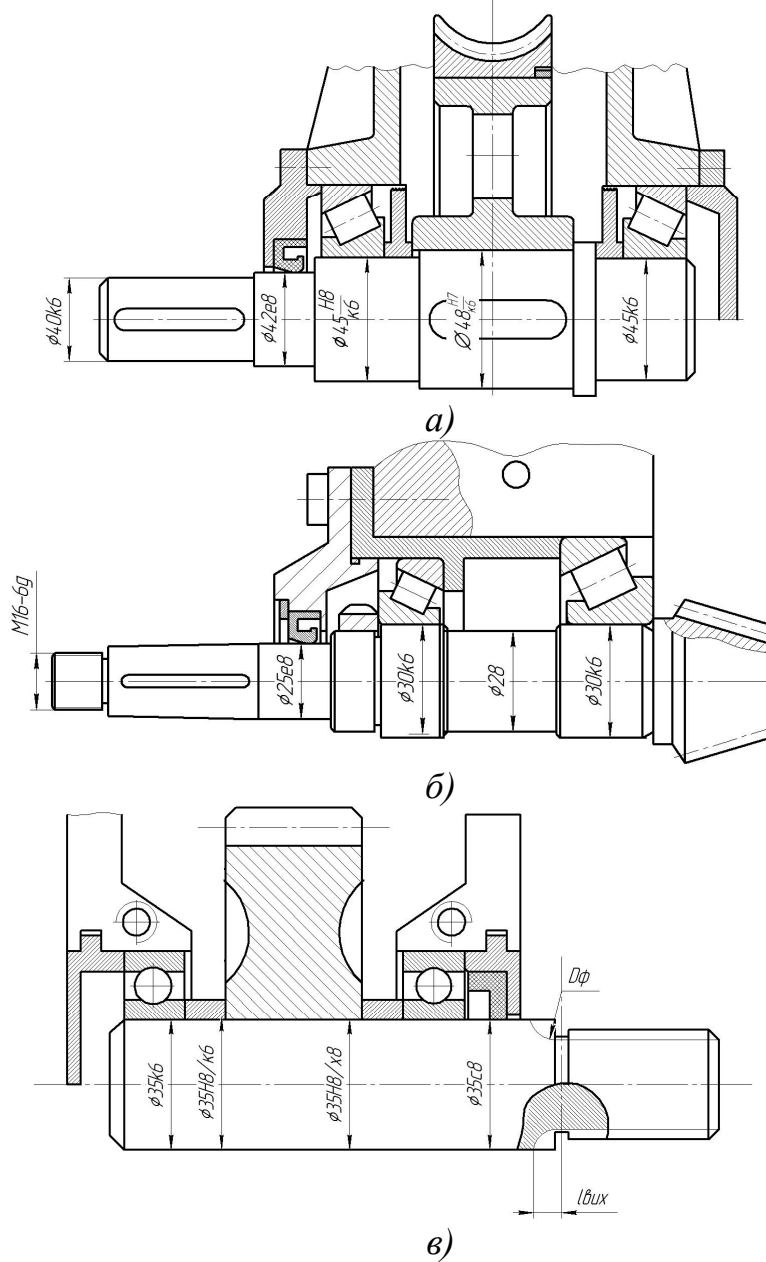


Рисунок 12.8 – Функціональне призначення ділянок валів

Завдання до виконання роботи

1. Викреслити ескіз вала з простановкою усіх діаметральних та лінійних розмірів (див. рис. 12.9).
 2. По таблицям СТ СЕВ 189-75 і ГОСТ 8794-68 визначають розміри шпонок, для шліцьового з'єднання розміри визначають по таблицям СТ СЕВ 188-75 і ГОСТ 6063-51.
 3. Визначають функціональне призначення ділянок вала.
 4. Визначають крутильний момент, що передається валом з умови розрахунку на кручення.
 5. Провести перевірочний розрахунок вала на згин з крученням по еквівалентним напруженням.
 6. Визначити вантажну здатність з'єднань насаджених на вал деталей, що обертаються.
- Зробити висновок про можливу вантажну здатність вузла вала.

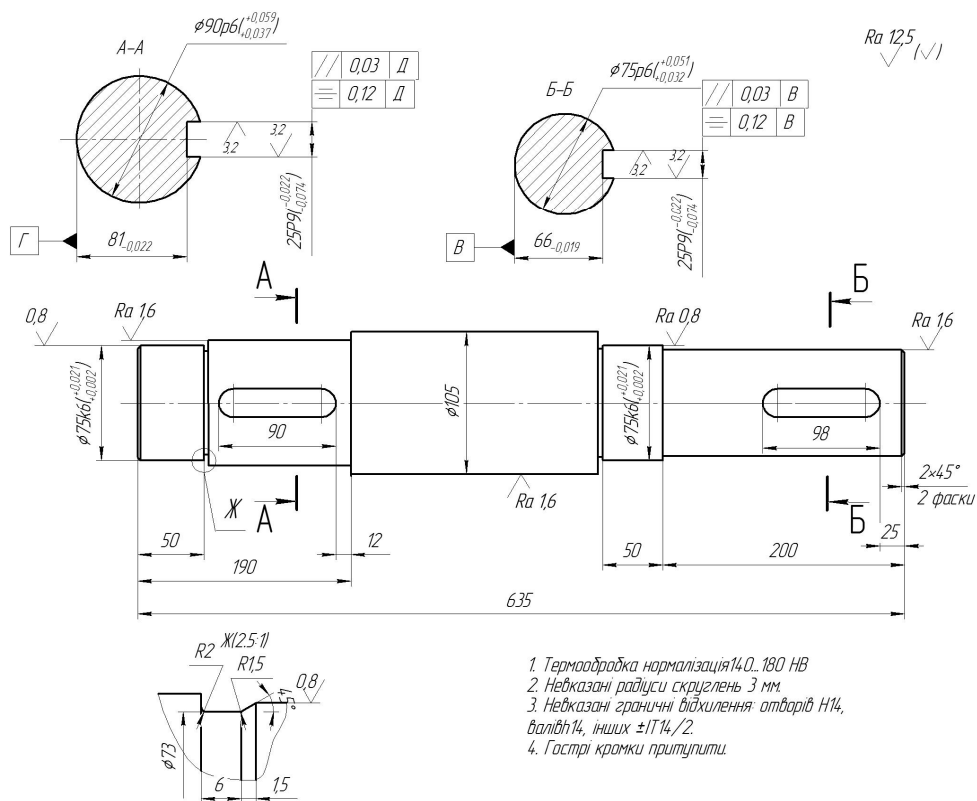


Рисунок 12.9 – Ескіз вала

Зміст звіту

1. Ескіз вала з розмірами.
2. Розрахунок навантаженості вала і з'єднань.
3. Висновок про допустиму навантаженість вузла вала.

Питання до захисту лабораторних робіт

1. Призначення валів?
2. Які існують типи валів у залежності від призначення?
2. Критерії навантаження вала?
3. Функціональне призначення ділянок вала?
4. Рівняння міцності вала з розрахунку на кручення.
5. Способи з'єднання деталей, які обертаються?
6. Критерій навантаження шпонкових і шліцьових з'єднань?

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

Самостійна робота студента є невід'ємною складовою навчального процесу, до якого входить також підготовка до лабораторних занять. У зв'язку з цим пропонується наступна послідовність підготовки до лабораторних занять з використанням наданого методичного посібника:

1. Самостійно проробити теоретичний матеріал з певної теми лабораторного заняття.

2. Якість засвоєння теоретичного матеріалу перевірити за питаннями до самоконтролю, які надаються наприкінці кожної лабораторної роботи.

3. Проаналізувати запропоновану послідовність виконання роботи та приклади можливих розрахунків.

Виконана лабораторна робота підлягає обов'язковому захисту.

В загальному випадку звіт по лабораторній роботі повинен містити наступні відомості:

- тему та мету лабораторної роботи;
- дослідження заданої схеми з обґрунтуванням всіх прийнятих рішень та посиланнями на літературні джерела, потрібні рисунки;
- висновки по роботі.

Оформлення звітів по лабораторним роботам виконувати відповідно вимогам Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) і ГОСТ 7.32-81.

ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ ТА ОФОРМЛЕННЯ ЗВІТУ

Перед виконанням лабораторних робіт кожен студент повинен ознайомитись з інструкцією з техніки безпеки при роботі на обладнанні лабораторії та строго виконувати цю інструкцію.

Звіт за виконану лабораторну роботу оформлюється кожним студентом та захищається перед виконанням наступної роботи.

Звіт по виконанню кожної лабораторної роботи повинен містити:

- назву роботи;
- дані щодо варіанту;
- схему та дані завдання;
- короткий опис використаних способів розрахунку;
- результати розрахунків та обчислень;
- таблицю отриманих результатів;
- висновки.

4. ПРИКЛАДИ ТЕСТОВИХ ЗАВДАНЬ

1. Розрахунок, сутність якого полягає у визначенні розмірів створюваної конструкції, при відомих виді, розподілу та значеннях навантажень та механічних властивостей матеріалів, це:

- а) проектний розрахунок;
- б) перевірочний розрахунок;
- в) розрахунок допустимого навантаження;
- г) розрахунок запасу міцності.

2. Ланка СВ механізму, зображеного на рис. 1, називається:

- а) кривошип;
- б) шатун;
- в) повзун;
- г) коромисло.

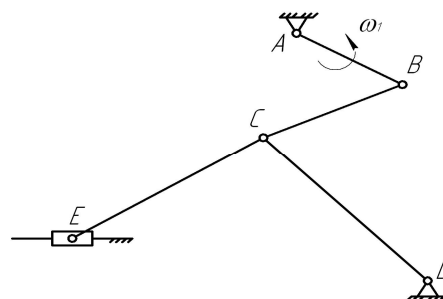


Рисунок 1

3. У точці С механізму, зображеного на рис. 1 утворено:

- а) 1 кінематичну пару;
- б) 2 кінематичні пари;
- в) 3 кінематичні пари;
- г) 4 кінематичні пари.

4. Формула визначення діаметра кола виступів (рис.2) має наступний вигляд:

- а) $d_a = d + 2h_a$;
- б) $d_a = m(z + 2,5)$;
- в) $d_a = m(z - 2,5)$;
- г) $d = mz$.

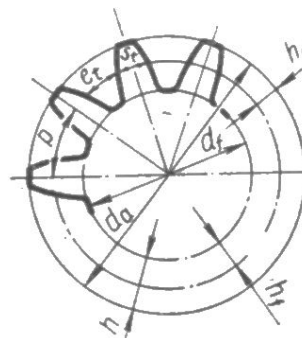


Рисунок 2

5. Вкажіть вираз, який містить помилку при визначенні сил, які діють на зуб прямозубої шестерні:

- а) $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$;
- б) $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha$;
- в) $F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{Cos} \alpha}$;
- г) $F_{t1} = \frac{2T_2}{u d_1}$.

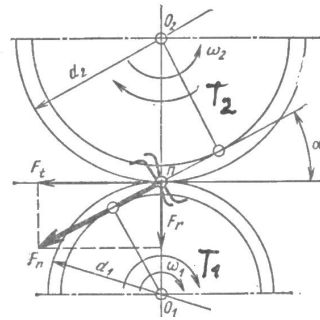


Рисунок 3

6. Формула розрахунку $\sigma_{H2} = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{au} \sqrt{\frac{T_2 10^3 K_H (u \pm 1)^3}{2b_2}} \leq [\sigma_{H2}] \epsilon$:

- а) формулою перевірного розрахунку циліндричних зубчастих коліс на контактну міцність;
- б) формулою проектного розрахунку циліндричних зубчастих коліс на міцність при вигині;
- в) формулою перевірного розрахунку циліндричних зубчастих коліс на міцність при вигині;
- д) формулою проектного розрахунку циліндричних зубчастих коліс на контактну міцність.

7. Вали призначені для:

- а) з'єднання деталей;
- б) підтримки розташованих на них деталей та передачі обертового моменту;
- в) виключно для підтримки розташованих на них деталей;
- г) виключно для передачі обертового моменту.

8. Формула визначення сумарного коефіцієнту запасу витривалості при розрахунку вала:

- а) $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{(n_\sigma)^2 + (n_\tau)^2}}$;
- б) $n_\tau = \frac{\tau_{-1} \epsilon_M}{\tau_{\max} K_\tau}$;
- в) $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \epsilon_M}{\sigma_{\max} K_\sigma}$;
- г) $d_{\text{BK}} = 3 \sqrt{\frac{T_K}{0,2[\tau]_K}}$.

9. На рис.4 під № 2 зображено:

- а) підшипник кочення;
- б) підшипник ковзання;
- в) колесо зубчасте;
- г) муфта зубчаста.

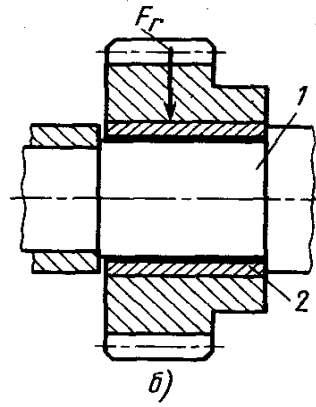


Рисунок 4

10. На рис 5. зображено:

- а) з'єднання зубчасте прямозубе;
- б) з'єднання зубчасте евольвентне;
- в) з'єднання призматичною шпонкою;
- г) з'єднання сегментною шпонкою.

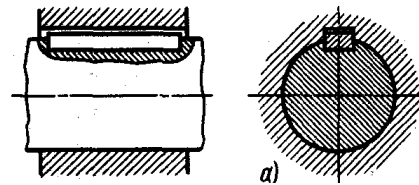


Рисунок 5

11. На рис. 6 під номером 4 зображено:

- а) електродвигун;
- б) муфта;
- в) конвеєр;
- г) редуктор.

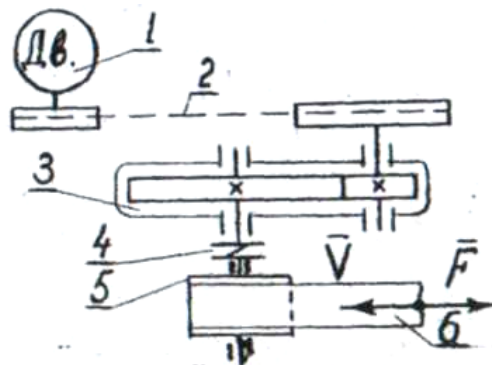


Рисунок 6

12. Як змінюється колова швидкість вихідного вала редуктора у порівнянні з вхідним?

- а) вихідний вал редуктора не обертається;
- б) збільшується;
- в) не змінюється;
- г) зменшується.

13. Чому дорівнює значення внутрішнього діаметра (d) підшипника №7205:

- а) 60 мм;
- б) 55 мм;
- в) 25 мм;
- г) 20 мм.

14. На рис.7 зображено:

- а) циліндрична внутрішня зубчаста передача;
- б) конічна косозуба передача;
- в) циліндрична зовнішня передача;
- г) черв'ячна передача.

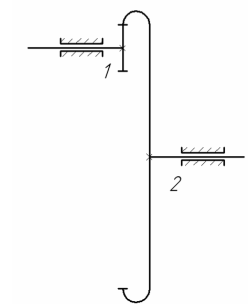


Рисунок 7

15. Передаточне відношення механічного приводу, зображеного на рис. 8 (якщо $Z_1 = 24$; $Z_2 = 72$; $Z_3 = 20$; $Z_4 = 80$) дорівнює:

- а) 12;
- б) 48;
- в) 0,004;
- г) 5,5.

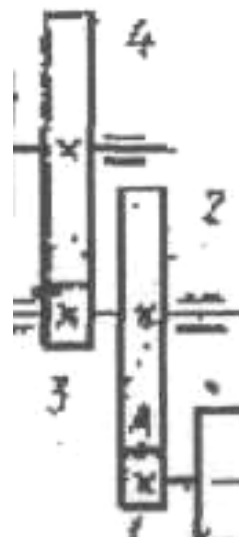


Рисунок 8

16. На рис. 9 зображено:

- а) зубчаста муфта;
- б) втулкова муфта;
- в) фланцева муфта;
- г) втулково-пальцеві муфти.

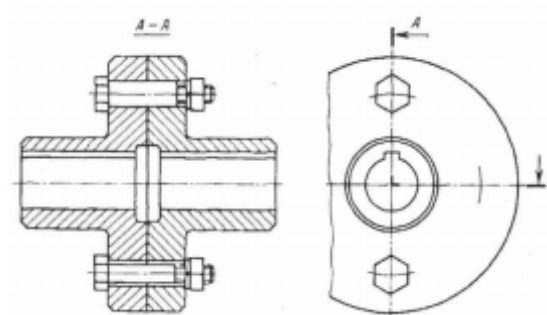


Рисунок 9

5. ПРИКЛАД КОМПЛЕКСНОЇ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ
 НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКИЙ КОЛЕГІУМ»
 ІМЕНІ Т. Г. ШЕВЧЕНКО

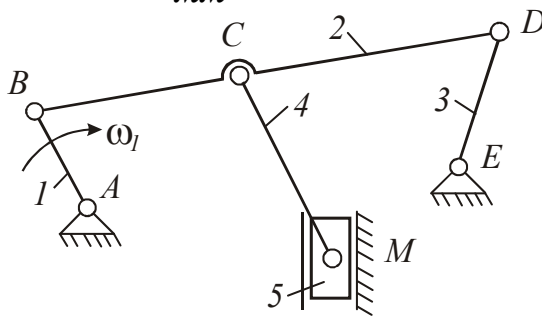
КОМПЛЕКСНА КОНТРОЛЬНА РОБОТА

з дисципліни Технічна механіка

Шифр і назва напряму підготовки 014.10 Середня освіта. Трудове навчання та технології (Автосправа; графічний дизайн); 015.20 Професійна освіта (Транспорт); 015.21 Професійна освіта (Харчові технології)

1. ЗАДАЧА 1 (40 балів). Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів способом побудови планів швидкостей.

$$\mu_l = 0,01 \frac{м}{мм}$$



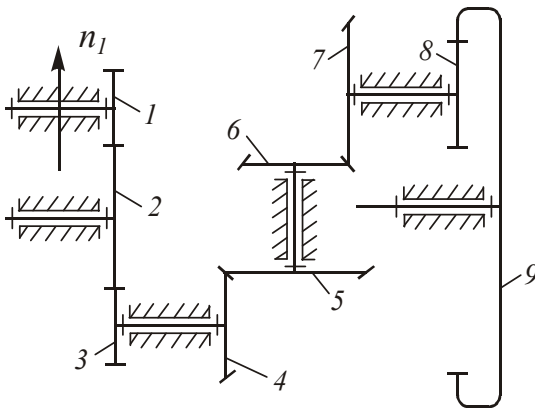
Способом планів швидкостей визначити в заданому положенні механізму швидкість вказаної точки, величини й напрямку кутових швидкостей вказаних ланок при

$$\omega_1 = 10 \text{ с}^{-1}, \mu_l = 0,01 \frac{м}{мм}.$$

Визначити $\bar{V}_M = ?$

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

ЗАДАЧА 2 (40 балів). Кінематичний аналіз багатоступневих рядових зубчастих механізмів.



$$z_1 = 17$$

$$z_2 = 20$$

$$z_3 = 51$$

$$z_4 = 25$$

$$z_5 = 50$$

$$z_6 = 20$$

$$z_7 = 40$$

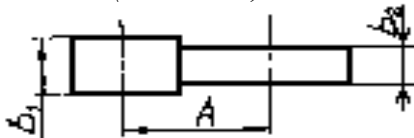
$$z_8 = 15$$

$$z_9 = 60$$

Визначити величини й напрямку частот обертання вала 5-го колеса й вихідного вала 9 зубчастого механізму, якщо частота обертання вхідного вала $n_1 = 1000 \frac{об}{мин}$ (напрямок обертання коліс покажіть по правилу стрілок).

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

ЗАДАЧА 3. (20 балів). Механічні передачі



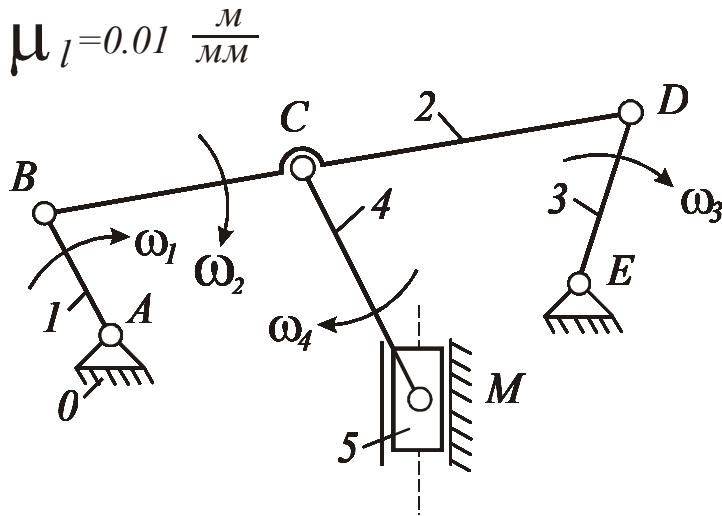
Визначити ширину шестерні b_1 і колеса b_2 зубчастої передачі з міжосьовою відстанню $a_w = 250 \text{ мм}$, передавальним відношенням $u = 4$ і коефіцієнтом відносної ширини коліс $\psi = 1$.

Завідувач кафедри ЗНТД

В. С. Люлька

ПРИКЛАД РІШЕННЯ КОМПЛЕКСНОЇ КОНТРОЛЬНОЇ РОБОТИ

ЗАДАЧА 1 (40 балів). Кінематичний аналіз плоских важільних механізмів способом побудови планів швидкостей



Способом планів швидкостей визначити в заданому положенні механізму швидкість вказаної точки, величини й напрямку кутових швидкостей вказаних ланок при $\omega_1 = 10 \text{ c}^{-1}$,

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

Визначити $\overline{V}_M = ?$

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

Розв'язок

Кінематичний аналіз плоского важільного механізму виконаємо методом планів швидкостей.

Виходячи з того, що схема в завданні зображена в масштабі $M 1:10$ ($\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$), визначимо дійсні розміри ланок:

$$l_{AB} = (AB) \cdot \mu_l = 20 \cdot 0,01 = 0,20 \text{ м};$$

$$l_{BD} = (BD) \cdot \mu_l = 80 \cdot 0,01 = 0,80 \text{ м};$$

$$l_{BC} = (BC) \cdot \mu_l = 35 \cdot 0,01 = 0,35 \text{ м};$$

$$l_{DE} = (DE) \cdot \mu_l = 25 \cdot 0,01 = 0,25 \text{ м};$$

$$l_{CM} = (CM) \cdot \mu_l = 35 \cdot 0,01 = 0,35 \text{ м}.$$

Визначимо швидкість кінця кривошипа: $V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 10 \cdot 0,20 = 2,0 \text{ м/с}$,

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

Вектор швидкості кінця кривошипа (точки B) спрямований перпендикулярно осі кривошипа в сторону його обертання, тобто. $\overline{V}_B = \overline{pb} \perp AB$.

При довжині відрізка $(pb) = 60 \text{ мм}$, масштабний коефіцієнт плану швидкостей дорівнює:

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

Швидкість точки D визначимо, вирішивши графічно векторне рівняння:

$$\overline{V}_D \perp DE = \overline{V}_B \perp AB + \overline{V}_{DB} \perp DB.$$

Розв'язок

Визначимо передавальне відношення багатоступеневого рядового зубчастого механізму U_{1-9} , як добуток передавальних відношень його окремих ступенів. При цьому не будемо враховувати знаки цих передавальних відношень (так як в даному механізмі є ступені з конічними колесами, то, як наслідок, знаки втрачають сенс), а напрямок обертання всіх коліс визначимо по правилу стрілок.

По визначенню передавального 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:

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

Аналогічно визначимо передавальне 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:

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

Напрямки обертання коліс показані на схемі механізму прямими стрілками.

Визначимо міжосьову відстань a_{w1-2} для циліндричної ступені зовнішнього зачеплення:

$$a_{w1-2} = r_{w1} + r_{w2} = r_1 + r_2 = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = \frac{4 \cdot 17}{2} + \frac{4 \cdot 20}{2} = 74 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань a_{w8-9} для циліндричної ступені внутрішнього зачеплення:

$$a_{w8-9} = r_{w9} - r_{w8} = r_9 - r_8 = \frac{mz_9}{2} - \frac{mz_8}{2} = \frac{4 \cdot 60}{2} - \frac{4 \cdot 15}{2} = 90 \text{ мм.}$$

Рухомість зубчастого механізму визначимо за формулою Чебишева:

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

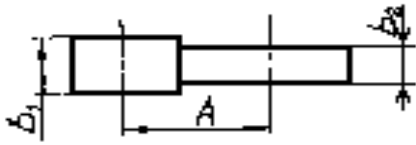
де $n=6$ – кількість рухомих ланок;

$p_5=6$ – кількість кінематичних пар V-го класу;

$p_4=5$ – кількість кінематичних IV-го класу.

Відповідь: $n_9 = 20,83$ об/хв.; $n_5 = 166,7$ об/хв.; $a_{wI-2} = 74$ мм;
 $a_{w8-9} = 90$ мм; $W = 1$.

ЗАДАЧА 3. (20 балів). Механічні передачі



Визначити ширину шестерні b_1 і колеса b_2 зубчастої передачі з міжосьовою відстанню $a_w = 250$ мм, передавальним відношенням $u = 4$ і коефіцієнтом відносної ширини коліс $\psi = 1$.

Розв'язок

Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot z_1 (1 + u),$$

де $m \cdot z_1 = d_1$ – діаметр ділительного кола шестерні, тобто:

$$d_1 = 2 \cdot a_w / (1 + u) = 2 \cdot 250 / (1 + 4) = 100 \text{ мм.}$$

Ширина колеса $b_2 = \psi \cdot d_1 = 1 \cdot 100 = 100$ мм. Ширина шестерні b_1 більше ширини колеса на 5 мм, тоді:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 105 \text{ мм.}$$

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Иоселевич Г. Б., Лебедев П. А., Стреляев В. С. Прикладная механика / Г. Б. Иоселевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев - М.: Машиностроение - 1985. – 560 с.
2. Ковалев Н. А. Прикладная механика./ Н. А. Ковалев – М.: Высш. Школа – 1982. – 400 с.
3. Прикладная механика / Под ред. К. М. Заблонского. – М.: Машиностроение - 1979. – 280 с.
4. Прикладная механика / Под ред. В. М. Осецкого. – М.: Машиностроение – 1977. – 488 с.
5. Мовнин М. С. Руководство к решению задач по технической механике. / М. С. Мовнин. – М.: Высш. Шк. - 1977. – 400 с.
6. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин. / И. И. Артоболовский. – М.: Наука – 1998. – 640 с.
7. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. / Я. Т. Кіницький. – К.: Наукова думка – 2001. – 660 с.
8. Теория механизмов и машин / Под ред. Фролова К. В. – М.: Высш. Шк.. – 1987 – 496 с.
9. Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щекин Б. М. Теория механизмов и машин / К. И. Заблонский, И. М. Белоконев, Б. М. Щекин – К.: Вища шк. – 1989. – 376 с.
10. Кіницький Я. Т. Практикум із терії механізмів і машин. / Я. Т. Кіницький. – Львів.: «Афіша» - 2002 – 453 с.
11. П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. Детали машин. Курсовое проектирование. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. – 1984. – 444 с.
12. Павлицев В. Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. / В. Т. Павищев. – 2-е вид. перероб. – Львів: Афіна. – 2003. – 560 с.
13. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. – 1989. – 496 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця А1 – Значення допустимих напружень деяких конструкційних матеріалів

| Матеріал | Твердість, НВ | Допустимі напруження, МПа | |
|--|---------------|---------------------------|-------|
| | | розтяг | стиск |
| Чавун | 170 – 240 | 14 | 50 |
| Низьковуглецева сталь марки Ст3 | 150 – 170 | 160 | 160 |
| Вуглецева якісна марки сталь 45 | 160 – 190 | 200 | 200 |
| Конструкційна легована сталь марки 40Х | 265 – 315 | 300 | 300 |
| Мідь | 3,5 | 80 | 80 |
| Латунь | 55 – 150 | 100 | 100 |
| Бронза | 66 – 200 | 80 | 100 |
| Дюралюміній | 45 – 113 | 125 | 125 |

Таблиця А2 – Значення модуля пружності деяких конструкційних матеріалів

| Матеріал | Модуль пружності E , МПа | Модуль зсуву G , МПа |
|------------------------------------|-------------------------------------|------------------------|
| Сталь | $2 \cdot 10^5 - 2,2 \cdot 10^5$ | $0,81 \cdot 10^5$ |
| Чавун | $1,15 \cdot 10^5 - 1,6 \cdot 10^5$ | $0,45 \cdot 10^5$ |
| Мідь та її сплави (латунь, бронза) | $1,0 \cdot 10^5$ | $0,25 \cdot 10^5$ |
| Дюралюміній | $0,7 \cdot 10^5 - 0,99 \cdot 10^5$ | $0,27 \cdot 10^5$ |
| Склопластик | $1 \cdot 10^4$ | $0,22 \cdot 10^5$ |
| Деревина: вздовж волокон | $0,11 \cdot 10^5$ | $0,006 \cdot 10^5$ |
| поперек волокон | $0,05 \cdot 10^5 - 0,14 \cdot 10^5$ | - |
| Бетон | 0,03 | - |

ДОДАТОК Б

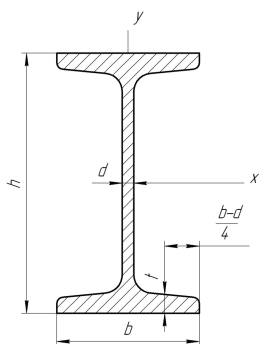
Таблиця Б1 – Нормальні лінійні розміри по СТ СЭВ 514-77 (витяг лінійних розмірів з стандарту в інтервалі від 10 до 950мм)

| Ряд | | | | | | | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Ra5 | Ra1 | Ra2 | Ra4 | Ra5 | Ra1 | Ra2 | Ra4 | Ra5 | Ra1 | Ra2 | Ra4 | Ra5 | Ra1 | Ra2 | Ra4 |
| 10 | 10 | 10 | 10 | 25 | 25 | 25 | 25 | 63 | 63 | 63 | 63 | 160 | 160 | 160 | 160 |
| | | | 10.5 | | | | 26 | | | | 67 | | | | 170 |
| | | 11 | 11 | | | 28 | 28 | | | 71 | 71 | | | 180 | 180 |
| | | | 11.5 | | | | 30 | | | | 75 | | | | 190 |
| | 12 | 12 | 12 | | 32 | 32 | 32 | | 80 | 80 | 80 | | 200 | 200 | 200 |
| | | | 13 | | | | 34 | | | | 85 | | | | 210 |
| | | 14 | 14 | | | 36 | 36 | | | 90 | 90 | | | 220 | 220 |
| | | | 15 | | | | 38 | | | | 95 | | | | 240 |
| 16 | 16 | 16 | 16 | 40 | 40 | 40 | 40 | 100 | 100 | 100 | 100 | 250 | 250 | 250 | 250 |
| | | | 17 | | | | 42 | | | | 105 | | | | 260 |
| | | 18 | 18 | | | 45 | 45 | | | 110 | 110 | | | 280 | 280 |
| | | | 19 | | | | 48 | | | | 120 | | | | 300 |
| | 20 | 20 | 20 | | 50 | 50 | 50 | | 125 | 125 | 125 | | 320 | 320 | 320 |
| | | | 21 | | | 56 | 56 | | | | 130 | | | | 340 |
| | | 22 | 22 | | | | 60 | | | | 140 | | | 360 | 360 |
| | | 24 | 24 | | | | | | | | 150 | | | | 380 |

Примітка: Ряд Ra 5 слід ряду Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 і т.д. Значення нормальних лінійних розмірів по ряду Ra40 при $l > 380$ мм: 400; 420; 450; 480; 500; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 950; 950мм

ДОДАТОК В

Таблиця В1 - Сталь гарячекатана. Балки двотаврові (ГОСТ8239 – 72)



Позначення:

- h – висота балки;
- b – ширина балки;
- d – товщина стінки;
- t – середня товщина полки;
- J_x – момент інерції
- W_x – момент опору
- S_x – статичний момент площі напівперерізу;
- i_x – радіус інерції.

| Номер профілю | Маса 1 п.м., кг | Розміри, мм | | | | Площа перерізу, см ² | Довідникові величини для осей | | | | | | |
|---------------|--------------------------|-------------|-----|------|------|---------------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|------------|--------------------------------|----------------------------|--------------------------------|---------------|
| | | h | b | d | t | | x – x | | | | y – y | | |
| | | | | | | | J_x , см ⁴ | W_{x_2} , см ³ | i_x , см | S_{x_2} , см ³ | J_y , см ⁴ | W_{y_2} , см ³ | i_y , см |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 10 | 9,46 | 100 | 55 | 4,5 | 7,2 | 12,0 | 198 | 39,7 | 4,06 | 23,0 | 17,9 | 6,49 | 1,22 |
| 12 | 11,5 | 120 | 64 | 4,8 | 7,3 | 14,7 | 35 | 58,4 | 4,88 | 33,7 | 27,9 | 8,72 | 1,38 |
| 14 | 13,7 | 140 | 73 | 4,9 | 7,5 | 17,4 | 0572 | 81,7 | 5,73 | 46,5 | 41,9 | 11,5 | 1,55 |
| 16 | 15,9 | 160 | 81 | 5,0 | 7,8 | 20,2 | 873 | 109,0 | 6,57 | 62,3 | 58,6 | 14,5 | 1,7 |
| 18 | 18,4 | 180 | 90 | 5,1 | 8,1 | 23,4 | 1290 | 143,0 | 7,42 | 81,4 | 82,6 | 18,4 | 1,88 |
| 18a | 19,9 | 180 | 100 | 5,1 | 8,3 | 25,4 | 1430 | 159 | 7,51 | 89,5 | 114 | 22,8 | 2,12 |
| 20 | 21 | 200 | 100 | 5,2 | 8,4 | 26,8 | 1840 | 184 | 8,28 | 104 | 115 | 23,1 | 2,07 |
| 20a | 22,7 | 200 | 110 | 5,2 | 8,6 | 28,9 | 2030 | 203 | 8,37 | 114 | 155 | 28,2 | 2,32 |
| 22 | 24 | 220 | 110 | 5,4 | 8,7 | 30,6 | 2550 | 232 | 9,13 | 131 | 157 | 25,6 | 2,27 |
| 22a | 25,8 | 220 | 120 | 5,4 | 8,9 | 32,8 | 2790 | 254 | 9,22 | 143 | 106 | 34,3 | 2,5 |
| 24 | 27,3 | 240 | 115 | 5,6 | 9,5 | 34,8 | 3460 | 289 | 9,97 | 163 | 198 | 34,5 | 2,37 |
| 24a | 29,4 | 240 | 125 | 5,6 | 9,8 | 37,5 | 3800 | 317 | 10,10 | 178 | 260 | 41,6 | 2,63 |
| 27 | 31,5 | 270 | 125 | 6,0 | 9,8 | 40,2 | 5010 | 371 | 11,2 | 210 | 260 | 41,5 | 2,54 |
| 27a | 33,9 | 270 | 135 | 6,0 | 10,2 | 43,2 | 5500 | 407 | 11,3 | 229 | 337 | 50,0 | 2,8 |
| 30 | 36,5 | 300 | 135 | 6,5 | 10,2 | 46,5 | 7080 | 472 | 12,3 | 265 | 337 | 49,9 | 2,69 |
| 30a | 39,2 | 300 | 145 | 6,5 | 10,7 | 49,9 | 7780 | 518 | 12,50 | 292 | 436 | 60,1 | 2,95 |
| 33 | 42,2 | 330 | 140 | 7,0 | 11,2 | 53,8 | 9840 | 597 | 13,5 | 339 | 419 | 59,9 | 3,79 |
| 36 | 48,6 | 360 | 145 | 7,5 | 12,3 | 61,9 | 13380 | 743 | 14,7 | 423 | 516 | 71,1 | 2,89 |
| 40 | 57 | 400 | 155 | 8,3 | 13 | 72,6 | 19062 | 953 | 16,2 | 545 | 667 | 86,1 | 3,03 |
| 45 | 66,5 | 450 | 160 | 9,0 | 14,2 | 84,7 | 27696 | 1231 | 18,1 | 708 | 808 | 101,0 | 3,09 |
| 50 | 78,5 | 500 | 170 | 10 | 15,2 | 100,0 | 39727 | 1589 | 19,9 | 919 | 1043 | 123 | 3,23 |
| 55 | 92,6 | 550 | 180 | 11,0 | 16,5 | 118,0 | 55962 | 2035 | 21,8 | 1118 | 1356 | 151,0 | 3,39 |
| 60 | 108,0 | 600 | 190 | 12,0 | 17,8 | 138,0 | 76806 | 2560 | 23,60 | 1491 | 1725 | 182,0 | 3,54 |

ДОДАТОК Г

Таблиця Г1 – Середні значення коефіцієнта корисної дії механічних передач

| Передача | к.п.д. η | Передача | к.к.д. η |
|--|---|--|----------------------------|
| Закрита зубчата: з циліндричними колесами з конічними колесами Відкрита зубчата передача | 0,97 – 0,98 0,96 – 0,97 0,95 – 0,96 | Ланцюгова: Закрита Відкрита | 0,95 – 0,97 0,9 – 0,95 |
| Закрита черв'ячна при числі заходів черв'яка: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$ | 0,70 – 0,75 0,8 – 0,85 0,8 – 0,95 | Пасова: з плоским пасом з клиновим і поліклиновим пасом | 0,96 – 0,98 0,95 – 0,97 |
| Примітка: | | | |
| 1. Витрати на тертя в підшипниках оцінюються множителем $\eta_0 = 0,99 - 0,995$ на обидві опори вала. | | | |
| 2. В приводах з паралельними передачами значення ККД враховують один раз. | | | |
| 3. В механізмах кранів витрати на тертя враховується в блоках і в канатах: $\eta_6 = 0,96 - 0,98$. | | | |

Таблиця Г2 – Електродвигуни асинхронні серії 4А ГОСТ 19523-81. Технічні характеристики

| Тип двигуна | Номінальна потужність, кВт | Частота обертання ,об/хв. | ККД | $\cos \varphi$ | $\frac{T_n}{T_n}$ | $\frac{T_{\max}}{T_n}$ |
|---|----------------------------------|---------------------------------|------|----------------|-------------------|------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Синхронна частота обертання 3000 об/хв. | | | | | | |
| 4A71B2 | 1,1 | 2810 | 0,78 | 0,87 | 2,0 | 2,2 |
| 4A80B2 | 2,2 | 2850 | 0,83 | 0,87 | 2,1 | 2,6 |
| 4A90L2 | 3,0 | 2840 | 0,84 | 0,88 | 2,1 | 2,5 |
| 4A100S2 | 4,0 | 2880 | 0,86 | 0,89 | 2,0 | 2,5 |
| 4A100L2 | 5,5 | 2880 | 0,88 | 0,92 | 2,0 | 2,5 |
| 4A112M2 | 7,5 | 2900 | 0,88 | 0,88 | 2,0 | 2,8 |
| 4A132M2 | 11,0 | 2900 | 0,88 | 0,90 | 1,7 | 2,8 |
| 4A160S2 | 15,0 | 2940 | 0,88 | 0,91 | 1,4 | 2,2 |
| 4A160M2 | 18,5 | 2940 | 0,88 | 0,92 | 1,4 | 2,2 |
| 4A180S2 | 22,0 | 2940 | 0,88 | 0,91 | 1,4 | 2,5 |
| 4A180M2 | 30,0 | 2945 | 0,90 | 0,95 | 1,4 | 2,5 |
| 4A200 M2 | 37,0 | 2945 | 0,90 | 0,98 | 1,4 | 2,5 |
| 4A200L2 | 45,0 | 2945 | 0,91 | 0,90 | 1,4 | 2,5 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|-------|------|------|------|-----|-----|
| 4A225M2 | 55,0 | 2945 | 0,91 | 0,92 | 1,4 | 2,5 |
| 4A250S2 | 75,0 | 2960 | 0,91 | 0,89 | 1,2 | 2,5 |
| 4A250M2 | 90,0 | 2960 | 0,92 | 0,90 | 1,2 | 2,5 |
| 4A280S2 | 110 | 18,5 | 0,92 | 0,90 | 1,2 | 2,5 |
| Синхронна частота обертання 1500 об/хв. | | | | | | |
| 4A80A4 | 1,1 | 30,0 | 0,75 | 0,81 | 2,0 | 1,6 |
| 4A90L4 | 2,2 | 37,0 | 0,80 | 0,83 | 2,1 | 1,6 |
| 4A100S4 | 3,0 | 45,0 | 0,82 | 0,83 | 2,0 | 1,6 |
| 4A100L2 | 4,0 | 55,0 | 0,84 | 0,84 | 2,0 | 2,2 |
| 4A112M4 | 5,5 | 75,0 | 0,85 | 0,85 | 2,0 | 2,2 |
| 4A132S4 | 7,5 | 90,0 | 0,87 | 0,86 | 2,2 | 2,3 |
| 4A132M4 | 11,0 | 1460 | 0,88 | 0,87 | 2,2 | 2,3 |
| 4A160S4 | 15,0 | 1465 | 0,88 | 0,88 | 1,4 | 2,3 |
| 4A160M4 | 18,5 | 1465 | 0,89 | 0,88 | 1,4 | 2,3 |
| 4A180S4 | 22,0 | 1470 | 0,90 | 0,90 | 1,4 | 2,3 |
| 4A180M4 | 30,0 | 1470 | 0,91 | 0,89 | 1,4 | 2,3 |
| 4A200M4 | 37,0 | 1475 | 0,91 | 0,90 | 1,4 | 2,5 |
| 4A200LA | 45,0 | 1475 | 0,92 | 0,90 | 1,4 | 2,5 |
| 4A225M4 | 55,0 | 1480 | 0,92 | 0,90 | 1,3 | 2,5 |
| 4A250S4 | 75,0 | 1480 | 0,92 | 0,90 | 1,2 | 2,3 |
| 4A250M4 | 90,0 | 1480 | 0,92 | 0,91 | 1,2 | 2,2 |
| 4A280S4 | 110,0 | 1475 | 0,92 | 0,91 | 1,2 | 2,3 |
| Синхронна частота обертання 1000 об/хв. | | | | | | |
| 4A80B6 | 1,1 | 920 | 0,74 | 0,74 | 2,0 | 2,2 |
| 4A90B4 | 2,2 | 950 | 0,81 | 0,75 | 2,0 | 2,2 |
| 4A112MA6 | 3,0 | 955 | 0,81 | 0,76 | 2,0 | 2,5 |
| 4A112MB6 | 4,0 | 950 | 0,82 | 0,81 | 2,0 | 2,5 |
| 4A132S2 | 5,5 | 965 | 0,85 | 0,80 | 2,0 | 2,5 |
| 4A132M6 | 7,5 | 970 | 0,96 | 0,81 | 2,0 | 2,5 |
| 4A160S6 | 11,0 | 975 | 0,86 | 0,86 | 1,2 | 2,0 |
| 4A160M6 | 15,0 | 975 | 0,88 | 0,87 | 1,2 | 2,0 |
| 4A180M6 | 18,5 | 975 | 0,88 | 0,87 | 1,2 | 2,0 |
| 4A200M6 | 22,0 | 975 | 0,90 | 0,90 | 1,3 | 2,4 |
| 4A200L6 | 30,0 | 980 | 0,90 | 0,90 | 1,3 | 2,4 |
| 4A225M6 | 37,0 | 980 | 0,91 | 0,89 | 1,5 | 2,3 |
| 4A250S6 | 45,0 | 985 | 0,92 | 0,89 | 1,2 | 2,1 |
| 4A250M6 | 55,0 | 985 | 0,92 | 0,89 | 1,2 | 2,1 |
| 4A280S6 | 75,0 | 985 | 0,92 | 0,89 | 1,4 | 2,2 |
| 4A280M6 | 90,0 | 985 | 0,92 | 0,89 | 1,4 | 2,2 |
| 4A315S6 | 110,0 | 985 | 0,92 | 0,89 | 1,4 | 2,2 |
| Синхронна частота обертання 750 об/хв | | | | | | |
| 4A90LB8 | 1,1 | 700 | 0,7 | 0,68 | 1,6 | 1,9 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----------|-------|-----|------|------|-----|-----|
| 4A112MA8 | 2,2 | 700 | 0,76 | 0,71 | 1,9 | 2,2 |
| 4A112M8 | 3,0 | 700 | 0,79 | 0,74 | 1,9 | 2,2 |
| 4A132S8 | 4,0 | 720 | 0,83 | 0,70 | 1,9 | 2,6 |
| 4A132M8 | 5,5 | 720 | 0,83 | 0,74 | 1,9 | 2,6 |
| 4A160S8 | 7,5 | 730 | 0,86 | 0,75 | 1,4 | 2,2 |
| 4A160M8 | 11,0 | 730 | 0,87 | 0,75 | 1,4 | 2,2 |
| 4A180M8 | 15,0 | 730 | 0,87 | 0,82 | 1,2 | 2,0 |
| 4A200M8 | 18,5 | 735 | 0,88 | 0,84 | 1,2 | 2,2 |
| 4A200L8 | 22,0 | 730 | 0,86 | 0,84 | 1,2 | 2,0 |
| 4A225M8 | 30,0 | 735 | 0,90 | 0,81 | 1,2 | 2,1 |
| 4A250S8 | 37,0 | 735 | 0,90 | 0,83 | 1,2 | 2,0 |
| 4A250S8 | 45,0 | 740 | 0,91 | 0,84 | 1,2 | 2,0 |
| 4A280S8 | 55,0 | 735 | 0,92 | 0,84 | 1,2 | 2,0 |
| 4A280S8 | 75,0 | 735 | 0,92 | 0,85 | 1,2 | 2,0 |
| 4A315S8 | 90,0 | 740 | 0,93 | 0,85 | 1,2 | 2,3 |
| 4A315M8 | 110,0 | 740 | 0,93 | 0,85 | 1,2 | 2,3 |

Таблиця Г3 – Середні значення передаточних відношень

| Передачі | | <i>и</i> |
|-----------|--------------------------|----------|
| Зубчата: | з циліндричними колесами | 3 – 6 |
| | з конічними колесами | 2 – 4 |
| Черв'ячна | | 8 – 40 |
| Ланцюгова | | 3 – 6 |
| Пасова | | 2 – 4 |

ДОДАТОК Д

КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ККР

Теоретична частина:

Практична частина

Разом: від 0 до 100 балів

ПОРЯДОК ПЕРЕВЕДЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ОЦІНЮВАННЯ НАВЧАЛЬНИХ ДОСЯГНЕНЬ СТУДЕНТІВ ЗА 100-БАЛЬНОЮ ШКАЛОЮ В 5-БАЛЬНУ ТА ECTS

| Критерії оцінювання | Кількість набраних балів | Оцінка за 4-х бальною шкалою | Рівень компетентності | Оцінка за шкалою ECTS | Значення оцінки ECTS |
|--|--------------------------|------------------------------|---------------------------------------|-----------------------|----------------------|
| <i>1</i> | <i>2</i> | <i>3</i> | <i>4</i> | | <i>6</i> |
| Студент виявляє особливі творчі здібності, вміє самостійно здобувати знання, без допомоги викладача знаходить та опрацьовує необхідну інформацію, вміє використовувати набуті знання і вміння для прийняття рішень у нестандартних ситуаціях, переконливо аргументує відповіді, самостійно розкриває власні обдарування і нахили | 90... 100 | 5 | Високий (творчий) | A | відмінно |
| Студент вільно володіє вивченим обсягом матеріалу, застосовує його на практиці, вільно розв'язує вправи і задачі у стандартних ситуаціях, самостійно виправляє допущені помилки, кількість яких незначна | 82...89 | 4 | Достатній (конструктивно-варіативний) | B | дуже добре |
| Студент вміє зіставляти, узагальнювати, систематизувати інформацію під керівництвом викладача; в цілому самостійно застосовувати її на практиці; контролювати власну діяльність; виправляти помилки, серед яких є суттєві, добирати аргументи для підтвердження думок | 74...81 | | | C | добре |

| 1 | 2 | 3 | 4 | | 6 |
|---|---------|---|--------------------------------------|----|--|
| Студент відтворює значну частину теоретичного матеріалу, виявляє знання і розуміння основних положень; з допомогою викладача може аналізувати навчальний матеріал, виправляти помилки, серед яких є значна кількість суттєвих | 64...73 | 3 | Середній (репродуктивний) | D | задовільно |
| Студент володіє навчальним матеріалом на рівні, вищому за початковий, значну частину його відтворює на репродуктивному рівні | 60...63 | | | E | достатно |
| Студент володіє матеріалом на рівні окремих фрагментів, що становлять незначну частину навчального матеріалу | 35...59 | 2 | Низький (рецептивно-продуктивний) | FX | незадовільно з можливістю повторного складання |
| Студент володіє матеріалом на рівні елементарного розпізнання і відтворення окремих фактів, елементів, об'єктів. | 1...34 | | | F | неприйнятно з обов'язковим повторним вивченням |

НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

ЛАППО Ірина Миколаївна

ЛЮЛЬКА Василь Степанович

Навчально-методичний посібник
з дисципліни

**«ТЕХНІЧНА МЕХАНІКА»
ЧАСТИНА 2:
ТЕОРІЯ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ.
ДЕТАЛІ МАШИН**

ДЛЯ ПІДГОТОВКИ БАКАЛАВРІВ
ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ТА ПРОФЕСІЙНОЇ ОСВІТИ

Технічний редактор

О. Клімова

Комп'ютерна верстка
та макетування

І. Латто

*Свідоцтво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
серія КВ № 17500-6250 ПР від 16.11.2010 р.*

Підписано до друку 27.12.2018 р. Формат 60 x 84 1/16.
Папір офсетний. Друк на різнографі.
Ум. друк. арк. 8,37. Обл.-вид. арк. 3,60.
Наклад 50 прим. Зам. № 869.
Редакційно-видавничий відділ НУЧК імені Т.Г. Шевченка.
14013, вул. Гетьмана Полуботка, 53, к. 208.
Тел. 65-17-99.
chnpu.tipograf@gmail.com